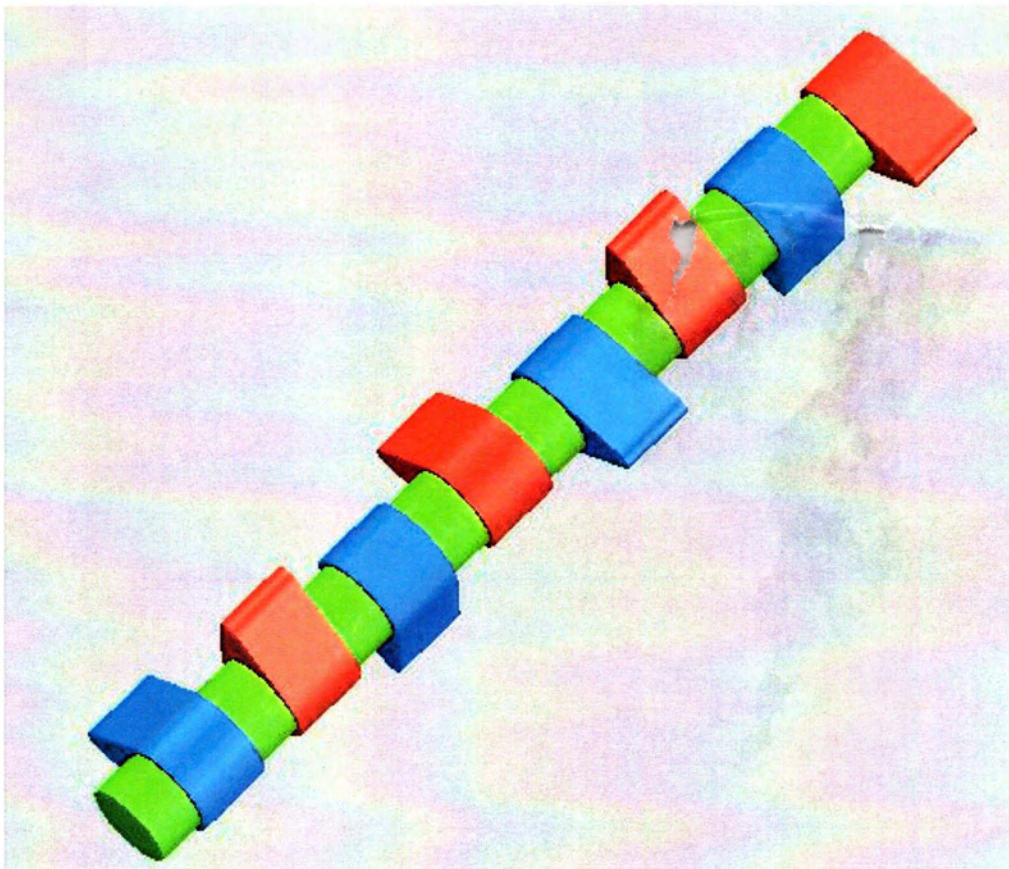


**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ**  
**ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ**  
**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΥ Μ.Ε.Κ. –**  
**ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΛΥΣΗΣ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ**



**ΤΑΚΟΥΜΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των  
απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

**Βόλος, 2011**



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ & ΚΕΝΤΡΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ  
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 10058/1  
Ημερ. Εισ.: 03-11-2011  
Δωρεά: Συγγραφέα  
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ – ΜΜ  
2011  
ΤΑΚ

© 2011 Τακούμης Κωνσταντίνος

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).



**Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:**

Πρώτος Εξεταστής **Δρ. Κ. ΠΑΝΤΑΖΑΡΑΣ**  
(Επιβλέπων) Διδάσκων, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής **Δρ. Α. ΣΤΑΜΑΤΕΛΟΣ**  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής **Δρ. Σ. ΚΑΡΑΜΑΝΟΣ**  
Αναπληρωτής καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας



## Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας κ. Κωνσταντίνο Πανταζάρα για την πολύτιμη βοήθεια, καθοδήγηση και συμπαράστασή του κατά τη διάρκεια της δουλειάς μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, καθηγητές κκ. Αναστάσιο Σταματέλο και Σπυρίδων Καραμάνο για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και για τις πολύτιμες υποδείξεις τους. Οφείλω ευχαριστίες σε όλους τους καθηγητές και το προσωπικό του τμήματος που αφιέρωσαν το χρόνο τους βοηθώντας με σε πολλές περιπτώσεις να συνεχίσω τον ανηφορικό δρόμο της μάθησης του αντικειμένου με το οποίο ασχολήθηκα. Πάνω από όλα είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Γεώργιο και Βασιλεία Τακούμη και τον αδερφό μου Δημήτρη για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια και ιδιαίτερα κατά τη διάρκεια των τελευταίων μηνών της προσπάθειάς μου.

Τακούμης Κωνσταντίνος





**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΥ Μ.Ε.Κ.  
ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΛΥΣΗΣ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ**

**ΤΑΚΟΥΜΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ**

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2011

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Πανταζάρας Κωνσταντίνος Διδάσκων, Τμήμα  
Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας



## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι ο σχεδιασμός εκκέντρων για εκκεντροφόρους άξονες Μ.Ε.Κ. (Μηχανές Εσωτερικής Καύσης), ειδικότερα για κινητήρες με δύο ή τρεις βαλβίδες ανά κύλινδρο, καθώς και η τριβολογική συμπεριφορά του εκκεντροφόρου άξονα στην περιοχή των εκκέντρων.

Ξεκινώντας από δεδομένα σχετικά με νόμους κίνησης βαλβίδων (εισαγωγής-εξαγωγής) γνωστής αυτοκινητοβιομηχανίας έγινε ο σχεδιασμός των αντίστοιχων εκκέντρων για συγκεκριμένες ιδιότητες του σημείου (ή γραμμής) επαφής εκκέντρου – ωστηρίου και στη συνέχεια με χρήση ημιεμπειρικών τύπων υπολογίζεται η κατανομή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης (λίπανση στην ελαστοϋδροδυναμική περιοχή) στις περιοχές των εκκέντρων.

Η διπλωματική εργασία χωρίζεται σε πέντε κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο παρουσιάζονται οι εισαγωγικές έννοιες και οι ορισμοί και δίνεται η θεωρία που σχετίζεται με τους μηχανισμούς εκκέντρων ενώ στο δεύτερο περιγράφονται τα συστήματα βαλβίδων και εκκεντροφόρων σταθερού και μεταβλητού χρονισμού σε Μ.Ε.Κ. Στο τρίτο κεφάλαιο δίνονται καμπύλες λειτουργίας για συγκεκριμένο κινητήρα για διαφορετικούς συνδυασμούς εκκέντρων κατά τη φάση μιας διαδικασίας βελτιστοποίησης λειτουργίας κινητήρα και παράλληλα παρουσιάζεται η συλλογή των νόμων κίνησης βαλβίδων καθώς και η κινηματική τους που απορρέει από αυτούς. Επιπλέον, δίνονται τα αποτελέσματα σχεδιασμού εκκέντρου για κάθε νόμο κίνησης βαλβίδας καθώς και ο σχεδιασμός εκκέντρων μεταβλητού χρονισμού (2D και 3D). Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που σχετίζονται με την τριβολογική συμπεριφορά των εκκέντρων σε ελαστοϋδροδυναμική λίπανση και τέλος στο πέμπτο δίνονται τα συμπεράσματα και οι προοπτικές που εξάγονται από την παρούσα εργασία.



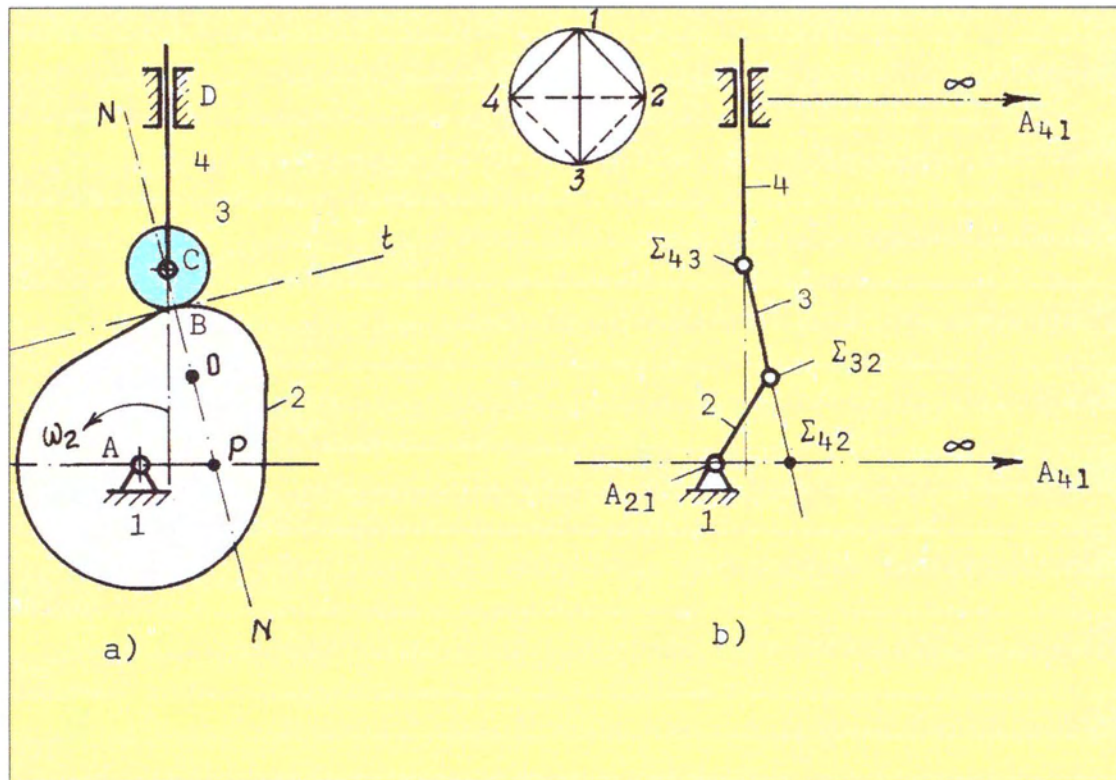
## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ ΚΑΙ ΟΡΙΣΜΟΙ. ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ – ΚΑΜΕΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΑ)</b> .....	17
1.1 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ .....	17
1.2 ΒΑΘΜΟΣ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ .....	19
1.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΕΥΡΕΣΗΣ ΤΩΝ ΣΤΙΓΜΙΑΙΩΝ ΚΕΝΤΡΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ.....	22
1.3.1 Η ΕΝΝΟΙΑ ΤΩΝ ΣΤΙΓΜΙΑΙΩΝ ΚΕΝΤΡΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ (Σ.Κ.Π.) .....	22
1.3.2 ΕΥΡΕΣΗ ΤΩΝ ΣΚΠ ΣΕ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥΣ ΜΕ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΗ ΚΑΜΑ .....	24
1.4 ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΜΕ ΑΡΘΡΩΣΕΙΣ 4 <sup>ης</sup> ΤΑΞΗΣ .....	26
1.4.1 ΚΑΜΕΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΑ).....	26
1.5 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ .....	30
1.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ.....	34
1.7 ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΜΕ ΚΑΜΕΣ .....	38
1.8 ΕΚΛΟΓΗ ΤΟΥ ΝΟΜΟΥ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΟΥ ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ .....	40
1.8.1 ΚΙΝΗΣΗ ΚΑΤΑ ΙΣΟΤΑΧΗ ΝΟΜΟ .....	42
1.8.2 ΚΙΝΗΣΗ ΚΑΤΑ ΠΑΡΑΒΟΛΙΚΟ ΝΟΜΟ.....	44
1.9 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΚΑΜΑΣ. Ο ΡΟΛΟΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ .....	50
1.9.1 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΟΥ ΜΕΓΕΘΟΥΣ $R_0$ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΠΙΕΣΗΣ $\alpha$ Ή ΤΗΝ ΑΚΤΙΝΑ ΜΙΝΙΜΟΥΜ ΤΗΣ ΚΑΤΑΤΟΜΗΣ. ....	52
1.9.2 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΟΥ $\rho_{min}$ ΓΙΑ ΚΑΜΕΣ ΜΕ ΤΡΟΧΟΦΟΡΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ (ΠΕΡΙΠΤΩΣΕΙΣ ΑΙΧΜΗΣ ΚΑΙ ΚΟΙΛΑΔΑΣ) .....	57
1.9.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΤΗΣ ΚΑΜΑΣ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΑΝΤΟΧΗ.....	59
1.10 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΜΩΝ (ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ) .....	61
1.10.1 ΟΙ ΣΥΝΤΕΤΑΓΜΕΝΕΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΤΟΜΗΣ ΓΙΑ ΚΑΜΑ ΜΕ ΤΡΟΧΟΦΟΡΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ.....	61
1.10.2 ΟΙ ΣΥΝΤΕΤΑΓΜΕΝΕΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΤΟΜΗΣ ΓΙΑ ΚΑΜΑ ΜΕ ΠΕΛΜΑΤΟΦΟΡΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ.....	65
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΒΑΛΒΙΔΕΣ - ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΙ</b> .....	71
2.1 ΟΙ ΒΑΛΒΙΔΕΣ. ....	71
2.2 ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΣ .....	77
2.3 ΕΙΔΗ ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΩΝ .....	98
2.4 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ.....	100
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ – ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΩΝ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ</b> .....	105
3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....	105
3.1.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ.....	105
3.1.2 ΒΑΣΙΚΕΣ ΥΠΟΘΕΣΕΙΣ ΤΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ .....	105
3.1.3 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ .....	106
3.1.4 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	106
3.1.5 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ Μ.Ε.Κ. ....	106
3.2 ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΙ ΚΑΙ ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ .....	107
3.3 ΝΟΜΟΙ ΑΝΥΨΩΣΗΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ.....	113
3.3.1 ΑΝΑΛΥΣΗ ΝΟΜΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ ΒΑΛΒΙΔΩΝ.....	113
3.3.2 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ.....	117

<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ ΜΕ ΕΠΙΠΕΔΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ</b>	
.....	141
4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....	141
4.2 ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΑ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΟΥ – ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ. ....	142
ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ .....	142
4.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ .....	144
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ –ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ</b> .....	155
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b> .....	167
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1. ΣΥΛΛΟΓΗ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΟ ΣΗΜΕΙΟ ΕΠΑΦΗΣ ΜΕ ΤΟΝ</b>	
<b>ΑΚΟΛΟΥΘΟ</b> .....	169
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2. ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΚΚΕΝΤΡΟΥ-ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ ΝΟΜΩΝ 10-</b>	
<b>50,15-55,20-60.</b> .....	195

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ Ι

## ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ ΚΑΙ ΟΡΙΣΜΟΙ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ – ΚΑΜΕΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΑ)





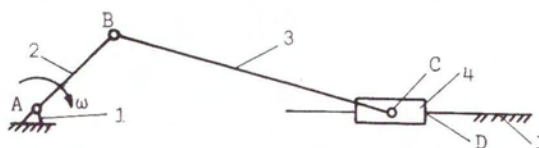


## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ ΚΑΙ ΟΡΙΣΜΟΙ. ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ – ΚΑΜΕΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΑ)

Στο κεφάλαιο αυτό επειδή στο συγκεκριμένο αντικείμενο δεν έχει εκπονηθεί μέχρι σήμερα διπλωματική εργασία κρίθηκε σκόπιμο να παρουσιαστούν οι γενικές έννοιες, ορισμοί και λεπτομερή σχήματα που αφορούν σε μηχανισμούς και ειδικότερα σε έκκεντρα. Έτσι, όπως άλλωστε ζητήθηκε από τον επιβλέποντα της παρούσας εργασίας το κεφάλαιο αυτό θα αποτελεί βιβλιογραφική σύνθεση για άμεση χρήση στο μέλλον σε αντίστοιχες εργασίες. Το μεγαλύτερο τμήμα της βιβλιογραφικής σύνθεσης βασίζεται σε κεφάλαια των εργασιών [3] και [4].

### 1.1 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ

Αυτός ο όρος έχει κυρίαρχη θέση στην όλη ανάπτυξη του περιεχομένου της θεωρίας Μηχανών. Με τον όρο μηχανισμός εννοείται ένα σύνολο σωμάτων συνδεδεμένων μεταξύ τους έτσι που όταν δοθεί κίνηση σε ένα ή περισσότερα από αυτά, τα υπόλοιπα να κάνουν κίνηση κατά εντελώς προκαθορισμένο τρόπο. Τα σώματα εκ των οποίων αποτελείται ο μηχανισμός και που μπορεί να είναι ράβδοι, οδοντωτοί τροχοί, βάρη, κάμες κ.λ.π. ονομάζονται μέλη του μηχανισμού, ενώ οι μεταξύ των μελών συνδέσεις ονομάζονται αρθρώσεις. Για παράδειγμα, στο σχήμα 1.1 δίνεται ο μηχανισμός στροφάλου – διωστήρα - βάρη που λόγω των πάρα πολλών εφαρμογών του είναι πολύ γνωστός.

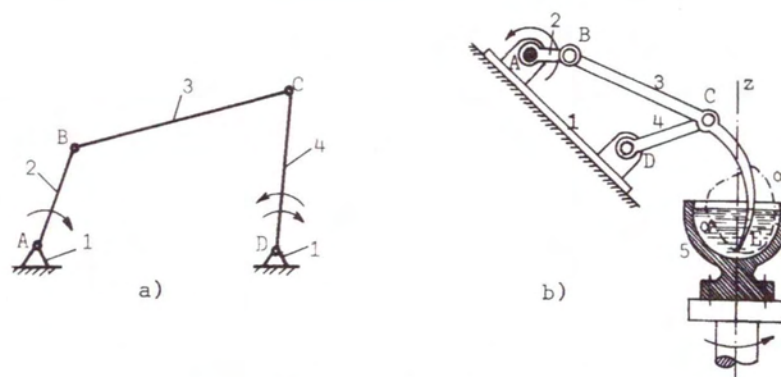


Σχήμα 1.1: Μηχανισμός Στροφάλου-Διωστήρα-Βάρη (ΣΔΒ)

Στον μηχανισμό αυτό τα μέλη έχουν αριθμηθεί με αριθμούς ενώ οι αρθρώσεις με γράμματα. Με τον αριθμό 1 συμβολίζεται το ακίνητο μέλος του μηχανισμού (το σώμα), με το 2 ο περιστρεφόμενος στροφάλος (ράβδος), με το 3 ο διωστήρας (ράβδος) και με το 4 το παλινδρομούν στον οδηγό του 1, βάρη. Οι αρθρώσεις A, B και C επιτρέπουν περιστροφική κίνηση του ενός μέλους ως προς το άλλο ενώ η D ευθύγραμμη παλινδρομική.

Επειδή κάθε μηχανή στη σύνθεσή της αποτελείται από μηχανισμούς (συνήθως περισσότερους του ενός) η μελέτη της κινηματικής αυτών είναι πρωταρχικής σημασίας για την κατανόηση των αλληλοεπιδράσεων τους στην δυναμική της μηχανής και την εν γένει λειτουργία της.

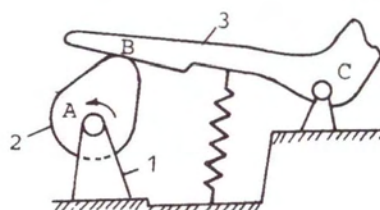
Το σχήμα 2.1 δείχνει ένα μηχανισμό των τεσσάρων ράβδων. Στην πραγματικότητα οι κινούμενες ράβδοι είναι 3, ενώ το σύνολο των μελών μαζί με το σώμα είναι τέσσερα. Είναι μηχανισμός που βρίσκει πάρα πολλές εφαρμογές μία από τις οποίες δίνεται στο σχήμα 2. 1.b σε μηχανή δουλέματος του ζυμαριού.



Σχήμα 2.1: Μηχανισμός των 4<sup>ων</sup> ράβδων

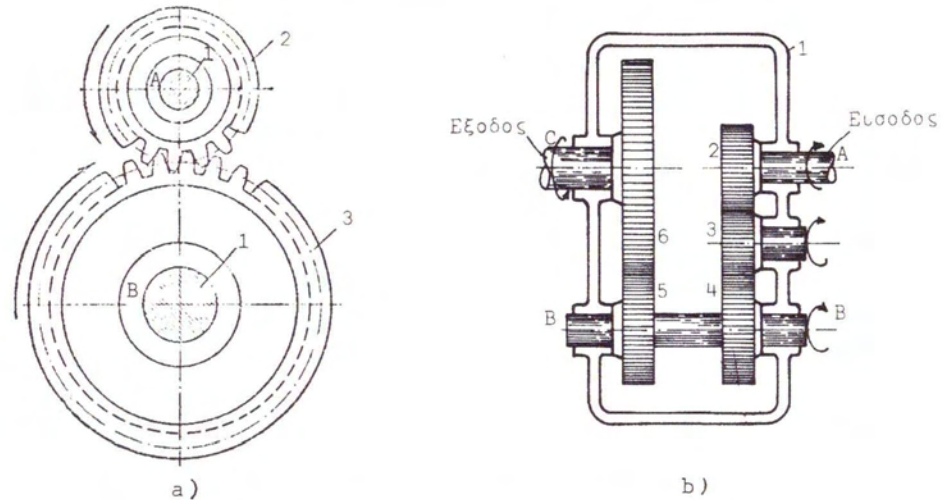
Κατά την περιστροφή του στροφάλου 2 η άκρη E του πτερυγίου που είναι προέκταση του διωστήρα 3 κινείται κατά τη τροχιά αα. Αυτή η κίνηση σε συνδυασμό με περιστροφική κίνηση του δοχείου 5 γύρω από τον άξονα zz συντελούν στο καλό ανακάτεμα.

Ένας άλλος βασικός μηχανισμός με τον οποίο θα ασχοληθούμε αναλυτικότερα στη συνέχεια δίνεται στο σχήμα 3.1. Εδώ φαίνεται ένας μηχανισμός κάμας σαν κι αυτό που χρησιμοποιείται στις μηχανές εσωτερικής καύσης των αυτοκινήτων για το άνοιγμα και το κλείσιμο των βαλβίδων των κυλίνδρων. Όταν στρέφεται η κάμα 2 ο ακόλουθος 3 ανεβοκατεβαίνει και με το άλλο άκρο του ανεβοκατεβάζει τις βαλβίδες (στο σχήμα το μέρος αυτό δεν δείχνεται). Ο νόμος του ανεβοκατεβάσματος του ακολούθου εξαρτάται από την μορφή της κατατομής (περιφέρειας) της κάμας 2.



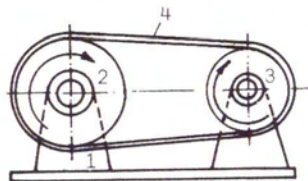
Σχήμα 3.1: Μηχανισμός κάμας (εκκέντρου)

Το σχήμα 4.1 δείχνει μηχανισμούς με οδοντωτούς τροχούς. Στο σχήμα 4.1.a φαίνεται ο απλούστερος τύπος μετάδοσης περιστροφικής κίνησης από την άτρακτο A στην άτρακτο B με ταυτόχρονη μείωση των στροφών λόγω του ότι το γρανάζι 3 είναι μεγαλύτερο από το 2. Στο σχήμα 4.1.b εικονίζεται απλοποιημένα το εσωτερικό ενός μειωτήρα όπου η κίνηση μεταδίδεται από την άτρακτο A στη C μέσω των οδοντωτών τροχών 2,3,4,5 και 6. Εδώ το γρανάζι 3 χρησιμεύει για να επιτευχθεί περιστροφική κίνηση της ατράκτου B κατά την ίδια φορά με αυτήν της A.



Σχήμα 4.1: Μηχανισμός με οδοντωτούς τροχούς

Τέλος το σχήμα 5.1 δείχνει μια μετάδοση με ιμάντα. Χαρακτηριστικό εδώ είναι ότι ένα από τα μέλη του μηχανισμού, ο ιμάντας 4 είναι εύκαμπτος και χάρη σε αυτήν την ιδιότητα γίνεται δυνατό να μεταφερθεί η κίνηση από την τροχαλία 2 στην 3.



Σχήμα 5.1: Μηχανισμός με εύκαμπτο μέλος

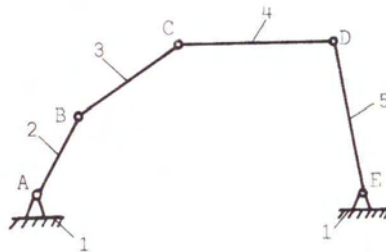
## 1.2 ΒΑΘΜΟΣ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Αν θέλουμε να ξαναδώσουμε τον ορισμό του μηχανισμού, μπορούμε να πούμε ότι αυτός είναι μια κινηματική αλυσίδα στην οποία όταν έχουμε δοσμένη την κίνηση ενός ή περισσότερων κρίκων (μελών) ως προς έναν από τους άλλους που τον θεωρούμε κρίκο αναφοράς όλοι οι άλλοι εκτελούν μονοσήμαντα ορισμένη κίνηση ως προς τον κρίκο αναφοράς. Ο κρίκος ή οι κρίκοι για τους οποίους η κίνηση πρέπει να είναι δοσμένη ονομάζονται 'είσοδος' ή 'κινήτρια μέλη'. Ο κρίκος ο οποίος εκτελεί την κίνηση για την οποία έχει εκπονηθεί ο μηχανισμός λέγεται 'έξοδος' ή 'κινούμενο μέλος', ενώ ο κρίκος αναφοράς που είναι συνήθως ακίνητος λέγεται 'σώμα'.

Ο βαθμός ελευθερίας ή 'κινήτικότητας' του μηχανισμού καθορίζεται από τον αριθμό των μελών του μηχανισμού για τα οποία πρέπει να έχουμε δοσμένη την κίνηση τους ώστε η κίνηση των υπολοίπων ως προς το σώμα να είναι μονοσήμαντα προκαθορισμένη.

Παράδειγμα ο μηχανισμός των τεσσάρων ράβδων (σχήμα 2.1) έχει ένα βαθμό ελευθερίας γιατί αρκεί να δοθεί κίνηση σε ένα μέλος του για να κινηθούν τα

υπόλοιπα εντελώς κατά καθορισμένο τρόπο. Στον μηχανισμό των πέντε ράβδων του σχήματος 6.1 απαιτείται δοσμένη κίνηση για δύο μέλη για να είναι ορισμένη η κίνηση των υπολοίπων. Ο μηχανισμός αυτός έχει δύο βαθμούς ελευθερίας.



Σχήμα 6.1: Μηχανισμός των 5 ράβδων

Ο βαθμός ελευθερίας ή κινητικότητα επίπεδου μηχανισμού, δηλαδή μηχανισμού του οποίου τα μέλη κινούνται σε ένα επίπεδο ή σε παράλληλα επίπεδα μπορεί να υπολογιστεί με τον τύπο του Chebishef (1869):

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (1)$$

Όπου

$n$  : είναι ο αριθμός των κινούμενων μελών, δηλαδή ο αριθμός όλων των μελών πλην ενός που είναι το ακίνητο σώμα.

$P_5$  : είναι ο αριθμός των αρθρώσεων πέμπτης τάξης που περιορίζουν δηλαδή τις πέντε από τις έξι δυνατές κινήσεις που μπορούσε να κάνει το μέλος ως προς το άλλο αν ήταν ελεύθερο.

$P_4$  : είναι ο αριθμός των αρθρώσεων τέταρτης τάξης.

Η εφαρμογή του παραπάνω τύπου για τον μηχανισμό των τεσσάρων ράβδων (σχήμα 2.1) δίνει:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 0 = 1$$

Για το μηχανισμό των πέντε ράβδων δίνει:

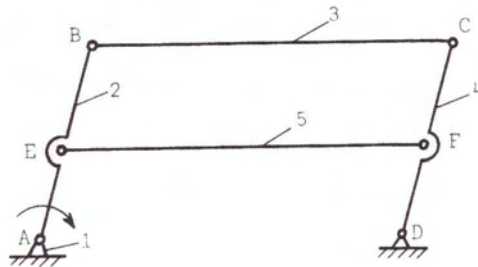
$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 \cdot 0 = 2$$

Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί το σκεπτικό του τύπου του Chebishef. Τα κινούμενα μέλη αν ήταν ελεύθερα στο χώρο, θα είχαν  $6n$  βαθμούς ελευθερίας ενώ κινούμενα στο επίπεδο που τους κόβει από τρεις βαθμούς θα είχαν  $3n$  βαθμούς ελευθερίας. Κάθε άρθρωση πέμπτης τάξης κόβει από κάθε μέλος στο χώρο 5 βαθμούς ενώ στο επίπεδο (5-3) γι' αυτό οι  $P_5$  αρθρώσεις κόβουν συνολικά  $2P_5$  βαθμούς ελευθερίας. Η άρθρωση της τέταρτης τάξης κόβει στο χώρο 4 βαθμούς ελευθερίας ενώ στο επίπεδο (4-3) βαθμούς γι' αυτό οι  $P_4$  αρθρώσεις κόβουν  $1 P_4 = P_4$  βαθμούς. Αρθρώσεις τρίτης, δεύτερης και πρώτης τάξης δεν συμβιβάζονται από την φύση τους με αποκλειστική εργασία σε επίπεδο γι' αυτό στον λογαριασμό δεν μπαίνουν. Έτσι η διαφορά μεταξύ συνολικού αριθμού βαθμών ελευθερίας που θα

είχαν τα μέλη κινούμενα ελεύθερα στο επίπεδο και του συνολικού αριθμού των περιορισμών που βάζουν οι αρθρώσεις που τα συνδέουν δίνει τον βαθμό ελευθερίας του συστήματος.

Στις μηχανοκατασκευές χρησιμοποιούνται βασικά μηχανισμοί με ένα βαθμό ελευθερίας και σπάνια με δύο βαθμούς ή και περισσότερους. Μηχανισμός με δύο βαθμούς ελευθερίας είναι για παράδειγμα το διαφορικό των αυτοκινήτων.

Κατά την εφαρμογή του τύπου Chebishef προκειμένου να ερευνηθεί ο βαθμός κινητικότητας του μηχανισμού πρέπει να δίνεται προσοχή στο αν υπάρχουν στον μηχανισμό περιττά μέλη που με τις αρθρώσεις τους δίνουν περίσσιους περιορισμούς ελευθερίας. Με τον όρο περιττά μέλη εννοούνται μέλη που κι αν αφαιρεθούν τίποτα δεν αλλάζει στην κινηματική του μηχανισμού. Για παράδειγμα ας δούμε τον μηχανισμό του σχήματος 7.1.



Σχήμα 7.1: Μηχανισμός με περιττά μέλη

Στον μηχανισμό αυτόν τα μήκη των ράβδων έχουν εκλεγεί έτσι που και κινούμενα, το τετράπλευρο ABCD να παραμένει πάντοτε παραλληλόγραμμο ( $AB = CD$ ,  $BC = AD$ ). Επειδή ταυτόχρονα έχουμε και  $AE = DF$  η ράβδος 5 δεν εμποδίζει την κίνηση των υπολοίπων μελών. Αυτή όμως πρέπει ως προς την κινηματική του μηχανισμού να θεωρηθεί ως 'περιττό μέλος' και να μη ληφθεί υπ' όψη κατά την εφαρμογή του τύπου Chebishef.

Χωρίς αυτή την ράβδο έχουμε:

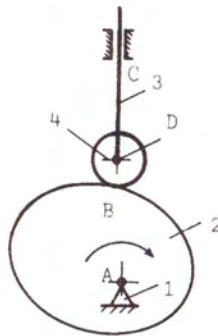
$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Δηλαδή βρήκαμε ένα βαθμό κινητικότητας που είναι και η πραγματικότητα. Αν λογαριάζαμε και την ράβδο 5 θα είχαμε :

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$$

Όπως φαίνεται από το παραπάνω αποτέλεσμα ο μηχανισμός δεν θα έπρεπε να είχε καμία κινητικότητα και να είναι φορέας, πράγμα που δεν συμβαίνει.

Επίσης πρέπει να δίνεται προσοχή μήπως στον μηχανισμό υπάρχουν επουσιώδεις βαθμοί κινητικότητας που μπορεί να οδηγήσουν με τυπική εφαρμογή του τύπου Chebishef σε λανθασμένα συμπεράσματα. Παράδειγμα ο μηχανισμός του παρακάτω σχήματος.



Σχήμα 8.1: Μηχανισμός που περιέχει επουσιώδη βαθμό κινητικότητας

Στον μηχανισμό αυτό της κάμας ο μικρός τροχός 4 που βρίσκεται στο κάτω μέρος του ακολούθου 3 κινηματικά δεν παίζει κανένα ρόλο γιατί κι αν συγκολληθεί με τον ακόλουθο και του στερηθεί η δυνατότητα να περιστρέφεται, δεν επηρεάζεται ο νόμος κίνησης του ακολούθου κατά την περιστροφή της κάμας. Αν θεωρηθεί σαν ένα σώμα με τον ακόλουθο, τότε ο τύπος Chebishef μας δίνει:

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 1$$

( Η άρθρωση B είναι τέταρτης τάξης γι' αυτό  $P_4=1$ )

Αν θεωρηθεί ως ξεχωριστό μέλος τότε :

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 \cdot 1 = 2$$

Σύμφωνα με τον τελευταίο υπολογισμό ο βαθμός κινητικότητας του μηχανισμού είναι 2, θα έπρεπε δηλαδή, για να υπάρχει μονοσήμαντα ορισμένη κίνηση του ακολούθου που είναι το κινούμενο μέλος να υπάρχουν δύο κινητήρια μέλη με δοσμένη κίνηση.

Μπορούσαμε να θεωρήσουμε ως δεύτερο κινητήριο μέλος τον τροχό 4. Με την περιστροφή του 4 όμως η κίνηση του ακολούθου δεν επηρεάζεται γι' αυτό ο περίσσιος βαθμός ελευθερίας που υπολογίστηκε είναι επουσιώδης.

### 1.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΕΥΡΕΣΗΣ ΤΩΝ ΣΤΙΓΜΙΑΙΩΝ ΚΕΝΤΡΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ

#### 1.3.1 Η ΕΝΝΟΙΑ ΤΩΝ ΣΤΙΓΜΙΑΙΩΝ ΚΕΝΤΡΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ (Σ.Κ.Π.)

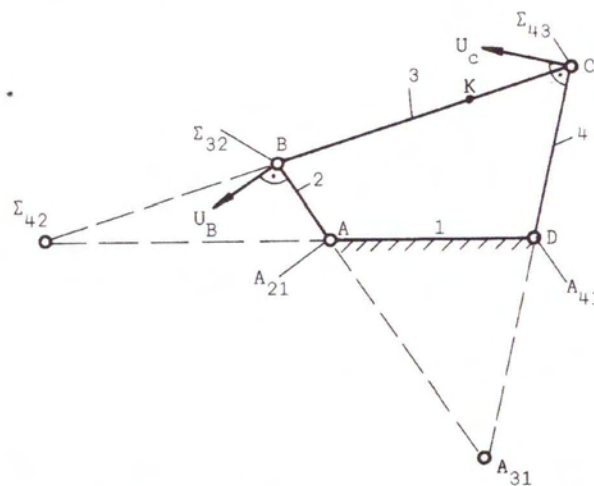
Από τη θεωρητική Μηχανική είναι γνωστό ότι μια οποιαδήποτε κίνηση ενός στερεού σώματος στο επίπεδο, μπορεί να θεωρηθεί για κάθε χωριστή στιγμή του χρόνου ως περιστροφική κίνηση γύρο από κάποιο κέντρο που ονομάζεται 'Στιγμαίο Κέντρο Περιστροφής' (ΣΚΠ). Αυτή η ονομασία εξηγείται γιατί ανάλογα από τον χαρακτήρα της κίνησης το κέντρο αυτό μπορεί να αλλάζει θέση στο επίπεδο από στιγμή σε στιγμή, να πλησιάζει ή να απομακρύνεται από το σώμα. Μόνο όταν το σώμα κάνει κυκλική κίνηση το κέντρο έχει σταθερή θέση. Κατ' αυτή τη θεώρηση της

επίπεδης κίνησης και η ευθύγραμμη κίνηση θεωρείται ως περιστροφική γύρω όμως από κέντρο που είναι απομακρυσμένο στο άπειρο. Η διεύθυνση κατά την οποία υπάρχει αυτό το κέντρο είναι κάθετη στην ευθύγραμμη τροχιά κατά την οποία κινείται το σώμα.

Η χρησιμοποίηση των στιγμιαίων κέντρων περιστροφής για τη μελέτη της κίνησης των μελών του μηχανισμού σε πολλές περιπτώσεις διευκολύνει αρκετά την κινηματική ανάλυση. Τα μέλη επίπεδου μηχανισμού είναι κι αυτά σώματα που κάνουν επίπεδη κίνηση γι' αυτό για κάθε δοσμένη στιγμή μπορούν να αντιμετωπιστούν ως περιστρεφόμενα γύρω από κάποιο στιγμιαίο κέντρο.

Όταν η κίνηση των μελών του μηχανισμού εξετάζεται σε σχέση με το σώμα της μηχανής τότε η κίνηση θεωρείται απόλυτη ενώ όταν εξετάζεται σε σχέση με άλλα μέλη του μηχανισμού, σχετική. Για αυτό το λόγο τα μεν στιγμιαία κέντρα που χαρακτηρίζουν την κίνηση των μελών ως προς το σώμα της μηχανής ονομάζονται "στιγμιαία κέντρα στην απόλυτη κίνηση" ενώ τα άλλα "στιγμιαία κέντρα στην σχετική κίνηση". Τα πρώτα συμβολίζονται με το γράμμα Α (από τη λέξη απόλυτο) και τα δεύτερα με το γράμμα Σ (από τη λέξη σχετικό). Τα γράμματα αυτά θα έχουν δείκτες δύο αριθμούς. Ο πρώτος θα είναι ο αριθμός του μέλους που στην εξεταζόμενη στιγμή θα θεωρείται ως περιστρεφόμενο ενώ ο δεύτερος, ο αριθμός του μέλους ως προς το οποίο εξετάζεται η περιστροφή. Παράδειγμα. Ο συμβολισμός  $A_{31}$  σημαίνει, στιγμιαίο κέντρο περιστροφής στην απόλυτη κίνηση του μέλους 3 ως προς το σώμα 1 της μηχανής, ενώ ο συμβολισμός  $\Sigma_{32}$  σημαίνει στιγμιαίο κέντρο περιστροφής του μέλους 3 στη σχετική κίνησή του ως προς το μέλος 2.

Στο παρακάτω σχήμα δίνονται σε μηχανισμό των 4 ράβδων τα στιγμιαία κέντρα περιστροφής των μελών του.



Σχήμα 9.1: Τοποθέτηση των στιγμιαίων κέντρων σε μηχανισμό των 4<sup>ων</sup> ράβδων

Η εύρεση της θέσης των στιγμιαίων κέντρων δεν παρουσιάζει δυσκολίες για τους απλούς μηχανισμούς. Όπως είναι γνωστό, πάλι από τη Θεωρητική Μηχανική, το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής ενός σώματος βρίσκεται εκεί που τέμνονται δύο ευθείες που ξεκινούν από δύο σημεία του σώματος, οι διευθύνσεις των ταχυτήτων των οποίων είναι γνωστές και οι ευθείες είναι κάθετες σε αυτές τις διευθύνσεις. Για παράδειγμα στο σχήμα 9.1 η εύρεση του  $A_{31}$  έγινε με προέκταση των γραμμών AB και CD μέχρι που αυτές να συναντηθούν. Οι γραμμές αυτές από τη φύση τους

είναι κάθετες στις απόλυτες ταχύτητες  $U_B$  και  $U_C$  των σημείων B και C του διωστήρα. Το  $\Sigma_{42}$  βρέθηκε κατ' ανάλογο τρόπο. Εδώ θεωρείται το μέλος AB ως ακίνητο και κινούμενα ως προς αυτό τα άλλα μέλη του μηχανισμού.

Τα στιγμιαία κέντρα περιστροφής μελών του μηχανισμού ως προς γειτονικά τους μέλη συμπίπτουν με τις περιστροφικές αρθρώσεις με τις οποίες αυτά συνδέονται. Παράδειγμα είναι τα στιγμιαία κέντρα  $A_{21}$ ,  $A_{41}$ ,  $\Sigma_{32}$ ,  $\Sigma_{43}$ . (Οι αρθρώσεις A και D του σχήματος 9.1 καταχρηστικά ονομάζονται στιγμιαία κέντρα, είναι φανερό ότι δεν αλλάζουν θέση καθ' όλη τη λειτουργία του μηχανισμού).

Γνωρίζοντας τη θέση των στιγμιαίων κέντρων περιστροφής μπορεί σχετικά γρήγορα να υπολογιστεί:

1. Η γωνιακή ταχύτητα οποιουδήποτε μέλους του μηχανισμού.
2. Η ταχύτητα οποιουδήποτε σημείου του μέλους

### Παράδειγμα 1.

Η γωνιακή ταχύτητα του μέλους 3 (σχήμα 9.1) στην απόλυτη κίνησή του ισούται:

$$\omega_3 = \frac{U_B}{l_{A_31B}} \quad \text{επειδή} \quad U_B = \omega_2 \cdot l_{AB}$$

$$\omega_3 = \frac{l_{AB}}{l_{A_31B}} \cdot \omega_2$$

Επίσης η γωνιακή ταχύτητα του μέλους 4 βγαίνει από τις σχέσεις:

$$U_C = \omega_3 \cdot l_{A_31C} \quad U_C = \omega_4 \cdot l_{CD}$$

$$\text{Απ' όπου} \quad \omega_4 = \frac{l_{A_31C}}{l_{CD}} \cdot \omega_3$$

Όπου :  $l_{A_31B}$  και  $l_{A_31C}$ , είναι οι αποστάσεις των σημείων B και C από το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής  $A_{31}$ .

Και :  $l_{AB}$  και  $l_{CD}$  οι αποστάσεις του B από την άρθρωση A και C από τη D

### Παράδειγμα 2.

Το μέγεθος της ταχύτητας του σημείου K του διωστήρα (σχήμα 9.1) βρίσκεται :

$$U_K = \omega_3 \cdot l_{A_31K}$$

Όπου :  $l_{A_31K}$  είναι η απόσταση του K από το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής  $A_{31}$ .

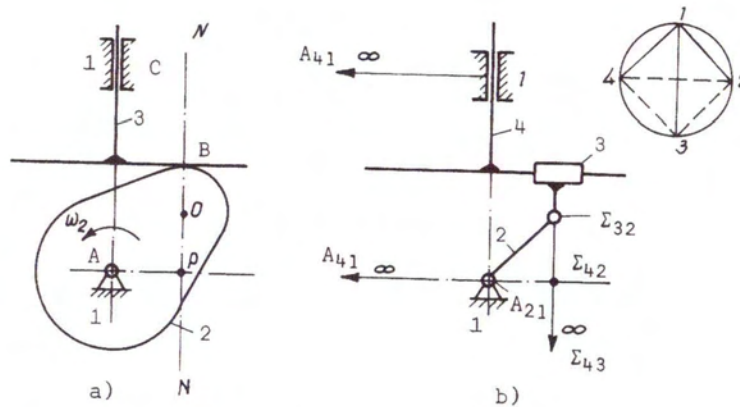
Η διεύθυνση της ταχύτητας  $U_K$  είναι κάθετη στην ευθεία που συνδέει το  $A_{31}$  με το K.

## **1.3.2 ΕΥΡΕΣΗ ΤΩΝ ΣΚΠ ΣΕ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥΣ ΜΕ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΗ ΚΑΜΑ**

Στο σχήμα 10.1.α δίνεται μηχανισμός κάμας με πελματοφόρο ακόλουθο που κάνει παλινδρομική κίνηση και στο σχήμα 10.1.β δίνεται ο ισοδύναμος του μηχανισμός με αρθρώσεις μόνο 5<sup>ης</sup> τάξης. Εδώ τα στιγμιαία κέντρα περιστροφής  $A_{41}$  και  $\Sigma_{43}$  είναι απομακρυσμένα στο άπειρο ενώ τα  $A_{21}$  και  $\Sigma_{32}$  συμπίπτουν με τις αρθρώσεις. Το πρώτο με την άρθρωση A ενώ το δεύτερο με το κέντρο



καμπυλότητας  $O$  της κατατομής της κάμας το οποίο κέντρο καμπυλότητας αντιστοιχεί στο σημείο  $B$  της καμπύλης της κατατομής αυτής. Στον αντικαταστάτη μηχανισμό το κέντρο  $O$  έχει μεταβληθεί σε άρθρωση.



Σχήμα 10.1: Μηχανισμός κάμας (εκκέντρου) με πελματοφόρο ακόλουθου

Το στιγμιαίο κέντρο  $\Sigma_{42}$  που είναι το 'κοινό σημείο' των μελών 2 και 4 βρίσκεται στην τομή των ευθειών που περνάνε, η μία από τα ΣΚΠ  $A_{21}$  και  $A_{41}$  και η άλλη από τα ΣΚΠ  $\Sigma_{32}$  και  $\Sigma_{43}$ . Η θέση του  $\Sigma_{42}$  μας επιτρέπει να γράψουμε:

$$\omega_2 \cdot L_{A_{21}-\Sigma_{42}} = U_4$$

Επειδή με τον αριθμό 4 έχει αριθμηθεί στο σχήμα 10.1.b επί του οποίου και γίνονται οι συλλογισμοί, το μέλος 3 του αρχικού μηχανισμού, γι' αυτό μπορούμε να διατυπώσουμε:

$$U_3 = \omega_2 \cdot L_{A_{21}-\Sigma_{42}}$$

Η λύση αυτή προκύπτει φέρνοντας από το σημείο  $B$  την  $N-N$  κάθετο στο πέλμα του ακολούθου. Εκεί που αυτή τέμνει την ευθεία που περνάει από τον άξονα περιστροφής της κάμας  $A$  και έχει διεύθυνση κάθετη στην διεύθυνση του οδηγού  $C$  βρίσκεται το  $\Sigma_{42}$  που στο σχήμα 10.1.a το συμβολίζεται με το γράμμα  $P$ . Έτσι σύμφωνα με το σχήμα 10.1.a έχουμε:

$$U_3 = \omega_2 \cdot L_{AP}$$

Στο σχήμα 11.1.a δίνεται πάλι μηχανισμός κάμας όμως αυτή τη φορά με τροχοφόρο ακόλουθο. Στο σχήμα 11.1.b δίνεται ο ισοδύναμος του μηχανισμός με αρθρώσεις μόνο 5<sup>ης</sup> τάξης. Το κέντρο καμπυλότητας  $O$  της κατατομής της κάμας που αντιστοιχεί στο σημείο  $B$  ( της επαφής του τροχού του ακολούθου με τη κάμα), στον αντικαταστάτη μηχανισμό άλλαξε σε άρθρωση που ταυτόχρονα εκπροσωπεί το ΣΚΠ  $\Sigma_{32}$ .

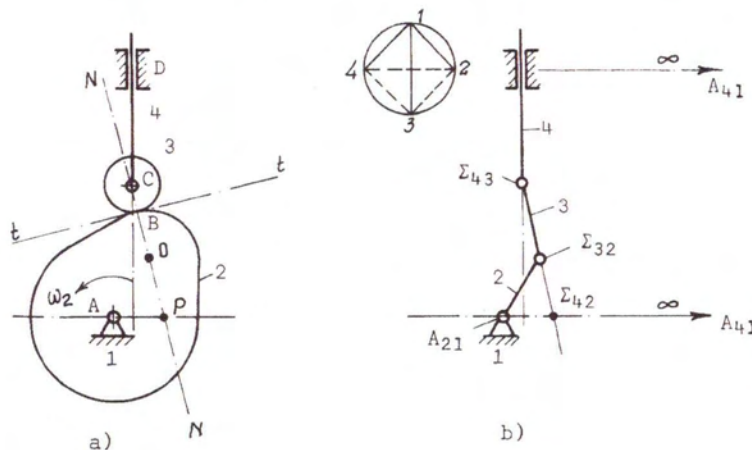
Με βάση το γράφημα στο πάνω αριστερά μέρος του σχήματος 11.1.b βρέθηκε το στιγμιαίο κέντρο  $\Sigma_{42}$  στην τομή των ευθειών  $A_{21} - A_{41}$  και  $\Sigma_{43} - \Sigma_{32}$ . Επειδή σε αυτό το σημείο η ταχύτητα των μελών 2 και 4 συμπίπτει, μπορούμε να γράψουμε την ισότητα:

$$\omega_2 \cdot L_{A_{21}-\Sigma_{42}} = U_4$$

Η λύση αυτή επίσης προκύπτει βρίσκοντας στο σχήμα του αρχικού μηχανισμού το σημείο  $P$  στην τομή της  $N-N$  με την γραμμή που περνάει από το κέντρο περιστροφής της κάμας  $A$  και έχει διεύθυνση κάθετη στη διεύθυνση του οδηγού  $D$  του

ακολουθού. Η γραμμή N-N στην περίπτωση που δεν είναι γνωστή η θέση του κέντρου καμπυλότητας στο δοσμένο τμήμα της κατατομής της κάμας, χαράσσεται κάθετη στην εφαπτομένη t-t στον τροχίσκο του ακολούθου στο σημείο επαφής B. Η t-t είναι κοινή εφαπτομένη και στην κατατομή της κάμας στο ίδιο σημείο. Έχοντας το P η ταχύτητα του ακολούθου βρίσκεται:

$$U_4 = \omega_2 \cdot L_{AP}$$



Σχήμα 11.1: Μηχανισμός κάμας (εκκέντρου) με τροχοφόρο ακόλουθο

Από τα παραπάνω παραδείγματα βγαίνει ότι για την εύρεση του P πρέπει να φέρνουμε:

1. Την N-N που είναι πάντοτε κάθετη στην κοινή εφαπτομένη των στοιχείων που συγκροτούν την άρθρωση της 4<sup>ης</sup> τάξης.
2. Ευθεία που να περνά από τους άξονες περιστροφής των μελών που συνδέονται με την άρθρωση της 4<sup>ης</sup> τάξης. Αν ένα εκ των μελών αυτών κάνει ευθύγραμμη κίνηση τότε η ευθεία αυτή να περνά από τον άξονα περιστροφής του περιστρεφόμενου μέλους και να είναι κάθετη στη διεύθυνση της ευθύγραμμης κίνησης του άλλου.

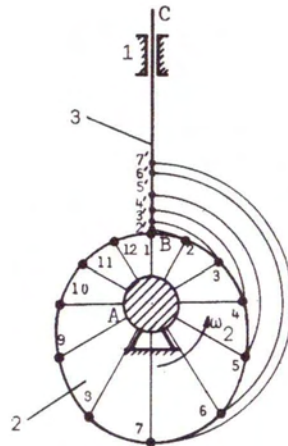
Το σημείο τομής των παραπάνω ευθειών δίνει τη θέση του σημείου P. Στο σημείο αυτό τα συνδεόμενα με την άρθρωση 4<sup>ης</sup> τάξης μέλη έχουν την ίδια ταχύτητα.

## 1.4 ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΜΕ ΑΡΘΡΩΣΕΙΣ 4<sup>ης</sup> ΤΑΞΗΣ

### 1.4.1 ΚΑΜΕΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΑ)

Από τους μηχανισμούς που στις αρθρώσεις τους συμπεριλαμβάνονται και αρθρώσεις 4<sup>ης</sup> τάξης την μεγαλύτερη διάδοση πήραν οι κάμες και οι οδοντωτές μεταδόσεις.

Παράδειγμα μηχανισμού κάμας σε απλοποιημένη μορφή δίνεται στο σχήμα 12.1. Είναι μηχανισμός με τρία μέλη, εκ των οποίων το (1) είναι το σώμα που είναι ακίνητο, το (2) είναι η κάμα που κάνει περιστροφική κίνηση και το (3) είναι ο ακόλουθος που κάνει παλινδρομική κίνηση.



Σχήμα 12.1: Απλοποιημένη μορφή μηχανισμού δισκοειδούς κάμας

Σύμφωνα με τον τύπο του Τσέμπισεφ βρίσκουμε ότι ο βαθμός κινητικότητας του μηχανισμού αυτού είναι 1.

Πράγματι,

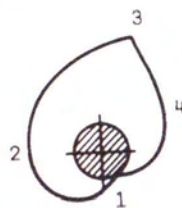
$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

(Οι αρθρώσεις 5<sup>ης</sup> τάξης είναι οι Α και C ενώ της 4<sup>ης</sup> τάξης είναι η επαφή Β, του ακολούθου με την περιφέρεια της κάμας). Κατά την περιστροφή της κάμας ο ακόλουθος μετατοπίζεται, ενώ το κάτω σημείο του που εφάπτεται της κάμας διαδοχικά περνά από τις θέσεις 2', 3', 4', κ.λ.π. (σχήμα 12.1).

Είναι φανερό ότι ο νόμος κίνησης του ακολούθου εξαρτάται από την μορφή της περιφέρειας της κάμας. (Επειδή υπάρχουν κάμες στις οποίες η περιφέρεια αυτή είναι περιφέρεια κύκλου και η περιστροφή τους γίνεται γύρο από άξονα που δεν περνάει από το γεωμετρικό κέντρο του κύκλου και οι κάμες στην πραγματικότητα είναι έκκεντροι δίσκοι γι' αυτό συχνά συναντάμε για τις κάμες αυτές και την ονομασία "έκκεντρα" και τους άξονες που φέρουν τις κάμες εκκεντροφόρους άξονες).

Μπορούμε να δώσουμε διάφορες μορφές στην κατατομή της κάμας προκειμένου να πετύχουμε τον επιθυμητό νόμο κίνησης του ακολούθου. Για παράδειγμα στο σχήμα 13.1 δίνεται μία κατατομή κάμας που χρησιμοποιείται στις κλωστικές μηχανές. Η καμπύλη 1, 2, 3 χρησιμεύει για άνοδο του δακτυλιοφόρου φορίου της μηχανής κατά τρόπο που να εξασφαλίζει τύλιγμα της κλωστής στον κώνο του μασουριού με σταθερό βήμα ενώ η καμπύλη 3, 4, 1 για την κάθοδο του δακτυλιοφόρου φορίου έτσι που το τύλιγμα της κλωστής να γίνεται πάλι με σταθερό όμως μεγαλύτερο βήμα. (Λόγω της μορφής της κάμας του σχήματος 13.1 στην γλώσσα των μαστόρων αυτή ονομάζεται καρδιά).



Σχήμα 13.1: Κατατομή κάμας κλωστριών

Για πολύστροφες κάμες (εκκεντροφόρους άξονες μηχανής εσωτερικής καύσης) ενδιαφέρει στις περισσότερες περιπτώσεις το μέγεθος της διαδρομής και η δυναμική της κίνησης του ακολούθου. Οι κατατομές των καμών σ' αυτές τις περιπτώσεις εκλέγονται με κριτήριο τις επιταχύνσεις που αναπτύσσουν στον ακόλουθο.

Κινηματικά θα εξετάσουμε τις επόμενες κατηγορίες μηχανισμών με κάμες που είναι και οι πιο διαδεδομένες.

1. Ο ακόλουθος συνεργάζεται με την κάμα μέσω μικρού τροχού ο οποίος μετακινείται ευθύγραμμα και η γραμμή μετακίνησής του περνάει μέσα από το κέντρο περιστροφής της κάμας. (Σχήμα 14.1)



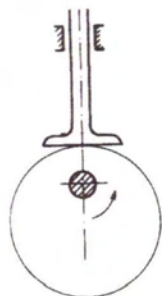
Σχήμα 14.1: Κάμα με ακόλουθο κινούμενο σε ακτινική κατεύθυνση

2. Ο ακόλουθος συνεργάζεται με την κάμα μέσω μικρού τροχού ο οποίος μετακινείται και εδώ ευθύγραμμα αλλά η γραμμή μετακίνησής του δεν περνάει από το κέντρο περιστροφής της κάμας. (Σχήμα 15.1)

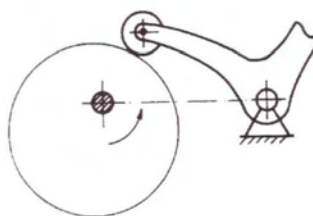


Σχήμα 15.1: Κάμα με ακόλουθο κινούμενο σε μη ακτινική κατεύθυνση

3. Ο ακόλουθος συνεργάζεται με την κάμα μέσω επίπεδου πέλματος το οποίο μετακινείται ευθύγραμμα και η ευθεία κατά την οποία γίνεται η μετακίνησή του περνάει μέσα από το κέντρο περιστροφής της κάμας. (Σχήμα 16.1)
4. Ο ακόλουθος συνεργάζεται με την κάμα μέσω μικρού τροχού, δεν μετακινείται ευθύγραμμα αλλά περιστρέφεται γύρω από κάποιο ακίνητο άξονα ο οποίος με την περιστροφή της κάμας εκτελεί ταλάντωση ( Σχήμα 17.1)

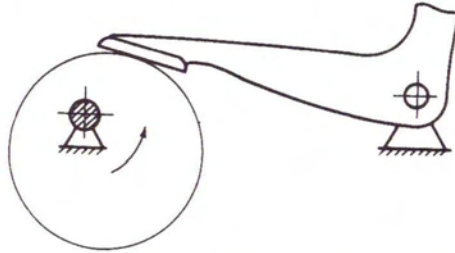


Σχήμα 16.1: Κάμα με πελματοφόρο ακόλουθο



Σχήμα 17.1: Μηχανισμός κάμας με ταλαντευόμενο τροχοφόρο ακόλουθο

5. Ο ακόλουθος συνεργάζεται με την κάμα μέσω πέλματος και η κίνησή του είναι ανάλογη με αυτήν της προηγούμενης περίπτωσης. (Σχήμα 18.1)



Σχήμα 18.1: Μηχανισμός κάμας με ταλαντευόμενο πελματοφόρο ακόλουθο

Η κινηματική ανάλυση αυτών των μηχανισμών περιλαμβάνει την διερεύνηση των πιο κάτω συναρτήσεων.

A. Για κάμες με ευθύγραμμο μετατοπιζόμενο ακόλουθο (σχήματα 14.1, 15.1, 16.1):

- |                              |                                    |
|------------------------------|------------------------------------|
| 1) $S = S(\phi_k)$           | 3) $A_\phi = A_\phi(\phi_k)$       |
| 2) $U_\phi = U_\phi(\phi_k)$ | 4) $\alpha_\pi = \alpha_\pi(\phi)$ |

B. Για κάμες που ακόλουθος κάνει περιστροφική κίνηση (σχήματα 17.1, 18.1)

- |  |  |
|--|--|
| 1) $\gamma = \gamma(\phi_k)$           | 3) $\epsilon_\phi = \epsilon_\phi(\phi_k)$ |
| 2) $\omega_\phi = \omega_\phi(\phi_k)$ | 4) $\alpha_\pi = \alpha_\pi(\phi_k)$       |

όπου

$\phi_k$  : η γωνία περιστροφής της κάμας που είναι η ανεξάρτητη μεταβλητή όλων των προαναφερθέντων συναρτήσεων.

$S$  : είναι η μετατόπιση του ακολούθου

$U_\phi$  : είναι η παράγωγος  $ds/d\phi_k$  που την ονομάζουμε "μέτρο ταχύτητας".

Το μέτρο ταχύτητας αν πολλαπλασιαστεί με την γωνιακή ταχύτητα της κάμας μας δίνει την ταχύτητα του ακολούθου.

$$\frac{ds}{d\phi_k} \cdot \omega_k = \frac{ds}{d\phi_k} \cdot \frac{d\phi_k}{dt} = U$$

$A_\phi$  : είναι η παράγωγος  $d^2s/d\phi_k^2$  και κατά αναλογία ονομάζεται το μέτρο της επιτάχυνσης του ακολούθου.

$\gamma$  : είναι η γωνία περιστροφής του ακολούθου.

$\omega_\phi$  : είναι η παράγωγος  $d\gamma/d\phi_k$  μέγεθος που το ονομάζουμε " μέτρο της γωνιακής ταχύτητας" του ακολούθου.

$\epsilon_\phi$  : είναι το μέτρο της γωνιακής επιτάχυνσης του ακολούθου και αντιστοιχεί στην παράγωγο  $d^2\gamma/d\phi_k^2$

$\alpha_\pi$  : είναι η γωνία μεταξύ της καθέτου στην εφαπτομένη της κάμας στο σημείο συνεργασίας της με τον ακόλουθο και της διεύθυνσης κατά την οποία μπορεί να μετατοπιστεί ο ακόλουθος.

Η γωνία αυτή που ονομάζεται “γωνία πίεσης” είναι ένα κριτήριο της ικανότητας προς εργασία της κάμας. Για να γίνει αντιληπτό ας υποθέσουμε ότι για την ανύψωση του ακολούθου πρέπει να εφαρμοστεί μια σταθερή δύναμη  $G$ . Στο σχήμα 19.1.a που η γωνία  $\alpha=0$ , η δύναμη  $P$  που απαιτείται για την ανύψωση του ακολούθου είναι ίση με  $G$ . Στο σχήμα 19.1.b που η  $\alpha$  έχει ορισμένη τιμή η δύναμη  $P'$  που απαιτείται για την ανύψωση αν δεν ληφθούν υπ' όψη οι δυνάμεις τριβής που δημιουργούνται στον οδηγό του ακολούθου, είναι:

$$P' = G / \cos\alpha \quad (1)$$

Από την εξίσωση (1) καταλαβαίνουμε ότι όσο μεγαλύτερη γίνεται η γωνία πίεσης  $\alpha$  τόσο μεγαλώνει και η  $P'$ . Αναλύοντας την  $P'$  στις συνιστώσες  $P'n$  και  $P't$  διαπιστώνουμε ότι η  $P't$  δημιουργεί ροπή στον ακόλουθο ίση με  $P't \cdot L_1$  που αντισταθμίζεται από την ροπή των αντιδράσεων  $N$  που δημιουργούνται στον οδηγό του ακολούθου. Οι αντιδράσεις αυτές δημιουργούν με τη σειρά τους δυνάμεις τριβής που αντιστέκονται στην μετακίνηση του ακολούθου. Επειδή το μέγεθος της  $P't$  μεγαλώνει όσο μεγαλώνει η  $\alpha$  και κατά συνέπεια μεγαλώνουν και οι δυνάμεις τριβής οι οποίες όταν φτάσουν μία τιμή ο ακόλουθος χάνει την κινητικότητά του. (δεν μπορεί να μετακινηθεί όσο κι αν μεγαλώσει η  $P'$ )

Για να μην συμβεί αυτό η γωνία πίεσης  $\alpha$  δεν πρέπει να υπερβεί ορισμένη τιμή ασφαλείας που συνήθως είναι  $30^\circ$  (σε ειδικές περιπτώσεις μπορεί να φτάνει  $40^\circ$ ). Η διερεύνηση του μεγέθους που παίρνει η  $\alpha$  κατά την περιστροφή της κάμας δίνει μια εικόνα των συνθηκών που αυτή εργάζεται.

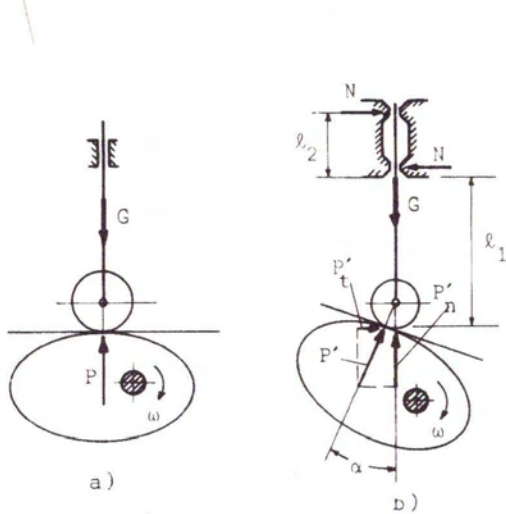
## 1.5 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ

Η κινηματική διερεύνηση μηχανισμών κάμας αρχίζει με την ανεύρεση της συνάρτησης  $S = S(\Phi_k)$ . Αυτό γίνεται κατά κανόνα με γραφικό τρόπο χρησιμοποιώντας την μέθοδο της αντιστροφής της κίνησης. Κατά τη μέθοδο αυτή δίνεται φανταστικά περιστροφική κίνηση σε όλο τον μηχανισμό ίση και αντίθετη με αυτήν που έχει η κάμα. Κάτω από αυτήν την κίνηση για τον παρατηρητή που είναι έξω από το μηχανισμό η κάμα φαίνεται ακίνητη ενώ γύρω από αυτήν γυρνάει ο ακόλουθος με τον οδηγό του. Σε αυτήν την κίνηση είναι ευκολότερο να παρακολουθηθεί επί του σχεδίου η κίνηση του ακολούθου. Η διερεύνηση ξεκινά με κάμα με ακόλουθο που κινείται ευθύγραμμα κατά διεύθυνση που δεν περνά από το κέντρο περιστροφής της κάμας που είναι μια γενικότερη περίπτωση. Στο σχήμα 20.1 ως αρχική θέση του ακολούθου έχει ληφθεί η θέση που ο άξονας του μικρού τροχού, το σημείο  $B$  δηλαδή, βρίσκεται στη χαμηλότερή του θέση και το ακτινικό διάνυσμα  $AB_1$  είναι το μικρότερο.

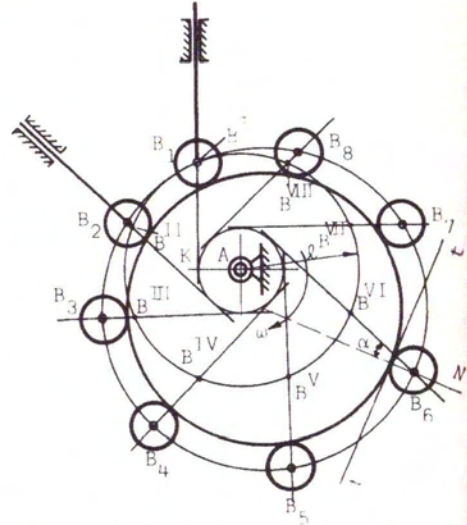
Για να πάρουμε τις θέσεις του ακολούθου με τη μέθοδο της αντιστροφής της κίνησης εργαζόμαστε ως εξής:

Από το σημείο  $A$  φέρνεται η κάθετος  $AK$  στην διεύθυνση κίνησης του ακολούθου. Με ακτίνα την  $AK$  κατασκευάζεται κύκλος. Κατά την αντιστροφή της κίνησης, η διεύθυνση ολίσθησης του ακολούθου θα είναι πάντοτε εφαπτόμενη αυτού του κύκλου. Εν συνεχεία με κέντρο τον άξονα περιστροφής της κάμας και ακτίνα το μήκος του διανύσματος  $AB = L_1$  χαράσσεται κύκλος ο οποίος διαιρείται σε ίσα τόξα αρχίζοντας από το  $B_1$ . Στο σχήμα 20.1 αυτός ο κύκλος με τα σημεία  $B^I, B^{II}, B^{III}, B^{IV}$  κ.λ.π. έχει διαιρεθεί σε οκτώ ίσα μέρη. Από τα σημεία αυτά φέρνονται

εφαπτόμενες στον κύκλο ακτίνας  $AK$ , και επάνω σε αυτές βρίσκονται τα σημεία  $B_1, B_2, B_3$  κ.λ.π. που εκπροσωπούν τον άξονα του μικρού τροχού στις διαδοχικές θέσεις του επί της κάμας. Η εύρεση των  $B_1, B_2, B_3$  κ.λ.π. γίνεται με βάση την επαφή της περιφέρειας του μικρού τροχού με την κατατομή της κάμας και η καμπύλη που ορίζουν τα σημεία αυτά λέγεται θεωρητική κατατομή αυτής.

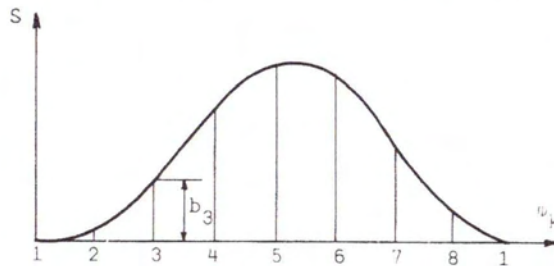


**Σχήμα 19.1:** Ο ρόλος της γωνίας πίεσης στην διαμόρφωση των δυνάμεων που ενεργούν στον μηχανισμό



**Σχήμα 20.1:** Χρησιμοποίηση της μεθόδου αντιστοφής της κίνησης σε μηχανισμό κάμας με τροχοφόρο ακόλουθο

Με αυτή την κατασκευή η μετατόπιση  $S$  του ακολούθου από την χαμηλότερη θέση του κατά τις διάφορες γωνίες περιστροφής της κάμας είναι φανερό ότι αντιστοιχεί στα μήκη  $B_1-B^I$  (όπου στην προκειμένη περίπτωση είναι 0),  $B_2-B^{II}$ ,  $B_3-B^{III}$  κ.λ.π. Η εργασία τελειώνει με την κατασκευή του διαγράμματος που δίνει τον νόμο  $S = S(\phi_k)$ . Για το σκοπό αυτό σε σύστημα αξόνων  $S$  και  $\phi_k$  (σχήμα 21.1) μεταφέρουμε τα μήκη  $B_1 - B^I, B_2 - B^{II},$  κ.λ.π. ως τεταγμένες στα σημεία 1,2, κ.λ.π. του άξονα των γωνιών περιστροφής  $\phi_k$  της κάμας. Ενώνοντας τις κορυφές των τεταγμένων κατασκευάζεται η καμπύλη  $S = S(\phi_k)$  που εκφράζει τον νόμο της κίνησης του ακολούθου. Κατά την μεταφορά των μηκών  $B_1 - B^I, B_2 - B^{II}$  στο σύστημα των αξόνων  $S$  και  $\phi_k$ , πρέπει να λαμβάνονται υπ' όψη η κλίμακα με την οποία είναι σχεδιασμένος ο μηχανισμός της κάμας (σχήμα 20.1) όπως και η κλίμακα με την οποία σχεδιάστηκε το διάγραμμα του σχήματος 21.1. Για παράδειγμα για την θέση 3 το μήκος  $B_3 - B^{III}$  πρέπει πρώτα να πολλαπλασιαστεί με την κλίμακα  $\mu_L$  με την οποία σχεδιάστηκε ο μηχανισμός για να πάρουμε το πραγματικό μέγεθός του και κατόπιν να διαιρεθεί με την κλίμακα  $\mu_s$  με την οποία σχεδιάζεται το διάγραμμα.



**Σχήμα 21.1:** Το διάγραμμα  $S = S(\phi_k)$  των μετατοπίσεων του ακολούθου

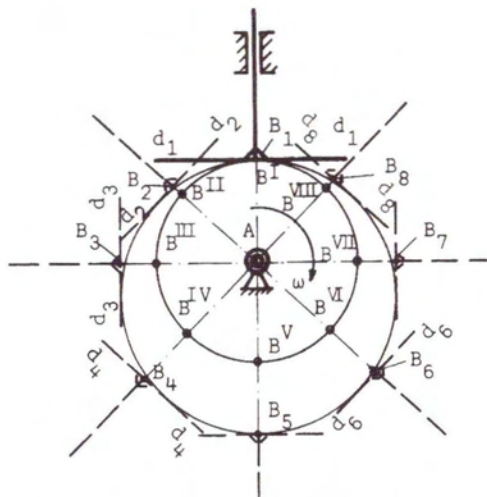
Επομένως το μήκος  $b_3$  που μπαίνει στο διάγραμμα πρέπει να υπολογιστεί με τον τύπο:

$$b_3 = \frac{\mu_L \cdot (B_3 - B^{III})}{\mu_S}$$

Αν 1mm πραγματικού μήκους του μηχανισμού αντιστοιχεί σε 0.5 mm του σχεδίου, τότε  $\mu_L = 1/0.5 = 2$  και αν κάθε mm της μετατόπισης  $S$  τοποθετείται σε 1.5 mm στο διάγραμμα τότε  $\mu_S = 1/1.5 = 2/3$ . Επομένως  $b_3 = 3(B_3 - B^{III})$ .

Για μηχανισμό με ακόλουθο κινούμενο κατά διεύθυνση που περνάει από τον άξονα περιστροφής της κάμας (σχήμα 14.1) η τεχνική της εύρεσης της συνάρτησης  $S = S(\phi_k)$  παραμένει η ίδια με αυτήν που περιγράφηκε πιο πάνω. Σε αυτήν την περίπτωση ερχόμαστε όταν η απόσταση AK (Ντεζακσιάλ) του κέντρου περιστροφής της κάμας από την ευθεία κατά την οποία κινείται ο ακόλουθος (σχήμα 20.1) μικραίνει ώσπου να γίνει μηδέν.

Ιδιομορφία παρουσιάζει ο μηχανισμός που ο ακόλουθός του καταλήγει όχι σε τροχό αλλά σε πέλμα (σχήμα 16.1). Εδώ η θέση του ακολούθου για την κάθε γωνία περιστροφής της κάμας καθορίζεται από τις επαπτόμενες στην κατατομή της κάμας  $d_1-d_1, d_2-d_2, d_3-d_3$  κ.λ.π. (σχήμα 22.1).

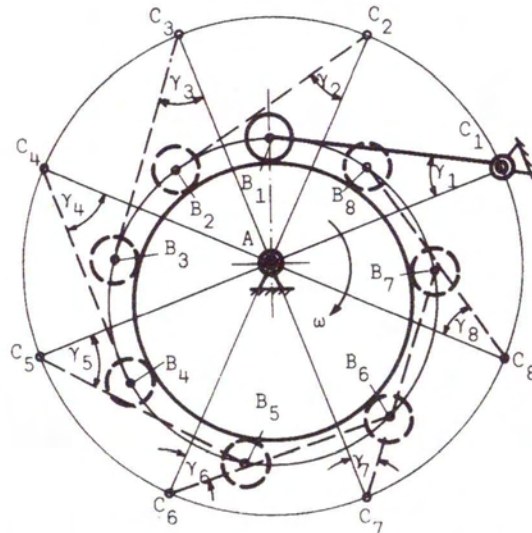


Σχήμα 22.1: Χρησιμοποίηση της μεθόδου αντιστροφής της κίνησης σε μηχανισμό κάμας με πελματοφόρο ακόλουθο.

Η εργασία για την εύρεση των μηκών  $B_1-B^I, B_2-B^{II}, B_3-B^{III}$  όπως και για την κατασκευή του διαγράμματος παραμένει η ίδια με αυτήν που είδαμε για τον μηχανισμό του σχήματος 20.1.

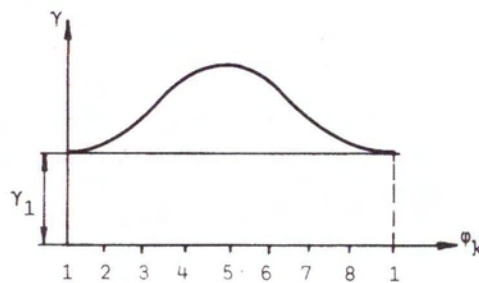
Στο σχήμα 23.1 δίνεται η τεχνική της εύρεσης των γωνιών  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  κ.λ.π. που ορίζουν τον νόμο ταλάντωσης  $\gamma = \gamma(\phi_k)$  του ακολούθου για την περίπτωση μηχανισμού σαν αυτού που δίνεται στο σχήμα 17.1. Με σταθερά τα μήκη AC και CB (σχήμα 23.1) την μικρότερη γωνία  $\gamma = \gamma_1$  την έχουμε όταν η πλευρά AB του τριγώνου ABC παίρνει την μικρότερη τιμή.





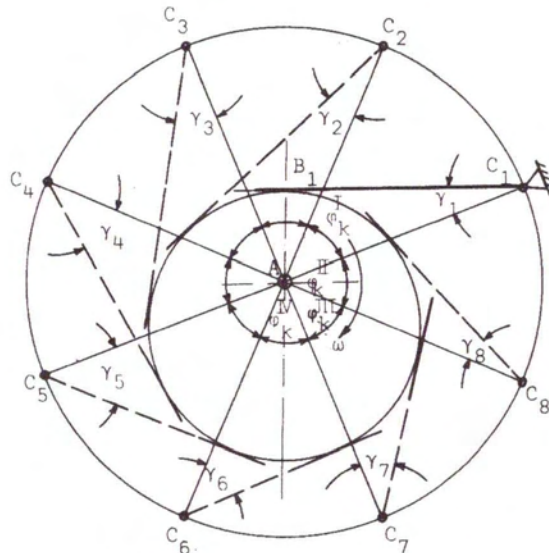
**Σχήμα 23.1:** Αντιστροφή της κίνησης για την κινηματική ανάλυση κάμας με ταλαντευόμενο τροχοφόρο ακόλουθο

Με βάση αυτή την παρατήρηση σχεδιάζεται η αρχική θέση του μηχανισμού. Στο σχήμα 23.1 η πλευρά  $AB_1$  στο τρίγωνο  $AB_1C_1$  είναι πράγματι η μικρότερη δυνατή γιατί αντιστοιχεί στην μικρότερη ακτίνα της κάμας. Το διάγραμμα  $\gamma = \gamma(\phi_k)$  στους άξονες  $\phi_k$  και  $\gamma$  γίνεται με βάση τις γωνίες  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$  κ.λ.π. που οι τιμές τους τοποθετούνται με κλίμακα ως τεταγμένες στις αντίστοιχες υποδιαίρεσεις του άξονα των  $\phi_k$ . Τελικά το διάγραμμα παίρνει τη μορφή αυτού που φαίνεται στο σχήμα 23.1'. Είναι φανερό ότι το πάνω μέρος του διαγράμματος που αντιστοιχεί σε γωνίες  $\gamma'_1 = \gamma_1 - \gamma_1, \gamma'_2 = \gamma_2 - \gamma_1, \gamma'_3 = \gamma_3 - \gamma_1$  κ.λ.π. είναι εντελώς ανάλογο με αυτό του σχήματος 21.1.



**Σχήμα 23.1' :** Το διάγραμμα  $\gamma = \gamma(\phi_k)$  των γωνιακών μετατοπίσεων του ακολούθου

Στο σχήμα 24.1 δείχνεται η μέθοδος της αντιστροφής της κίνησης για την εύρεση της συνάρτησης  $\gamma = \gamma(\phi_k)$  σε μηχανισμό κάμας με εφαπτόμενο ακόλουθο. Η κατασκευή του διαγράμματος γίνεται όπως και στην προηγούμενη περίπτωση.



Σχήμα 24.1 : Αντιστροφή της κίνησης για την κινηματική ανάλυση μηχανισμού κάμας με ταλαντευόμενο πελματοφόρο ακόλουθο

### 1.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ

Όπως έχει αναφερθεί, η γωνία πίεσης έχει σημασία όχι μόνο για την εκτίμηση της ικανότητας λειτουργίας του μηχανισμού της κάμας αλλά και για τον υπολογισμό των δυνάμεων που ενεργούν στα μέλη του μηχανισμού αυτού. Είναι ευνόητο ότι κατά την κινηματική ανάλυση ενδιαφέρει η εύρεση της μέγιστης τιμής αυτής της γωνίας η οποία μεταβάλλεται με την περιστροφή της κάμας. Η μέγιστη τιμή μπορεί να βρεθεί χρησιμοποιώντας το σχέδιο της αντιστροφής της κίνησης (π.χ. σχήμα 20.1) σημειώνοντας πάνω σε αυτό στις διάφορες θέσεις του ακολούθου, την διεύθυνση της κοινής καθέτου στην κατατομή της κάμας και στην περιφέρεια του τροχίσκου. Στο σχήμα 20.1 και στη θέση  $B^{VI}$  δείχνεται πως σχηματίζεται η γωνία πίεσης  $\alpha$  από την κοινή κάθετο  $N$  (που είναι κάθετος στην εφαπτομένη  $t-t$  επί της κατατομής) και την διεύθυνση μετατόπισης του ακολούθου.

Παρακάτω παρουσιάζεται μια άλλη μέθοδος που είναι πιο σύντομη και παραστατική για την εύρεση της μέγιστης τιμής της γωνίας πίεσης. Το θεωρητικό υπόβαθρο της μεθόδου βγαίνει από το σχήμα 25.1.

Κατά την περιστροφή της κάμας κατά γωνία  $\Delta\phi_k$  η μύτη του ακολούθου που αντιστοιχεί στον άξονα του τροχίσκου μετατοπίζεται από το σημείο  $B$  στο σημείο  $M$  και το ακτινικό διάνυσμα  $R$  μεγαλώνει κατά  $\Delta R = M\Lambda' \approx \Delta S$ .

Από το τρίγωνο  $BML$  έχουμε:

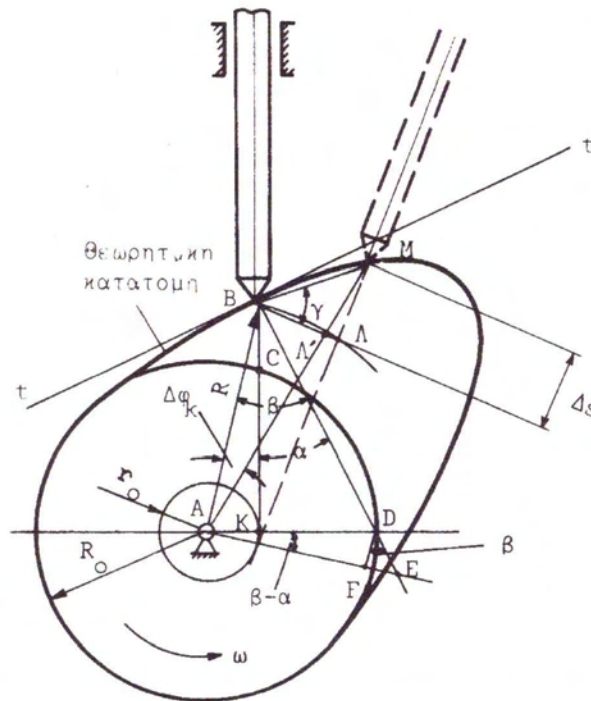
$$ML = BL \tan \gamma \quad (1)$$

Όταν η γωνία  $\Delta\phi_k$  τείνει στο μηδέν τότε η πλευρά  $BL$  τείνει να εξισωθεί με την  $BL'$  και μπορεί να εκφραστεί με το γινόμενο  $R \cdot d\phi_k$  και η γωνία  $\gamma$  γίνεται ίση με την  $\beta$  λόγω του ότι η  $MB$  ταυτίζεται με την  $t-t$  που είναι κάθετος στην  $BD$  και η  $BL$  γίνεται κάθετος στην  $R$ . Ταυτόχρονα η  $M\Lambda'$  γίνεται ίση με την  $ML = ds$  και η εξίσωση (1) μπορεί να γραφτεί με τη μορφή :

$$ds = R \cdot d\phi_k \cdot \tan \beta$$

ή

$$\frac{ds}{d\phi_k} = R \cdot \tan \beta \quad (2)$$



Σχήμα 25.1: Για την μελέτη των παραγόντων που σχετίζονται με την γωνία πίεσης

Από το σχήμα 25.1 φαίνεται ότι το  $R \cdot \tan \beta$  μπορεί να αντικατασταθεί με την τιμή του ευθυγράμμου τμήματος AE οπότε η ( 2 ) γίνεται:

$$\frac{ds}{d\phi_K} = AE \quad (3)$$

Από την άλλη μεριά ισχύει :

$$KD = KB \cdot \tan \alpha \quad (4)$$

και επειδή η  $KD = AD - AK$ , η  $KB = KC + CB$  και από την ( 4 ) έχουμε:

$$\tan \alpha = \frac{AD - AK}{KC + CB} \quad (5)$$

Η  $KC$  μπορεί να εκφραστεί μέσω του  $R_0$  που είναι το μικρότερο ακτινικό διάνυσμα της κάμας και αντιστοιχεί στην χαμηλότερη θέση του ακολούθου και του  $AK = r_0$  που είναι η μικρότερη απόσταση από τον άξονα περιστροφής της κάμας ως τη διεύθυνση κατά την οποία κινείται ο ακόλουθος. Έτσι έχουμε:

$$KC = \sqrt{R_0^2 - r_0^2} \quad (6)$$

Το τμήμα  $CB$  αντιστοιχεί στην μετατόπιση  $S$  του ακολούθου από την χαμηλότερή του μέχρι την εξεταζόμενη θέση. Λαμβάνοντας αυτά υπ' όψη η ( 5 ) γράφεται:

$$\tan \alpha = \frac{AD - r_0}{\sqrt{R_0^2 - r_0^2} + s} \quad (7)$$

Επειδή σύμφωνα με το σχήμα 25.1 η  $AD \approx AE - FE$  και η  $FE = DF \tan \beta = AD(\beta - \alpha) \tan \beta$  όπου η γωνία  $(\beta - \alpha)$  σε ακτίνια, η  $AD$  μπορεί να γραφεί :

$$AD = \frac{AE}{1 + (\beta - \alpha) \tan \beta} \quad (8)$$

Βάζοντας την τιμή αυτή στην (7) και λαμβάνοντας υπ' όψη σύμφωνα με την (3) ότι  $AE = ds/d\phi_k$  τελικά παίρνουμε:

$$\tan \alpha = \frac{\frac{ds}{d\phi_k} \cdot \frac{1}{1 + (\beta - \alpha) \tan \beta} - r_o}{\sqrt{R_o^2 - r_o^2 + s}} \quad (9)$$

Σε αυτήν την εξίσωση μπορούν να γίνουν οι επόμενες παρατηρήσεις:

1. Σε περίπτωση κάμας με ακόλουθο που η διεύθυνσή του περνάει από το κέντρο περιστροφής της κάμας, έχουμε  $r_o = 0$  και  $\beta - \alpha = 0$ , γι' αυτό η εξίσωση (9) παίρνει την απλή μορφή :

$$\tan \alpha = \frac{\frac{ds}{d\phi_k}}{R_o + s} \quad (10)$$

2. Επειδή το  $(\beta - \alpha)$  κατά κανόνα είναι αρκετά μικρότερο της μονάδας και το  $\tan \beta$  επίσης, για αυτό και το γινόμενο τους γίνεται ακόμη πιο μικρό. Έχοντας αυτό υπ' όψη στην πρακτική των υπολογισμών συνήθως αντί της (9) χρησιμοποιούν:

$$\tan \alpha = \frac{\frac{ds}{d\phi_k} \pm r_o}{\sqrt{R_o^2 - r_o^2 + s}} \quad (11)$$

Το σημείο (+) αντιστοιχεί για την περίπτωση που η διεύθυνση του ακολούθου βρίσκεται διατεταγμένη αριστερά του άξονα  $A$  περιστροφής της κάμας για αριστερόστροφη κάμα, ενώ το (-) για την περίπτωση που αυτή βρίσκεται δεξιά, όπως στο σχήμα 25.1. Για δεξιόστροφη κάμα ισχύει το αντίθετο.

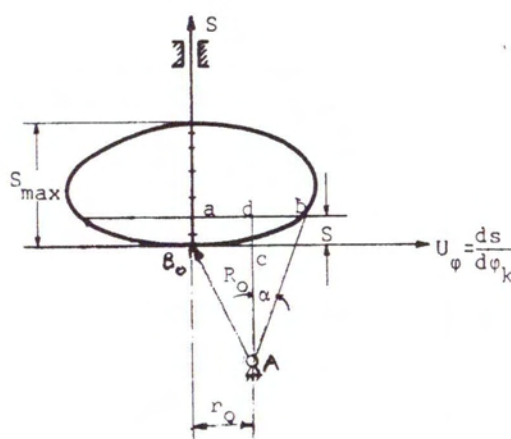
Οι τύποι (10) και (11) εκτός του ότι επιτρέπουν όπως θα δούμε παρακάτω, να χρησιμοποιήσουμε γραφικό τρόπο για να πάρουμε μια εποπτεία του συνόλου των γωνιών πίεσης που προκύπτουν κατά την λειτουργία της κάμας, δείχνουν ταυτόχρονα πως επηρεάζουν την γωνία  $\alpha$  τα διάφορα γεωμετρικά στοιχεία αυτής όπως το  $R_o$  και  $r_o$ .

Ας περάσουμε τώρα, βασιζόμενοι στις εξισώσεις (10) και (11), στην μέθοδο για την οποία κάναμε λόγο.

Με βάση τις καμπύλες  $S = S(\phi_k)$  και  $ds/d\phi = U_\phi(\phi_k)$  που θα θεωρούνται γνωστές για την εύρεση της  $\alpha_{max}$  κάνουμε ένα πίνακα με τρεις στήλες. Στην πρώτη καταχωρούμε τις γωνίες  $\phi_k$  ενώ στη δεύτερη και τρίτη τις τιμές του  $S$  και  $U_\phi(\phi_k)$  που αντιστοιχούν στις διάφορες τιμές του  $\phi_k$ . Εν συνεχεία κάνουμε ένα γράφημα σαν αυτό του σχήματος 26.1. Στον άξονα  $BoS$  τοποθετούμε τα μεγέθη του  $S$  σε mm για διάφορες τιμές της  $\phi_k$  ενώ παράλληλα στον άξονα  $ds/d\phi_k$  τοποθετούμε τις

αντίστοιχες τιμές του  $U_\phi$  επίσης σε mm και ενώνουμε με καμπύλη τα σημεία που αντιστοιχούν στις συντεταγμένες  $S$  και  $U_\phi$  του πίνακα. Η σχηματισθείσα καμπύλη αριστερά του άξονα  $B_0S$ , αντιστοιχεί στην άνοδο του ακολούθου ενώ η δεξιά του  $B_0S$  στην κάθοδό του. Εάν τώρα ενώσουμε ένα σημείο της καμπύλης π.χ. το  $b$  με το κέντρο περιστροφής της κάμας  $A$  ( παίρνουμε ως συντεταγμένες του  $A$  σε σχέση με την αρχή των αξόνων μεγέθη ίσα με  $-r_0$  και  $-\sqrt{R_0^2 - r_0^2}$  η γωνία που σχηματίζεται  $bAd$  αντιστοιχεί με τη γωνία πίεσης "α" για αυτή τη θέση του ακολούθου. Πράγματι από τη γεωμετρική κατασκευή που κάναμε έχουμε:

$$\operatorname{tga} = \frac{bd}{Ad} = \frac{ab - da}{Ac + cd} = \frac{\frac{ds}{d\phi_k} - r_0}{\sqrt{R_0^2 - r_0^2} + S} \quad (12)$$



Σχήμα 26.1: Γράφημα για την εύρεση των τιμών της γωνίας πίεσης

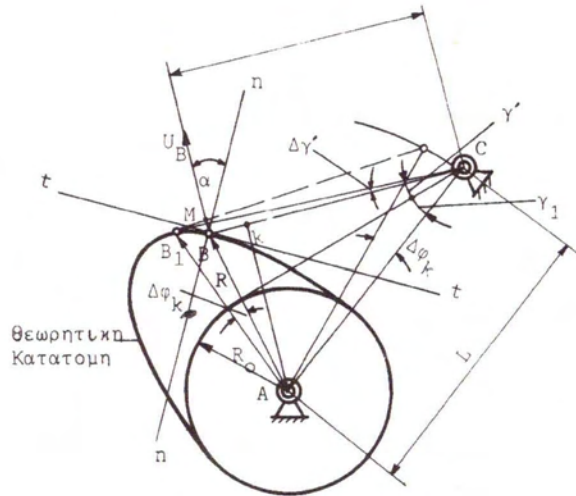
Η τιμή της "α" όπως φαίνεται σε αυτήν την κατασκευή είναι αυτή που ορίζεται από την εξίσωση (11)

Διαθέτοντας το σχήμα 26.1 γίνεται αντιληπτό ότι το  $\alpha_{\max}$  σχηματίζεται από τις εφαπτόμενες που φέρνονται από το σημείο  $A$  στην σχηματισθείσα καμπύλη. Από το σχήμα 26.1 διαπιστώνεται ακόμη ότι οι γωνίες  $\alpha$  κατά την άνοδο του ακολούθου όπου αντιμετωπίζονται αντίξοες συνθήκες είναι μικρότερες από αυτές που σχηματίζονται κατά την κάθοδο. Αυτό το πλεονέκτημα προκύπτει από το ότι η διεύθυνση της μετατόπισης του ακολούθου δεν περνάει από το κέντρο περιστροφής της κάμας.

Για την περίπτωση που ο ακόλουθος εκτελεί ταλάντωση ( περίπτωση σχήματος 17.1 ) η γωνία πίεσης  $\alpha$  μπορεί να υπολογιστεί με τον τύπο:

$$\tan \alpha = \frac{\ell}{R} \frac{d\gamma'}{d\phi} \quad (13)$$

Ο τύπος αυτός βγαίνει από το σχήμα 27.1 όπου:



Σχήμα 27.1

$$BM = MB_1 \tan \widehat{MB_1B} \quad (14)$$

Όταν η  $\Delta\phi_{\kappa} \rightarrow 0$

$$BM \rightarrow \ell dy', MB_1 \rightarrow R d\phi_{\kappa}, \widehat{MB_1B} \rightarrow \alpha$$

Για αυτό η 14 γίνεται :  $\ell dy' = R d\phi_{\kappa} \tan \alpha$

$$\text{και} \quad \tan \alpha = \frac{\ell dy'}{R d\phi_{\kappa}} \quad (\text{τύπος 13})$$

Το ακτινικό διάνυσμα R που μπαίνει στον (13) υπολογίζεται:

$$R = \sqrt{AK^2 + BK^2}$$

$$AK = L \sin (\gamma_1 + \gamma') \quad \text{και} \quad BK = \ell - L \cos (\gamma_1 + \gamma')$$

Η τιμή της  $(\gamma_1 + \gamma')$  αντιστοιχεί στην τεταγμένη του σημείου της καμπύλης  $\gamma = \gamma(\phi_{\kappa})$  για το δοσμένο  $\phi_{\kappa}$ . (σχήμα 23.1')

Με βάση τον τύπο (13) και το διάγραμμα  $dy'/d\phi_{\kappa} = \omega_{\phi}$  που έχει προηγηθεί κατά τη διερεύνηση του μηχανισμού κατασκευάζεται πίνακας από όπου μας δίνεται η εικόνα των μεταβολών και μεγεθών της γωνίας  $\alpha$  κατά την περιστροφή της κάμας.

## 1.7 ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΜΕ ΚΑΜΕΣ

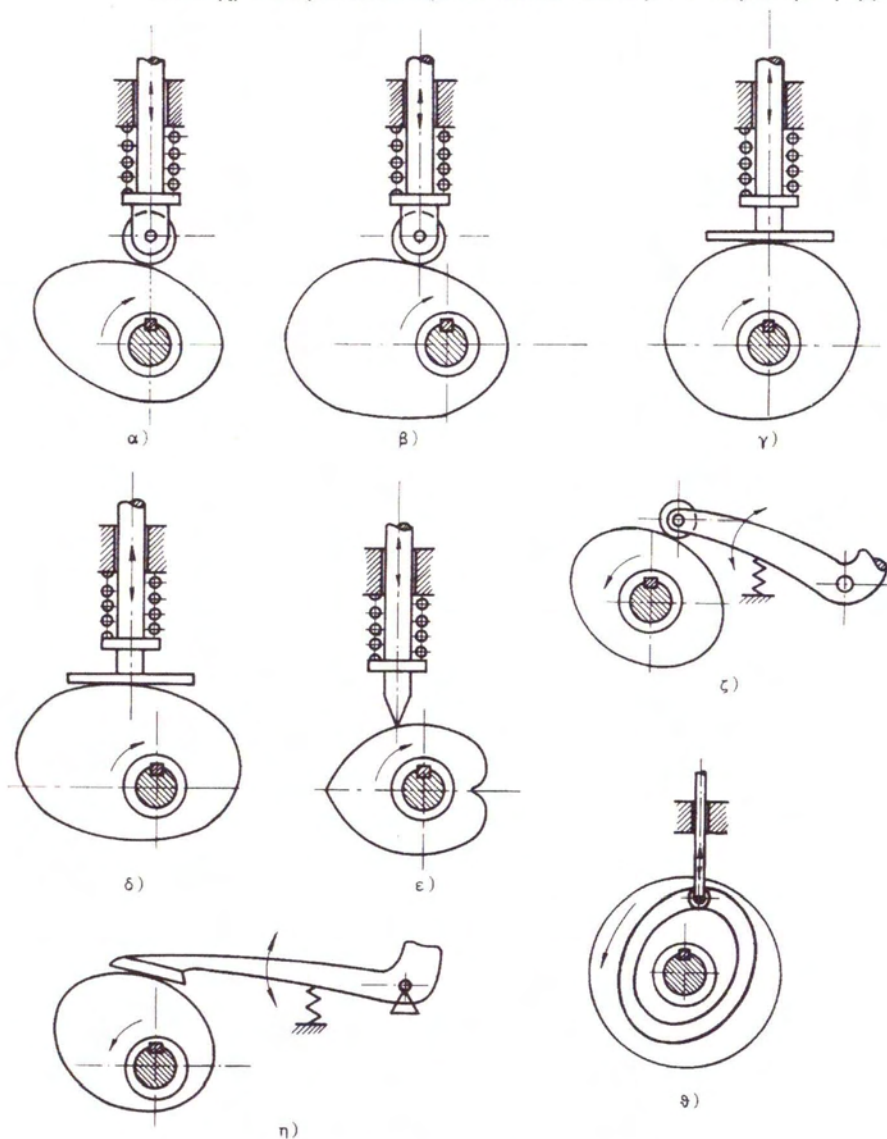
Επειδή οι μηχανισμοί με κάμες είναι απλοί, σχετικά εύκολοι στην εκπόνηση, καταλαμβάνουν μικρό χώρο και πετυχαίνεται με αυτούς κίνηση του ακολούθου κατά τον οποιοδήποτε σχεδόν επιθυμούμενο νόμο, γι' αυτό και πήραν πολύ μεγάλη διάδοση.

Βρήκαν εφαρμογές τόσο σε αργόστροφους όσο και πολύστροφους μηχανισμούς σε όλους τους τομείς των μηχανοκατασκευών. Σημειώνουμε για παράδειγμα, τον πολύ γνωστό εκκεντροφόρο άξονα των μηχανών εσωτερικής καύσης που δεν είναι τίποτα άλλο από άτρακτο που φέρνει κάμες με τη βοήθεια των οποίων πετυχαίνεται το άνοιγμα και το κλείσιμο των βαλβίδων των κυλίνδρων.

Λόγω των πολλών εφαρμογών οι μηχανισμοί με κάμες πήραν πολλές μορφές και για τη μελέτη τους είναι απαραίτητη κάποια ταξινόμηση. Ένας διαχωρισμός που

μπορεί να γίνει σε αυτούς τους μηχανισμούς είναι με βάση τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά τους. Πιο αναλυτικά μπορούμε να τους χωρίσουμε σε:

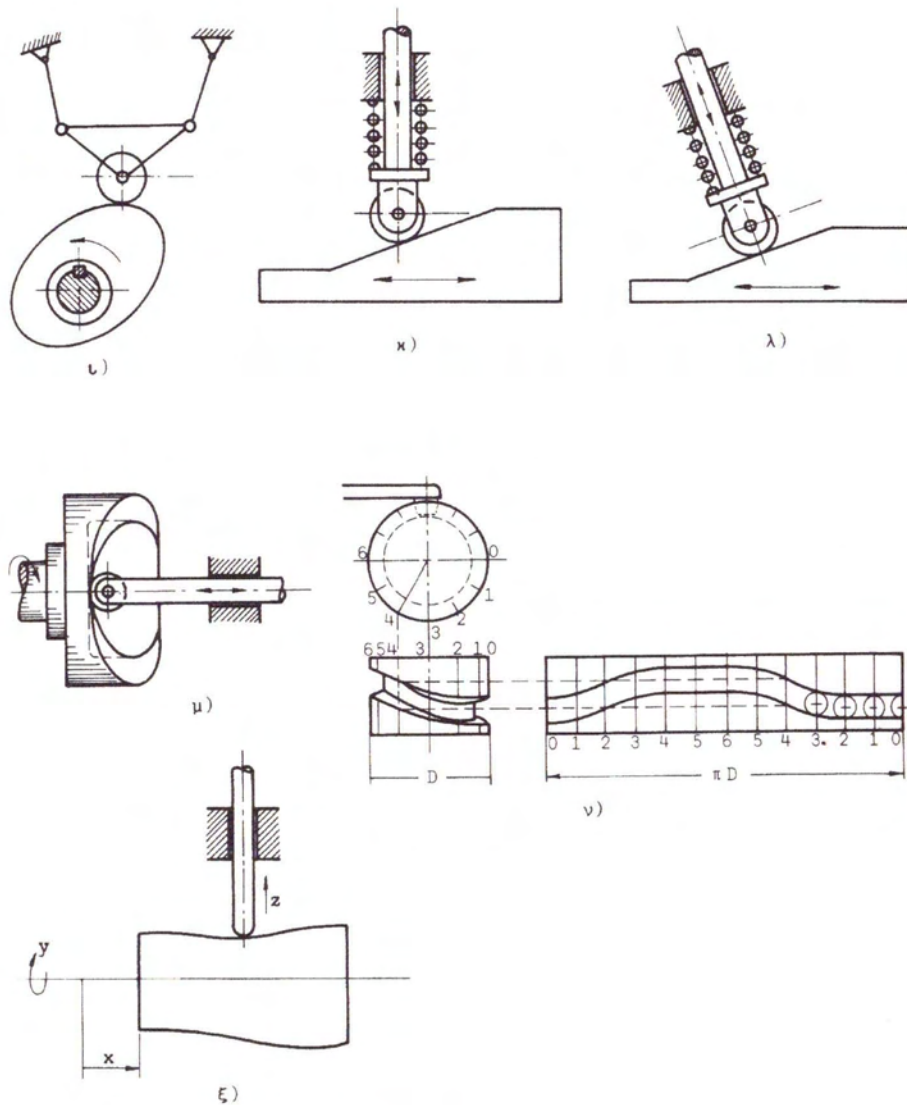
- 1) Σε δισκοειδείς όπου η κάμα είναι περιστρεφόμενος δίσκος κάποιας κατατομής και ο ακόλουθος εφάπτεται της εξωτερικής περιμέτρου αυτής, συνήθως με την βοήθεια ελατηρίου.
- 2) Σε πρισματοιειδείς όπου η κάμα είναι πρίσμα με μικρό ύψος και παλινδρομεί επί της μιας πλευρικής έδρας του ενώ οι απέναντι από αυτήν έδρες χρησιμεύουν για το ανέβασμα και το κατέβασμα του ακολούθου.
- 3) Σε κυλινδρικούς με περιστρεφόμενους κυλίνδρους η εγκάρσια κατατομή των οποίων παίζει το ρόλο κάμας
- 4) Σε κυλινδρικούς με περιστρεφόμενη κυλινδρική κάμα η οποία ταυτόχρονα μετατοπίζεται κατά τον άξονα περιστροφής.



Σχήμα 28.1: Κάμες διαφόρων μορφών.

α) Δισκοειδής με κατ' ακτίνα παλινδρομούντα ακόλουθο με τροχίσκο. β) Δισκοειδής με παλινδρομούντα τροχοφόρο ακόλουθο κινούμενο κατά διεύθυνση που δεν περνά από το κέντρο της κάμας. γ) Δισκοειδής με κατ' ακτίνα παλινδρομούντα ακόλουθο με πέλμα. δ) Δισκοειδής με πελματοφόρο ακόλουθο κινούμενο κατά διεύθυνση που δεν περνά από το κέντρο της κάμας. ε) Δισκοειδής με παλινδρομούντα ακόλουθο εφαπτόμενο δια αιχμής επί της κατατομής της κάμας. ζ)

Δισκοειδής με ταλαντευόμενο τροχοφόρο ακόλουθο. η) Δισκοειδής με ταλαντευόμενο πελματοφόρο ακόλουθο. θ) Δισκοειδής αυλακοφόρος.



Σχήμα: 28.1 Κάμες διαφόρων μορφών

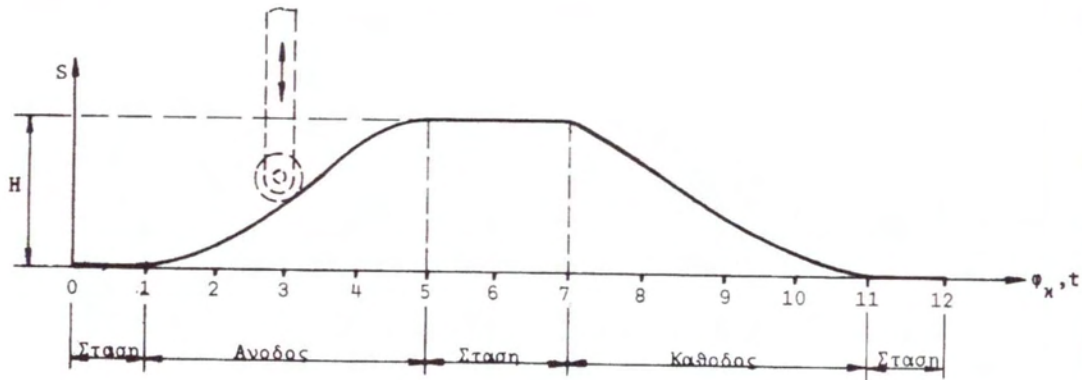
ι) Δισκοειδής που ο ακόλουθος είναι διωστήρας μηχανισμού τεσσάρων ράβδων και κάνει σύνθετη επίπεδη κίνηση. κ) και λ) Πρισματοειδείς. μ) Κυλινδρική με παλινδρομούντα ακόλουθο. ν) Κυλινδρική με ταλαντευόμενο ακόλουθο. ξ) Κυλινδρική τριών κινήσεων

Τις πιο πολλές εφαρμογές πήραν οι δισκοειδείς κάμες γι' αυτό και θα σταθούμε σε αυτές.

## 1.8 ΕΚΛΟΓΗ ΤΟΥ ΝΟΜΟΥ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΟΥ ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ

Για το σχεδιασμό ενός μηχανισμού κάμας το πρωτεύον είναι να προκαθοριστεί η κίνηση που θα πρέπει να έχει ο ακόλουθος. Αυτό είναι φυσικό γιατί για την κίνηση αυτή και δημιουργείται ο μηχανισμός. Στο σχήμα 29.1 δίνεται ένα τυπικό διάγραμμα κίνησης ακοιούθου.





Σχήμα 29.1: Τυπικό διάγραμμα κίνησης ακολούθου.

Στον άξονα των τετμημένων έχει μπει η γωνία « $\phi_{\kappa}$ » περιστροφής της κάμας, επειδή αυτή περιστρέφεται συνήθως με σταθερή γωνιακή ταχύτητα η  $\phi_{\kappa}$  ισοδυναμεί με το χρόνο « $t$ ». Στον άξονα των τεταγμένων έχει μπει η μετατόπιση του ακολούθου « $S$ ». Το μέγεθος της μετατόπισης του ακολούθου από το χαμηλότερο σημείο της διαδρομής του ως το ψηλότερο συμβολίζεται με « $H$ ».

Στο διάγραμμα αυτό φαίνεται ότι σε μια πλήρη περιστροφή της κάμας που εδώ χωρίστηκε σε 12 ίσες γωνίες, ο ακόλουθος κατά το 1/6 της στροφής στέκεται στο χαμηλότερο σημείο της διαδρομής του (στάσεις 11-12 και 0-1), κατά τα επόμενα 2/6 κινείται ανοδικά μέχρι που φτάνει στο ψηλότερο σημείο αυτής και στη συνέχεια κάνει πάλι στάση που σε χρόνο ισοδυναμεί με 1/6 της στροφής και τέλος κατεβαίνει σε χρόνο που ισοδυναμεί με 2/6 του χρόνου της πλήρους περιστροφής της κάμας.

Ανάλογα από το τι θέλουμε από τον ακόλουθο, η κατανομή των στάσεων της ανόδου και καθόδου εντός του κύκλου περιστροφής της κάμας, μπορεί να είναι διαφορετική και μπορεί να έχει ή να μην έχει στάσεις.

Σημασία για την καλή λειτουργία του μηχανισμού της κάμας έχει η μορφή των καμπυλών του διαγράμματος που αντιστοιχούν στην άνοδο και κάθοδο του ακολούθου. Αν η κάμα είναι αργόστροφη εκείνο που προσέχουμε είναι να υπάρχουν όσο το δυνατόν ομαλότερα περάσματα από την κατάσταση της ακινησίας στην κίνηση του ακολούθου ή από την άνοδο κατ' ευθείαν στην κάθοδο ή και το ανάποδο πράγμα που απαιτεί ανάλογη ένωση (ομαλή μετάβαση) των επιμέρους τμημάτων των καμπυλών του διαγράμματος. Για πολύστροφες κάμες ωστόσο που μπορούν να προκαλέσουν μεγάλες επιταχύνσεις στον ακόλουθο και επομένως μεγάλες αδρανείας η μορφή των καμπυλών ανόδου-καθόδου η ένωση αυτών με τυχόν ευθύγραμμα τμήματα είναι πολύ μεγάλης σημασίας. Κάμα που δεν έχει σχεδιαστεί σωστά δημιουργεί δυναμικά χτυπήματα στον όλο μηχανισμό υπερβολική φθορά στις αρθρώσεις και γρήγορη εξάρθρωση.

Στην πορεία ανάπτυξης της τεχνικής χρησιμοποιήθηκαν οι παρακάτω νόμοι ανόδου και καθόδου του ακολούθου:

- 1) Ισοταχής κίνηση.
- 2) Κίνηση κατά παραβολικό νόμο
- 3) Κίνηση κατά αρμονικό νόμο.
- 4) Κίνηση κατά κυκλοειδή νόμο.
- 5) Κίνηση κατά σύνθετο νόμο.

Στη συνέχεια θα αναλυθούν ο ισοταχή και ο παραβολικός νόμος αφού αυτοί οι δύο θα μας απασχολήσουν στα επόμενα κεφάλαια.

### 1.8.1 ΚΙΝΗΣΗ ΚΑΤΑ ΙΣΟΤΑΧΗ ΝΟΜΟ

Η εξίσωση που δίνει τον νόμο αυτό είναι:

$$S = c \phi_k \quad (15)$$

Όπου:  $S$  είναι η απομάκρυνση του ακολούθου από το κάτω οριακό σημείο της διαδρομής του σε mm

$\phi_k$  είναι η γωνία περιστροφής του άξονα της κάμας σε ακτίνια

$c$  είναι σταθερά

Αν για την συνολική άνοδο  $H$  του ακολούθου δίνεται γωνία περιστροφής της κάμας  $\beta_\alpha$ , τότε σύμφωνα με την (15) ισχύει:

$$H = c \beta_\alpha \quad \text{από όπου προκύπτει η τιμή της σταθεράς } c = H/\beta_\alpha$$

$$\text{Η εξίσωση (15) ξαναγράφεται : } S = \frac{H}{\beta_\alpha} \phi_k \quad (16)$$

Παίρνοντας την πρώτη παράγωγο ως προς το χρόνο έχουμε:

$$U = \frac{H}{\beta_\alpha} \omega \quad (17)$$

Όπου:  $U$  είναι η ταχύτητα του ακολούθου σε mm/sec

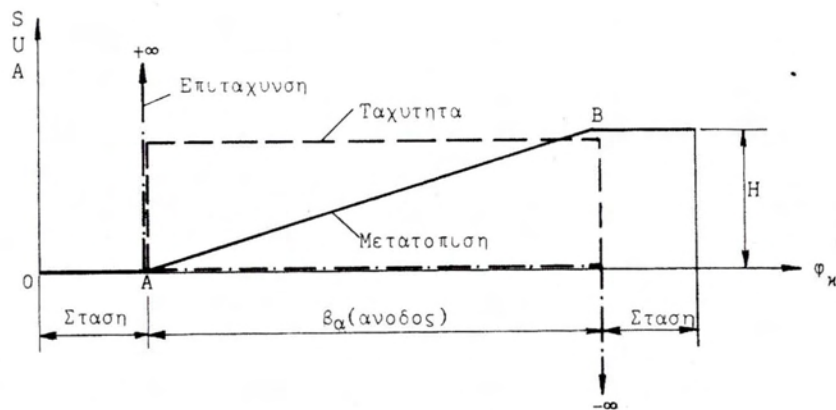
Και  $\omega$  η γωνιακή ταχύτητα της κάμας σε rad/sec

Αν παραγωγίσουμε την (17) ως προς το χρόνο παίρνουμε την επιτάχυνση του ακολούθου που είναι:

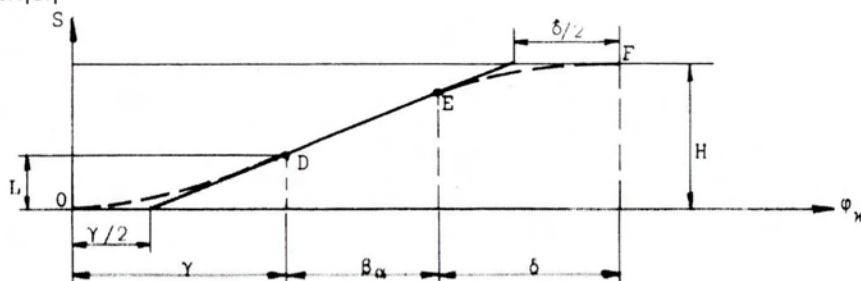
$$A = \frac{H}{\beta_\alpha} \frac{d\omega}{dt} = 0$$

Στο σχήμα 30.1 δίνεται το διάγραμμα της μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης του ακολούθου κατά τη φάση της ανόδου. Η αύξηση της ταχύτητας από στάση στο σημείο A και η απότομη μείωσή της στο μηδέν στο σημείο B δημιουργούν επιταχύνσεις που θεωρητικά φθάνουν σε άπειρα μεγάλο μέγεθος. Αποτέλεσμα είναι στα σημεία αυτά ο μηχανισμός να υφίσταται πολύ ισχυρά δυναμικά φορτία.

Στο σημείο A το φορτίο αυτό εκδηλώνεται απότομα ως χτύπημα και αντιμετωπίζεται από την ελαστικότητα των μελών του μηχανισμού. Αυτό το χτύπημα πήρε την ονομασία «σκληρό χτύπημα».



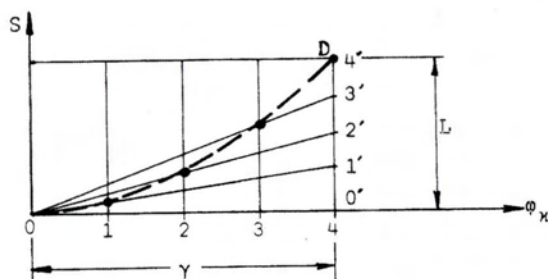
Σχήμα 30.1: Διάγραμμα μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης του ακολούθου στην ισοταχή κίνηση



Σχήμα 31.1: Διόρθωση της αρχής και τέλους του νόμου ισοταχούς κίνησης του ακολούθου.

Στο σημείο B το φορτίο αυτό τείνει να ξεκολλήσει τον ακόλουθο από την επαφή του με την κάμα.

Με αυτά τα μειονεκτήματα είναι φανερό ότι ο νόμος αυτός είναι ακατάλληλος για πολύστροφες κάμες. Για αργόστροφες κάμες μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια παραλλαγή αυτού του νόμου που συνίσταται στην αντικατάσταση του νόμου της ισοταχούς κίνησης στην αρχή και στο τέλος της ανόδου του ακολούθου με παραβολικό νόμο. Η διόρθωση του διαγράμματος μετατόπισης του ακολούθου γίνεται σύμφωνα με το σχήμα 31.1.



Σχήμα 32.1: Κατασκευή της παραβολής στην αρχή της κίνησης του ακολούθου.

Το τμήμα της καμπύλης OD είναι παραβολή που εξασφαλίζει σταθερή επιτάχυνση και σχεδιάζεται σύμφωνα με την κατασκευή που δείχνεται στο σχήμα 32.1. Το τμήμα EF της επιβράδυνσης της κίνησης του ακολούθου (σχήμα 31.1) κατασκευάζεται κατά ανάλογο τρόπο.

Με την ίδια μέθοδο γίνεται και η κατασκευή της καμπύλης που αντιστοιχεί τη φάση της καθόδου του ακολούθου.

### 1.8.2 ΚΙΝΗΣΗ ΚΑΤΑ ΠΑΡΑΒΟΛΙΚΟ ΝΟΜΟ

Κατ' αρχήν πρέπει να σημειωθεί ότι για το νόμο αυτό η καμπύλη τόσο της φάσης ανόδου όσο και της φάσης της καθόδου κατασκευάζεται από συνδυασμό δύο καμπυλών παραβολής.

Η πρώτη μέχρι το μέσο της διαδρομής δημιουργεί επιταχυνόμενη κίνηση στον ακόλουθο και η δεύτερη επιβραδυνόμενη.

$$\text{Η εξίσωση της πρώτης παραβολής είναι:} \quad S = c \cdot \phi_k^2 \quad (18)$$

Όπου και εδώ το γράμμα  $c$  συμβολίζει κάποια σταθερά. Το μέγεθος αυτής υπολογίζεται από τις οριακές συνθήκες. Επειδή κατά τη φάση της ανόδου το τέρμα της καμπύλης αυτής αντιστοιχεί στη στιγμή που ο ακόλουθος έχει ανέβει στο ύψος  $H/2$  και έχει γίνει σε γωνία περιστροφής της κάμας  $\beta_\alpha/2$  γι' αυτό κατά την (18) μπορούμε να γράψουμε :

$$\frac{H}{2} = c \left( \frac{\beta_\alpha}{2} \right)^2$$

$$c = \frac{2H}{\beta_\alpha^2} \quad (19)$$

Θέτοντας την τιμή της στην (18) παίρνουμε:

$$S = \frac{2H}{\beta_\alpha^2} \phi_k^2 \quad (20)$$

Παραγωγίζοντας προκύπτει η εξίσωση που δίνει την ταχύτητα του ακολούθου κατ' αυτή την διαδρομή:

$$U = \frac{4H}{\beta_\alpha^2} \omega \phi_k \quad (21)$$

$\omega$  : είναι η γωνιακή ταχύτητα της κάμας που είναι μέγεθος σταθερό.

Η εξίσωση (21) δείχνει ότι η ταχύτητα αυξάνει κατ' ευθείαν ανάλογα με τη γωνία περιστροφής  $\phi_k$  της κάμας και γίνεται μέγιστη στο τέρμα της εξεταζόμενης διαδρομής ( $S=H/2$ ,  $\phi_k=\beta_\alpha/2$ ) με τιμή:

$$U_{\max} = \frac{2H\omega}{\beta_\alpha}$$

Παραγωγίζοντας εκ νέου την (21) προκύπτει η επιτάχυνση στην κίνηση του ακολούθου:

$$A = \frac{4H\omega^2}{\beta_\alpha^2} \quad (22)$$

Η εξίσωση (22) δείχνει ότι ο ακόλουθος σ' αυτό το τμήμα της διαδρομής θα κινηθεί με σταθερή επιτάχυνση.

Το δεύτερο μέρος της καμπύλης ανόδου που ξεκινάει από το σημείο που τερματίζει η πρώτη παραβολή και τελειώνει όταν θα έχει πραγματοποιηθεί η πλήρης άνοδος του ακολούθου, είναι κι αυτό όπως είπαμε παραβολή. Η εξίσωση αυτής είναι της μορφής:

$$S = c_1 + c_2 \phi_k + c_3 \phi_k^2 \quad (23)$$

Η εύρεση των σταθερών  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  γίνεται με την χρησιμοποίηση των οριακών συνθηκών:

1) Όταν το  $\phi_k = \beta_\alpha$  τότε το  $S=H$ , γι' αυτό η (23) γίνεται:

$$H = c_1 + c_2 \beta_\alpha + c_3 \beta_\alpha^2 \quad (24)$$

2) Επίσης, όταν το  $\phi_k = \beta_\alpha/2$  το  $S$  πρέπει να είναι ίσο με  $H/2$  γι' αυτό:

$$\frac{H}{2} = c_1 + c_2 \frac{\beta_\alpha}{2} + c_3 \frac{\beta_\alpha^2}{4} \quad (25)$$

3) Το maximum της ταχύτητας θα είναι στην αρχή της διαδρομής όταν δηλαδή  $\phi_k = \frac{\beta_\alpha}{2}$  και θα έχει τιμή  $U = \frac{2H\omega}{\beta_\alpha}$ . Γι' αυτό:

$$\frac{2H\omega}{\beta_\alpha} = c_2\omega + 2c_3\omega \frac{\beta_\alpha}{2} \quad (26)$$

Λύνοντας το σύστημα των εξισώσεων (24), (25) και (26) βρίσκουμε :

$$c_1 = -H, \quad c_2 = \frac{4H}{\beta_\alpha}, \quad c_3 = -\frac{2H}{\beta_\alpha}$$

Βάζοντας τις τιμές των σταθερών στην εξίσωση (23), αυτή παίρνει τη μορφή:

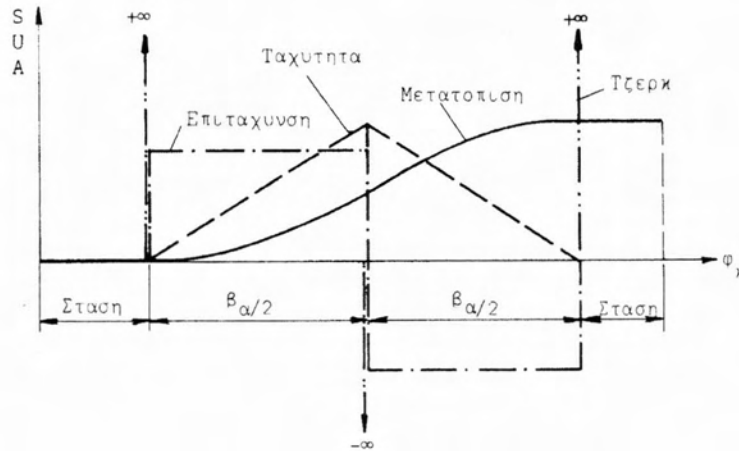
$$S = H \left[ 1 - 2 \left( 1 - \frac{\phi_k}{\beta_\alpha} \right)^2 \right] \quad (27)$$

Παραγωγίζοντας την (27) δύο φορές παίρνουμε τις εξισώσεις για την ταχύτητα και επιτάχυνση του τμήματος αυτού της διαδρομής του ακολούθου:

$$U = \frac{4H\omega}{\beta_\alpha} \left( 1 - \frac{\phi_k}{\beta_\alpha} \right) \quad (28)$$

$$A = -\frac{4H\omega^2}{\beta_\alpha^2} \quad (29)$$

Στο σχήμα 33.1 δίνεται το διάγραμμα της μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης του ακολούθου κατά την κίνησή του σύμφωνα με νόμο παραβολής.



**Σχήμα 33.1:** Διάγραμμα μετατόπισης, ταχύτητας, επιτάχυνσης και Τζερκ του ακολούθου σε κίνηση κατά παραβολικό νόμο.

Αξίζει να σημειωθεί ότι η απότομη ανάπτυξη της επιτάχυνσης, έστω και περιορισμένου μεγέθους, κατά το ξεκίνημα του ακολούθου δημιουργεί επ' αυτού δυναμικό φορτίο από την αιφνίδια ανάπτυξη δύναμης αδρανείας. Αυτού του είδους το φορτίο πήρε την ονομασία «μαλακό χτύπημα» που κι αυτό αρνητικά επιδρά στη λειτουργία της κάμας. Η ύπαρξη τέτοιων χτυπημάτων διαπιστώνεται με την τρίτη παράγωγο του νόμου κίνησης του ακολούθου στα σημεία που η επιτάχυνση απότομα αλλάζει μέγεθος. Αυτή η τρίτη παράγωγος πήρε την ονομασία «Τζερκ» ή «δεύτερη επιτάχυνση». Στο διάγραμμα (σχήμα 33.1) φαίνεται ότι σε τρία σημεία το Τζερκ παίρνει άπειρα μεγάλη τιμή πράγμα που βεβαιώνει ότι και αυτού του είδους η κίνηση δεν είναι κατάλληλη για πολύστροφες κάμες.

Για τη φάση της καθόδου με ανάλογη με την προηγούμενη μέθοδο παίρνουμε:

A) Για το πρώτο τμήμα, όταν  $0 \leq \phi_{\kappa} \leq \frac{\beta_{\kappa}}{2}$  όπου  $\beta_{\kappa}$  η γωνία καθόδου

$$S = H \left[ 1 - 2 \left( \frac{\phi_{\kappa}}{\beta_{\kappa}} \right)^2 \right] \quad (20')$$

$$U = -\frac{4H}{\beta_{\kappa}^2} \omega \phi_{\kappa} \quad (21')$$

$$A = -\frac{4H\omega^2}{\beta_{\kappa}^2} \quad (22')$$

B) Για το δεύτερο τμήμα, όταν  $\frac{\beta_{\kappa}}{2} \leq \phi_{\kappa} \leq \beta_{\kappa}$

$$S = \frac{2H}{\beta_{\kappa}^2} [\beta_{\kappa}^2 - \phi_{\kappa}(2\beta_{\kappa} - \phi_{\kappa})] \quad (27')$$

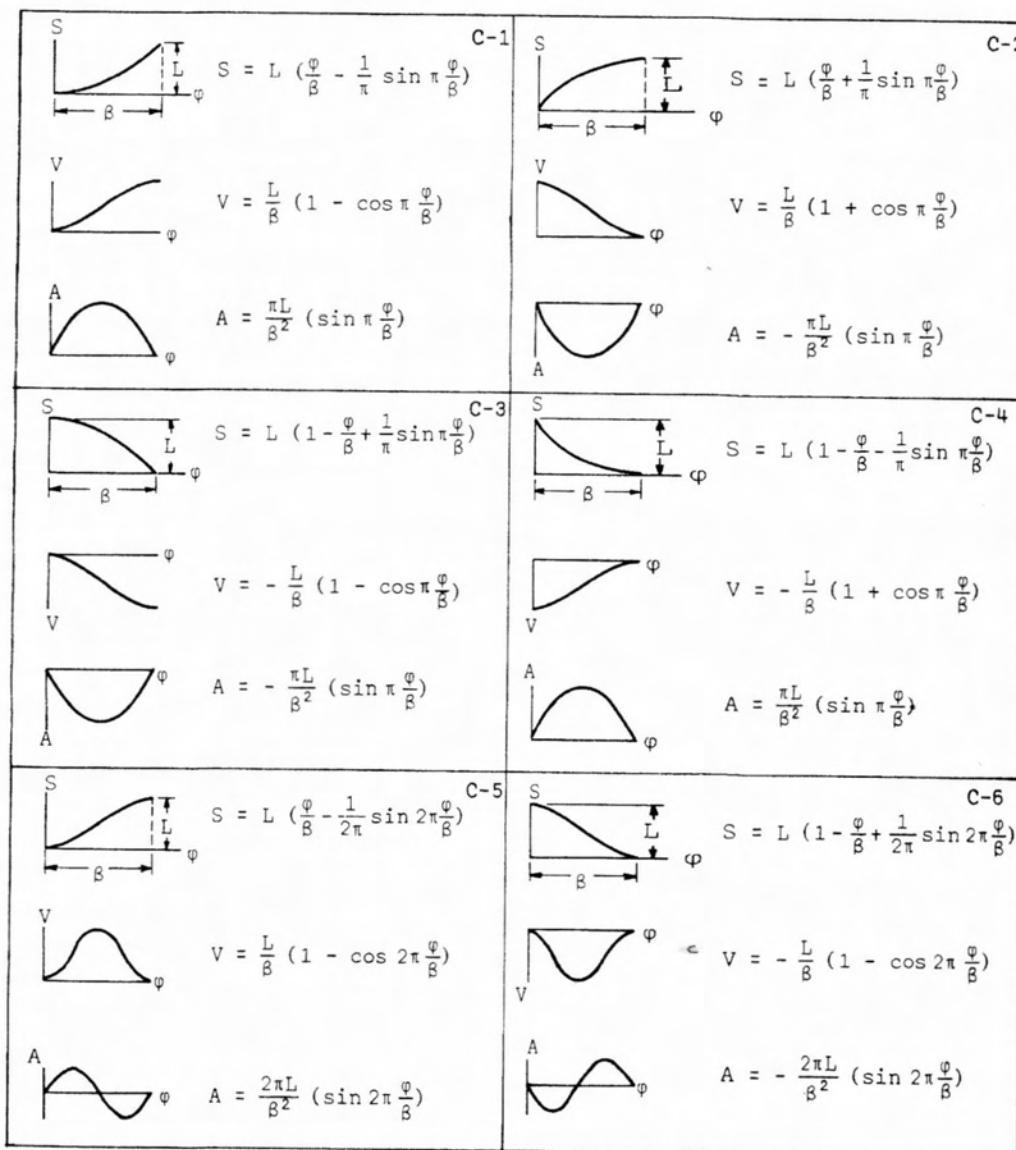
$$U = \frac{4H\omega}{\beta_{\kappa}} \left( \frac{\phi_{\kappa}}{\beta_{\kappa}} - 1 \right) \quad (28')$$

$$A = \frac{4H\omega^2}{\beta_c^2} \quad (29')$$

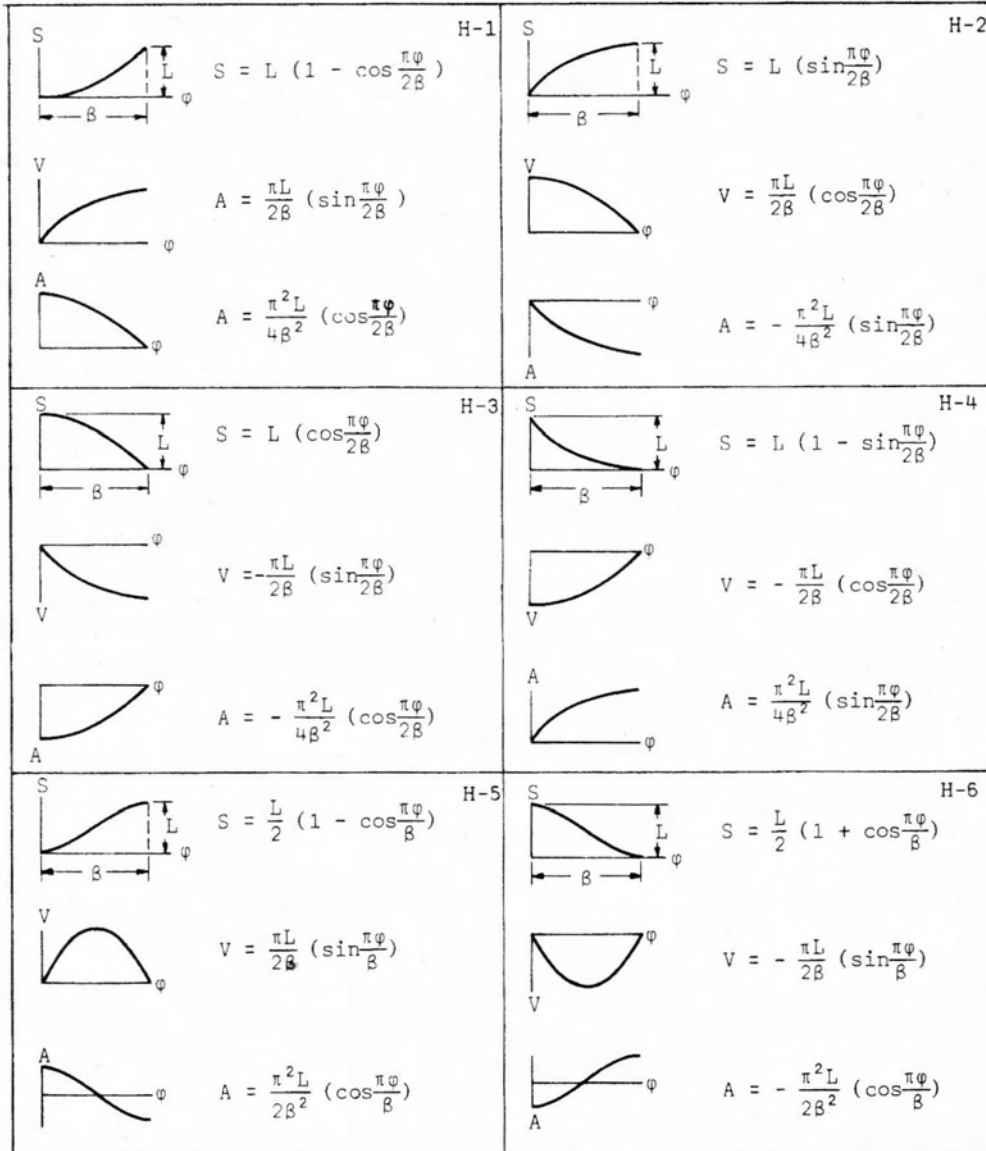
(Η αρίθμηση των πιο πάνω τύπων έγινε σε αντιστοιχία με την αρίθμηση των ανάλογων τύπων της ανόδου.)

Οι ανάγκες για πολύστροφες κάμες με καταμεμημένες κατά διάφορο τρόπο εντός του κύκλου φάσεις ανόδου, καθόδου και στάσεων οδήγησαν σε επινόηση καμπυλών σύνθετων που εξασφαλίζουν ικανοποιητική λειτουργία αυτών των μηχανισμών.

Στα σχήματα πίνακες 34.1, 35.1 και 36.1 δίνουμε καμπύλες που τμήματά τους μπορούν να χρησιμεύουν ως τμήματα των σύνθετων καμπυλών. Οι πίνακες αυτοί κατασκευάστηκαν από τους M.Kloomok και R.V.Muffley και δημοσιεύτηκαν σε εργασία τους με τίτλο "Plate Cam Design – With Emphasis on Dynamic Effects" Prod. Eng. February 1955.

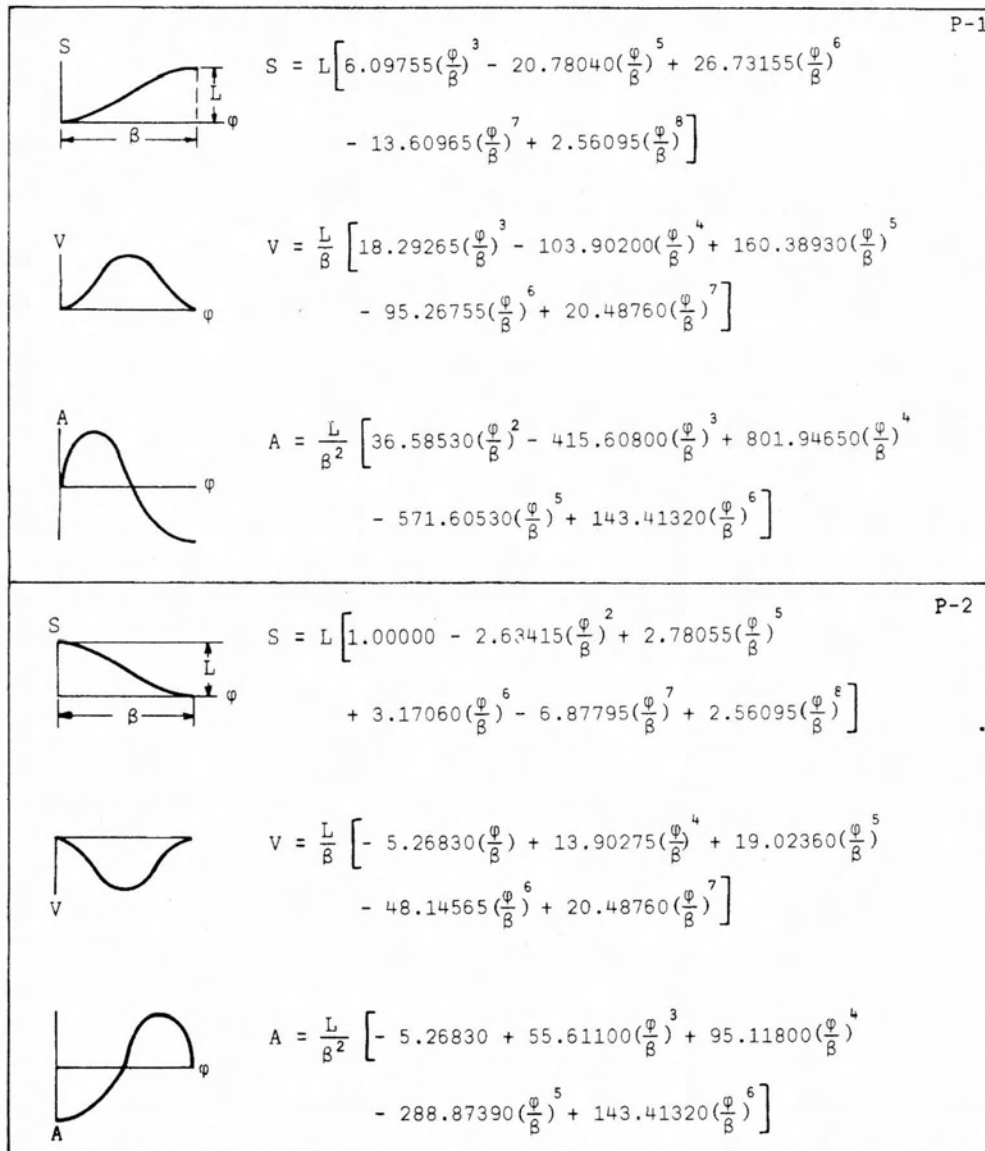


Σχήμα 34.1: Οικογένεια καμπυλών προερχόμενων από τον κυκλοειδή νόμο.



Σχήμα 35.1: Οικογένεια καμπυλών προερχόμενων από τον αρμονικό νόμο.





Σχήμα 36.1: Οικογένεια καμπυλών προερχόμενων από πολυωνυμικό νόμο.

## 1.9 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΚΑΜΑΣ. Ο ΡΟΛΟΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΠΙΕΣΗΣ

Οι διαστάσεις μηχανισμών κάμας καθορίζονται πρώτα από όλα από τις διαστάσεις της ίδιας της κάμας. Αν και επιθυμία των κατασκευαστών είναι να έχουν την δυνατότητα να εκπονούν κάμες μικρών διαστάσεων εντούτοις υπάρχουν περιορισμοί προς αυτή την κατεύθυνση. Έτσι, αφού το πρώτο στάδιο του σχεδιασμού μηχανισμού κάμας έχει τελειώσει με την εκλογή του επιθυμούμενου νόμου κίνησης του ακολούθου, τα επόμενο πρόβλημα του εκπονητή είναι να ορίσει τις διαστάσεις minimum της κάμας πέραν των οποίων η λειτουργία του μηχανισμού θα είναι προβληματική.

Οι παράγοντες που βάζουν περιορισμούς στο μέγεθος της κάμας είναι:

1. Το μέγεθος της γωνίας πίεσης
2. Να μη βγαίνει κατατομή με αιχμές.
3. Λόγοι αντοχής.

Ας δούμε πως ο κάθε ένας από τους παραπάνω παράγοντες επιδρά στις διαστάσεις της κάμας ξεκινώντας με το ρόλο του μεγέθους της γωνίας πίεσης.

Όπως είδαμε στην κινηματική ανάλυση μηχανισμών με κάμες στο πρώτο τμήμα του βιβλίου γωνία πίεσης λέμε την γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της διεύθυνσης κατά την οποία κινείται ο ακόλουθος και της διεύθυνσης κατά την οποία εφαρμόζεται η δύναμη από μέρος της κάμας στον ακόλουθο για την μετακίνησή του. Αυτή η τελευταία ορίζεται από την κάθετο στη εφαπτομένη επί της κατατομής της κάμας στο σημείο που αυτή συνεργάζεται με τον ακόλουθο. Για την ικανοποιητική λειτουργία του μηχανισμού η γωνία αυτή δεν πρέπει να υπερβαίνει τις  $30^\circ$  ως  $40^\circ$  ,για τις περιπτώσεις που ο ακόλουθος κάνει ευθύγραμμη παλινδρομική κίνηση και τις  $40^\circ$  ως  $50^\circ$  για τις περιπτώσεις που ο ακόλουθος κάνει ταλαντωτική περιστροφική κίνηση.

Ας ξαναγράψουμε εδώ την εξίσωση 11 που ισχύει για κάμες με τροχοφόρο ακόλουθο που παλινδρομεί.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{ds}{d\phi_k} \pm r_o}{\sqrt{R_o^2 - r_o^2 + s}} \quad (30)$$

Σε αυτήν την εξίσωση,  $\alpha$  είναι η γωνία πίεσης,  $R_o$  είναι το μικρότερο ακτινικό διάνυσμα της θεωρητικής κατατομής, το δε  $r_o$  είναι η απόσταση του κέντρου της κάμας από τον άξονα μετατόπισης του ακολούθου. Η παραπάνω εξίσωση δείχνει:

Ότι η γωνία  $\alpha$  εξαρτάται σε πρώτη σειρά από το  $ds/d\phi_k$  δηλαδή από το ρυθμό μεταβολής της μετατόπισης του ακολούθου σε συνάρτηση της γωνίας περιστροφής της κάμας. Δηλαδή όσο πιο μεγάλη ταχύτητα δημιουργείται στον ακόλουθο τόσο πιο μεγάλη γωνία πίεσης έχουμε. Αυτό θα πει ότι η γωνία πίεσης επηρεάζεται από το νόμο κίνησης του ακολούθου. Για να το αντιληφθούμε καλύτερα αυτό ας το δούμε σε παράδειγμα.

Για να απλοποιήσουμε το παράδειγμα ας πάρουμε την περίπτωση που η απόσταση του κέντρου της κάμας από τη διεύθυνση κίνησης του ακολούθου  $r_o = 0$  οπότε η πιο πάνω εξίσωση παίρνει την μορφή:

$$tga = \frac{\frac{ds}{d\phi_k}}{R_o + S} \quad (31)$$

Από αυτή την εξίσωση διαπιστώνεται ότι το  $tga$  επομένως και η γωνία  $\alpha$  φτάνουν στο μεγαλύτερό τους περίπου μέγεθος εκεί που το  $ds/d\phi_k$  παίρνει τη μεγαλύτερή του τιμή, δηλαδή εκεί που η ταχύτητα γίνεται μέγιστη. Για τους νόμους κίνησης, παραβολικό, αρμονικό και κυκλοειδή που έχουμε αναφέρει μέγιστη ταχύτητα έχουμε στο μέσο της διαδρομής του ακολούθου όταν δηλαδή το  $S = H/2$ . Αν συγκρίνουμε τώρα γι' αυτή τη θέση του ακολούθου το μέγεθος του  $tga$  θέτοντας για όλους τους πιο πάνω νόμους το ίδιο  $H$  και ίδιο  $\beta_\alpha$  έχουμε:

Για τον παραβολικό νόμο  $ds/d\phi_k = 2H/\beta_\alpha$  και  $tga = \frac{4H}{(2R_o + H)\beta_\alpha}$

Για τον αρμονικό νόμο  $ds/d\phi_k = 1,57 H / \beta_\alpha$  και  $tga = \frac{3,14H}{(2R_o + H)\beta_\alpha}$

Για τον κυκλοειδή νόμο  $ds/d\phi_k = 2 H / \beta_\alpha$  και  $tga = \frac{4H}{(2R_o + H)\beta_\alpha}$

Από την πιο πάνω σύγκριση διαπιστώνεται ότι εφόσον το  $R_o$  θα είναι το ίδιο και για τις τρεις περιπτώσεις πιο μεγάλη γωνία πίεσης θα υπάρχει στην περίπτωση που η κάμα είναι κατασκευασμένη για να μας δίνει κυκλοειδή ή παραβολικό νόμο (γι' αυτές τις περιπτώσεις η γωνία πίεσης είναι ίδια) και μικρότερη για αρμονικό νόμο.

Αν θέλουμε να κρατήσουμε την ίδια γωνία πίεσης τότε μπορούμε να γράψουμε την πιο κάτω ισότητα.

$$\frac{4H}{(2R_o' + H)\beta_\alpha} = \frac{3,14H}{(2R_o'' + H)\beta_\alpha}$$

Όπου:  $R_o'$  είναι το μικρότερο ακτινικό διάνυσμα της κάμας που δίνει τον παραβολικό ή κυκλοειδή νόμο και  $R_o''$  της κάμας που δίνει τον αρμονικό νόμο. Απλοποιώντας και λύνοντας την πιο πάνω εξίσωση ως προς  $R_o'$  έχουμε :

$$R_o' = 1,274R_o'' + 0,137 H$$

Αυτό το αποτέλεσμα δείχνει ότι προκειμένου να τηρηθεί κάποια οριακή γωνία πίεσης  $\alpha$ , κατασκευή κάμας που να δίνει παραβολικό ή κυκλοειδή νόμο κίνησης στον ακόλουθο συνεπάγεται μεγαλύτερες διαστάσεις αυτής σε σύγκριση με κάμα που να δίνει αρμονικό νόμο.

### 1.9.1 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΟΥ ΜΕΓΕΘΟΥΣ $R_o$ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΠΙΕΣΗΣ $\alpha$ Ή ΤΗΝ ΑΚΤΙΝΑ MINIMUM ΤΗΣ ΚΑΤΑΤΟΜΗΣ.

Η εξίσωση 30 δείχνει ότι το μικρότερο ακτινικό διάνυσμα  $R_o$  που είναι η βάση των διαστάσεων της κάμας ορίζεται από το μέγεθος της μέγιστης γωνίας πίεσης που θα επιτρέψουμε να έχουμε κατά τη λειτουργία αυτής. Εδώ πρέπει να παρατηρήσουμε ότι όσο μικρότερη είναι η γωνία πίεσης  $\alpha$  τόσο πιο μεγάλος είναι ο συντελεστής ωφέλιμου έργου του μηχανισμού αλλά και τόσο μεγαλύτερη βγαίνει η κάμα.

Στο δεύτερο στάδιο επομένως της εκπόνησης της κάμας με βάση την εξίσωση 30 θέτοντας ως  $\alpha$  το επιθυμούμενο  $\alpha_{\max}$  βρίσκουμε το  $R_o$ . Αυτό γίνεται σχετικά εύκολα με τον επόμενο γραφικό τρόπο.

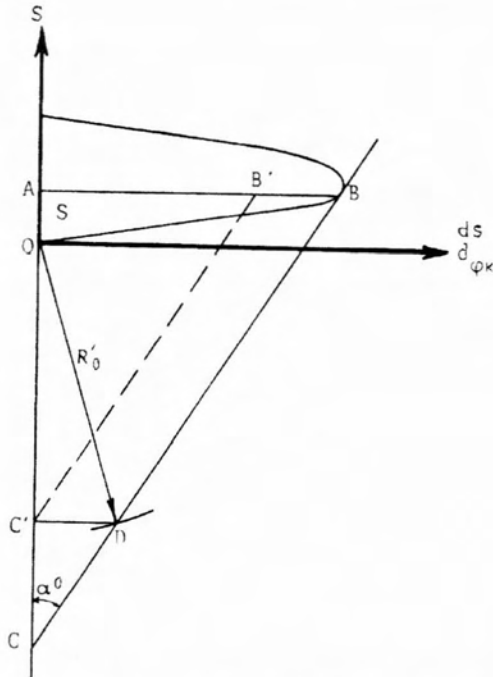
- 1) Δίνοντας διαδοχικές τιμές στη γωνία  $\phi_k$  κάνουμε πίνακα τιμών  $ds/d\phi_k$  για τη φάση της ανόδου κατά το νόμο που έχουμε εκλέξει.
- 2) Για τις ίδιες γωνίες κάνουμε πίνακα τιμών της μετατόπισης του ακολούθου  $S$ .
- 3) Σχεδιάζουμε το διάγραμμα  $S = f(ds/d\phi_k)$ .
- 4) Επεκτείνουμε τον άξονα των τεταγμένων  $S$  προς τα κάτω και φέρνουμε εφαπτομένη στην καμπύλη  $ds/d\phi_k$  υπό γωνία ως προς τον άξονα των  $S$  ίση με την επιθυμούμενη γωνία πίεσης (σχήμα 37.1)
- 5) Αν δεν επιθυμούμε ντεζαξιάλ το μέγεθος του ζητούμενου  $R_o$  είναι ίσο με το τμήμα  $OC$  του άξονα  $S$ . Πράγματι το τρίγωνο  $ABC$  μας εξασφαλίζει  $\tan \alpha = AB/AC$  όπου  $AB = ds/d\phi_k$  και  $AC = R_o + S$
- 6) Αν επιθυμούμε ένα μικρότερο  $R_o$  και δεχόμαστε να δημιουργηθεί νταζαξιάλ τότε με ακτίνα το επιθυμούμενο  $R_o$  που για διάκριση με το προηγούμενο το συμβολίζουμε  $R_o'$  και κέντρο την αρχή των συντεταγμένων "O" κάνουμε κόψιμο της ευθείας  $BC$ . Στο σχήμα 37.1 το κόψιμο έγινε στο σημείο  $D$ . Η κάθετος  $DC'$  στον άξονα των  $S$  είναι το μέγεθος του ντεζαξιάλ  $r_o$  που σε αυτή την περίπτωση πρέπει να έχουμε.

Πράγματι από το τρίγωνο  $AB'C'$  έχουμε:

$$\tan \alpha = \frac{AB - B'B}{S + OC'}$$

$$\text{Αλλά } AB = \frac{ds}{d\phi_k}, \quad B'B = C'D = r,$$

$$OC' = \sqrt{R_o'^2 + r_o^2}$$



Σχήμα 37.1: Γραφικός τρόπος υπολογισμού του  $R_0$ .

Πρέπει εδώ να σημειωθεί επίσης ότι για τη φάση της καθόδου του ακολούθου όταν μάλιστα αυτός βρίσκεται υπό την πίεση δύναμης ελατηρίου και μεγαλύτερες γωνίες πίεσης καθόδου δεν εμποδίζουν την λειτουργία του μηχανισμού. Αυτός είναι ο λόγος που πολλές φορές θέτουμε την διεύθυνση κίνησης του ακολούθου έτσι που να μην περνάει από τον άξονα περιστροφής της κάμας (δημιουργούμε ντεζαξιάλ). Αυτό το μέτρο μας βοηθάει να μικραίνουμε την γωνία πίεσης κατά τη φάση της ανόδου σε βάρος της γωνίας πίεσης κατά τη φάση της καθόδου.

Για τη διευκόλυνση του υπολογισμού του  $R_0$  για κάμα με κατατομή που δίνει κυκλοειδή, αρμονικό και πολυωνυμικό νόμο κίνησης στον ακόλουθο, δίνεται και το νομόγραμμα του σχήματος 38.1, που προτάθηκε από τους Klootok και Muffley και αναπτύχθηκε από τον E.S.Varnum.



Σχήμα 38.1: Νομόγραμμα εύρεσης της μέγιστης γωνίας πίεσης.

Με τη βοήθεια του νομογράφηματος αυτού βρίσκεται ο λόγος  $L/R$  όπου  $L$  είναι η συνολική άνοδος του ακολούθου με τον δοσμένο νόμο κίνησης. Η χρήση του νομογράμματος φαίνεται στο παρακάτω παράδειγμα:

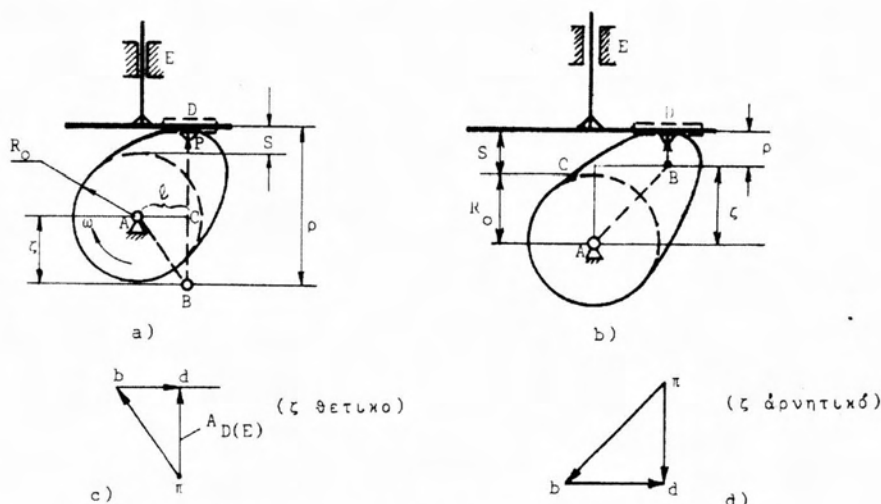
Έστω ότι ένα τμήμα καμπύλης που αντιστοιχεί σε κυκλοειδή νόμο, (όπως π.χ. αυτά που παρουσιάζονται στο σχήμα 34.1 ) επεκτείνεται σε γωνία  $\beta=65^\circ$  και στο τέλος της γωνίας αυτής ο ακόλουθος μετατίθεται κατά  $L=20\text{mm}$ . Αν θέλουμε η γωνία πίεσης  $\sigma'$  αυτό το τμήμα της καμπύλης να μην υπερβεί τις  $30^\circ$ , τότε οι διαστάσεις της κάμας πρέπει να μας εξασφαλίζουν ένα  $L/R_o$  που βρίσκεται αν συνδέσουμε με ευθεία την υποδιαίρεση  $65^\circ$  στο άνω μέρος του νομογράμματος με την υποδιαίρεση  $30^\circ$  στο κάτω μέρος αυτού. Η ευθεία αυτή τέμνει την διαμετρική γραμμή στην υποδιαίρεση 0,4 που αντιστοιχεί στον κυκλοειδή νόμο κίνησης. Επομένως έχουμε:

$$\frac{L}{R_o} = 0,4 \rightarrow R_o = \frac{L}{0,4} = \frac{20}{0,4} = 50\text{mm}$$

Εάν το μέρος που θα τοποθετεί η κάμα δεν επιτρέπει ένα τέτοιο  $R_o$  αλλά μικρότερο, ως διέξοδος υπάρχει να μεγαλώσει η γωνία  $\beta$ .

Για τους μηχανισμούς κάμας που έχουν ακόλουθο με πέλμα, θέμα γωνίας δεν τίθεται γιατί καθ' όλη την διαδρομή του ακολούθου αυτή είναι μηδέν. Κι αυτό γιατί η κάθετος στη κοινή εφαπτομένη στο σημείο επαφής κάμας και ακολούθου είναι πάντοτε παράλληλη στην διεύθυνση κίνησης του ακολούθου.

Εδώ όμως έχουμε άλλο φαινόμενο, την εμφάνιση ροπής (στο σχήμα 39.1 η ροπή είναι ίση με τα γινόμενο  $P \cdot \ell$  όπου  $P$  η δύναμη που ασκείται από την κάμα στον ακόλουθο) με τις ίδιες σχεδόν συνέπειες που δημιουργεί και η γωνία πίεσης.



Σχήμα 39.1: Διερεύνηση των παραγόντων που συνθέτουν το  $\rho_{\min}$ .

Το μέγεθος του μοχλοβραχίονα  $\ell = AC$  δεν εξαρτάται από τις διαστάσεις της κάμας αλλά από το νόμο κίνησης του ακολούθου στον οποίο ενυπάρχει το μέγεθος της μέγιστης διαδρομής του  $H$ .

Εκείνο που βάζει περιορισμούς στις διαστάσεις για την περίπτωση του πελματοφόρου ακολούθου είναι ότι οι ακτίνες καμπυλότητας της κατατομής της κάμας πρέπει να είναι παντού θετικές πράγμα που εκφράζεται με την ανισότητα.

$$\rho > 0 \quad (32)$$

Στην περίπτωση που το  $\rho$  είναι αρνητικό αυτό σημαίνει ότι η κατατομή σχηματίζει κοίλα μέρη το οποία δεν μπορεί να παρακολουθήσει το επίπεδο πέλμα του ακολούθου ενώ όταν είναι μηδέν αυτή παρουσιάζει αιχμή (οι συνέπειες της περίπτωσης αυτής εξετάζονται στην παράγραφο). Όταν το  $\rho = \infty$  (ευθύ τμήμα επί της κατατομής) τότε σύμφωνα με το σχήμα 40.1 πρέπει να περιμένουμε απότομη μεταβολή στη ροπή στρέψης που μπορεί να εκφραστεί:

$$\frac{\Delta M}{\Delta \phi} = \frac{P(\ell_2 - \ell_1)}{\Delta \phi}$$

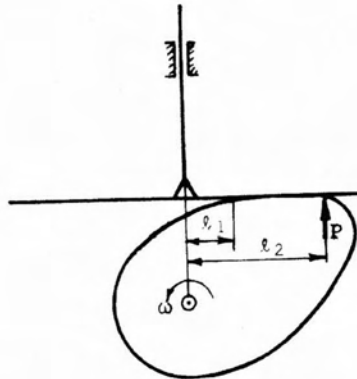
Εκτός αυτού το φαινόμενο θα συνοδεύεται με απότομη επίσης μεταβολή της ταχύτητας  $U$  και της επιτάχυνσης  $A$  του ακολούθου.

Η συνθήκη (32) εξασφαλίζεται όταν ισχύει:  $\rho = R_0 + S(\phi) \pm \zeta > 0 \quad (32')$

Όπου:  $R_0$  - είναι το μικρότερο ακτινικό διάνυσμα της κάμας (σχημ. 39.1a και 39.1b)

$S(\phi)$  - είναι η μετατόπιση του ακολούθου για θέση της κάμας που αντιστοιχεί στη δοσμένη γωνία  $\phi_k$ .

$\zeta$  - μέγεθος που ισούται με το μέτρο της επιτάχυνσης του ακολούθου για τη δοσμένη θέση της κάμας.



Σχήμα 40.1: Περίπτωση που σε τμήμα της κατατομής το  $\rho = \infty$ .

Πράγματι αν θεωρηθεί ότι το κέντρο καμπυλότητας στο σημείο της κατατομής (σχήμα 39.1) είναι το B, ο ισοδύναμος μηχανισμός με αυτόν της κάμας είναι ο ABDE.

Αν κατασκευαστεί για αυτή την θέση το πολύγωνο των επιταχύνσεων, αυτό πρέπει να ικανοποιεί τις εξισώσεις:

$$\begin{aligned} \bar{A}_D &= \bar{A}_B + \bar{A}_{D(B)}^n + \bar{A}_{D(B)}^t \\ \bar{A}_D &= \bar{A}_E + \bar{A}_{D(E)} \end{aligned}$$

Είναι γνωστές:  $A_B = \omega^2 \ell_{AB} \quad A_E = 0$

Επίσης ισχύει ότι  $A_{D(B)}^n = 0$ , κι αυτό γιατί δεν υπάρχει περίπτωση περιστροφής του D ως προς το B. Το 'μέλος' BD μπορεί να αλλάζει θέση και μέγεθος παραμένει ωστόσο διαρκώς παράλληλο στη διεύθυνση κίνησης του ακολούθου.

Από τα παραπάνω μπορούμε να γράψουμε:

$$\bar{A}_{D(E)} = \bar{A}_B + \bar{A}_{D(B)}^t$$

Τα πολύγωνα επιταχύνσεων που ικανοποιούν αυτή την διανυσματική εξίσωση για τις περιπτώσεις των 39.1.a και 39.1.b είναι αντίστοιχα τα 39.1.c και 39.1.d.

Και στις δύο περιπτώσεις τα τρίγωνα  $bdp$  είναι όμοια με τα  $ABC$ , και αν θεωρήσουμε  $\omega=1$ , τότε η  $pb$  είναι ίση με την  $AB$  οπότε τα τρίγωνα είναι και ίσα.

Η ισότητα αυτή των τριγώνων δείχνει ότι πράγματι το  $\zeta$  είναι ίσο με το μέτρο της επιτάχυνσης σε αυτό το σημείο του ακολούθου που έχει διαστάσεις μήκους.

Έπειτα από τα παραπάνω, η συνθήκη (32') μπορεί να γραφτεί :

$$R_o + S(\phi) \pm A(\phi) > 0 \quad (32'')$$

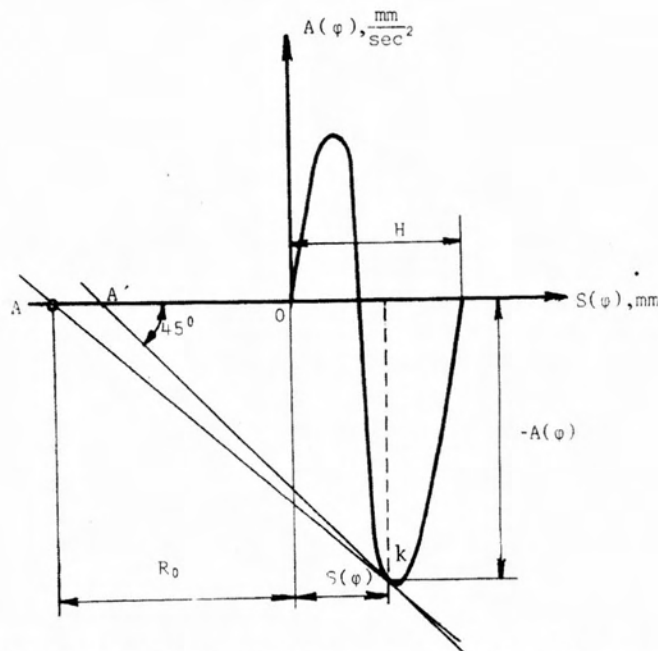
$$\text{ή } R_o + S(\phi) > |A(\phi)| \quad \frac{|A(\phi)|}{R_o + S(\phi)} < 1$$

$$\frac{|A(\phi)|}{R + S(\phi)} < \text{tg}45^\circ \quad (32''')$$

Με βάση την (32'') ο Ρώσος Ια.Λ. Γερνούμος προτείνει την ακόλουθη μέθοδο για τον προσδιορισμό του  $R_o$  της κάμας:

1. Να γίνει καμπύλη  $A(\phi) = f[S(\phi)]$ . Παράδειγμα κατασκευής τέτοιας καμπύλης δίνεται στο σχήμα 41.1.
2. Να χαραχτεί ευθεία υπό γωνία  $45^\circ$  ως προς τον άξονα των  $S(\phi)$  που να είναι εφαπτόμενη της καμπύλης  $A(\phi) = f[S(\phi)]$ . (Στο σχήμα 41.1 η  $KA'$ ).
3. Να εκλεγεί  $R_o$  λίγο μεγαλύτερο από την διάσταση  $OA'$ . Πράγματι με αυτή την κατασκευή έχουμε:

$$\frac{A(\phi)}{R_o + S(\phi)} < \text{tg}45^\circ$$



Σχήμα 41.1: Γραφική κατασκευή για τον προσδιορισμό του  $R_o$ .



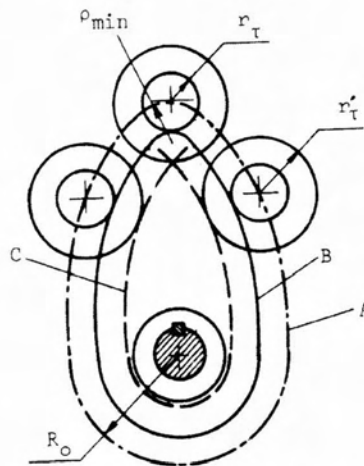
### 1.9.2 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΟΥ $\rho_{min}$ ΓΙΑ ΚΑΜΕΣ ΜΕ ΤΡΟΧΟΦΟΡΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ (ΠΕΡΙΠΤΩΣΕΙΣ ΑΙΧΜΗΣ ΚΑΙ ΚΟΙΛΑΔΑΣ)

Υπάρχουν περιπτώσεις σε κάμες που χρησιμοποιούν τροχοφόρο ακόλουθο που ενώ η θεωρητική κατατομή της κάμας έχει ικανοποιητική μορφή (όλη η εξωτερική περίμετρος είναι καμπυλόγραμμη) η πραγματική κατατομή παρουσιάζει αιχμή. Η αιχμή σε αυτές τις περιπτώσεις οφείλεται σε όχι σωστό συνδυασμό της ακτινικής καμπυλότητας minimum της θεωρητικής κατατομής της κάμας με την ακτίνα του τροχίσκου του ακολούθου.

Λύση και εδώ για να εξαφανισθεί η αιχμή, εφ' όσον θέλουμε να κρατήσουμε την ακτίνα του τροχίσκου στο μέγεθός της είναι να μεγαλώσουμε το  $R_o$  επομένως και το μέγεθος της κάμας. Εξήγηση του φαινομένου δίνουμε στο παρακάτω σχήμα.

Στο σχήμα αυτό η καμπύλη A είναι η θεωρητική κατατομή της κάμας, η καμπύλη B είναι η πραγματική κατατομή στην περίπτωση της χρησιμοποίησης τροχίσκου ακτίνας  $r_T$  και τέλος η καμπύλη C είναι η πραγματική κατατομή στην περίπτωση που χρησιμοποιηθεί τροχίσκος ακτίνας  $r'_T > \rho_{min}$ , όπου  $\rho_{min}$  είναι η ακτίνα minimum καμπυλότητας της κάμας.

Για να μην υπάρξει αιχμή πρέπει να τηρείται η συνθήκη:  $r_T > \rho_{min}$



Σχήμα 42.1: Αίτια σχηματισμού αιχμής

Η ακτίνα καμπυλότητας  $\rho$  ανάλογα με τον νόμο που έχει επιλεγεί ορίζεται με τον τύπο:

$$\rho = \pm \frac{\left[ (R_o + S)^2 + (U/\omega)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(R_o + S)^2 + 2(U/\omega)^2 - (R_o + S)(A/\omega^2)} \quad (33)$$

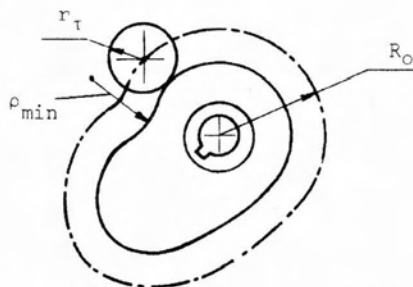
Για την εύρεση με τον τύπο αυτό του  $\rho_{min}$ , η τιμή του  $S$  παίρνεται για τη θέση του τροχίσκου σε σημείο της κατατομής που περιμένουμε αιχμή. Για το παράδειγμα του σχήματος 42.1 ισχύει  $S=H$  και ταχύτητα του ακολούθου  $U = 0$  για αυτό το  $\rho_{min}$  είναι:

$$\rho_{min} = \frac{(R_o + H)^2}{(R_o + H) - (A/\omega^2)}$$

Το  $\omega$  είναι η γωνιακή ταχύτητα της κάμας που θεωρείται σταθερή ενώ το  $A$  είναι η επιτάχυνση του ακολούθου στο εξεταζόμενο σημείο της κατατομής. Σε κυκλοειδή κίνηση όπου  $A=0$  τότε  $\rho_{\min} = R_o + H$ , ενώ σε παραβολική ή αρμονική:

$$\rho_{\min} = \frac{(R_o + H)^2}{(R_o + H) - (A/\omega^2)}$$

Το δεξιό τμήμα της εξίσωσης (33) έχει μπροστά τα σημεία +,- το (+) ανταποκρίνεται στην περίπτωση που το  $\rho$  δίνει "λόφο" στην κατατομή της κάμας, ενώ το (-) όταν δίνει "κοιλάδα". (σχήμα 43.1.)



Σχήμα 43.1: Περίπτωση "κοιλάδας" επί της κατατομής της κάμας

Και για την περίπτωση του σχήματος 43.1 για τη σωστή λειτουργία της κάμας πρέπει  $\rho_{\min} > r_\tau$ . Αν αυτό για το εκλεγμένο  $r_\tau$  δεν συμβαίνει, η λύση είναι να μεγαλώσει το  $R_o$  και επομένως οι διαστάσεις της κάμας.

Περιπτώσεις αιχμής στην κατατομή αντιμετωπίζουμε και όταν έχουμε ακόλουθο που καταλήγει σε πέλμα. Και σε αυτές τις περιπτώσεις ωστόσο για να αποφύγουμε την αιχμή καταφεύγουμε στο μεγάλωμα του  $R_o$  και επομένως των διαστάσεων της κάμας.

Η εξαγωγή του τύπου (33) φαίνεται πιο κάτω. Από τα μαθηματικά είναι γνωστός για την ακτίνα καμπυλότητας ο τύπος:

$$\rho = \pm \frac{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}{|x'y'' - y'x''|}$$

Όπου  $x$  και  $y$  είναι συναρτήσεις κάποιας μεταβλητής  $t$ , δηλαδή  $x = x(t)$ ,  $y = y(t)$ . Για τη δική μας περίπτωση αυτές οι συναρτήσεις είναι συναρτήσεις της τιμής της γωνίας  $\phi$  περιστροφής της κάμας, δηλαδή:

$$x = [R_o + S(\phi)] \sin \phi \quad \text{και} \quad y = [R_o + S(\phi)] \cos \phi$$

Γι'αυτό:

$$x' = [R_o + S(\phi)] \cos \phi + \frac{U}{\omega} \sin \phi$$

$$x'' = \left\{ \frac{A}{\omega^2} - [R_o + S(\phi)] \right\} \sin \phi + \frac{2U}{\omega} \cos \phi$$

$$\text{και} \quad y' = - [R_o + S(\phi)] \sin \phi + \frac{U}{\omega} \cos \phi$$

$$y'' = \left\{ \frac{A}{\omega^2} - [R_o + S(\phi)] \right\} \cos \phi - \frac{2U}{\omega} \sin \phi$$

Τοποθετώντας τις τιμές των παραγώγων  $x'$ ,  $x''$ ,  $y'$ ,  $y''$  στον πιο πάνω μαθηματικό τύπο καταλήγουμε στην έκφραση 33.

### 1.9.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΤΗΣ ΚΑΜΑΣ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΑΝΤΟΧΗ

Υπάρχουν περιπτώσεις που το  $R_0$  που βγαίνει από τον υπολογισμό είναι μικρότερο από αυτό που απαιτείται για την κατασκευή της πλήμνης της κάμας. Λόγοι αντοχής και δυσκαμψίας του συστήματος μπορεί να απαιτούν άτρακτο μεγάλης διαμέτρου.

Είναι φυσικό σε αυτή την περίπτωση να μεγαλώνει η διάμετρος της πλήμνης και επομένως με τη σειρά τους να μεγαλώνουν οι διαστάσεις της κάμας. Σε άλλες περιπτώσεις όταν τα φορτία επί του ακολούθου είναι μεγάλα δημιουργούνται ανεπίτρεπτες τάσεις πίεσης οι οποίες οδηγούν σε υπέρμετρη φθορά της κάμας. Για να αποφευχθεί κάτι τέτοιο ο εκπονητής οφείλει να κάνει υπολογισμό αυτών των τάσεων κι αν χρειαστεί να μεγαλώσει τις διαστάσεις της κάμας. Μεγάλωμα των διαστάσεων συνεπάγεται μεγάλωμα των ακτινών καμπυλότητας και επομένως ελαχιστοποίηση των τάσεων πίεσης.

Οι τάσεις πίεσης μπορεί να υπολογιστούν με τον παρακάτω τύπο που βγαίνει από τον τύπο του Hertz όταν ως υλικό κατασκευής τόσο της κάμας όσο και του τροχίσκου είναι χάλυβας:

$$\sigma = 191 \sqrt{\frac{P(\rho_{\min} + r_{\tau})}{l \cdot \rho_{\min} r_{\tau}}} \quad (34)$$

Όπου :

$\sigma$  : είναι η αναπτυσσόμενη τάση σε N/mm,

$P$  : είναι το φορτίο σε N,

$\rho_{\min}$  : είναι η minimum ακτίνα καμπυλότητας της κάμας σε mm

$r_{\tau}$  : είναι η ακτίνα του τροχίσκου σε mm

$l$  : το μήκος της γραμμής επαφής του τροχίσκου με την κάμα σε mm

Η συνθήκη ικανοποιητικής λειτουργίας είναι:  $\sigma < \sigma_{\text{επ}}$

όπου  $\sigma_{\text{επ}}$  : είναι η επιτρεπόμενη τάση σε N/mm

Εάν χρησιμοποιείται ελατήριο για την εξασφάλιση της επαφής του ακολούθου με την κατατομή της κάμας, το ελατήριο πρέπει να υπολογίζεται και να σχεδιάζεται έτσι που να εξασφαλίζεται δύναμη επαφής λίγο μεγαλύτερη από την αναπτυσσόμενη στον ακόλουθο δύναμη αδρανείας. Αν η δύναμη του ελατηρίου είναι μικρότερη θα έχουμε κατά τη λειτουργία του μηχανισμού απόσπαση του ακολούθου από την επιφάνεια της κατατομής και επομένως παραβίαση του νόμου κίνησης που μπήκε στο σχεδιασμό της κάμας. Αν πάλι είναι πολύ μεγαλύτερη τότε μεγαλώνει χωρίς λόγο τις τάσεις πίεσης οι οποίες οδηγούν σε φθορές που για να αποφευχθούν χρειάζεται μεγάλωμα των διαστάσεων της κάμας.

Ο τύπος (34) βγαίνει κατά τον ακόλουθο τρόπο.

Κατά Hertz οι τάσεις στην περιοχή επαφής δύο κυλίνδρων υπό πίεση  $P$ , ακολουθούν ελλειπτικό νόμο, η μέγιστη δε τάση έχει την τιμή :

$$\sigma = \frac{2q}{\pi b} \quad (34')$$

Όπου :

$q$ : είναι το φορτίο ανά μονάδα μήκους της γενέτειρας των κυλίνδρων κατά την οποία λαβαίνει χώρα η επαφή.

Γι' αυτό  $q=P/l$ , ( $P$  είναι το φορτίο σε N,  $l$  είναι το μήκος της γενέτειρας σε mm)  $b$  είναι το μισό πλάτος σε mm της λωρίδας κατά την οποία γίνεται η επαφή. (Λόγω ελαστικής παραμόρφωσης η επαφή δεν γίνεται κατά γραμμή αλλά κατά λωρίδα.)

Η τιμή του  $b$  υπολογίζεται με τον τύπο:

$$b = \sqrt{\frac{4q(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}$$

Όπου :  $R_1$  και  $R_2$  οι ακτίνες των κυλίνδρων που εφάπτονται.

Για τη δική μας περίπτωση είναι  $\rho_{\min}$  και  $r_\tau$ .

Τα  $\vartheta_1$  και  $\vartheta_2$  υπολογίζονται με τους τύπους:

$$\vartheta_1 = \frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1} \quad \vartheta_2 = \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2}$$

$\nu_1$  και  $\nu_2$  είναι οι συντελεστές Poisson για τον χάλυβα  $\nu = 0,28$

$E_1$  και  $E_2$  είναι τα μέτρα ελαστικότητας του υλικού από το οποίο είναι κατασκευασμένοι οι κύλινδροι (για χάλυβα  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ )

Όταν και οι δύο είναι χαλύβδινοι όπως στη δική μας περίπτωση τότε  $\vartheta_1 = \vartheta_2$  και το μέγεθος  $b$  μπορεί να εκφραστεί με τον τύπο :

$$b = \sqrt{8q \frac{1-\nu^2}{\pi E} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}$$

Βάζοντας αυτή την τιμή του  $b$  στον τύπο (34') παίρνουμε:

$$\sigma = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \cdot \sqrt{\frac{q(R_1 + R_2)}{R_1 \cdot R_2}} \quad (34'')$$

Ο πρώτος παράγοντας στο δεξιό μέρος της παραπάνω εξίσωσης έχει σταθερό μέγεθος. Πράγματι για το χάλυβα θα έχουμε:

$$\sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{2\pi \cdot 0,92}} \approx 191$$

Λαμβάνοντας υπ' όψη ακόμη ότι  $q = P/l$ , όπως επίσης ότι για την περίπτωσή μας  $R_1 = \rho_{\min}$ ,  $R_2 = r_\tau$  η έκφραση (34'') γίνεται:

$$\sigma = 191 \sqrt{\frac{P(\rho_{\min} + r_\tau)}{l \cdot \rho_{\min} \cdot r_\tau}}$$

## 1.10 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΜΩΝ (ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ)

Η παλαιότερη μέθοδος που δεν έχει χάσει εντελώς τη σημασία της μέχρι σήμερα είναι να σχεδιαστεί γραφικά με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια η κατατομή της κάμας επί χάρτου, να κολληθεί έπειτα το χαρτί επί της μεταλλικής πλάκας από την οποία θα προέρθει η κάμα, να χαραχθεί επί του μετάλλου και να δουλευτεί κατόπιν κατά ένα οποιοδήποτε μηχανικό τρόπο για να αφαιρεθεί το πολύ μεγάλο μέρος του μετάλλου γύρω από την κατατομή. Τελικά η κάμα παίρνει την ακριβή της μορφή με δουλειά από το χέρι.

Αυτή η μέθοδος που είναι πολύ αντιπαραγωγική χρησιμοποιείται μέχρι τις μέρες μας εκεί που υπάρχει ζήτηση παραγωγής μιας μόνο κάμας χωρίς μεγάλες απαιτήσεις στην ακρίβεια κατασκευής.

Άλλη παραγωγικότερη μέθοδος (ζήτηση για πολλά αντίτυπα της ίδιας κάμας) είναι η κατασκευή κατά την προηγούμενη μέθοδο μιας κάμας σε διπλάσια ή τριπλάσια κλίμακα από την ζητούμενη, πράγμα που μεγαλώνει την ακρίβεια κατασκευής της και χρησιμοποίησή της ως πρότυπο-οδηγό σε ειδικές μηχανές για την κοπή των ζητούμενων καμών.

Η πιο σύγχρονη ωστόσο μέθοδος που είναι και πιο αποδοτική τόσο σε παραγωγικότητα όσο και σε ποιότητα είναι η κοπή σε αυτόματη φρέζα που δουλεύει με πρόγραμμα. Στον εκπονητή επομένως πέφτει και το έργο της κατάστρωσης του προγράμματος κοπής.

Επειδή στο πρόγραμμα μπαίνουν οι συντεταγμένες των σημείων την σειρά των οποίων θα ακολουθήσει το κοπτικό εργαλείο της μηχανής, είναι απαραίτητο η καμπύλη της κατατομής της κάμας να δοθεί σε σύστημα συντεταγμένων. Στις παραγράφους που ακολουθούν δίνεται ο τρόπος προσδιορισμού των συντεταγμένων για τα πιο διαδεδομένα είδη δισκοειδών καμών.

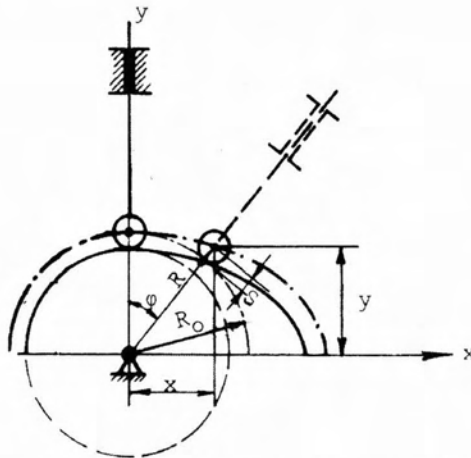
### 1.10.1 ΟΙ ΣΥΝΤΕΤΑΓΜΕΝΕΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΤΟΜΗΣ ΓΙΑ ΚΑΜΑ ΜΕ ΤΡΟΧΟΦΟΡΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ

A. Η διεύθυνση κίνησης του ακολούθου περνά από τον άξονα περιστροφής της κάμας.

Η περίπτωση αυτή φαίνεται στο σχήμα 44.1. Σε πολικές συντεταγμένες η καμπύλη της θεωρητικής κατατομής ορίζεται με την γωνία  $\phi$  και το ακτινικό διάνυσμα  $R$ .

Είναι φανερό από το σχήμα ότι:

$$R = R_0 + S(\phi) \quad (35)$$



Σχήμα 44.1: Προσδιορισμός των συντεταγμένων των σημείων της κατατομής κάμας

Οι συντεταγμένες των διαφόρων σημείων της θεωρητικής κατατομής τότε θα είναι:

$$\begin{aligned} X &= R \sin \phi = [R_0 + S(\phi)] \sin \phi \\ Y &= R \cos \phi = [R_0 + S(\phi)] \cos \phi \end{aligned} \quad (36)$$

Οι εξισώσεις (36) είναι η έκφραση της καμπύλης κατατομής της κάμας σε παραμετρική μορφή και ταυτόχρονα είναι αυτές που χρειάζονται για την κατάστρωση του προγράμματος κοπής. Δίνοντας τιμές στο  $\phi$  παίρνουμε σειρά ζευγαριών τιμών  $x$  και  $y$  που δίνονται στο πρόγραμμα. ( Το  $S(\phi)$  προκύπτει με βάση το νόμο που διαλέξαμε για την κίνηση του ακολούθου.)

Δουλεύοντας το πρόγραμμα κοπής με βάση τις εξισώσεις (36) πρέπει να χρησιμοποιηθεί κοπτικό εργαλείο διαμέτρου ίσης με την διάμετρο του τροχίσκου που θα χρησιμοποιηθεί στον ακόλουθο.

Αν το κοπτικό εργαλείο της φρέζας έχει ακτίνα  $r_\phi$  μικρότερη από την ακτίνα του τροχίσκου  $r_\tau$  τότε επειδή η διανυσματική ακτίνα  $R_k$  που θα ορίσει τη θέση του κέντρου της φρέζας μπορεί να υπολογιστεί με την ισότητα  $R_k = R_0 + S(\phi) - (r_\tau - r_\phi)$ , αντί των εκφράσεων (36) θα πρέπει για το πρόγραμμα να χρησιμοποιηθούν οι εξισώσεις:

$$\begin{aligned} X &= [R_0 + S(\phi) - (r_\tau - r_\phi)] \sin \phi \\ Y &= [R_0 + S(\phi) - (r_\tau - r_\phi)] \cos \phi \end{aligned} \quad (36')$$

Β. Η διεύθυνση κίνησης του ακολούθου δεν περνά από το κέντρο περιστροφής της κάμας.

Στο σχήμα 45.1 διαλέχθηκε ως άξονας των  $y$  η ευθεία που περνά από το κέντρο περιστροφής της κάμας και τον άξονα του τροχίσκου του ακόλουθου όταν ο τελευταίος βρίσκεται στο χαμηλότερο σημείο της διαδρομής πριν από την ανάβαση. Ο άξονας των  $x$  είναι κάθετος σε αυτόν των  $y$ .

Μια επόμενη θέση του σημείου Β στο Β' καθορίζεται από την γωνία περιστροφής  $\phi$  της κάμας. Το ακτινικό διάστημα που ορίζει τη θέση του Β' μπορεί να εκφραστεί με την εξίσωση:

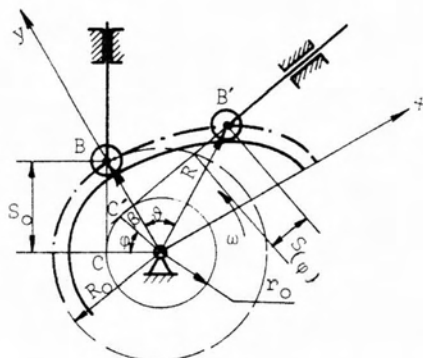
$$R = \sqrt{[S_0 + S(\phi)]^2 + r_o^2} \quad (37)$$

$$S_o = \sqrt{R_o^2 - r_o^2} \quad (38)$$

$r_o$  είναι η απόσταση του κέντρου της κάμας από την διεύθυνση κίνησης του ακολούθου

Από την άλλη μεριά έχουμε:

$$\begin{aligned} X &= R \sin\theta \\ \text{και} \quad Y &= R \cos\theta \end{aligned} \quad (39)$$



Σχήμα 45.1: Προσδιορισμός των συντεταγμένων των σημείων κατατομής κάμας με ντεζαξιάλ

Η γωνία  $\theta$  ορίζεται από τη λύση του συστήματος των εξισώσεων:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg}(\phi + \beta) &= \frac{S_o}{r_o} \\ \operatorname{tg}(\theta + \beta) &= \frac{S_o + S(\phi)}{r_o} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

$$\theta = \phi + \operatorname{arctg} \frac{S_o + S(\phi)}{r_o} - \operatorname{arctg} \frac{S_o}{r_o} \quad (41)$$

Βάζοντας την τιμή του  $\theta$  στις εξισώσεις (39) προκύπτουν τελικά οι συντεταγμένες  $x$  και  $y$  του σημείου της θεωρητικής κατατομής σε συνάρτηση της γωνίας  $\phi$ .

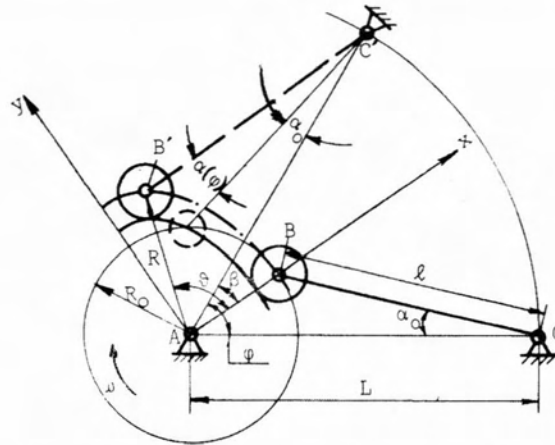
$$x = \sqrt{[S_o + S(\phi)]^2 + r_o^2} \cdot \sin\left(\phi + \operatorname{arctg} \frac{S_o + S(\phi)}{r_o} - \operatorname{arctg} \frac{S_o}{r_o}\right) \quad (42)$$

$$y = \sqrt{[S_o + S(\phi)]^2 + r_o^2} \cdot \cos\left(\phi + \operatorname{arctg} \frac{S_o + S(\phi)}{r_o} - \operatorname{arctg} \frac{S_o}{r_o}\right) \quad (43)$$

Η χρησιμοποίηση των (42) και (43) για την κατάστρωση προγράμματος προϋποθέτει ότι: η διάμετρος του κοπτικού εργαλείου  $r_\phi$  θα είναι ίση με την διάμετρο του τροχίσκου  $r_\tau$  του ακολούθου. Αν  $r_\phi < r_\tau$  τότε αντί των (42) και (43) θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν εξισώσεις που θα εξαχθούν σύμφωνα με το σκεπτικό της προηγούμενης παραγράφου.

Γ. Ο ακόλουθος ταλαντώνεται γύρω από σημείο.

Η περίπτωση αυτή δείχνεται στο σχήμα 46.1.



Σχήμα 46.1: Προσδιορισμός των συντεταγμένων των σημείων κατατομής κάμας με ταλαντευόμενο τροχοφόρο ακόλουθο

Το ακτινικό διάνυσμα  $R$  που ορίζει τη θέση  $B'$  του άξονα του τροχίσκου του ακολούθου ορίζεται από την εξίσωση:

$$R = \sqrt{\ell^2 + L^2 - 2\ell L \cos[\alpha_0 + \alpha(\phi)]} \quad (44)$$

Οι συντεταγμένες του σημείου  $B'$  ορίζονται :

$$\begin{aligned} x &= R \cos \theta \\ y &= R \sin \theta \end{aligned} \quad (45)$$

Η γωνία  $\theta$  βρίσκεται με τη βοήθεια του συστήματος εξισώσεων:

$$\begin{aligned} R \cos(\theta - \beta) &= L - \ell \cos[\alpha_0 + \alpha(\phi)] \\ R \sin(\theta - \beta) &= \ell \sin[\alpha_0 + \alpha(\phi)] \end{aligned}$$

Από όπου:

$$\theta - \beta = \arctg \frac{\ell \sin[\alpha_0 + \alpha(\phi)]}{L - \ell \cos[\alpha_0 + \alpha(\phi)]} \quad (46)$$

Εντωμεταξύ από το τρίγωνο ABC έχουμε:

$$\phi - \beta = \arcsin\left(\frac{\ell}{R_0} \sin \alpha_0\right) \quad (47)$$

Εξαλείφοντας από τις εξισώσεις (46) και (47) την γωνία  $\beta$  παίρνουμε:

$$\theta = \phi + \arctg \frac{\ell \sin[\alpha_0 + \alpha(\phi)]}{L - \ell \cos[\alpha_0 + \alpha(\phi)]} - \arcsin\left(\frac{\ell}{R_0} \sin \alpha_0\right) \quad (48)$$

Και εδώ για την χρησιμοποίηση των (44), (45) και (48) για προγραμματισμό κοπής απαιτείται η διάμετρος της φρέζας να είναι ίση με την διάμετρο του τροχίσκου. Για διαφορετική διάμετρο πρέπει αυτό να ληφθεί υπ' όψη στον υπολογισμό της διανυσματικής ακτίνας  $R$ .





$$\begin{aligned}x &= R \cos\phi - \ell \sin\phi \\y &= R \sin\phi + \ell \cos\phi\end{aligned}$$

Λαμβάνοντας υπόψη και τις (49) και (52) έχουμε:

$$\begin{aligned}x &= [R_o + S(\phi)] \cos\phi - U(\phi) \sin\phi \\y &= [R_o + S(\phi)] \sin\phi - U(\phi) \cos\phi\end{aligned} \quad (55)$$

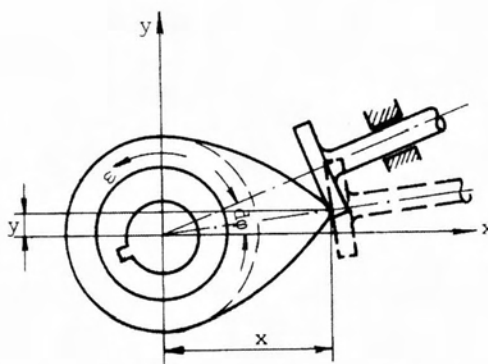
(Οι συντελεστές  $x_1$  και  $y_1$  που δείχνονται στο σχήμα 47.1 και που χρειάζονται για την κατάστρωση του προγράμματος κοπής υπολογίζονται με τη βοήθεια των εξισώσεων  $x_1 = x + r_\phi \cos\phi$  και  $y_1 = y + r_\phi \sin\phi$ , όπου  $r_\phi$  η ακτίνα της κοπτικής φρέζας).

Η συνθήκη δημιουργίας αιχμής στην κατατομή κατά το κόψιμο είναι:

$$\frac{dx}{d\phi} = 0 \quad \text{και} \quad \frac{dy}{d\phi} = 0$$

Για να γίνει αντιληπτό αυτό θεωρείται ότι η κατατομή έχει αιχμή (σχ. 48.1). Στην περίπτωση αυτή όταν η επαφή της κάμας με το πέλμα του ακολούθου πραγματοποιείται επί της αιχμής, μία επιπλέον στροφή της κάμας κατά γωνία  $d\phi$  δεν αλλάζει το σημείο με το οποίο η κάμα εφάπτεται στον ακόλουθο. Επειδή δε οι άξονες συντεταγμένων  $x$  και  $y$  είναι δεμένοι με την κάμα, οι συντεταγμένες του σημείου επαφής κατά τη στροφή της κάμας κατά γωνία  $d\phi$  θα παραμείνουν οι ίδιες. Αυτό θα πει ότι σε περίπτωση αιχμής έχουμε:

$$\frac{dx}{d\phi} = 0 \quad \text{και} \quad \frac{dy}{d\phi} = 0$$



Σχήμα 48.1: Κάμα με αιχμή

Παίρνοντας παραγώγους από τις εξισώσεις (55) και εξισώνοντας με μηδέν προκύπτει η συνθήκη (56) υπό τη μορφή:

$$\begin{aligned}- [R_o + S(\phi) + A(\phi)] \sin\phi &= 0 \\[R_o + S(\phi) + A(\phi)] \cos\phi &= 0\end{aligned} \quad (56)$$

Οι εξισώσεις (56) μπορεί να είναι και οι δύο ταυτόχρονα ίσες με μηδέν μόνο όταν:

$$R_o + S(\phi) + A(\phi) = 0$$

Η συνθήκη επομένως για να μην δημιουργείται αιχμή είναι:

$$R_o + S(\phi) + A(\phi) > 0$$

Εδώ βλέπουμε ότι ήρθαμε με άλλο δρόμο στο ίδιο αποτέλεσμα με αυτό που καταλήξαμε με την ανισότητα (32''). Για το  $R_o$  επομένως ισχύει:

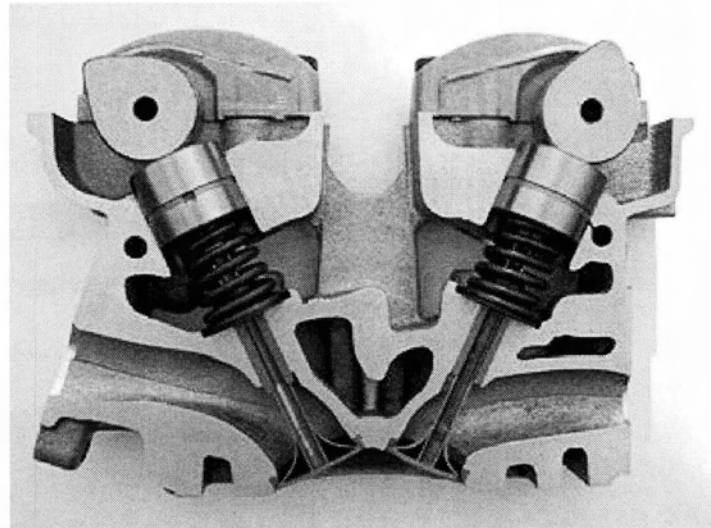
$$R_o > |S(\phi) + A(\phi)|$$

Η τιμή του βρίσκεται με το γράφημα όπως είδαμε του Γερονύμους ( σχ. 41.1)



# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

## ΒΑΛΒΙΔΕΣ - ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΙ





## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΒΑΛΒΙΔΕΣ - ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΙ

### 2.1 ΟΙ ΒΑΛΒΙΔΕΣ.

Παλαιότερα είχαν χρησιμοποιηθεί διάφορα σχήματα βαλβίδων, όπως π.χ. περιστροφικές, σαν έμβολα ή σαν χιτώνια, σήμερα όμως κατά γενικό κανόνα χρησιμοποιούνται οι γνωστές βαλβίδες που μοιάζουν με μανιτάρια.

Οι βαλβίδες κατασκευάζονται από χάλυβα υψηλής αντοχής γιατί μέσα στον κινητήρα υφίστανται μεγάλη καταπόνηση και υψηλές θερμοκρασίες. Ενώ η βαλβίδα εισαγωγής παραμένει σχετικά ψυχρή από το ψυχρό και υγρό καύσιμο μίγμα, η βαλβίδα εξαγωγής είναι εκτεθειμένη στην υψηλή θερμοκρασία των καυσαερίων που περνούν γύρω απ' αυτήν. Έτσι στους υδρόψυκτους κινητήρες η θερμοκρασία της βαλβίδας εισαγωγής σπάνια ξεπερνά τους 250°C ή 275° ενώ η θερμοκρασία της βαλβίδας εξαγωγής είναι συνήθως γύρω από τους 700° ως 760°C. Το υλικό κατασκευής, λοιπόν, της βαλβίδας εισαγωγής δεν είναι ανάγκη να είναι τόσο ανθεκτικό στη θερμότητα, όσο πρέπει να είναι για τη βαλβίδα εξαγωγής, της οποίας μάλιστα το υλικό πρέπει να αντέχει και στη διαβρωτική ενέργεια των καυσαερίων, τα οποία προσβάλλουν την κεφαλή και το άνω μέρος του στελέχους της. Όταν μάλιστα το καύσιμο περιέχει τετρααιθυλιούχο μόλυβδο, η διαβρωτική ενέργεια των καυσαερίων αυξάνει.

**Υλικό των Βαλβίδων.** Για τη βαλβίδα εισαγωγής χρησιμοποιούνται διάφορα μάλλον απλά κράματα χάλυβα όπως νικελιούχα ή χρωμονικελιούχα ή χρωμομολυβδαινιούχα.

Οι χάλυβες που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή των βαλβίδων εξαγωγής είναι νικελιοχρωμιούχοι, πυριτιοχρωμιούχοι, χάλυβες υψηλής αντοχής, ανοξείδωτοι, κοβαλτιοχρωμιούχοι, ταχυχάλυβες, ή τέλος ωστενιτικοί χάλυβες με μεγάλη αναλογία νικελίου και χρωμίου και τουγκστενιούχοι χάλυβες.

Ένας τυπικός κοβαλτιοχρωμιούχος χάλυβας, έχει αντοχή σ' εφελκυσμό 70 Kg/mm<sup>2</sup> όταν είναι ψυχρός και 40 Kg/ mm<sup>2</sup> σε θερμοκρασία 700° C, ένας νικελιοχρωμιούχος με μεγάλες αναλογίες νικελίου και χρωμίου έχει αντοχή σε εφελκυσμό ψυχρός μεν 67 Kg/ mm<sup>2</sup>, σε θερμοκρασία δε 700° C 53 Kg/mm<sup>2</sup> και σε θερμοκρασία 800° C 38 Kg/mm<sup>2</sup>. Όλοι αυτοί οι χάλυβες έχουν υψηλές αντιδιαβρωτικές ικανότητες.

Τυπικά παραδείγματα ειδικών χαλύβων που χρησιμοποιούνται για βαλβίδες εξαγωγής σε κινητήρες υψηλής απόδοσης περιλαμβάνουν τον χάλυβα Silchrome 1, τον XB Steel, τον Nimonic 75, τον Nimonic 80 και στην Αμερική τους χάλυβες Inconel M (ή T.P.M.), Sil 10 ή τον χάλυβα XCR.

Ο χάλυβας Silchrome 1 χρησιμοποιείται συνήθως σε κινητήρες αεροπλάνων και περιέχει 1 ως 4% πυρίτιο, 8 ως 24% χρώμιο, 1 ως 4% νικέλιο και συνήθως μέχρι 3% μολυβδαίνιο με το υπόλοιπο καθαρό σίδηρο.

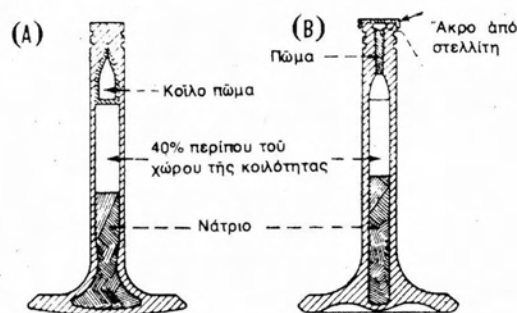
Ο Silchrome, οι κοβαλτιοχρωμιούχοι και οι τουγκστενιούχοι χάλυβες υστερούν απέναντι στους ωστενιτικούς σε αντοχή σε διάβρωση για καύσιμα με τετρααιθυλιούχο μόλυβδο.

Οι ωστενιτικοί όμως χάλυβες έχουν μεγαλύτερο συντελεστή διαστολής και γ' αυτό πρέπει να μένει μεγαλύτερο διάκενο στη ρύθμιση των βαλβίδων.

Όταν οι βαλβίδες είναι από ωστενιτικό χάλυβα το στέλεχός τους πρέπει να εφοδιάζεται μ' ένα σκληρυμένο άκρο για να αντέχει στις συνεχείς κρούσεις του ανοίγματος. Σήμερα κολλούν συνήθως ένα κομμάτι από εξαιρετικά σκληρό κράμα, που ονομάζεται Στελλίτης, στην άκρη του στελέχους για το σκοπό αυτό.

**Βαλβίδες με Επένδυση.** Με τις αυξημένες συμπιέσεις των σημερινών κινητήρων υψηλής απόδοσης οι θερμοκρασίες των κυλίνδρων και των βαλβίδων έχουν αυξηθεί σημαντικά, επιπλέον δε με τη χρησιμοποίηση καυσίμων που περιέχουν τετρααιθυλιούχο μόλυβδο, η κεφαλή της βαλβίδας είναι εκτεθειμένη στη διαβρωτική και οξειδωτική ενέργεια των καυσαερίων, η οποία, σε μακρά χρονική περίοδο, μπορεί να προκαλέσει εναποθέσεις σκουριάς και αυτή πάλι να προκαλέσει αυταναφλέξεις του καυσίμου.

Για να αποφύγουν αυτές τις ενοχλήσεις στους σύγχρονους κινητήρες, κατασκευάζουν τις βαλβίδες από τα μέταλλα που αναφέραμε παραπάνω και επιπλέον επικαλύπτουν τις κεφαλές τους με ένα ειδικό κράμα μετάλλων όπως 80% νικέλιο και 20% χρώμιο, το οποίο έχει υψηλή αντοχή στη διάβρωση. Μια τυπική μέθοδος επικάλυψης είναι της Eaton Chronicote, η οποία είναι αποτελεσματική και οικονομική. Με τη μέθοδο αυτή ψεκάζουν το μέταλλο της επικάλυψης πάνω στη βαλβίδα και μετά τής κάνουν μια ειδική θερμική κατεργασία, η οποία κάνει το μέταλλο της επικάλυψης να κολλήσει στερεά πάνω στο μέταλλο της βαλβίδας.

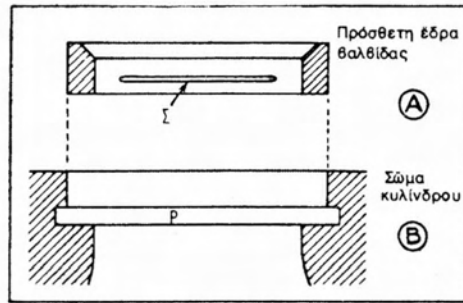


Σχήμα 1.2: Κοίλες βαλβίδες γεμάτες νάτριο για καλύτερη ψύξη.

Μια άλλη μέθοδος είναι η κάλυψη της κεφαλής της βαλβίδας με αλουμίνιο, εμβαπτίζοντάς την μέσα στο λιωμένο αλουμίνιο ή ψεκάζοντάς την με σκόνη αλουμινίου και κάνοντάς της ειδική θερμική κατεργασία. Οι κεφαλές βαλβίδων με επικάλυψη αλουμινίου, έχει αποδειχτεί ότι έχουν διπλάσιο χρόνο ωφέλιμης ζωής από τις ακάλυπτες.

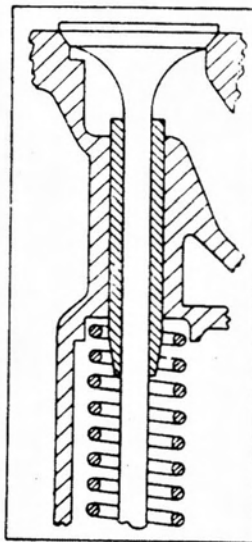
**Βαλβίδες Ψυχόμενες με Νάτριο.** Αν και σε κινητήρες αυτοκινήτων σπάνια χρησιμοποιούνται τέτοιες βαλβίδες, είναι σε κανονική χρήση σε κινητήρες αεροπλάνων. Στις βαλβίδες αυτές η κεφαλή και το στέλεχος είναι κοίλα και ένα μέρος απ' αυτή την κοιλότητα είναι γεμάτο με νάτριο είτε με διάφορα άλατα όπως νιτρικό κάλιο ή νιτρικό λίθιο. Το νάτριο λιώνει στους  $97,5^{\circ}\text{C}$  και το νιτρικό λίθιο στους  $130^{\circ}\text{C}$ , το δε νάτριο βράζει στους  $880^{\circ}\text{C}$ . Το λιωμένο νάτριο μέσα στη βαλβίδα, ή τα άλατα, μεταφέρουν τη θερμότητα από την κεφαλή της βαλβίδας στο στέλεχος και έτσι την ψύχουν. Το σχήμα 1.2 δείχνει τυπικές βαλβίδες αεροπλάνων ψυχόμενες με νάτριο.





**Σχήμα 2.2 :** Μια μέθοδος για την τοποθέτηση ξένης έδρας βαλβίδας. Η ξένη έδρα Α έχει δύο τομές Σ, οι οποίες σφηνώνονται στην εγκαθίδρυση Ρ του σώματος της κεφαλής των κυλίνδρων Β.

**Έδρες των Βαλβίδων.** Στους κυλίνδρους από χυτοσίδηρο οι έδρες των βαλβίδων που ήταν διαμορφωμένες στο ίδιο το μέταλλο των κυλίνδρων έδιναν μια αρκετά ικανοποιητική ζωή, για να επιτύχουν όμως οι κατασκευαστές ακόμη καλύτερα αποτελέσματα, να μεγαλώσουν δηλαδή ακόμα περισσότερο τη ζωή της έδρας, πριν χρειαστεί ξανατρίψιμο, τοποθετούν μια κοχλιωτή ή σφηνωτή έδρα από ειδικά κράματα μετάλλων. Τα κράματα αυτά περιλαμβάνουν ειδικούς χάλυβες και μίγματα αλουμινίου και ορείχαλκου. Τα καλύτερα αποτελέσματα δίνουν ειδικοί χάλυβες που συνδυάζουν την απαιτούμενη αντοχή και σκληρότητα μαζί με συντελεστή διαστολής που να είναι ίδιος με του μετάλλου των κυλίνδρων.



**Σχήμα 3.2:** Οδηγός βαλβίδας από σκόνη σιδήρου.

Σε κυλίνδρους από χυτοσίδηρο χρησιμοποιούνται, συνήθως, έδρες από ανοξείδωτο ή ωστενιτικό χάλυβα. Σε κυλίνδρους από κράματα αλουμινίου χρησιμοποιούνται έδρες από νικελιοχρω-μιούχο χάλυβα με μαγκάνιο που έχει τον ίδιο συντελεστή διαστολής (0,000022) όπως και το κράμα του αλουμινίου που χρησιμοποιείται για τον κύλινδρο.

Για να αυξήσουν τη σκληρότητα της έδρας της βαλβίδας, σε πολλούς σύγχρονους κινητήρες, την επικαλύπτουν με ένα στρώμα από ένα πολύ σκληρό κράμα που ονομάζεται Στελλίτης. Ο Στελλίτης είναι ένα σκληρομέταλλο που αποτελείται από κοβάλτιο, του-γκοστένιο και άνθρακα και πού χρησιμοποιείται για τα άκρα των κοπτικών εργαλείων των εργαλειομηχανών (τόρνος, φρέζα κλπ.) και

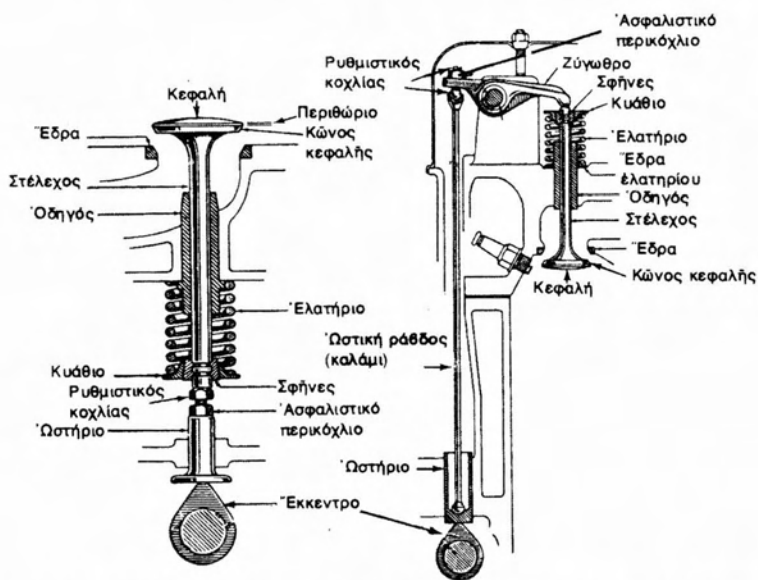
μπορεί να δώσει πολύ μεγαλύτερες ταχύτητες κοπής απ' τα εργαλεία από ανθρακούχο χάλυβα ή ταχυχάλυβα. Για την ίδια δουλειά χρησιμοποιείται καμιά φορά ένα κράμα νικελίου 80% και χρωμίου 20% που ονομάζεται Brightway.

Πολλές φορές η έδρα της βαλβίδας τοποθετείται στη θέση της αφού πρώτα ψυχθεί με υγρό οξυγόνο ή με ξηρό πάγο. Σε άλλες περιπτώσεις θερμαίνεται το σώμα των κυλίνδρων ή η κεφαλή, για να διασταλεί η εγκάθιση και να τοποθετηθεί η πρόσθετη έδρα εύκολα στη θέση της και να σφηνώσει μετά όταν θα ψυχθεί το σώμα των κυλίνδρων.

**Οδηγοί Βαλβίδων.** Συνήθως οι οδηγοί των βαλβίδων κατασκευάζονται από λεπτόκοκκο φαιό χυτοσίδηρο και τοποθετούνται με πίεση στη θέση τους στο σώμα των κυλίνδρων ή στην κεφαλή, ανάλογα πού είναι η θέση των βαλβίδων.

Επειδή οι οδηγοί είναι από μέταλλο σκληρότερο, κρατούν πολύ περισσότερο απ' ότι θα κρατούσαν απλές οπές διανοιγμένες στο σώμα των κυλίνδρων ή των κεφαλών τους, όπως γίνεται σε μερικούς κινητήρες σειράς. Όταν ένας ανταλλακτικός οδηγός φθαρεί είναι εύκολο να αντικατασταθεί και αν φθαρεί το στέλεχος της βαλβίδας σε τρόπο ώστε να υπάρχει διάκενο μεγαλύτερο από 0,125 mm, πρέπει να τοποθετηθεί καινούργια βαλβίδα.

Όταν ο κύλινδρος είναι κατασκευασμένος από κράμα αλουμινίου, θερμαίνεται στους 350°C για να διασταλεί η εγκάθιση του οδηγού της βαλβίδας και να μπορεί να τοποθετηθεί ο οδηγός ψυχρός στη θέση του. Όταν ο κύλινδρος κρυώσει, συγκρατεί τον οδηγό ασφαλώς στη θέση του. Γι αυτό κατασκευάζουν την εξωτερική διάμετρο του οδηγού ελαφρά μεγαλύτερη απ' τη διάμετρο της οπής του στον κύλινδρο όταν και οι δυο είναι ψυχροί. Η μέθοδος αυτή ονομάζεται επίστεψη και η συναρμογή που δίνει, λέγεται συναρμογή κράτησης.



**Σχήμα 4.2:** Βαλβίδες με τα εξαρτήματά τους. Αριστερά: στο πλευρό του κυλίνδρου. Δεξιά: στην κεφαλή του κυλίνδρου.

Συναρμογή κράτησης μπορεί να γίνει και με την ψύξη του οδηγού σε μίγμα οινόπνευματος και ξηρού πάγου (στερεοποιημένου διοξειδίου του άνθρακα) που δίνει μια θερμοκρασία -50°C (αν χρησιμοποιηθεί υγρό οξυγόνο η θερμοκρασία είναι

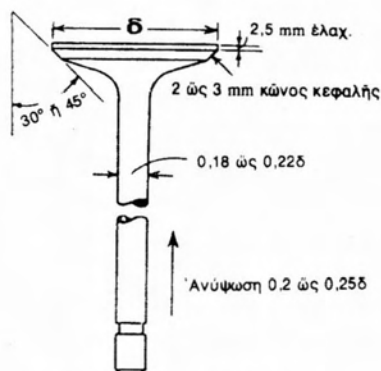
-120°C). Όταν ο οδηγός θερμανθεί σφηνώνει μέσα στην οπή του και εξασφαλίζεται η ακινησία του.

Πολλές φορές οι οδηγοί των βαλβίδων εξαγωγής γίνονται από φωσφορούχο ορείχαλκο γιατί αυτό το κράμα έχει λιγότερη φθορά από την τριβή και καλύτερη θερμική αγωγιμότητα. Τέτοιοι οδηγοί είχαν χρησιμοποιηθεί στους κινητήρες αεροπλάνων Merlin της Rolls Royce.

Αφού τοποθετηθούν στη θέση τους οι οδηγοί, η οπή τους λειαινείται στην ακριβή της διάσταση με την αναγκαστική δίοδο σφαιρών από σκληρυμένο χάλυβα.

Μια νεώτερη μέθοδος κατασκευής οδηγών βαλβίδων είναι με συσσωμάτωση σκόνης καθαρού σιδήρου σε μεγάλη θερμοκρασία και πίεση. Η μέθοδος αυτή δίνει ένα πορώδες υλικό που έχει μεγάλη ικανότητα απορρόφησης λαδιού, μέχρι 30% ανάλογα με την πυκνότητα του. Με τη μέθοδο αυτή ο οδηγός βγαίνει τελείως λείος στις ακριβείς του διαστάσεις και δεν χρειάζεται άλλη επεξεργασία. Λέγεται ότι τέτοιοι οδηγοί μεγαλώνουν τη διάρκεια ζωής των στελεχών των βαλβίδων λόγω του μικρού συντελεστή τριβής που έχουν και της εξαιρετικής ιδιότητάς τους να κρατούν το λάδι της λίπανσης.

**Διάκενα στους Οδηγούς Βαλβίδων.** Οι οδηγοί των βαλβίδων, όπως είπαμε, τοποθετούνται στη θέση τους με πίεση (συναρμογή κράτησης) ή με επίστεψη, γι αυτό συνήθως η εξωτερική τους διάμετρος είναι κατά 0,0250 ως 0,0635 mm μεγαλύτερη από τη διάμετρο της οπής μέσα στην οποία θα τοποθετηθούν. Ο οδηγός τοποθετείται πάντα από την πλευρά της έδρας της βαλβίδας. Τα στελέχη των βαλβίδων έχουν συνήθως ένα διάκενο μέσα στον οδηγό τους 0,0375 ως 0,0635 mm.



Σχήμα 5.2: Αναλογίες βαλβίδας.

Στους κινητήρες υψηλής απόδοσης στις βαλβίδες εξαγωγής δίνουν μεγαλύτερο διάκενο. Σ' ένα τυπικό παράδειγμα με στέλεχος βαλβίδας με διάμετρο 8 mm τα διάκενα στις βαλβίδες εισαγωγής ήταν από 0,0375 ως 0,0635 mm ενώ της εξαγωγής ήταν από 0,0635 mm ως 0,1 mm.

**Τα Εξαρτήματα των Βαλβίδων και οι Διαστάσεις τους.** Τα εξαρτήματα του μηχανισμού των βαλβίδων, είτε αυτές είναι στο πλευρό των κυλίνδρων είτε είναι στην κεφαλή τους, φαίνονται στο σχήμα 4.2.

Η διάμετρος της κεφαλής πρέπει να είναι όσο το δυνατό μεγαλύτερη σε σχέση βέβαια με το μέγεθος του θαλάμου καύσης. Συνήθως η διάμετρος  $\delta$  της κεφαλής της βαλβίδας είναι το 0,414 της διαμέτρου του κυλίνδρου ή δίνεται από τον παρακάτω τύπο ο οποίος έχει γίνει με βάση την παραδοχή ότι η ταχύτητα των

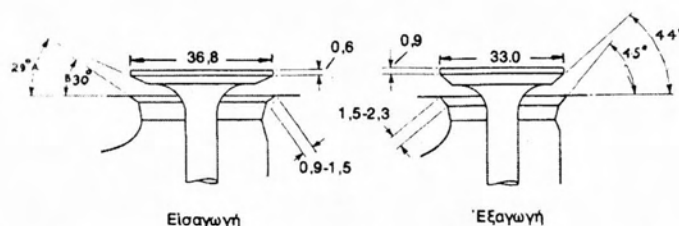
καυσαερίων γύρω από τη βαλβίδα τη στιγμή που βγαίνουν από τον κύλινδρο να μην ξεπερνά τα 40 μέτρα ανά δευτερόλεπτο.

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\Delta^2 \lambda N}{43.200}} \text{ mm}$$

όπου  $\Delta$  είναι η διάμετρος του κυλίνδρου σε χιλιοστά,  $\lambda$  η διαδρομή του εμβόλου σε χιλιοστά και  $N$  ο αριθμός στροφών ανά λεπτό.

Η ανύψωση της βαλβίδας στους περισσότερους κινητήρες είναι το 1/5 ως το 1/6 της διαμέτρου της. Το στέλεχος της βαλβίδας πρέπει να κινείται ελεύθερα μέσα στον οδηγό του η δε διάμετρός του είναι το 1/5 ως 1/6 της διαμέτρου της κεφαλής.

Η γωνία της έδρας της βαλβίδας είναι ή 30° ή 45°. Σε μερικούς μοντέρνους κινητήρες η μεν βαλβίδα εισαγωγής έχει έδρα 30° η δε εξαγωγής 45°. Σε παλαιότερους τύπους κινητήρων το πλάτος του πατήματος της βαλβίδας στην έδρα της ήταν σχετικά μεγάλο, 3 ως 5 mm. Σήμερα γενικά το πάτημα είναι στενότερο 1,6 ως 3 mm.



Σχήμα 6.2: Βασικές διαστάσεις βαλβίδας εισαγωγής και εξαγωγής.

Σε μερικούς κινητήρες αντί να κατασκευάσουν και την έδρα και την κεφαλή με την ίδια κωνικότητα, κατασκευάζουν τη γωνία της κεφαλής της βαλβίδας μικρότερη από την έδρα κατά 30' ως 1°. Τα αποτελέσματα της διαρρύθμισης αυτής είναι να πατάει η καινούργια βαλβίδα στην αρχή της λειτουργίας της μόνο στο άνω χείλος της έδρας της, αλλά με την πάροδο του χρόνου λειτουργίας η βαλβίδα κάθεται και η επιφάνεια επαφής αυξάνει.

**Τυπικό Παράδειγμα Διαστάσεων Βαλβίδων.** Οι κυριότερες διαστάσεις των βαλβίδων του κινητήρα Vauxhall Victor 1.500 cm<sup>3</sup> δίνονται στο σχήμα 6.2. Η βαλβίδα εισαγωγής έχει γωνία 30°. Στη βαλβίδα εξαγωγής και στην έδρα της οι γωνίες είναι αντίστοιχα 44° και 45°. Το πλάτος της επαφής βαλβίδας και έδρας (το πάτημα) για την εισαγωγή και εξαγωγή είναι αντίστοιχα 0,90 ως 1,50 mm και 1,5 ως 2,30 mm. Το πάχος της κεφαλής της βαλβίδας πάνω από την κωνική επιφάνεια είναι για την εισαγωγή 0,60 και για την εξαγωγή 0,90 mm. Η σχέση διαμέτρου στελέχους προς διάμετρο κεφαλής είναι για μεν την εισαγωγή 0,240 για δε την εξαγωγή 0,215.

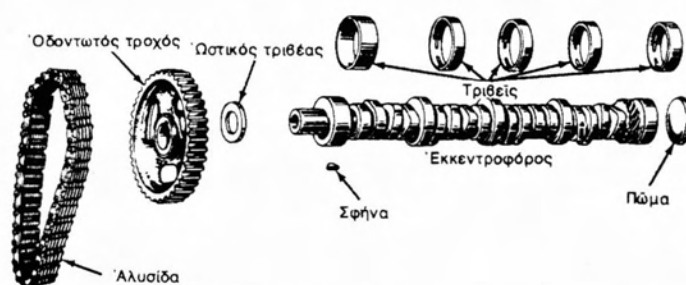
Σε μερικούς κινητήρες η βαλβίδα εισαγωγής είναι μεγαλύτερη στην κεφαλή από τη βαλβίδα εξαγωγής. Σκοπός αυτής της διαφοράς είναι να επιτύχουν το καλύτερο δυνατό γέμισμα του κυλίνδρου (να βελτιώσουν δηλαδή τον ογκομετρικό βαθμό πλήρωσης) κατά τη λειτουργία του κινητήρα με τελείως ανοιχτό το διάφραγμα του επιταχυντή, στους μεγάλους δηλαδή αριθμούς στροφών. Στο σχήμα 6.2 η διάμετρος της βαλβίδας, εισαγωγής είναι 36,8 mm της δε εξαγωγής 33 mm.

**Ελατήρια Βαλβίδων.** Τα ελατήρια των βαλβίδων πρέπει να είναι αρκετά ισχυρά για να αποφεύγεται η αναπήδηση της βαλβίδας όταν ο κινητήρας εργάζεται σε μεγάλες ταχύτητες, θα πρέπει δηλαδή το ελατήριο να κρατά συνεχώς τη βαλβίδα και το ωστήριο σε επαφή με το έκκεντρο της. Με την αύξηση των συμπίεσεων και των ταχυτήτων των κινητήρων τα ελατήρια των βαλβίδων έχουν γίνει πολύ ισχυρότερα απ' ό,τι ήταν παλαιότερα. Σ' ένα τυπικό αυτοκίνητο το ελατήριο ασκεί μια δύναμη 18 ως 20 Kg πάνω στη βαλβίδα όταν είναι κλειστή και 45 ως 50 Kg όταν είναι ανοικτή. Το ωστήριο βρίσκεται ανάμεσα στο στέλεχος της βαλβίδας και το έκκεντρο όταν ο κινητήρας έχει τις βαλβίδες στο πλευρό, σχήμα 4.2 (αριστερά) και ανάμεσα στην ωστική ράβδο και το έκκεντρο στους κινητήρες με τις βαλβίδες στην κεφαλή, σχήμα 4.2 (δεξιά). Στο άκρο που ακουμπά στο έκκεντρο το ωστήριο έχει ένα κύλινδρο ή μια σφαίρα ή ένα πλάτυσμα για να εξουδετερώνει την ενέργεια τριβής του εκκέντρου. Στους κινητήρες με τις βαλβίδες στο πλευρό, το ωστήριο έχει στην άκρη που ακουμπά στο στέλεχος της βαλβίδας ένα ρυθμιστικό κοχλία για τη ρύθμιση του διάκενου μεταξύ ωστηρίου και στελέχους βαλβίδας. Στους κινητήρες με τις βαλβίδες στην κεφαλή, ο ρυθμιστικός κοχλίας βρίσκεται στο βραχίονα του ζυγώθρου που ακουμπά στην ωστική ράβδο. Πάντα έχει μεγάλη σημασία να υπάρχει το σωστό διάκενο.

## 2.2 ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΣ

Ο εκκεντροφόρος άξονας κατασκευάζεται από ειδικό σφυρήλατο χάλυβα, αν και σε μερικές περιπτώσεις στην Αμερική, όπως π.χ. η Ford, έχουν χρησιμοποιήσει κατά καιρούς εκκεντροφόρους άξονες χυμένους με ακρίβεια από ειδικό χυτοσίδηρο με σκληρωμένα τα έκκεντρα με ηλεκτρική (επαγωγική) μέθοδο. Ο εκκεντροφόρος άξονας στηρίζεται σε έδρανα τα οποία συνήθως είναι όσα τα ζεύγη των εκκέντρων συν ένα, π.χ. για τετρακύλινδρο κινητήρα έχει πέντε έδρανα.

Στους κινητήρες με κυλίνδρους σε διάταξη V τα έδρανα είναι όσες οι τετράδες εκκέντρων συν ένα, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.2.



**Σχήμα 7.2:** Ο εκκεντροφόρος άξονας, ο οδοντωτός του τροχός και η αλυσίδα μετάδοσης κίνησης σε κινητήρα Ford V8.

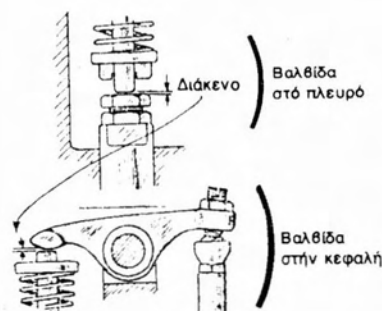
Σε μερικούς κινητήρες τα έδρανα των στροφών του εκκεντροφόρου άξονα είναι σκαμμένα κατευθείαν στο χυτοσίδηρο σώμα των κυλίνδρων, και οι στροφείς εργάζονται πάνω στο χυτοσίδηρο χωρίς τριβείς από λευκό ή άλλο μέταλλο. Σ' άλλες περιπτώσεις πάλι παρεμβαίνουν τριβείς, για να είναι εύκολη η αντικατάστασή τους όταν φθαρούν. Πάντοτε υπάρχει και ένας ωστικός τριβέας για να παίρνει και αξονικές δυνάμεις. Ο ωστικός τριβέας βρίσκεται πάντοτε κοντά στον οδοντωτό τροχό. Όταν εμφανιστεί φθορά στον ωστικό τριβέα, αναπληρώνεται με την

προσθήκη πολύ λεπτών παράκυκλων (ροδέλες). Η επιτρεπόμενη ανοχή κατ' άξονα είναι 0,075 ως 0,125 mm, στα δε έδρανα επιτρέπεται ανοχή 0,025 ως 0,075 mm.

Στο παράδειγμα του σχήματος 7.2 είναι ένας εκκεντροφόρος άξονας που κινείται από μια σχετικά πλατιά αλυσίδα και οδοντωτό τροχό. Ανάλογος οδοντωτός τροχός αλλά μισός σε διάμετρο βρίσκεται στον στροφαλοφόρο άξονα. Πάνω στον εκκεντροφόρο είναι και ένας μικρός οδοντωτός τροχός που με ελικοειδή δόντια κινεί τον άξονα του διανομέα, που έχει ένα ίδιο και ίσο οδοντωτό τροχό, έτσι παίρνει τις ίδιες στροφές με τον εκκεντροφόρο άξονα που όπως είπαμε είναι οι μισές του στροφαλοφόρου. Ο άξονας του διανομέα είναι, συνήθως, περίπου κάθετος στον εκκεντροφόρο για να είναι εύκολη η επιθεώρηση του διανομέα. Συνήθως ο διανομέας είναι τοποθετημένος στο πλευρό και στη μέση του κινητήρα, και ο άξονάς του προεκτείνεται μέσα στην ελαιοπυξίδα και δίνει κίνηση στην αντλία του λαδιού.

Στο παράδειγμα του σχήματος 7.2 που αφορά κινητήρα οκτακύλινδρο σε V, ο οδοντωτός τροχός του διανομέα είναι στο άκρο δεξιά κοντά στον ακραίο στροφέα.

**Διάκενο Βαλβίδων.** Το κενό που αφήνεται στο μηχανισμό κίνησης των βαλβίδων εξαρτάται από την κατασκευή του κινητήρα, δηλαδή, από τις σχετικές διαστολές στο σώμα και στην κεφαλή των κυλίνδρων και των κομματιών του μηχανισμού κίνησης των βαλβίδων. Οι κατασκευαστές δίνουν μαζί με τις άλλες τεχνικές οδηγίες για κάθε κινητήρα και το απαιτούμενο διάκενο. Αν δεν υπάρχουν τέτοιες οδηγίες, στους παλαιούς κινητήρες με τις βαλβίδες στο πλευρό, αφήνουν διάκενο ίσο με 0,075 mm στη βαλβίδα εισαγωγής και 0,125 mm στη βαλβίδα εξαγωγής. Στους κινητήρες με τον εκκεντροφόρο άξονα στην κεφαλή τα αντίστοιχα διάκενα είναι 0,075 και 0,100 mm.



Σχήμα 8.2: Το διάκενο των βαλβίδων. Άνω: Οι βαλβίδες στο πλευρό. Κάτω: Οι βαλβίδες στην κεφαλή.

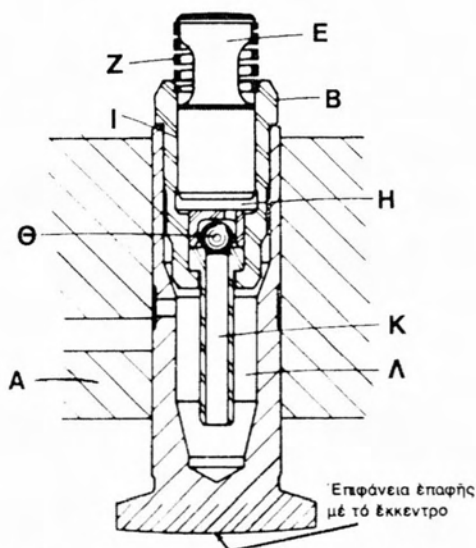
**Βαλβίδες με Μεγάλα Διάκενα.** Για να αποφεύγονται οι συχνές ρυθμίσεις κι οι κίνδυνοι να καούν οι βαλβίδες, όπως συμβαίνει όταν δεν κλείνουν καλά λόγω μικρού διακένου, συνηθίζουν σήμερα να χρησιμοποιούν εκκεντροφόρους άξονες που έχουν έκκεντρα ειδικής μορφής που επιτρέπουν στις βαλβίδες να έχουν σχετικά μεγάλο διάκενο χωρίς να χτυπούν. Έτσι σήμερα σε κινητήρες με τις βαλβίδες στο πλευρό ή στην κεφαλή, τα διάκενα είναι της τάξης των 0,4 και 0,6 mm για τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα.

**Αυτορρυθμιζόμενα Ωστήρια.** Για να αποφεύγονται οι συχνές ρυθμίσεις του διακένου των βαλβίδων μερικοί κατασκευαστές εφοδιάζουν τους κινητήρες τους με ωστήρια που ρυθμίζονται μόνα τους και εξασφαλίζουν την καλύτερη απόδοση του

κινητήρα σ' όλες τις περιπτώσεις. Γενικά τα ωστήρια αυτά είναι υδραυλικά και στην Αμερική έχουν γίνει συνηθισμένη πράξη στους περισσότερους απ' τους κινητήρες.

Για τη λειτουργία των υδραυλικών ωστηρίων χρησιμοποιείται λάδι της λίπανσης το οποίο κρατά συνεχώς σ' επαφή ένα έμβολο, που βρίσκεται μέσα στο ωστήριο, με το άκρο του στελέχους της βαλβίδας ή με το άκρο της ωστικής ράβδου.

Υπάρχουν πολλοί τύποι υδραυλικών ωστηρίων από τα οποία τα πιο γνωστά είναι τα Eaton Zero-Lash (με εξωτερικό ελατήριο) και τα General Motors (με εσωτερικό ελατήριο).



Σχήμα 9.2: Το υδραυλικό ωστήριο Zero-Lash.

Το σχήμα 9.2 παρουσιάζει το υδραυλικό ωστήριο Zero-Lash το οποίο αποτελείται από ένα κύλινδρο Β, ένα έμβολο Ε, μια ελεγκτική βαλβίδα Θ και ένα ελαφρό ελατήριο Ζ. Το λάδι της λίπανσης έρχεται από τον αγωγό που είναι στο σώμα του οδηγού του ωστηρίου (σώμα των κυλίνδρων) ακριβώς πάνω από το Α και γεμίζει το χώρο Λ στο σώμα του ωστηρίου, απ' εκεί έρχεται στον σωληνίσκο Κ, περνά τη βαλβίδα Θ και γεμίζει το χώρο Η που είναι κάτω από το έμβολο Ε μέσα στον κύλινδρο Β.

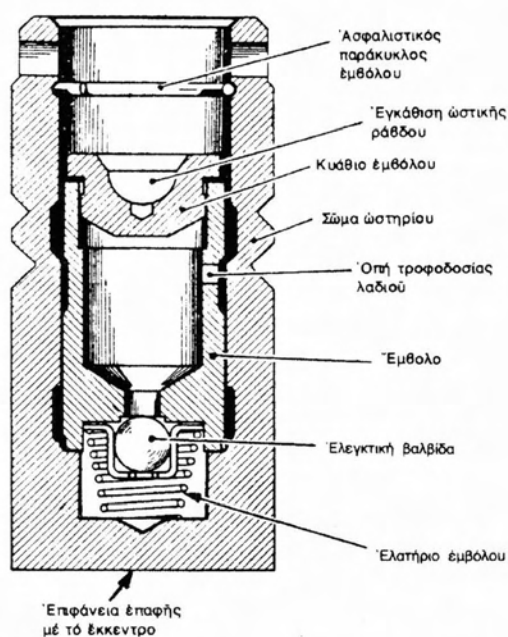
Όταν η βαλβίδα είναι κλειστή, όταν δηλαδή το ωστήριο βρίσκεται στο κυκλικό μέρος (δηλαδή όχι στον λοβό) του εκκεντρου, το ελατήριο Ζ ανασηκώνει το έμβολο Ε μέχρι να έρθει σ' επαφή με το άκρο του στελέχους της βαλβίδας. Όταν το εκκεντρο αρχίζει να ανυψώνει τη βαλβίδα, η πίεση στο χώρο Η μεγαλώνει και αναγκάζει τη βαλβίδα να καθίσει στην έδρα της και, από κει και πέρα, το ωστήριο δρα σαν ένα ολόσωμο κομμάτι και ανασηκώνει τη βαλβίδα. Αν υπάρχει καμιά φυσαλίδα αέρα στο θάλαμο του κυλίνδρου Β, ξεφεύγει από το διάκενο Ι ανάμεσα στον κύλινδρο και στο έμβολο δημιουργώντας ένα κάποιο θόρυβο μέχρι να φύγει τελείως ο αέρας. Κάθε φθορά στις επιφάνειες τριβής του εκκεντρου και του ωστηρίου της βαλβίδας, εξισώνεται με μια μικρή ροή λαδιού μεταξύ εμβόλου και κυλίνδρου.

Το υδραυλικό ωστήριο της General Motors, που φαίνεται στο σχήμα 10.2, είναι πιο συμπαγές λόγω του εσωτερικού ελατηρίου του. Όπως και στο προηγούμενο, το ελατήριο κρατά το έμβολο σ' επαφή με το στέλεχος της βαλβίδας ή την ωστική ράβδο και ο χώρος μεταξύ του πυθμένα της κοιλότητας του ωστηρίου

και του κάτω άκρου του εμβόλου είναι γεμάτος από λάδι υπό πίεση. Καθώς το έκκεντρο ανασηκώνει το ωστήριο, η ελεγκτική βαλβίδα του κλείνει και η πίεση του λαδιού αναγκάζει το ωστήριο να ανασηκωθεί σαν ένα ολόσωμο κομμάτι, αλλά την ώρα που ανασηκώνεται μια μικρή ποσότητα λαδιού μπορεί να περάσει ανάμεσα από το έμβολο και τον κύλινδρο για να εξουδετερώσει τις διαστολές. Πρέπει να σημειωθεί πως το υδραυλικό ωστήριο μπορεί να τοποθετηθεί και στο άνω άκρο της ωστικής ράβδου για να ρυθμίζει το διάκενο ανάμεσα στο άκρο της ωστικής ράβδου και του βραχίονα του ζυγώθρου. Σε μερικές περιπτώσεις αντί για σφαιρική ελεγκτική βαλβίδα υπάρχει επίπεδη, όπως στα ωστήρια της Chicago Screw Company.

**Τα Εξαρτήματα των Βαλβίδων.** Το συγκρότημα μιας βαλβίδας, εκτός από την ίδια τη βαλβίδα περιλαμβάνει το κυάθιο της βαλβίδας, τις ασφάλειες που συγκρατούν το κυάθιο στη θέση του πάνω στο στέλεχος υπό την πίεση του ελατηρίου, το ελατήριο και τέλος το δακτυλίδι του λαδιού.

Το σχήμα 11.2 δείχνει ένα τυπικό συγκρότημα βαλβίδας για κινητήρα με τις βαλβίδες στην κεφαλή. Στο σχήμα περιλαμβάνεται και ο οδηγός της βαλβίδας.



Σχήμα 10.2: Το υδραυλικό ωστήριο General Motors.

**Παρατηρήσεις Πάνω στο Ελατήριο της Βαλβίδας.** Παλαιότερα μια συχνή ζημιά στους κινητήρες ήταν το σπάσιμο του ελατηρίου μιας βαλβίδας. Αυτό οφειλόταν κυρίως σε κακή ποιότητα του χάλυβα του ελατηρίου ή σε κακή θερμική κατεργασία του και σε κάποιο μικρότερο βαθμό σε κακή μελέτη.

Σήμερα με τη χρησιμοποίηση καλύτερων ποιοτήτων χάλυβα και σε μερικές περιπτώσεις διπλών ή ακόμα και τριπλών ελατηρίων, η ζημιά αυτή έγινε πολύ σπάνια. Σκοπός των πολλαπλών ελατηρίων είναι να αποφύγουν τις ταλαντώσεις της βαλβίδας κατά την κίνηση της, γιατί με τα απλά ελατήρια συμβαίνει καμιά φορά, στις υψηλές ταχύτητες να συμπίπτει ο αριθμός των φυσικών ταλαντώσεων του ελατηρίου με τη συχνότητα λειτουργίας του και τότε συμβαίνει συντονισμός με

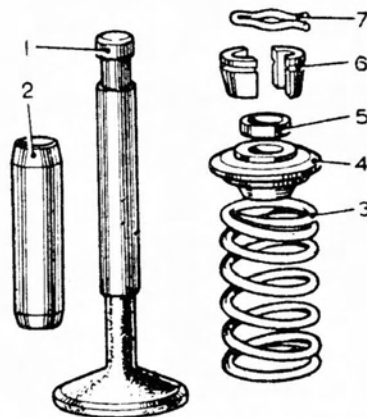


αποτέλεσμα να τρέμει η βαλβίδα. Με πολλαπλά ελατήρια που το καθένα έχει διαφορετική συχνότητα συντονισμού το κακό αυτό αποφεύγεται.

Επειδή τα ελατήρια έχουν το ελάττωμα να σπάζουν γρήγορα από καταπόνηση όταν έχουν επιφανειακά ελαττώματα, συνηθίζουν σήμερα να λειαίνουν την επιφάνειά τους πριν τα κατασκευάσουν ή να τη σκληραίνουν με ειδικές μεθόδους.

Ο χάλυβας που χρησιμοποιείται για τα ελατήρια είναι σκληρός με 0,7 ως 0,8% άνθρακα και 1% (μέγιστο) μαγγάνιο. Ο χάλυβας αυτός σκληρυμένος και ανοπτημένος έχει αντοχή  $\sigma'$  εφελκυσμό 125 ως 140 Kg/mm<sup>2</sup>. Για ελατήρια επίσης χρησιμοποιείται ένας άλλος χάλυβας που έχει 0,4 ως 0,5% άνθρακα, 1,0 ως 1,5% χρώμιο και 0,15% βανάδιο, και ο οποίος θερμικά κατεργασμένος έχει αντοχή  $\sigma'$  εφελκυσμό 140 ως 180 Kg/mm<sup>2</sup>.

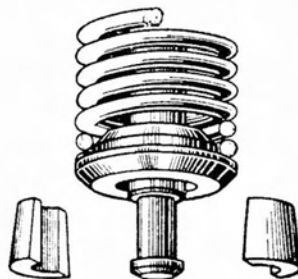
Μερικές φορές χρησιμοποιούνται πυριτιούχοι ή μαγγανιο-πυριτιούχοι χάλυβες για ελατήρια.



Σχήμα 11.2: Το συγκρότημα μιας βαλβίδας.

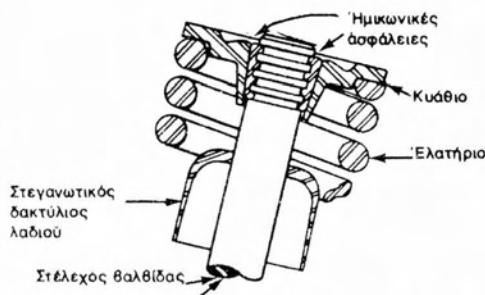
1. Η βαλβίδα, 2. Ο οδηγός, 3. Το ελατήριο, 4. Το κυάθιο, 5. Το δαχτυλίδι λαδιού, 6. Οι ημικωνικές ασφάλειες ή σφήνες, 7. Η διχαλωτή ασφάλεια.

**Συγκράτηση του Ελατηρίου.** Πολλοί τρόποι έχουν χρησιμοποιηθεί στο παρελθόν για τη συγκράτηση του ελατηρίου πάνω στο στέλεχος της βαλβίδας, όπως στρογγυλές ή τετράγωνες οπές στο στέλεχος και ανάλογοι πείροι, αλλά τώρα πια κατά γενικό κανόνα χρησιμοποιούν τις ημικωνικές ασφάλειες (ή σφήνες) που φαίνονται στα σχήματα 11.2, 12.2 και 13.2 και οι οποίες δεν είναι μόνο οικονομικές αλλά δίνουν και πιο ομοιόμορφη κατανομή της δύναμης του ελατηρίου στο στέλεχος παρά οι πείροι που δίνουν τη δύναμη σε δύο σημεία μόνο. Ο πιο συνηθισμένος αμερικάνικος τρόπος χρήσης των ημικωνικών ασφαλειών για τις βαλβίδες εξαγωγής, φαίνεται στο σχήμα 13.2, για βαλβίδες εισαγωγής χρησιμοποιούν και αυτοί ημικωνικές ασφάλειες με μια εγκοπή.



Σχήμα 12.2: Ημικωνικές ασφάλειες έξω από τη θέση τους.

**Απλά Κυάθια.** Μια απλή μέθοδος για τη συγκράτηση του ελατηρίου εφαρμόστηκε στους κινητήρες Vanguard της Standard χωρίς ημικωνικές ασφάλειες ή πείρους. Το κυάθιο της βαλβίδας είχε δύο οπές, μια πλευρική αρκετά μεγάλη ώστε να περνά το στέλεχος (οπή Η) και μια κεντρική μικρή (οπή η), σε διάμετρο ίση με τη διάμετρο της εγκοπής πάνω στο στέλεχος. Όταν το ελατήριο τοποθετηθεί στη θέση του, συμπιέζεται, το στέλεχος περνά στη μεγάλη οπή του κυαθίου το οποίο πιέζεται πλευρικά στην εγκοπή του στελέχους και όταν αφαιρεθεί το ελατήριο το κυάθιο σφηνώνει στο κωνικό μέρος Τ της εγκοπής απόλυτα κεντρικά και συγκρατεί ασφαλώς το ελατήριο.



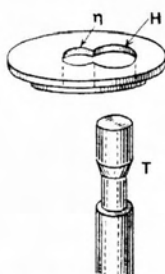
Σχήμα 13.2: Ημικωνικές ασφάλειες στη θέση τους (βαλβίδα εξαγωγής αμερικάνικου τύπου).

**Μείωση του Θορύβου στις Βαλβίδες στην Κεφαλή.** Με την εισαγωγή της μεθόδου της τοποθέτησης των βαλβίδων στην κεφαλή και την αναγκαστική πια χρησιμοποίηση ωστικής ράβδου και ζυγώθρων, δημιουργήθηκε ζήτημα από το θόρυβο της λειτουργίας τους γιατί, όπως είναι γνωστό, το σύστημα αυτό έχει πολύ περισσότερα κομμάτια από το σύστημα με τις βαλβίδες στο πλευρό κι έτσι κάνει περισσότερο θόρυβο. Με την κατάλληλη σχεδίαση του καλύμματος της κεφαλής σε τρόπο ώστε να δίνεται άφθονο λάδι στο σύστημα των ζυγώθρων (πιανόλα), ο θόρυβος αυτός κατά κάποιο τρόπο μειώθηκε.

Σε αυτοκίνητα Austin με κινητήρα με τις βαλβίδες στην κεφαλή έχει χρησιμοποιηθεί ένα σύστημα με την ωστική ράβδο στηριζόμενη στο λάδι και με διπλό κάλυμμα βαλβίδων, μονωμένο με κετσέ.

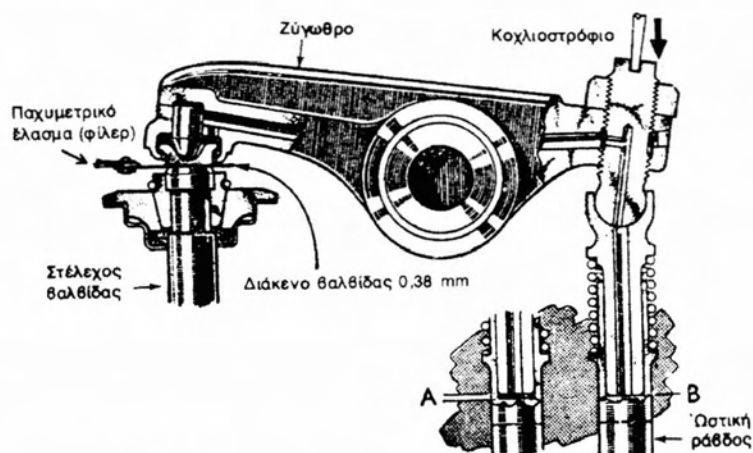
Η χρήση των υδραυλικών ωστηρίων εξαφάνισε τη θορυβώδη λειτουργία των βαλβίδων.

Το σχήμα 15.2 δείχνει το σύστημα Austin. Σ' αυτό το άνω άκρο της ωστικής ράβδου έχει ένα σύστημα κυλίνδρου-εμβόλου μέσα στο οποίο έρχεται το λάδι της λίπανσης υπό πίεση και συγκρατεί μόνιμα σ' επαφή το σφαιρικό άκρο της ωστικής ράβδου με τον βραχίονα του ζυγώθρου (περίπτωση Α του σχήματος 15.2). Όταν γίνεται ρύθμιση του διάκενου της βαλβίδας πρέπει να πιέζεται με το κοχλιοστρόφιο ισχυρά προς τα κάτω ο ρυθμιστικός κοχλίας, για να φεύγει το λάδι από κάτω από το εμβολάκι, όπως φαίνεται στην περίπτωση Β του σχήματος 15.2.



Σχήμα 14.2: Συγκράτηση του ελατηρίου σε βαλβίδες Vanguard της Standard

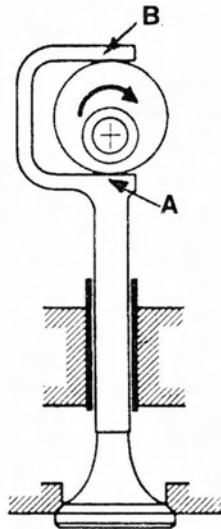
**Αναπήδηση της Βαλβίδας.** Όταν εργάζεται η βαλβίδα το άνοιγμά της γίνεται από την ώθηση του εκκέντρου το οποίο κατά αναγκαστικό τρόπο πιέζει το ελατήριο και το συσπειρώνει πολύ περισσότερο απ' ότι είναι συσπειρωμένο, όταν η βαλβίδα είναι κλειστή, γιατί το ελατήριο είναι αρκετά ισχυρό ώστε να κρατά τη βαλβίδα κλειστή στην έδρα της και όλο το μηχανισμό της σε επαφή. Όταν το έκκεντρο φύγει από κάτω απ' το ωστήριο, το ελατήριο αναγκάζει τη βαλβίδα να κλείσει αμέσως και το μηχανισμό της να επανέλθει στη θέση που έχει όταν η βαλβίδα είναι κλειστή, να ακολουθεί δηλαδή πιστά την κίνηση του λοβού του έκκεντρου. Όταν το ελατήριο είναι ασθενικό, στις πολύ υψηλές στροφές του κινητήρα δεν προλαβαίνει να κλείσει τη βαλβίδα αρκετά γρήγορα και εμφανίζεται μια αύξηση του διάκενου στα διάφορα σημεία επαφής του μηχανισμού της, με αποτέλεσμα να εμφανίζεται ένας θόρυβος που ονομάζεται αναπήδηση των βαλβίδων. Σε ακόμη υψηλότερες ταχύτητες, πέρα από εκείνες για τις οποίες έχει μελετηθεί η βαλβίδα, η αδράνεια της μάζας της είναι τόσο μεγάλη, ώστε η βαλβίδα ανοίγει περισσότερο απ' όσο πρέπει. Το μεγάλο άνοιγμα προκαλεί και αυτό αύξηση των διάκενων και θόρυβο. Εκτός από το θόρυβο η ελαττωματική αυτή λειτουργία μπορεί να προκαλέσει σπάσιμο του ελατηρίου και καμιά φορά σπάσιμο και της ίδιας της βαλβίδας ιδίως στους κινητήρες με υψηλή συμπίεση, στους οποίους η απόσταση του εμβόλου, όταν είναι στο Α.Ν.Σ., και της βαλβίδας, όταν είναι ανοικτή, είναι πολύ μικρή.



Σχήμα 15.2: Σύστημα βαλβίδων Austin για μείωση του θορύβου λειτουργίας.

Τα ελατήρια βαλβίδων σε κινητήρες που έχουν εργαστεί πολύ καιρό πρέπει να ελέγχονται είτε με αντιπαραβολή με καινούργια είτε με ειδικό μηχάνημα, τον δοκιμαστήρα των ελατηρίων, που υπάρχει για το σκοπό αυτό.

**Δεσμοδρομική Λειτουργία Βαλβίδων.** Η αναπήδηση της βαλβίδας που μπορεί να συμβεί σε συνηθισμένο μηχανισμό βαλβίδων μπορεί να αποφευχθεί με το αναγκαστικό όχι μόνο άνοιγμα, αλλά και κλείσιμο των βαλβίδων, μ' ένα ειδικό μηχανισμό, η αρχή της λειτουργίας του οποίου φαίνεται στο σχήμα 16.2. Σ' αυτό η βαλβίδα έχει σαν προέκταση του στελέχους της δύο παράλληλες επιφάνειες Α και Β ανάμεσα στις οποίες γυρίζει το έκκεντρο. Είναι εύκολο να δει κανείς πως όταν ο λοβός του εκκέντρου είναι στην άνω θέση, η βαλβίδα είναι κλειστή και πως όταν ο λοβός του εκκέντρου έρθει στην κάτω θέση η βαλβίδα είναι ανοικτή.



Σχήμα 16.2: Αρχή λειτουργίας δεσμοδρομικού μηχανισμού βαλβίδας.

Έτσι η βαλβίδα ανοίγει, μένει ανοικτή, κλείνει και μένει κλειστή όχι μόνο πια με το συνδυασμό εκκέντρου και ελατηρίου που στηρίζεται κατά πολύ στην ελαστικότητα του ελατηρίου αλλά με την απόλυτη θετική κίνηση του εκκέντρου. Όπως βλέπει κανείς στο σχήμα, δεν υπάρχουν ούτε ελατήρια ούτε κυάθια.

Ο μηχανισμός αυτός ονομάζεται δεσμοδρομικός γιατί η κίνηση της βαλβίδας, ο δρόμος της, δεσμεύεται απόλυτα από την κίνηση του εκκέντρου. Βέβαια στην πράξη ο μηχανισμός δεν είναι τόσο απλός. Υπάρχουν δύο έγκεντρα, ένα για το άνοιγμα κι ένα για το κλείσιμο κάθε βαλβίδας.

Τα πλεονεκτήματα της δεσμοδρομικής λειτουργίας των βαλβίδων είναι: 1) Η λειτουργία των βαλβίδων είναι εξασφαλισμένη και ανεξάρτητη από το ελατήριο και τις δυνάμεις αδράνειας. 2) Η βαλβίδα μπορεί να γίνει ελαφρότερη. 3) Μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος αριθμός συνδυασμών ανοίγματος και κλεισίματος βαλβίδων. 4) Μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερη ταχύτητα βαλβίδων. 5) Μπορούν να χρησιμοποιηθούν μακρότερες περίοδοι ανοίγματος.

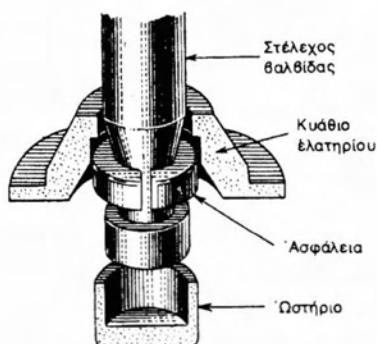
Στα πλεονεκτήματα αυτά μπορούν να αντιπαρατεθούν τα ακόλουθα μειονεκτήματα: 1) Ο πιο πολύπλοκος δεσμοδρομικός μηχανισμός πάνω στην κεφαλή των κυλίνδρων. 2) Τα έγκεντρα πρέπει να είναι κατεργασμένα με πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια. 3) Η συντήρηση του μηχανισμού και τα διάκενά του πρέπει να τηρούνται με μεγάλη ακρίβεια. 4) Η λίπανση πρέπει να είναι πολύ προσεγμένη.

Η Mercedes Benz στον κινητήρα του 300 SLR χρησιμοποιούσε ένα έγκεντρο για το άνοιγμα της βαλβίδας και ένα άλλο, στο πλευρό του κυλίνδρου, για το κλείσιμο της βαλβίδας.

Το κλείσιμο της βαλβίδας γινόταν με ένα ζύγωθρο που ο ένας βραχίονάς του ακουμπούσε στο έγκεντρο του κλεισίματος ενώ ο άλλος ήταν διχαλωτός και περιέβαλλε το στέλεχος της βαλβίδας, που είχε δύο πλατύσματα και ακουμπούσε στο πλατύ άκρο της βαλβίδας.

Η ανύψωση για τη βαλβίδα εισαγωγής ήταν 14,5 mm και για τη βαλβίδα εξαγωγής 13,0 mm. Η μέγιστη ισχύς του οκτακύλινδρου αυτού κινητήρα με τους κυλίνδρους στη σειρά ήταν 300 ίπποι στις 7.450 στρ/λεπτό.

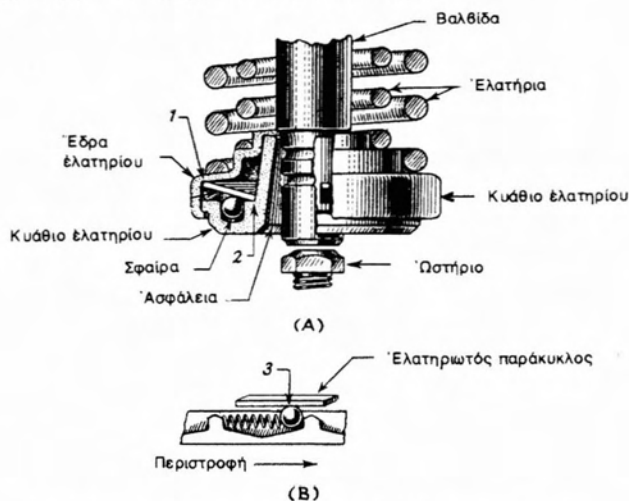
**Περιστρεφόμενες Βαλβίδες.** Ο τελευταίος νεωτερισμός για τις βαλβίδες είναι ένα σύστημα περιστροφής τους κατά την ώρα της λειτουργίας τους. Η πείρα έχει δείξει πως όταν η βαλβίδα μπορεί να στρέφεται λίγο κατά την ώρα της λειτουργίας της, οι έδρες της διατηρούνται καθαρότερες και άφθαρτες για πολύ περισσότερο χρονικό διάστημα. Το στέλεχος της δεν κολλά στον οδηγό του και η περιστροφική του κίνηση τείνει να φέρει ένα στρώμα λαδιού στο στέλεχος και τον οδηγό του. Υπάρχουν δύο συστήματα περιστροφής αμερικανικής προέλευσης, το Eaton και το Thompson.



Σχήμα 17.2: Περιστρεφόμενη βαλβίδα Eaton.

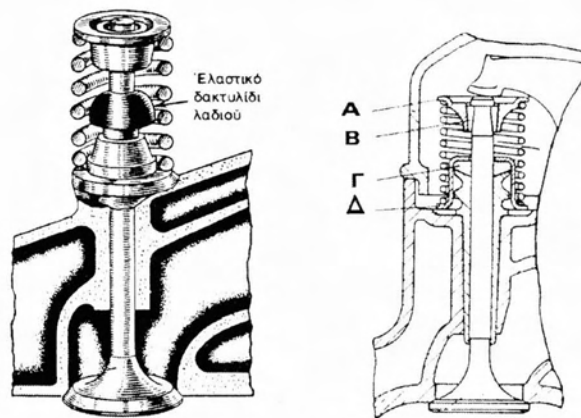
Στο σύστημα Eaton, σχήμα 17.2, η βαλβίδα είναι ελεύθερη να στρέφει προς οποιαδήποτε κατεύθυνση, κατά το μεγαλύτερο ποσοστό της διαδρομής ανοίγματος και κλεισίματός της λόγω της διαμόρφωσης του άκρου της, του κυαθίου της και του τρόπου εφαρμογής τους. Το σύστημα αυτό έχει χρησιμοποιηθεί εμπορικά σε πολλούς τύπους με ικανοποιητικά αποτελέσματα.

Το σύστημα Thompson εργάζεται με σφαίρα και κεκλιμένο επίπεδο. Το σχήμα 18.2 παρουσιάζει τη βαλβίδα στην κλειστή της θέση με το φορτίο εφαρμοσμένο στα τμήματα 1 και 2 του κυαθίου. Όταν η βαλβίδα είναι ανασηκωμένη η πίεση του ελατηρίου κάμπτεi τον ελατηριωτό παράκυκλο και προκαλεί τη μεταφορά του φορτίου από το τμήμα 2 του κυαθίου στον ελατηριωτό παράκυκλο. Αυτός προκαλεί το κύλισμα των σφαιρών στο κεκλιμένο τους επίπεδο, όπως δείχνει η εικόνα Β του σχήματος 18.2 και προκαλεί το γύρισμα του στελέχους της βαλβίδας σε σχέση με το τμήμα 2 του κυαθίου.



Σχήμα 18.2: Περιστρεφόμενη βαλβίδα Thompson.

**Δακτύλιοι Λαδιού σε βαλβίδες στην κεφαλή των κυλίνδρων.** Όταν οι βαλβίδες είναι στην κεφαλή των κυλίνδρων, κάθε φθορά ή υπερβολικό διάκενο μεταξύ του στελέχους της βαλβίδας και του οδηγού της προκαλεί την είσοδο λαδιού μέσα στον κύλινδρο με αποτέλεσμα αποθέσεις άνθρακα και λέρωμα των αναφλεκτήρων. Για να προλάβουν τη διαρροή αυτή τοποθετούν ένα δακτυλίδι από κετσέ στο στέλεχος της βαλβίδας πάνω από τον οδηγό. Ο δακτύλιος αυτός συγκρατιέται από ένα μεταλλικό περιλαίμιο πάνω στο οποίο ακουμπά το ένα άκρο του ελατηρίου. Σε άλλες περιπτώσεις χρησιμοποιούνται δακτύλιοι από συνθετικό ελαστικό. Ένας απλός δακτύλιος λαδιού, φαίνεται στο σχήμα 19.2 (Α), είναι ένας δακτύλιος από συνθετικό ελαστικό, περασμένος στο στέλεχος της βαλβίδας εσωτερικά από το ελατήριο. Το ελαστικό αυτό είναι απρόσβλητο από το λάδι και τη θερμότητα και κρατάει επ' άπειρο, όπως έχουν δείξει μακρές δοκιμές.



(Α). Ο δακτύλιος Hycar. (Β). Ένας άλλος τύπος δακτύλιου.

**Σχήμα 19.2:** Δακτύλιοι λαδιού.

Α. Κυάθιο ελατηρίου. Β. Ασφάλειες (σφήνες). Γ. Ελαστικό δακτυλίδι λαδιού. Δ. Κάλυμμα ελαστικού δακτυλιδιού.

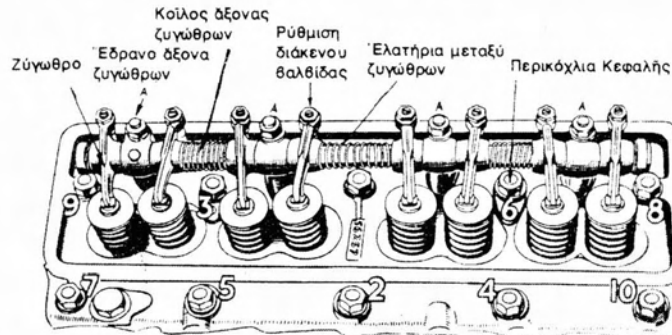
**Λειτουργία των Βαλβίδων επί της κεφαλής.** Οι βαλβίδες επί της κεφαλής των κυλίνδρων λειτουργούν είτε με ωστικές ράβδους και ζύγωθρα είτε με τον εκκεντροφόρο άξονα και τα ζύγωθρα επί της κεφαλής.

Η πρώτη περίπτωση παρουσιάζεται στο σχήμα 4.2 (δεξιά). Το υπομόχλιο των ζυγώθρων είναι στην κεφαλή των κυλίνδρων και το άκρο του ζυγώθρου που ακουμπά στο στέλεχος της βαλβίδας είναι στρογγυλεμένο ή έχει σφαίρα ή κύλινδρο. Ένα παράδειγμα με σφαίρα είναι στο σχήμα 15.2. Τα άκρα της ωστικής ράβδου γενικά φέρουν σφαίρα και κοιλότητα για να περιορίζουν την τριβή στις επιφάνειες επαφής. Μερικές φορές η κοιλότητα είναι στο άκρο της ωστικής ράβδου, άλλοτε είναι στον βραχίονα του ζυγώθρου ή στο ωστήριο.

Πάντοτε υπάρχει τρόπος για τη ρύθμιση του διακένου στο άκρο του στελέχους της βαλβίδας: συνήθως ένας κοχλίας με ασφαλιστικό περικόχλιο. Ένα παράδειγμα δίνει το σχήμα 8.2. Η μέθοδος αυτή είναι πολύ διαδεδομένη γιατί τα ζύγωθρα των βαλβίδων είναι τοποθετημένα σε θέση πολύ εύκολη για συντήρηση.

Οι ωστικές ράβδοι (τα καλάμια) είναι κοίλες εσωτερικά (κούφιας) για να είναι ελαφρές. Ο εκκεντροφόρος άξονας είναι χαμηλά στο πλευρό των κυλίνδρων, όπως ήταν και όταν οι βαλβίδες ήταν στο πλευρό, για να είναι εύκολη η μετάδοση της κίνησης απ' τον στροφαλοφόρο άξονα. Ένα πλεονέκτημα αυτής της διάταξης

είναι ότι είναι οικονομική και έχει πολύ βραχύτερη αλυσίδα για τη μεταφορά της κίνησης από το στροφαλοφόρο στον εκκεντροφόρο απ' ό,τι αν ο εκκεντροφόρος βρίσκεται στην κεφαλή. Για το λόγο αυτό οι περισσότεροι κινητήρες σειράς με τις βαλβίδες στην κεφαλή έχουν ωστικές ράβδους και ζύγωθρα.



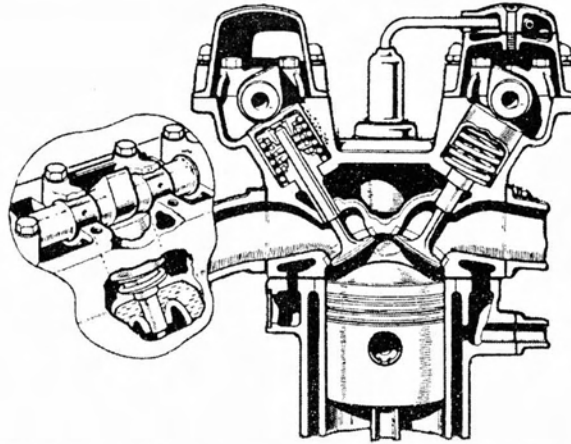
Σχήμα 20.2: Σύστημα βαλβίδων στην κεφαλή.

Τα ζύγωθρα είναι περασμένα σ' ένα κοίλο (κούφιο) άξονα ο οποίος είναι στερεωμένος σε έδρανα με επιδεσμίδες στην κεφαλή των κυλίνδρων (πιανόλα), σχήμα 20.2. Υπάρχουν συνήθως 4 έδρανα (Α στο σχήμα) για τους τετρακύλινδρους κινητήρες και ανάμεσα σε κάθε ζευγάρι εδράνων υπάρχουν δύο ζύγωθρα που τηρούνται στη θέση τους με ισχυρά ελατήρια. Τα ακραία ζύγωθρα είναι εξωτερικά από τα ακραία έδρανα.

Βαλβίδες εισαγωγής είναι οι κατά σειρά από αριστερά 2-3-6-7 και εξαγωγής οι 1-4-5-8. Τα βλήτρα (μποζόνια) που στερεώνουν την κεφαλή στο σώμα των κυλίνδρων, είναι αριθμημένα με τους λευκούς αριθμούς που δείχνουν τη σειρά σφιζίματός τους.

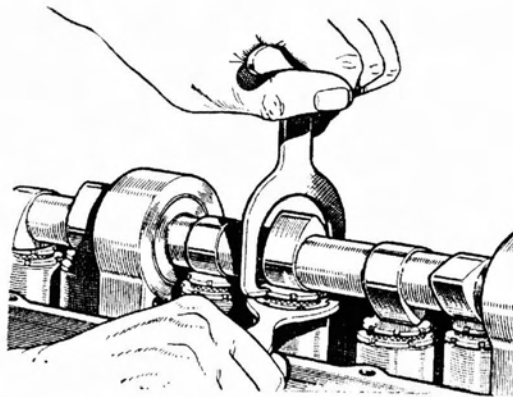
**Εκκεντροφόροι στην κεφαλή των κυλίνδρων.** Στους τελευταίους πολυτελείς κινητήρες η λειτουργία των βαλβίδων γίνεται με εκκεντροφόρο ή εκκεντροφόρους άξονες που βρίσκονται στην κεφαλή των κυλίνδρων. Το σύστημα απαιτεί μεγαλύτερο αριθμό εξαρτημάτων, αλλά έχει πιο αθόρυβη λειτουργία και καλύτερη λίπανση. Όταν οι βαλβίδες έρχονται κατευθείαν σε επαφή με τα έκκεντρα, όπως στα σχήματα 21.2 και 22.2, χρησιμοποιούνται κοίλα ωστήρια και το σύστημα είναι πολύ ελαφρότερο συγκρινόμενο με τις ωστικές ράβδους και τα ζύγωθρα. Οι βαλβίδες έτσι μπορούν να κινηθούν με μεγαλύτερες ταχύτητες γιατί έχουν μειωθεί οι αδράνειες και η επίδραση των εκκέντρων επί των βαλβίδων είναι άμεση. Γι' αυτό ο τύπος αυτός των βαλβίδων χρησιμοποιείται για αυτοκίνητα αγώνων και για άλλα υψηλής ποιότητας και απόδοσης.

Η πιο απλή μέθοδος για την κίνηση των βαλβίδων είναι η χρήση ενός εκκεντροφόρου άξονα ο οποίος έχει επάνω του όλα τα έκκεντρα στις ανάλογες θέσεις.



Σχήμα 21.2: Οι βαλβίδες σε κινητήρα 2,5 λίτρων υψηλής απόδοσης.

Το σχήμα 22.2 παρουσιάζει ένα τυπικό παράδειγμα μονού εκκεντροφόρου άξονα. Για μεγάλες αποδόσεις και κινητήρες αγώνων χρησιμοποιούνται συνήθως δύο εκκεντροφόροι, ένας για τις βαλβίδες εισαγωγής κι ένας για τις βαλβίδες εξαγωγής, έτσι είναι δυνατόν οι βαλβίδες να είναι γυρτές σε μεγαλύτερο βαθμό και να αφήνουν αρκετό χώρο μέσα στο θάλαμο καύσης για τον αναφλεκτήρα. Παράδειγμα κινητήρα με δύο εκκεντροφόρους στην κεφαλή δίνει το σχήμα 21.2. Η διάταξη αυτή είναι ιδιαίτερα κατάλληλη για ταχύστροφους κινητήρες μεγάλης απόδοσης γιατί μειώνει το βάρος των παλινδρομικών μερών, την απορροφώμενη ισχύ και τις ταλαντώσεις, και ακόμη περισσότερο επιτρέπει καλή ψύξη των εδρών των βαλβίδων από το νερό που κυκλοφορεί στο υδροχιτώνιο της κεφαλής των κυλίνδρων.



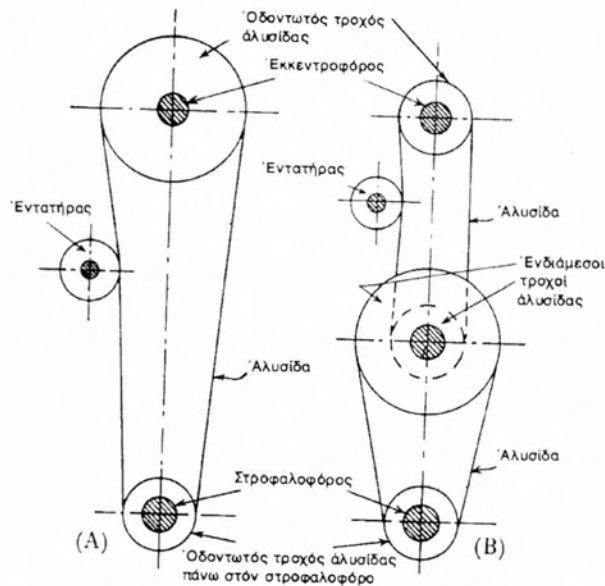
Σχήμα 22.2: Η ρύθμιση βαλβίδων σε κινητήρα Wolseley.

Από το σχήμα 21.2 φαίνεται ότι ο χειρισμός των βαλβίδων γίνεται κατευθείαν από το έκκεντρο χωρίς ωστικές ράβδους και ζύγωθρα. Έτσι ο αριθμός των χρησιμοποιούμενων εξαρτημάτων μειώνεται στο ελάχιστο. Η διάταξη αυτή χρησιμοποιείται στους κινητήρες με τον εκκεντροφόρο στην κεφαλή της Morris και Wolseley.

Η ρύθμιση του διακένου των βαλβίδων, για την περίπτωση του κινητήρα Wolseley, φαίνεται στο σχήμα 22.2. Το ωστήριο που πιέζει τη βαλβίδα είναι τοποθετημένο μεταξύ του εκκέντρου και του άκρου του στελέχους της βαλβίδας. Το έκκεντρο έχει ένα ρυθμιστικό κοχλία που έχει μια κυκλική κεφαλή με εγκοπές. Κάτω



από τον κοχλία αυτόν υπάρχει ένα επίσης κυκλικό με εγκοπές περικόχλιο για να εξασφαλίζει το αμετάβλητο της ρύθμισης. Η ρύθμιση γίνεται με δύο ειδικά κλειδιά, όπως φαίνεται στο σχήμα, στροφή κατά μια εγκοπή σημαίνει αλλαγή του διακένου κατά 0,025mm. Το κανονικό διάκενο στον κινητήρα αυτό είναι 0,38mm.



Σχήμα 23.2: Δύο μέθοδοι μετάδοσης κίνησης σε εκκεντροφόρο επί της κεφαλής των κυλίνδρων.

Για τη μετάδοση της κίνησης από τον στροφαλοφόρο άξονα στον εκκεντροφόρο του κινητήρα Wolseley χρησιμοποιείται ένας κάθετος άξονας, με δύο ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς σε κατάλληλα μεγέθη, ώστε σε συνδυασμό με αντίστοιχους τροχούς στον στροφαλοφόρο άξονα και τον εκκεντροφόρο να παίρνει ο εκκεντροφόρος τις μισές στροφές του στροφαλοφόρου. Ο κάθετος άξονας προεκτείνεται και κάτω από τον στροφαλοφόρο, μέσα στην ελαιοπυξίδα και κινεί την αντλία του λαδιού.

Όταν χρησιμοποιείται ένας εκκεντροφόρος άξονας για να κινήσει όλες τις βαλβίδες με κλίση, τότε ο μηχανισμός γίνεται πιο πολύπλοκος γιατί πρέπει να χρησιμοποιηθούν μακρές ράβδοι και ζύγωθρα για να φτάσει η κίνηση μέχρι τη βαλβίδα, όταν η κλίση των βαλβίδων είναι μεγαλύτερη από περίπου  $30^\circ$ . Η αδράνεια των κινούμενων αυτών μερών γίνεται αισθητή στις μεγάλες ταχύτητες.

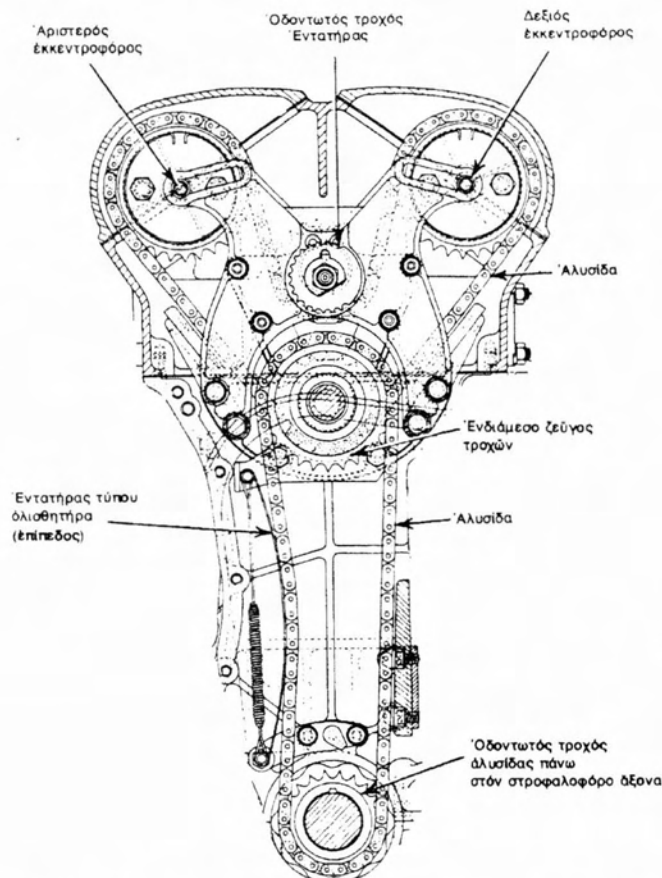
Στην περίπτωση οκτακύλινδρων κινητήρων σε διάταξη V με γωνία  $90^\circ$  μεταξύ των δύο σειρών κυλίνδρων, V οκτώ  $90^\circ$  όπως τους λένε, η οποία είναι πολύ διαδεδομένη στις Η.Π.Α., για την κίνηση των βαλβίδων χρησιμοποιείται ένας εκκεντροφόρος τοποθετημένος ανάμεσα στις δύο σειρές των κυλίνδρων. Ο εκκεντροφόρος αυτός άξονας κινείται με μια αλυσίδα ειδικά σχεδιασμένη για να είναι ισχυρή και αθόρυβη. Όλες οι βαλβίδες παίρνουν κίνηση απ' αυτόν τον άξονα. Όταν οι βαλβίδες σ' ένα τέτοιο κινητήρα είναι στο πλευρό, οι δύο σειρές βαλβίδων αντικρίζουν η μία την άλλη και παίρνουν κίνηση κατευθείαν από ωστήρια. Όταν οι βαλβίδες είναι στην κεφαλή, υπάρχουν ωστικές ράβδοι και ζύγωθρα. Οι ωστικές ράβδοι παίρνουν την κίνηση από τα έγκεντρα του μοναδικού εκκεντροφόρου με την παρεμβολή των ωστηρίων.

**Μετάδοση της κίνησης σε εκκεντροφόρο επί της κεφαλής.** Επειδή η απόσταση μεταξύ εκκεντροφόρου και στροφαλοφόρου άξονα, όταν ο πρώτος βρίσκεται στην

κεφαλή, είναι σχετικά μεγάλη, ο συνηθισμένος τρόπος κίνησης του εκκεντροφόρου όταν αυτός ήταν στο πλευρό πρέπει να τροποποιηθεί. Αν χρησιμοποιηθεί μια απλή αλυσίδα, έχει την τάση να χαλαρώνει τη μη κινητήρια πλευρά της και να κάνει ένα χαρακτηριστικό θόρυβο. Η φθορά της αλυσίδας στην περίπτωση αυτή μεγαλώνει το θόρυβο και επηρεάζει το χρονισμό του κινητήρα. Στρέφει δηλαδή ο εκκεντροφόρος άξονας κατά μία γωνία προς τα πίσω και επιβραδύνεται το άνοιγμα και το κλείσιμο των βαλβίδων με αποτέλεσμα απώλεια ισχύος.

Για να αποφύγουν αυτό το θόρυβο που οφείλεται σε επιμήκυνση της αλυσίδας, τοποθετούν έναν εντατήρα στο μη κινητήριο πλευρό της. Ο εντατήρας αυτός πιέζεται στην αλυσίδα με ελατήριο και είναι είτε ένας οδοντωτός τροχός, είτε ένας επίπεδος ολισθητήρας. Σχήμα 23.2. Και οι δύο τύποι είναι αυτόματοι και δεν έχουν ανάγκη καμιά ρύθμιση.

Μια μέθοδος μετάδοσης της κίνησης χωρίς μακριά αλυσίδα φαίνεται στο σχήμα 23.2 (B) στην οποία χρησιμοποιείται ένα ζεύγος ενδιάμεσων οδοντωτών τροχών.



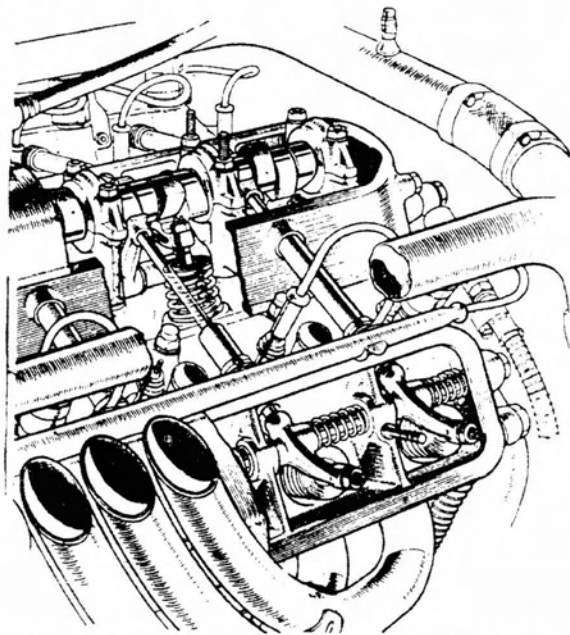
Σχήμα 24.2: Η κίνηση των εκκεντροφόρων σε κινητήρα Jaguar XK 120.

Το σχήμα 24.2 παρουσιάζει τον τρόπο της κίνησης των δύο εκκεντροφόρων του κινητήρα Jaguar XK 120. Η κίνηση αυτή από τον στρόφαλο πηγαίνει σ' έναν ενδιάμεσο τροχό και από εκεί, από έναν άλλο τροχό που βρίσκεται πάνω στον ίδιο άξονα με τον πρώτο, πηγαίνει στους οδοντωτούς τροχούς των δύο εκκεντροφόρων. Η πρώτη αλυσίδα έχει έναν επίπεδο εντατήρα, που την κρατάει πάντα τεντωμένη. Η δεύτερη έχει εντατήρα σε μορφή οδοντωτού τροχού που βρίσκεται λίγο πάνω απ'

τους ενδιάμεσους τροχούς. Και οι δύο αλυσίδες στρέφουν κατά την ίδια κατεύθυνση(ωρολογιακά).

**Κίνηση τεσσάρων ομάδων βαλβίδων από τον ίδιο εκκεντροφόρο.** Για να αποφύγουν τους δύο ανεξάρτητους εκκεντροφόρους σε κινητήρες με διάταξη V αλλά μικρής γωνίας, χρησιμοποιούν έναν εκκεντροφόρο που κινεί με ζύγωθρα και μοχλούς τέσσερις ομάδες κεκλιμένων βαλβίδων.

Παράδειγμα τέτοιου μηχανισμού δίνει το σχήμα 25.2 που παρουσιάζει τον εξακύλινδρο κινητήρα αγώνων της Auto-Union. Οι βαλβίδες εισαγωγής που είναι στο εσωτερικό των κυλίνδρων κινούνται κατευθείαν από τους βραχίονες των ζυγώθρων, ενώ οι βαλβίδες εξαγωγής που είναι στο έξω μέρος των κυλίνδρων κινούνται από βραχίονες των ζυγώθρων μέσω ωστικών ράβδων που κινούνται μέσα σε κατάλληλους οδηγούς. Το μειονέκτημα αυτού του μηχανισμού είναι ότι είναι πολυσύνθετος, δαπανηρός και έχει σοβαρές αδράνειες.



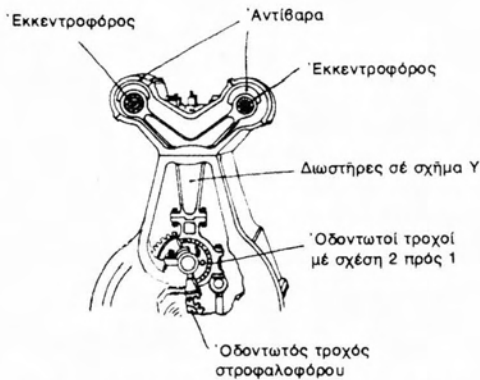
Σχήμα 25.2: Η κίνηση των βαλβίδων σε κινητήρα Auto-Union.

**Κίνηση δύο εκκεντροφόρων.** Μία μοναδική μέθοδος κίνησης δύο εκκεντροφόρων, που έχει χρησιμοποιηθεί σ' ένα ορισμένο αυτοκίνητο, αποτελείται από έναν οδοντωτό τροχό, λίγο παραπάνω από τον στροφαλοφόρο άξονα που κινείται απ' αυτόν με τις μισές στροφές του. Ο τροχός αυτός, όπως και τα άκρα των εκκεντροφόρων, έχουν από ένα μικρό στρόφαλο της ίδιας διαδρομής. Ένα κομμάτι σε σχήμα Υ (διωστήρας), με σφαιρικούς τριβείς (ρουλεμάν) στα άκρα του, συνδέεται στα τρία στρόφαλα (σχήμα 26.2). Η κίνηση του στροφάλου του τροχού του στροφαλοφόρου άξονα αναγκάζει τον συνδετικό διωστήρα Υ να κινηθεί και να μεταδώσει την κίνηση στους εκκεντροφόρους, όπως θα γινόταν αν υπήρχαν δύο ανεξάρτητοι διωστήρες.

Τα πλεονεκτήματα αυτού του συστήματος είναι ότι αποφεύγονται οι χαλαρές κινήσεις και οι φθορές των συνηθισμένων συστημάτων της κίνησης των βαλβίδων. Ο χειρισμός των βαλβίδων είναι θετικός και η κατασκευή είναι σχετικά οικονομική. Στην πραγματικότητα επάνω στον μεγάλο τροχό αντί για στρόφαλο

υπάρχει ένας έκκεντρος δίσκος μ' έναν εξωτερικό τριβέα όπως γίνεται στις ατμομηχανές.

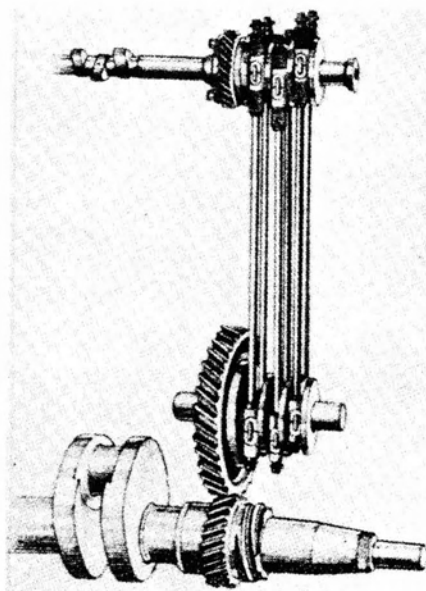
Μια περίπου ίδια μέθοδο είχε χρησιμοποιήσει ο Ricardo στην περίπτωση του κινητήρα Tylor-Ricardo.



Σχήμα 26.2: Μία μέθοδος κίνησης του εκκεντροφόρου.

Ένα έξυπνο σύστημα μετάδοσης της κίνησης σε εκκεντροφόρο στην κεφαλή χρησιμοποιήθηκε στον κινητήρα Bentley 8 λίτρων, το οποίο φαίνεται στο σχήμα 27.2. Στο σύστημα αυτό ο στροφαλοφόρος είχε ένα τροχό που ήταν σ' εμπλοκή μ' έναν άλλο διπλάσιας διαμέτρου. Αυτός ο τελευταίος είχε τρία έκκεντρα σε ίσες αποστάσεις μεταξύ τους. Σε μια προέκταση του εκκεντροφόρου υπήρχαν τρία, όμοια με τα προηγούμενα έκκεντρα, τα οποία συνδέονταν με τα πρώτα με ελαφρούς διωστήρες και έπαιρναν κίνηση απ' αυτά. Η μέθοδος αυτή δίνει μια θετική και αθόρυβη μετάδοση της κίνησης ελεύθερη από χαλαρότητες. Σημαντικός παράγοντας στην καλή λειτουργία του συστήματος, ιδίως για τις υψηλές ταχύτητες, είναι η καλή ζυγοστάθμιση.

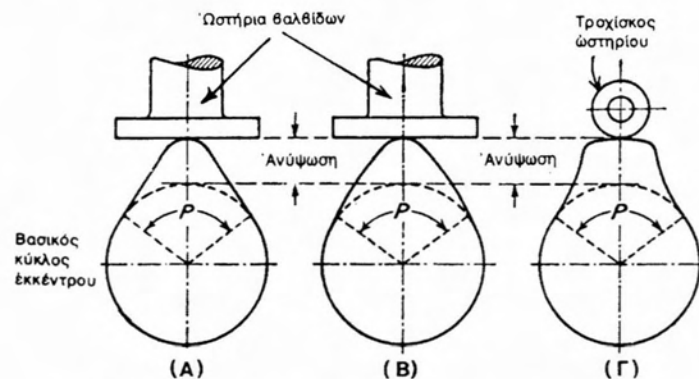
Ο κινητήρας ενός μικρού αυτοκινήτου N.S.U. είχε ένα περίπου όμοιο σύστημα.



Σχήμα 27.2: Η κίνηση του εκκεντροφόρου σε κινητήρα Bentley.

**Τα Έκκεντρα.** Ο εκκεντροφόρος άξονας έχει τόσα έκκεντρα όσα και οι βαλβίδες του κινητήρα πάνω στον οποίο είναι τοποθετημένος. Από το σχήμα του εκκέντρου εξαρτάται: 1) Η συνολική περίοδος του ανοίγματος της βαλβίδας. 2) Ο τρόπος με τον οποίο θα ανυψωθεί η βαλβίδα και 3) Το μέγιστο ανασήκωμά της.

Το σχήμα 28.2 παρουσιάζει τρεις διαφορετικές μορφές εκκέντρου. Και στα τρία μπορούμε να διακρίνουμε ένα τομέα, που η τομή του είναι κυκλική, (βασικός κύκλος) κατά τον οποίο η βαλβίδα δεν κινείται καθόλου, και ένα τομέα P που η τομή σχηματίζει μια προεξοχή που ονομάζεται λοβός του εκκέντρου και που όταν βρίσκεται κάτω από το ωστήριο η βαλβίδα είναι ανασηκωμένη. Αφού, όπως είπαμε, ο εκκεντροφόρος στρέφεται με τις μισές στροφές από τον στροφαλοφόρο, είναι φανερό πως αν ο λοβός έχει γωνία P η βαλβίδα θα μείνει ανοικτή για μία χρονική περίοδο που αντιστοιχεί σε γωνία 2 P του στροφαλοφόρου.



Σχήμα 28.2: Διάφορες μορφές εκκέντρων βαλβίδων.

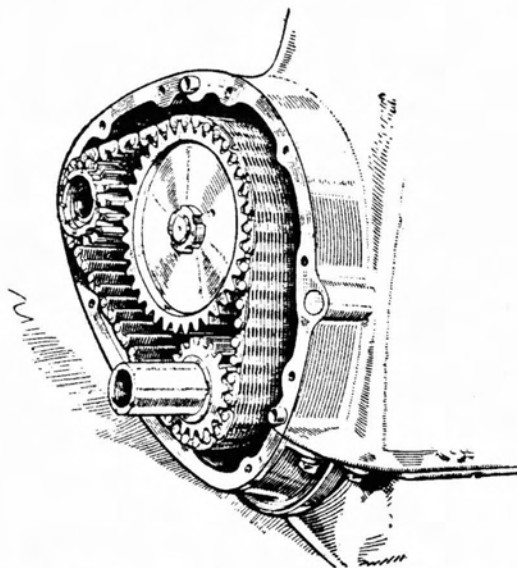
Η μέγιστη ανύψωση της βαλβίδας, όπως φαίνεται και στο σχήμα, είναι ίση με τη διαφορά της μέγιστης ακτίνας του λοβού και της ακτίνας του βασικού κύκλου.

Από το σχήμα του λοβού εξαρτάται το είδος της κίνησης της βαλβίδας. Το έκκεντρο της εικόνας A του σχήματος 28.2 δίνει ένα γρήγορο άνοιγμα της βαλβίδας, γιατί αμέσως μετά το ακούμπισμα του ωστηρίου στο επίπεδο πλευρό του λοβού, έρχεται το υψηλότερο σημείο του λοβού, η κεφαλή του, και για τον αντίστροφο λόγο δίνει και ένα γρήγορο κλείσιμο.

Το έκκεντρο της εικόνας B που οι πλευρές του λοβού είναι καμπύλες, δίνει πιο βαθμιαίο άνοιγμα και κλείσιμο. Τέλος ο λοβός της εικόνας Γ δίνει ταχύτατο άνοιγμα και ταχύτατο κλείσιμο και πολύ μεγάλη περίοδο που μένει η βαλβίδα τελείως ανοικτή. Πρέπει να σημειωθεί πως και στα τρία έκκεντρα η γωνία ανοίγματος P είναι η ίδια.

Ο τύπος λοβού της εικόνας Γ είναι κατάλληλος για κινητήρες αγώνων αλλά έχει θορυβώδη λειτουργία και απαιτεί ωστήριο με τροχίσκο, έχει όμως σημαντική επίπτωση στην απόδοση του κινητήρα. Απ' όσα είπαμε γίνεται φανερό πως το καλύτερο σχήμα λοβού εκκέντρου είναι εκείνο που συνδυάζει το ταχύτερο άνοιγμα και κλείσιμο με τη μεγαλύτερη περίοδο που μένει ανοικτή η βαλβίδα. Οι πλευρές του λοβού δεν πρέπει να είναι πολύ απότομες γιατί τότε το ωστήριο χτυπά ισχυρά επάνω στο λοβό και δημιουργεί άσχημο θόρυβο και η βαλβίδα αναπηδά και πρέπει να χρησιμοποιηθούν πολύ ισχυρά ελατήρια για να την κρατήσουν σ' επαφή με το έκκεντρο.

**Αριθμός των βαλβίδων.** Για τους κυλίνδρους με διάμετρο μέχρι 100 ως 120 mm ο κανόνας είναι να υπάρχει μια βαλβίδα εισαγωγής και μια εξαγωγής. Για μεγαλύτερους όμως κυλίνδρους και κινητήρες αγώνων βάζουν δύο βαλβίδες εξαγωγής με μία ή δύο εισαγωγής για κάθε κύλινδρο. Θεωρείται καλύτερο να χρησιμοποιήσουν δύο βαλβίδες μικρότερης διατομής παρά μια μεγαλύτερης, μολονότι ο μηχανισμός για την κίνησή τους είναι πολύ πιο πολύπλοκος.



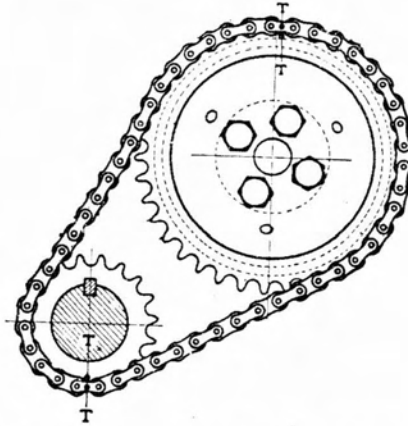
Σχήμα 29.2: Αθόρυβη αλυσίδα για την κίνηση του εκκεντροφόρου. (Αμερικάνικου τύπου)

**Μετάδοση της κίνησης στον εκκεντροφόρο.** Όπως έχουμε πολλές φορές επαναλάβει, ο εκκεντροφόρος άξονας πρέπει να έχει τις μισές στροφές του στροφαλοφόρου. Παλαιότερα χρησιμοποιούσαν για τη μετάδοση αυτή δύο οδοντωτούς τροχούς, μ' έναν ενδιάμεσο, καμιά φορά, για να μην είναι πολύ κοντά ο εκκεντροφόρος με τον στροφαλοφόρο. Ο οδοντωτός τροχός του εκκεντροφόρου έχει διπλάσιο αριθμό δοντιών από του στροφαλοφόρου, για να πάρει το ήμισυ των στροφών. Η μετάδοση όμως με οδοντωτούς τροχούς είναι θορυβώδης εκτός αν χρησιμοποιούνται τροχοί με γωνιακά ή ελικοειδή δόντια ή τέλος αν ο ένας τροχός ήταν από ρητίνη ενισχυμένη με ύφασμα (φίμπερ). Η πρακτική που εφαρμόζεται τώρα τελευταία, για την κίνηση του εκκεντροφόρου σε κινητήρες με τις βαλβίδες στο πλευρό ή στην κεφαλή, είναι η χρησιμοποίηση μιας ειδικής αθόρυβης οδοντωτής αλυσίδας όπως του σχήματος 29.2. Ο κάτω άξονας είναι η προέκταση του στροφαλοφόρου και φέρει τον μικρό οδοντωτό τροχό. Ο μεγάλος τροχός είναι συνδεδεμένος με τον εκκεντροφόρο και παίρνει τις μισές στροφές, ο άλλος μικρός τροχός είναι ο τροχός της δυναμοηλεκτρικής μηχανής (δυναμό) και παίρνει τις ίδιες στροφές με τον στροφαλοφόρο. Η αθόρυβη αυτή αλυσίδα έχει αντικατασταθεί στην Αγγλία από μια αλυσίδα με τροχίσκους, η οποία είναι ελαφρύτερη και η απόδοσή της είναι μάλλον καλύτερη.

Το σχήμα 30.2 παρουσιάζει ένα τυπικό σύστημα μετάδοσης της κίνησης με αλυσίδα με τροχίσκους και ειδικούς οδοντωτούς τροχούς για κίνηση αλυσίδας. Εδώ η απόσταση μεταξύ των τροχών είναι μικρή και δεν χρειάζεται εντατήρες. Το διάγραμμα δείχνει με πιο τρόπο η αλυσίδα θα πάει στη θέση της, αν καμιά φορά αφαιρεθεί, ώστε να μην χαλάσει ο χρονισμός των βαλβίδων. Η αλυσίδα έχει δύο διαφορετικούς κρίκους στα σημεία T και T και οι τροχοί έχουν τα ίδια γράμματα

χτυπημένα στη βάση των δοντιών που θα μπουν μέσα στους διαφορετικούς κρίκους. Τότε ο χρονισμός είναι σωστός.

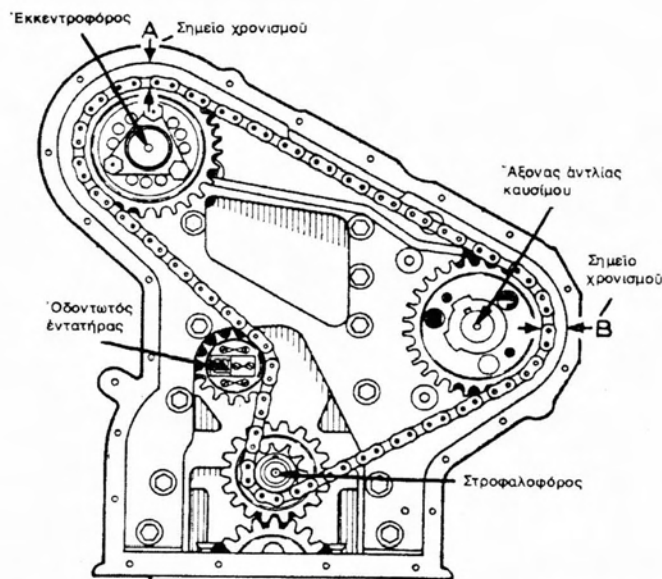
Σε βαρύτερα αυτοκίνητα χρησιμοποιείται διπλή ή τριπλή αλυσίδα με τροχίσκους. Η διπλή ή τριπλή αλυσίδα μπορεί να θεωρηθεί σαν δύο ή τρεις μονές, η μία δίπλα στην άλλη, αλλά με κοινούς άξονες στους τροχίσκους τους.



Σχήμα 30.2: Αλυσίδα με τροχίσκους για την κίνηση του εκκέντρου (B.M.C.)

**Εντατήρες.** Για την αθόρυβη λειτουργία της αλυσίδας με τους τροχίσκους και για να εξουδετερωθεί το μεγάλωμα της αλυσίδας από τη φθορά και την έκταση, συνηθίζουν να εφοδιάζουν το σύστημα μ' έναν εντατήρα στο χαλαρό μέρος της αλυσίδας. Σε μερικές περιπτώσεις, όπως π.χ. στους κινητήρες της B.M.C. ένας ολισθητήρας (τάκος) από συνθετικό ελαστικό πιέζεται μ' ένα ελατήριο πάνω στο χαλαρό τμήμα (εκείνο που δεν μεταφέρει την κίνηση της αλυσίδας).

Στους κινητήρες Rover ο εντατήρας είναι υδραυλικός. Στους κινητήρες Perkins και σε πολλές άλλες κατασκευές ο εντατήρας είναι ένας άνεργος τροχός ο οποίος έχει ένα σύστημα ελατηρίων που τον πιέζουν πάνω στο χαλαρό τμήμα της αλυσίδας για να κρατά την κανονική δύναμη έντασής της. Ο εντατήρας αυτός ονομάζεται εντατήρας Reynolds και φαίνεται στο σχήμα 31.2. Στο σχήμα αυτό το χαλαρό τμήμα της αλυσίδας είναι το αριστερό, γιατί ο κινητήρας στρέφεται ωρολογιακά.



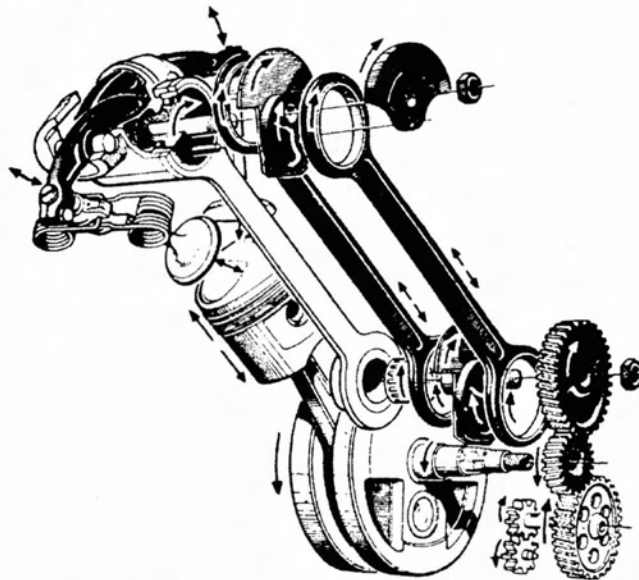
Σχήμα 31.2: Η αλυσίδα μετάδοσης της κίνησης στον εκκεντροφόρο σε κινητήρα Perkins.

Τα τόξα Α και Β είναι τα σημεία χρονισμού των βαλβίδων και της αντλίας έγχυσης του καυσίμου, τα σημεία αυτά πρέπει να είναι ευθυγραμμισμένα για το σωστό χρονισμό.

Οι αλυσίδες με τροχίσκους λειτουργούν αθόρυβα και κρατάνε για 80.000 περίπου χιλιόμετρα και μετά θέλουν αντικατάσταση. Μια τυπική αλυσίδα για κινητήρα 1,5 ως 2 λίτρων έχει συνήθως βήμα 10mm, διάμετρο τροχίσκων 6mm και πλάτος 25 mm. Το φορτίο θραύσης της είναι 1.800 Kg.

**Τελευταία συστήματα κίνησης εκκεντροφόρων.** Ανεξάρτητα από τη μεγάλη διάδοση του συστήματος μετάδοσης της κίνησης στους εκκεντροφόρους με αλυσίδα, το παλιό σύστημα με οδοντωτούς τροχούς χρησιμοποιείται ακόμη σε μερικούς κινητήρες, με τη χρησιμοποίηση ενός άνεργου τροχού, από πλαστικό ενισχυμένο με ύφασμα, ανάμεσα στους τροχούς του στροφαλοφόρου άξονα και του εκκεντροφόρου για τη μείωση του θορύβου λειτουργίας των τροχών.

Ξεχωριστά από ελικοειδείς τροχούς και άξονες για την κίνηση εκκεντροφόρων που βρίσκονται στην κεφαλή των κυλίνδρων, σ' ένα πρόσφατο κινητήρα της N.S.U. Prinz, χρησιμοποιούν για την κίνηση του εκκεντροφόρου επί της κεφαλής ένα σύστημα που μοιάζει πολύ με της Bentley του σχήματος 27.2. Το σύστημα αυτό αποτελείται από έκκεντρα που βρίσκονται σ' έναν άξονα που είναι κοντά στον στροφαλοφόρο και παίρνει τις μισές στροφές του και που συνδέονται με ελαφρούς διωστήρες με όμοια έκκεντρα που βρίσκονται στην προέκταση του εκκεντροφόρου άξονα. Το σύστημα είναι θετικό και κρατά σταθερά τα διάκενα των βαλβίδων, ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία του κινητήρα. Ακόμη περισσότερο έχει βρεθεί πως μπορούν να χρησιμοποιηθούν ασθενέστερα ελατήρια βαλβίδων. Ένα άλλο πλεονέκτημα είναι η εξαιρετικά μικρή φθορά των κινητών μερών και έτσι δεν αλλάζει ο χρονισμός των βαλβίδων.

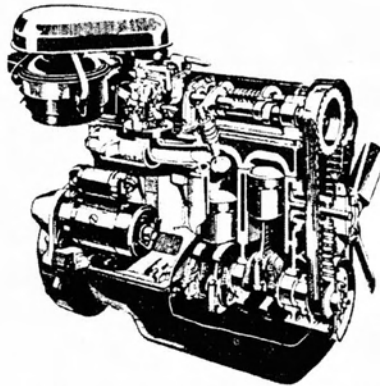


Σχήμα 32.2: Η κίνηση του εκκεντροφόρου σε κινητήρα N.S.U. Prinz.

Ένας τελευταίος νεωτερισμός είναι η χρησιμοποίηση οδοντωτού ενισχυμένου ιμάντα από ελαστικό που εφαρμόζει σε δύο χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς, έναν στον εκκεντροφόρο και έναν στον στροφαλοφόρο. Ο ιμάντας αυτός κατασκευάστηκε για πρώτη φορά από τη North British Rubber Company για το γερμανικό αυτοκίνητο Goggomobil 993cm<sup>3</sup> και αποτελείται από στριμμένο



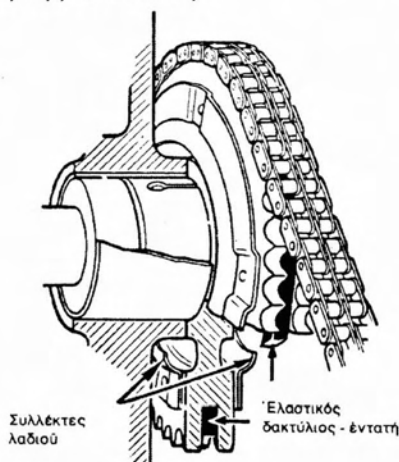
ελικοειδώς ισχυρό σύρμα εμβαπτισμένο σε τεχνητό ελαστικό (νεοπρέν) με τα δόντια του χυτά στη εσωτερική του επιφάνεια. Ο ιμάντας αυτός δίνει μια θετική και αθόρυβη μετάδοση της κίνησης.



Σχήμα 33.2: Ελαστικός οδοντωτός ιμάντας για τη κίνηση του εκκεντροφόρου

Σήμερα, κατά γενικό σχεδόν κανόνα, στ' αυτοκίνητα σειράς χρησιμοποιείται αλυσίδα με τροχίσκους και οδοντωτούς τροχούς είτε οι βαλβίδες είναι στο πλευρό είτε στην κεφαλή, οπότε χρησιμοποιούνται και ωστικές ράβδοι και ζύγωθρα. Η αλυσίδα είναι συνήθως διπλή με κάποιο σύστημα εντατήρα, σχήμα 24.2, με ελατήρια που δίνουν γενικά ικανοποιητικά αποτελέσματα.

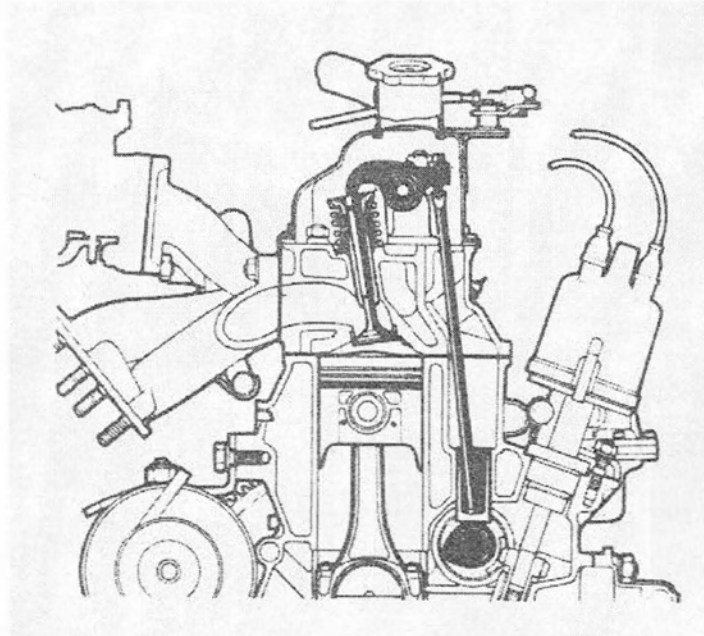
Το σύστημα για την ένταση και την αθόρυβη λειτουργία της αλυσίδας του εκκεντροφόρου, που χρησιμοποιείται σε μερικά σύγχρονα αυτοκίνητα Austin, έχει ένα δακτύλιο από συνθετικό ελαστικό ανθεκτικό στο λάδι, ανάμεσα στις δύο σειρές δόντια του μεγάλου τροχού (του εκκεντροφόρου), σχήμα 34.2. Η αλυσίδα εφάπτεται με το ελαστικό που προεξέχει πάνω από τη βάση των δοντιών του τροχού, έτσι η αλυσίδα εργάζεται αθόρυβα και τεντωμένα λόγω της ελαστικότητας του ελαστικού δακτυλίου. Πρέπει ακόμα να σημειωθεί πως η υπερχειλίση του λαδιού από το πρώτο έδρανο του εκκεντροφόρου άξονα μαζεύεται σ' ένα κοίλο δακτυλίδι στις δύο πλευρές του οδοντωτού τροχού και οδηγείται στα δόντια του τροχού και τους συνδέσμους της αλυσίδας.



Σχήμα 34.2: Το σύστημα λίπανσης και αθόρυβης λειτουργίας αλυσίδας εκκεντροφόρου (Austin)

## 2.3 ΕΙΔΗ ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΩΝ

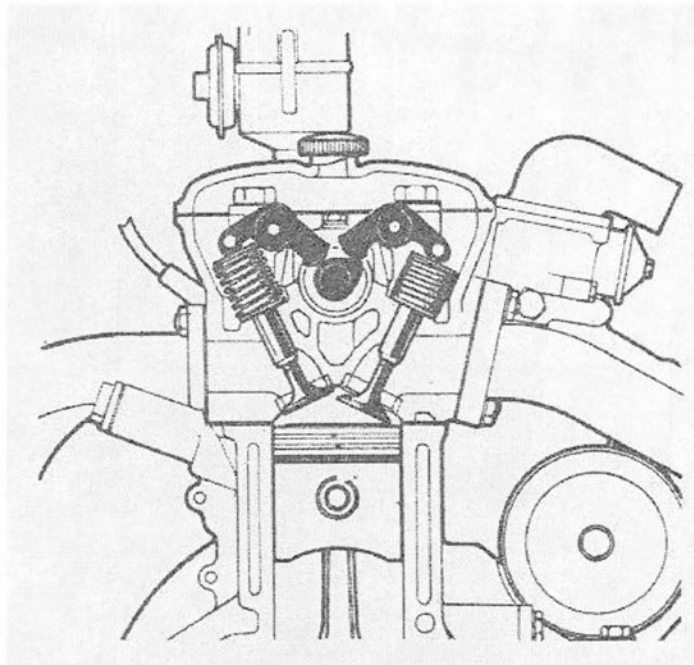
**1. Πλευρικός εκκεντροφόρος (Pushrod Engines):** Ο εκκεντροφόρος βρίσκεται πλαγίως του κυλίνδρου και στην βάση και κινεί το ωστήριο, το οποίο με τη σειρά του κινεί το κοκοράκι που βρίσκεται επάνω από την βαλβίδα. Οι βαλβίδες βρίσκονται στην κεφαλή πάνω από τους κυλίνδρους. (Σχήμα 35.2)



Σχήμα 35.2: Εκκεντροφόρος στο πλάι της μηχανής (Pushrod engine).

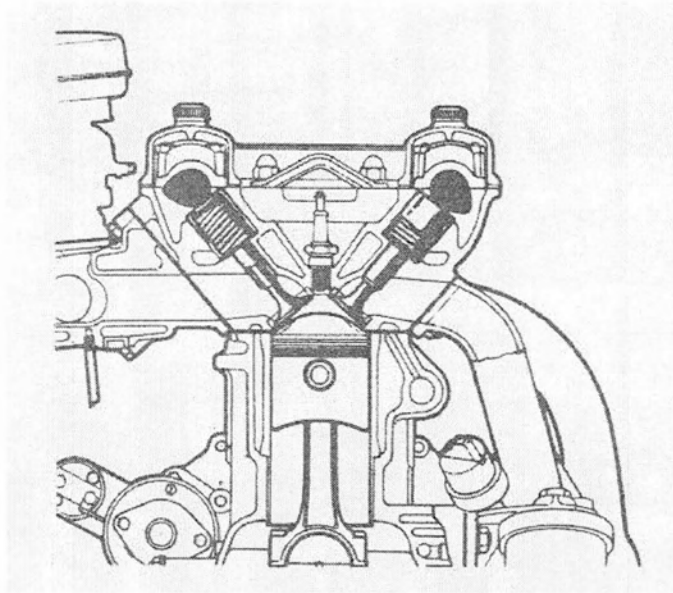
Η βασική διαφορά των pushrod μηχανών είναι ότι ο εκκεντροφόρος άξονας βρίσκεται στο κέντρο της μηχανής και όχι στην κεφαλή, επομένως δεν έρχεται σε άμεση επαφή με τις βαλβίδες. Τα κοκοράκια σπρώχνουν την βαλβίδα και ανοίγει αφού πρώτα έχουν δεχτεί ώθηση από μια μεταλλική ράβδο (pushrod) η οποία έρχεται σε επαφή με τον εκκεντροφόρο. Καθώς αυτός περιστρέφεται σπρώχνει τη ράβδο προς τα επάνω η οποία με τη σειρά της δίνει ώθηση στα κοκοράκια να σπρώξουν τις βαλβίδες προς τα κάτω και να ανοίξουν.

**2. Εκκεντροφόρος επί κεφαλής (Single Overhead Cam, SOHC):** Ο εκκεντροφόρος ένας για τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, είναι τοποθετημένος επικεφαλής μεταξύ των δυο σειρών βαλβίδων που κινούνται από τα κοκοράκια. Μονό εκκεντροφόρο επί κεφαλής έχουν οι μηχανές οι οποίες έχουν 4-6 κυλίνδρους σε σειρά. (Σχήμα 36.2)



Σχήμα 36.2: Μονός εκκεντροφόρος επί κεφαλής.

**3. Δύο εκκεντροφόροι επί κεφαλής (Double Overhead Cams, DOHC)** :Οι εκκεντροφόροι είναι δυο και επί κεφαλής. Ένας για τις βαλβίδες εισαγωγής και ένας για της εξαγωγής. Αυτό το σύστημα χρησιμοποιείται πολύ κυρίως στα αυτοκίνητα σπορ, υψηλών αποδόσεων. Τέτοιοι εκκεντροφόροι χρησιμοποιούνται από κινητήρες σε σχήμα V (V6 ή V8). Έτσι μια μηχανή V θα έχει 4 εκκεντροφόρους, δυο σε κάθε κεφαλή. Μια κοινή μηχανή σε σειρά (inline cylinders) θα έχει δυο εκκεντροφόρους αφού έχει συνολικά μια κεφαλή. Οι DOHC χρησιμοποιούνται συνήθως σε μηχανές που έχουν 4 ή περισσότερες βαλβίδες ανά κύλινδρο. Ο βασικότερος λόγος χρήσης των DOHC είναι ότι επιτρέπουν την λειτουργία περισσότερων βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Έτσι ένα αυτοκίνητο με 32 βαλβίδες θα χρειαστεί DOHC εκκεντροφόρους για να δουλέψουν σωστά όλες οι βαλβίδες ενώ ένα αυτοκίνητο με 8 βαλβίδες δουλεύει ικανοποιητικά με SOHC εκκεντροφόρους. (Σχήμα 37.2)



Σχήμα 37.2: Δύο εκκεντροφόροι επί κεφαλής.

Τα πλεονεκτήματα των επί κεφαλής εκκεντροφόρων είναι ότι βρίσκονται πιο κοντά στις βαλβίδες και έτσι τα μέρη του όλου μηχανισμού ανοίγματος και κλεισίματός τους, μπορούν να είναι πιο συμπαγή και ελαφριά. Έτσι οι βαλβίδες μπορούν να ανοιγοκλείνουν πιο γρήγορα και συνεπώς ο κινητήρας να ανεβάζει περισσότερο τις στροφές του. Στα συστήματα με έναν εκκεντροφόρο επικεφαλής (SOHC), ο ίδιος εκκεντροφόρος κινεί όλες τις βαλβίδες. Στα συστήματα με δύο εκκεντροφόρους επικεφαλής (DOHC), ο ένας εκκεντροφόρος κινεί τις βαλβίδες εισαγωγής και ο άλλος τις βαλβίδες εξαγωγής.

## 2.4 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ

Ο μεταβλητός χρονισμός επιτυγχάνει την μετατόπιση της στιγμής που ανοίγουν και κλείνουν οι βαλβίδες με συνέπεια της μείωσης της επικάλυψης των βαλβίδων στις χαμηλές στροφές ή την αύξηση στις υψηλές. Ο μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων χρησιμοποιείται για να επιτύχουμε μεγαλύτερη ισχύ, διατηρώντας σε ολόκληρο το φάσμα στροφών του κινητήρα την ροπή στρέψης σε υψηλό επίπεδο. Άρα, για την βέλτιστη απόδοση του κινητήρα οι βαλβίδες πρέπει να ανοίγουν και να κλείνουν σε διαφορετικούς χρόνους στις χαμηλές στροφές του κινητήρα και σε διαφορετικούς χρόνους στις υψηλές στροφές του κινητήρα.

Οι βασικοί λόγοι που εφαρμόζονται συστήματα μεταβλητού χρονισμού είναι

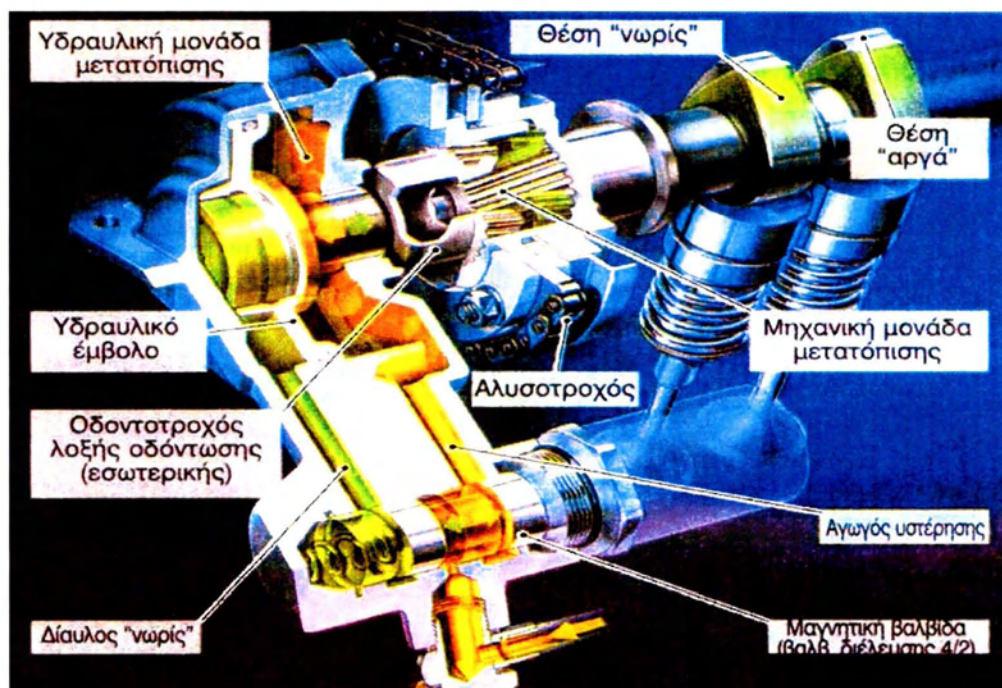
1. Με τον τρόπο αυτό, στις υψηλές στροφές εκμεταλλευόμαστε τη δυναμική της κίνησης των αερίων από και προς τους κυλίνδρους και εξασφαλίζουμε
  - μια βελτιωμένη πλήρωση των κυλίνδρων
  - και μια καλύτερη εξαγωγή των καυσαερίων.

2. Αντίθετα, σε χαμηλές στροφές και στο ρελαντί η δυναμική της κίνησης των αερίων είναι μειωμένη και υπάρχει αρκετός χρόνος ώστε να διαφύγουν καυσάερια προς την πολλαπλή εισαγωγής και μείγμα προς τη βαλβίδα εξαγωγής με συνέπεια ο κινητήρας να παρουσιάζει:

- ασταθές ρελαντί
- απώλεια συμπίεσης
- απώλεια μίγματος
- αυξημένη εκπομπή ρύπων
- κακή ανταπόκριση του κινητήρα στις επιταχύνσεις κάτω από ένα ορισμένο επίπεδο στροφών.

Τα εφαρμοσμένα συστήματα μεταβλητού χρονισμού που χρησιμοποιούνται από τις αυτοκινητοβιομηχανίες είναι:

1) **Ρυθμιζόμενος τεντωτήρας αλυσίδας (Vario Cam).** Στο σύστημα αυτό οι δύο εκκεντροφόροι συνδέονται μεταξύ τους με μία αλυσίδα (καδένα) με την οποία ο εκκεντροφόρος εξαγωγής κινεί τον εκκεντροφόρο εισαγωγής. Η γωνιακή μετατόπιση του ενός εκκεντροφόρου ως προς τον άλλο επιτυγχάνεται με την υδραυλική μετατόπιση του τεντωτήρα της αλυσίδας από την επάνω θέση, όπου βρίσκεται στις χαμηλές στροφές, προς την κάτω. Με τον τρόπο αυτόν το μήκος της αλυσίδας στο επάνω μέρος από μεγαλύτερο γίνεται μικρότερο από αυτό της κάτω πλευράς, ώστε να αλλάζει γωνιακά η θέση των δύο εκκεντροφόρων μεταξύ τους. Στη θέση βραδυπορίας ο τεντωτήρας βρίσκεται στην πάνω θέση και ο εκκεντροφόρος εισαγωγής στη θέση αργά. Όταν ο τεντωτήρας ωθείται προς τα κάτω τότε ο εκκεντροφόρος βρίσκεται στη θέση νωρίς. (Σχήμα 38.2)



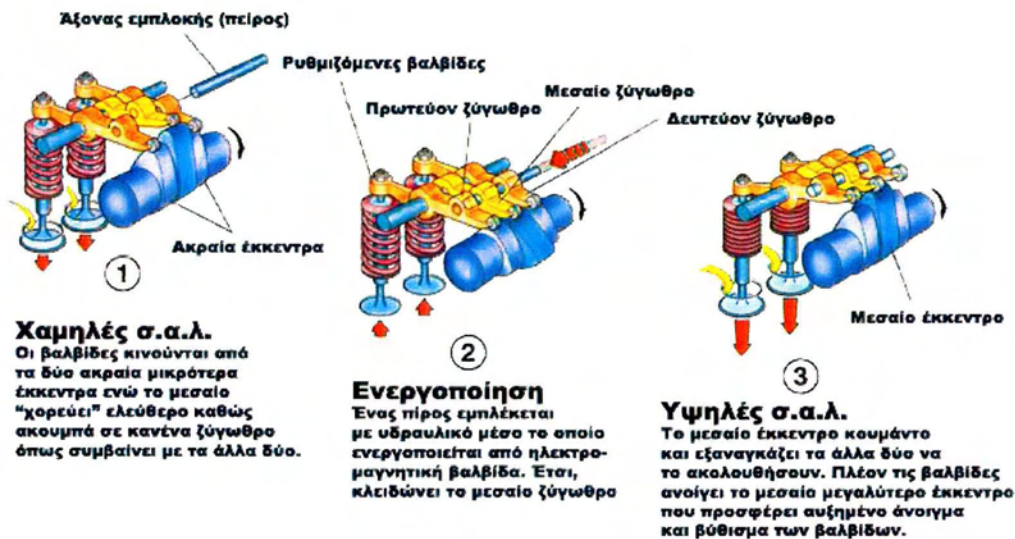
Σχήμα 38.2

2) **Σύστημα μεταβολής προπορείας εκκεντροφόρου (Vanos).** Το σύστημα μεταβάλλει τη γωνία προπορείας του εκκεντροφόρου άξονα που κινεί τις

βαλβίδες εισαγωγής. Η μεταβολή της γωνίας επιτυγχάνεται μέσω της παρεμβολής ενός μηχανισμού με γρανάζια μεταξύ του κυρίως γραναζιού, που μεταδίδει τη κίνηση στους εκκεντροφόρους, και του εκκεντροφόρου εισαγωγής. Τα γρανάζια συμπλέκονται ή αποσυμπλέκονται υδραυλικά μέσω δύο βαλβίδων που ελέγχονται ηλεκτρονικά. Το σύστημα αυτό δεν μεταβάλλει το βύθισμα των βαλβίδων αλλά τις ανοίγει και τις κλείνει αργότερα από το καθορισμένο. Αυτό γίνεται με την περιστροφή του εκκεντροφόρου μερικές μοίρες μπροστά. Δηλαδή, αν οι βαλβίδες εισαγωγής άνοιγαν  $10^\circ$  πριν το πάνω νεκρό σημείο (Π.Ν.Σ ή TDC) και έκλειναν  $190^\circ$  μετά το Π.Ν.Σ η συνολική διάρκεια θα ήταν  $200^\circ$ . Έτσι με την βοήθεια ενός μηχανισμού ο οποίος γυρίζει τον εκκεντροφόρο μπροστά καθώς περιστρέφεται η βαλβίδα θα μπορούσε να ρυθμιστεί ούτος ώστε να ανοίγει  $10^\circ$  μετά το Π.Ν.Σ και να κλείνει  $210^\circ$  μετά το Π.Ν.Σ.

- 3) Σύστημα μεταβολής κίνησης βαλβίδων V-TEC ( Variable Valve Timing and lift Electronic Control). Με το σύστημα αυτό, η χρονική στιγμή του ανοίγματος καθώς και το βύθισμα του ανοίγματος της βαλβίδας προσαρμόζονται ανάλογα με τη φάση λειτουργίας του κινητήρα. Δηλαδή το σύστημα αυτό δίνει διαφορετικό χρόνο ανοίγματος βαλβίδων στις υψηλές και χαμηλές στροφές του κινητήρα. (Σχήμα 39.2)

### VTEC (Variable Timing Electronic Control) System

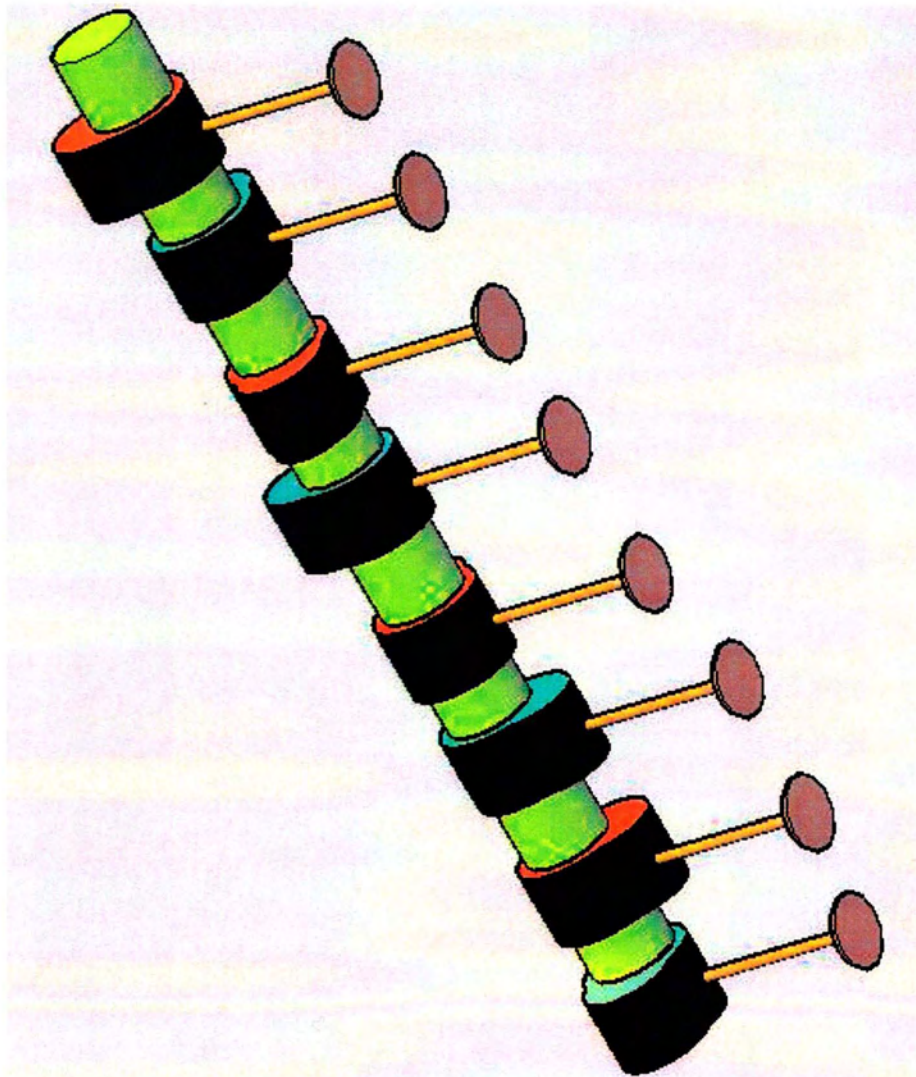


Σχήμα 39.2

Το V-TEC είναι ένα ηλεκτρονικό και μηχανικό σύστημα σε ορισμένες μηχανές Honda που επιτρέπει στην μηχανή να διαθέτει πολλαπλούς εκκεντροφόρους άξονες. Οι V-TEC μηχανές έχουν έναν έξτρα εκκεντροφόρο ο οποίος χρησιμοποιείται για να ανοιγοκλείνει την βαλβίδα εισαγωγής και ο οποίος διαθέτει δικό του κοκοράκι με το οποίο κρατάει την βαλβίδα εισαγωγής περισσότερη ώρα ανοικτή όταν αυτό είναι απαραίτητο ιδιαίτερα στις υψηλές ταχύτητες.

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

## ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ – ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΩΝ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ







## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ – ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΩΝ ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ

### 3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Βάση για την παρούσα διπλωματική εργασία ήταν μια σειρά αποτελεσμάτων κυρίως θεωρητικών που αφορούσαν στην πρόβλεψη επιδόσεων συγκεκριμένου κινητήρα (τύπος J) με δύο βαλβίδες εισαγωγής. Σημειώνεται ότι τα αποτελέσματα αυτά σχετίστηκαν με μια σφαιρικότερη μελέτη των κινητήρων που περιελάμβανε τις επιμέρους μελέτες που δίνονται στη συνέχεια:

1. Έρευνα του βέλτιστου συνδυασμού κίνησης βαλβίδων.
2. Μελέτη επίδρασης της ακουστικής (βελτιστοποίηση μορφής και διαστάσεων αγωγών)
3. Μελέτη επίδρασης του κυβισμού της Μ.Ε.Κ.
4. Μελέτη επίδρασης της φραγής ενός απ' τους δύο αγωγούς εισαγωγής.
5. Μελέτη επίδρασης ρύπων σε μερικό φορτίο.

#### 3.1.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ

Σημειώνεται ότι στην παρούσα διπλωματική εργασία ελήφθησαν κυρίως υπ' όψη τα αποτελέσματα που αφορούν στις περιπτώσεις 1 και 4 που προαναφέρθηκαν. Τα αποτελέσματα αυτά υλοποιήθηκαν με τη βοήθεια υπολογιστικού κώδικα γνωστής αυτοκινητοβιομηχανίας (Polycylindre) προσαρμοσμένο σε λειτουργία Μ.Ε.Κ που λαμβάνει υπ' όψη τα εξής δεδομένα (DATA):

1. Γεωμετρία των αγωγών εισαγωγής-εξαγωγής.
2. Κινηματική του εμβόλου.
3. Θερμικές συναλλαγές σύμφωνα με το μοντέλο του WOSCHNY.
4. Συγκεκριμένο νόμο έκλυσης ενέργειας ο οποίος λαμβάνεται καταρχήν για 2000rpm και μεταβάλλεται κυρίως με τη συχνότητα περιστροφής για φορτίο 100%.
5. Συγκεκριμένο νόμο μεταβολής μέσης πίεση τριβών  $f_{mep}$  (friction mean effective pressure, γαλλική ορολογία  $pmf$  pression moyenne par frottement)
6. Συγκεκριμένους νόμους κίνησης των βαλβίδων.

Για την ακρίβεια των στοιχείων που παρουσιάζονται οφείλουμε να σημειώσουμε τρεις σημαντικούς περιορισμούς που αφορούν στο μοντέλο (κώδικας Polycylindre) :

1. Οι συντελεστές ροής των βαλβίδων έχουν ληφθεί με λίγο διαφορετική κυλινδροκεφαλή γεγονός που δεν αλλοιώνει τα αποτελέσματα
2. Το μοντέλο δεν προβλέπει πιθανότητα κρουστικής καύσης.
3. Περιλαμβάνει ως στοιχείο αντιρρύπανσης καταλυτική εξάτμιση.

#### 3.1.2 ΒΑΣΙΚΕΣ ΥΠΟΘΕΣΕΙΣ ΤΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Οι υπολογισμοί υλοποιήθηκαν για τρία διαφορετικά μοντέλα κινητήρα:

1. J7T, 2 βαλβίδες ανά κύλινδρο

2. J7T, 3 βαλβίδες ανά κύλινδρο με ανοιχτές τις δύο βαλβίδες εισαγωγής
3. J7T, 3 βαλβίδες ανά κύλινδρο με ξεχωριστούς αγωγούς ανά βαλβίδα εισαγωγής με κλειστό κλαπέτο στον έναν από τους δύο αγωγούς εισαγωγής.

Τα δεδομένα συμπληρώνονται με τιμές για τους συντελεστές του WOSCHNY με καμπύλες για τους συντελεστές παροχής βαλβίδων με νόμους ανύψωσης, στοιχεία διαπερατότητας των βαλβίδων και τέλος τιμές της μέσης πίεσης απωλειών λόγω τριβής.

### 3.1.3 ΕΠΙΚΥΡΩΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Η επικύρωση των θεωρητικών αποτελεσμάτων που ελήφθησαν υπ' όψη έγινε με βάση μετρήσεις σε δοκιμαστήριο κινητήρων κυρίως όσο αφορά τους συντελεστές που χρησιμοποιούνται για τις θερμικές συναλλαγές. Η επικύρωση που ελήφθη υπ' όψη θεωρήθηκε πλήρως αποδεκτή και δεν αναζητήθηκε βελτιωμένη προσέγγιση.

### 3.1.4 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η λύση του τεχνικού προβλήματος σχετικά με κινητήρα με τρεις βαλβίδες ανά κύλινδρο επιτρέπει μια σημαντική βελτίωση της συμπεριφοράς του κυρίως όσον αφορά στη μέγιστη ισχύ. Η μέγιστη τιμή του ζεύγους (ροπής) είναι βελτιωμένη αλλά σε μικρότερο ποσοστό.

Τα αποτελέσματα χαρακτηρίζονται από τρεις βασικούς άξονες που ήδη είναι φανεροί και σε άλλες προηγούμενες μελέτες.

- A. Οι νόμοι ανύψωσης σε κινητήρες με δύο βαλβίδες εισαγωγής οφείλουν να είναι μικρότερης διάρκειας. Τιμές μεταξύ  $40^\circ - 50^\circ$  για  $r_{fa}$  (καθυστέρηση κλεισίματος εξαγωγής) θεωρούνται βέλτιστες.
- B. Δεν μπορεί κανείς να εκμεταλλευτεί πλήρως τις βελτιώσεις για υψηλή συχνότητα περιστροφής 6000 – 6500 rpm.
- C. Η βαλβίδα εξαγωγής οφείλει να είναι πιο εξειδικευμένα σχεδιασμένη (λιγότερες απώλειες) καθώς μέσω αυτής διοχετεύεται μεγαλύτερη παροχή.

### 3.1.5 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ Μ.Ε.Κ.

Κινητήρας J 2165cm<sup>3</sup>. Αγωγός βαλβίδας εισαγωγής μικρής διαμέτρου: L=42.3cm, S=6cm<sup>2</sup>, Αγωγός βαλβίδας εισαγωγής μεγάλης διαμέτρου με δυνατότητα φραγής: L=6cm, S=9cm<sup>2</sup>

#### ΝΟΜΟΙ ΑΝΥΨΩΣΗΣ

Βαλβίδα εισαγωγής μεγάλης διαμέτρου: 8-42, 10-50, 15-55, 20-60

Βαλβίδα εισαγωγής μικρής διαμέτρου: 8-42, 10-50, 15-55, 20-60

Βαλβίδα εξαγωγής: 8-42, 10-50, 15-55, 20-60

#### ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΤΟΙΧΩΜΑΤΩΝ

Θερμοκρασία κυλινδροκεφαλής 200° C

Θερμοκρασία βαλβίδας εισαγωγής 200° C

Θερμοκρασία βαλβίδας εξαγωγής 400° C

Θερμοκρασία χιτωνίου (κυλίνδρου) 190° C

Θερμοκρασία εμβόλου 300° C

ΔΕΔΟΜΕΝΑ Μ.Ε.Κ.

Διάμετρος 88mm

Διαδρομή 82mm

Διάμετρος βαλβίδας εισαγωγής 1: 26mm

Διάμετρος βαλβίδας εισαγωγής 2: 32mm

Διάμετρος βαλβίδας εξαγωγής : 35mm

Σχέση L/R = 3,24

Σχέση συμπίεσης: 9,9

Επιφάνεια συναλλαγής κυλινδροκεφαλής: 68,26cm<sup>2</sup>

Προπορεία καύσης : 30°

Διάρκεια καύσης : 70°

Θερμογόνος δύναμη καυσίμου: 42 100 000 J/kg

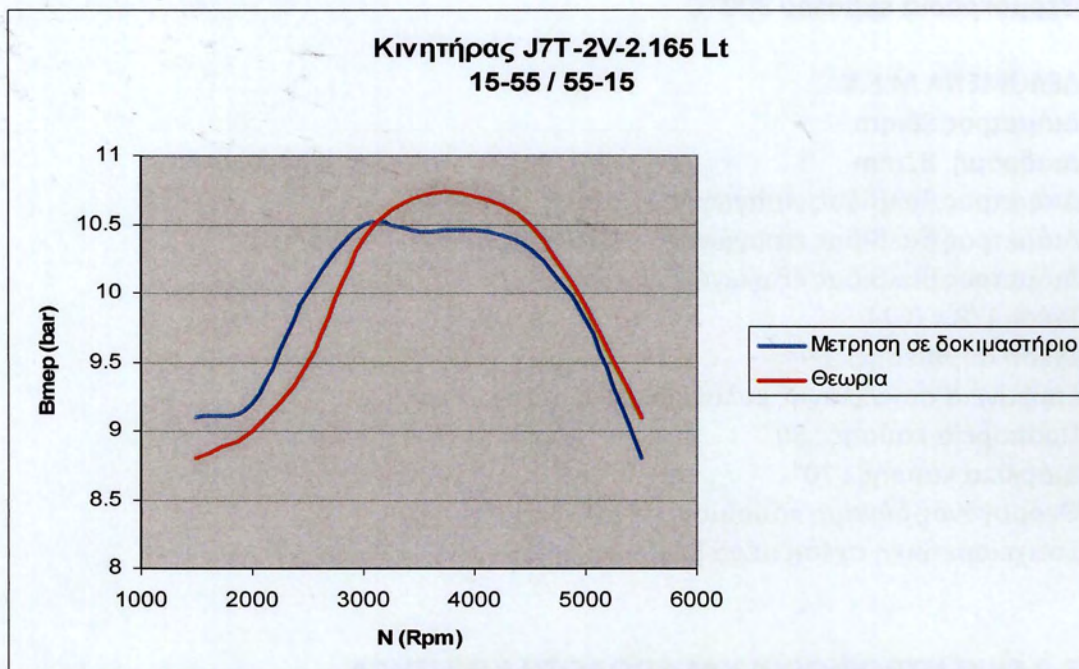
Στοιχειομετρική σχέση αέρα βενζίνης: 14,15

### 3.2 ΕΚΚΕΝΤΡΟΦΟΡΟΙ ΚΑΙ ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Στο παρών κεφάλαιο γίνεται η μελέτη ώστε να προσδιοριστεί ο βέλτιστος συνδυασμός νόμων κίνησης βαλβίδων ο οποίος προκύπτει κατά τη φάση μιας διαδικασίας βελτιστοποίησης του κινητήρα (τα χαρακτηριστικά του οποίου έχουν ήδη αναφερθεί) κυρίως όσο αφορά στην απόδοση της μέγιστης ισχύος.

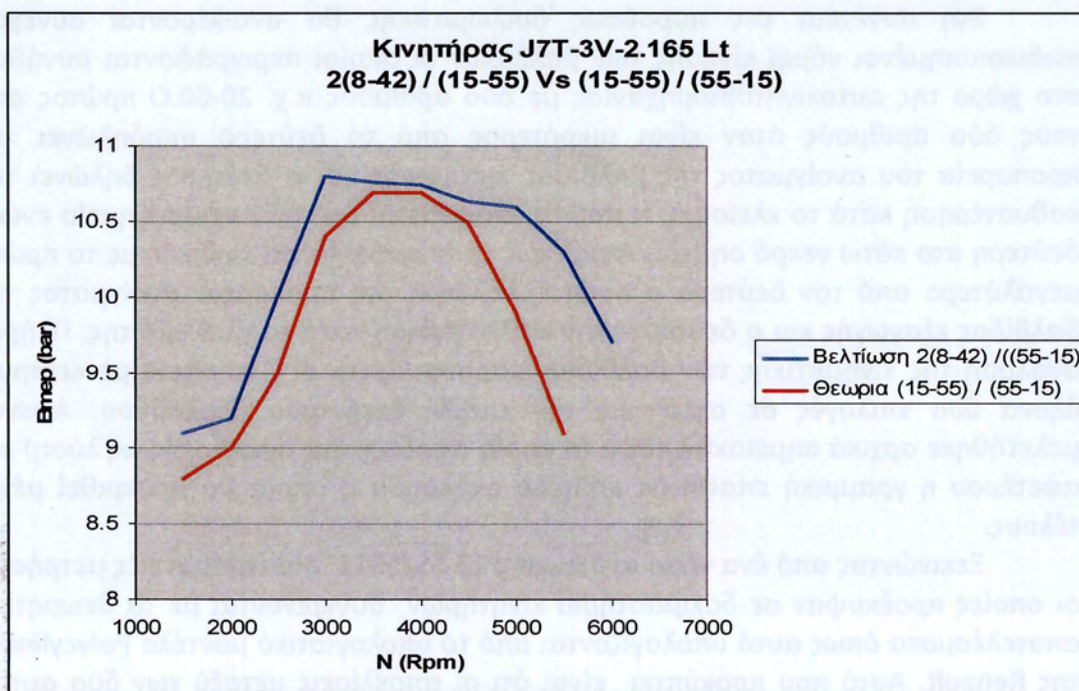
Στη συνέχεια της παρούσας διπλωματικής θα αναφέρονται συνεχώς κωδικοποιημένοι νόμοι κίνησης των βαλβίδων οι οποίοι περιγράφονται συνήθως στο χώρο της αυτοκινητοβιομηχανίας με δύο αριθμούς π.χ. 20-60.Ο πρώτος από τους δύο αριθμούς όταν είναι μικρότερος από το δεύτερο υποδηλώνει την προπορεία του ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής και ο δεύτερος δηλώνει την καθυστέρηση κατά το κλείσιμο. Η πρώτη αναφέρεται στο άνω νεκρό σημείο ενώ η δεύτερη στο κάτω νεκρό σημείο. Αντιθέτως όταν εμφανίζεται κωδικός με το πρώτο μεγαλύτερο από τον δεύτερο ο πρώτος δηλώνει την προπορεία ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής και ο δεύτερος την καθυστέρηση κατά το κλείσμό της. Πλήρης ανάλυση της κινηματικής των βαλβίδων παρουσιάζεται στη συνέχεια με κεντρικό άξονα δύο επιλογές σε σχέση με την επαφή εκκέντρου ακολούθου. Αφενός μελετήθηκε αρχικά σημειακή επαφή (η οποία αποδείχτηκε ανεπαρκής ως λύση) και αφετέρου η γραμμική επαφή με επίπεδο ακόλουθο η οποία θα προκριθεί μέχρι τέλους.

Ξεκινώντας από ένα νόμο ανύψωσης 15-55/5515 οι πειραματικές μετρήσεις οι οποίες προέκυψαν σε δοκιμαστήριο κινητήρων συγκρίνονται με τα θεωρητικά αποτελέσματα όπως αυτά υπολογίζονται από το υπολογιστικό μοντέλο Polycylindre της Renault. Αυτό που προκύπτει είναι ότι οι αποκλίσεις μεταξύ των δύο αυτών αποτελεσμάτων (θεωρητικών και πειραματικών) είναι πολύ μικρές (Σχήμα 1.3) άρα η χρήση του υπολογιστικού κώδικα θεωρείται έγκυρη και συνεπώς βασιζόμενοι σε αυτό μπορούμε να συγκρίνουμε διάφορους συνδυασμούς ώστε να προκύψει ο βέλτιστος.



Σχήμα 1.3: Καμπύλες αναφοράς για κινητήρα J7T 2 βαλβίδες ανά κύλινδρο

Η πρώτη σύγκριση γίνεται μεταξύ των συνδυασμών νόμων 2(8-42)/(55-15) και (15-55)/(55-15) και προκύπτει ότι η απόδοση του κινητήρα βελτιώνεται με τη χρήση του πρώτου. (Σχήμα 2.3)

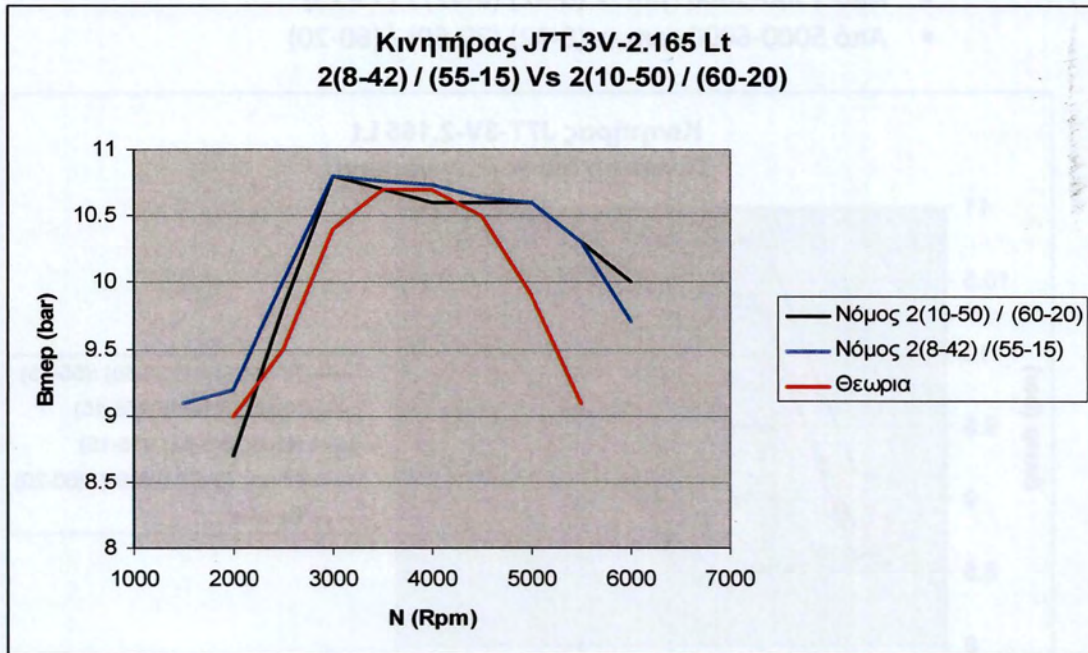


Σχήμα 2.3: Σύγκριση συνδυασμών 15-55/55-15 και 2(8-42)/55-15

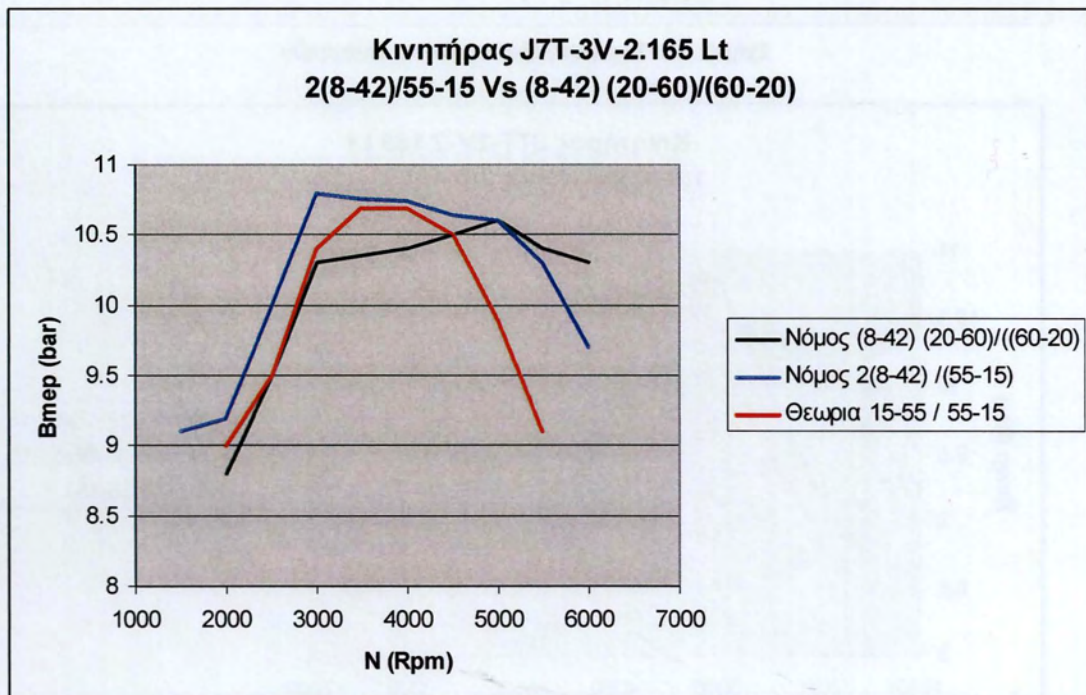
Παρατήρηση: Οι λύσεις που υπογραμμίζονται συγκρίνονται στη συνέχεια με άλλους συνδυασμούς με σκοπό τον προσδιορισμό της βέλτιστης λύσης.

Επόμενη προσέγγιση είναι η χρήση του νόμου 2(10-50)/(60-20) η οποία σε σύγκριση με την προηγούμενη πρόταση δεν δίνει σημαντικά αποτελέσματα όσο

αφορά την απόδοση ενώ αντίθετα αλλάζοντας σε  $(8-42)(20-60)/(60-20)$  υπάρχει αισθητή βελτίωση της απόδοσης στις υψηλές στροφές (5000-6000rpm) σε σχέση με τους άλλους νόμους. Τα αποτελέσματα αυτά φαίνονται στα δύο παρακάτω σχήματα.



Σχήμα 3.3: Σύγκριση συνδυασμών 2(10-50)/60-20 και 2(8-42)/55-15

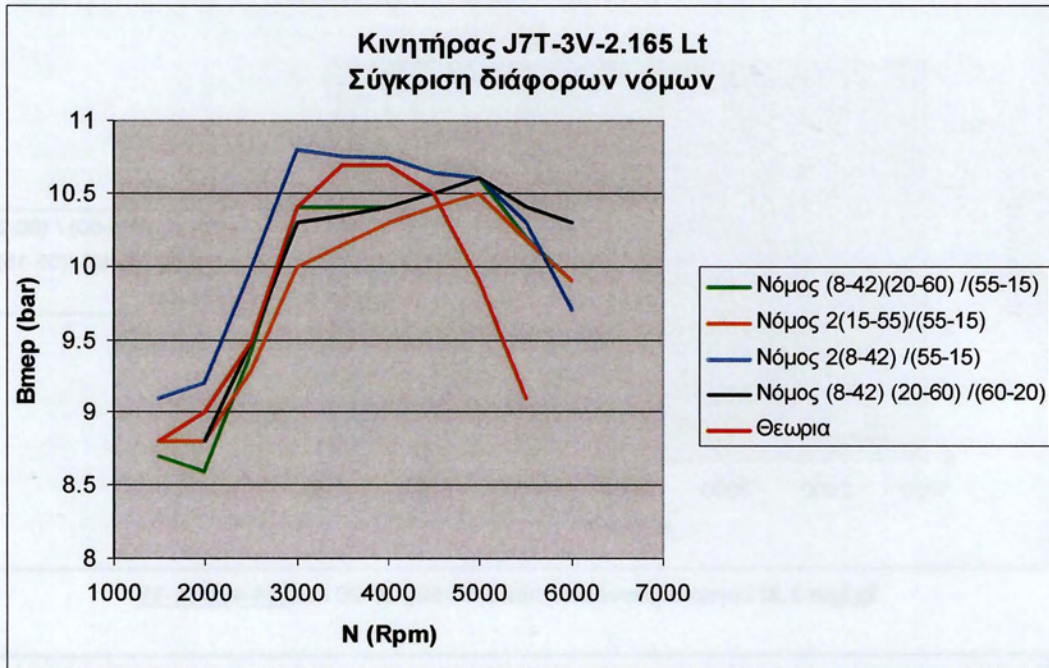


Σχήμα 4.3: Σύγκριση συνδυασμών (8-42)(20-60)/60-20 και 2(8-42)/55-15

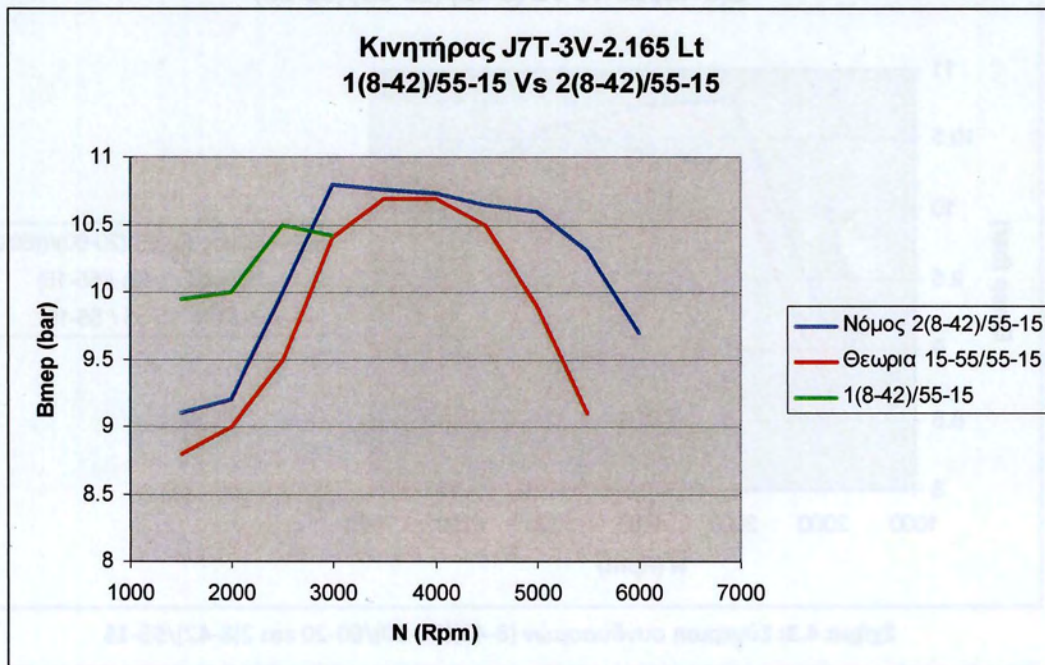
**Παρατήρηση:** Στα παραπάνω σχήματα δεν υπογραμμίζονται οι λύσεις που επιλέγονται διότι αφορούν μόνο σε συγκεκριμένη περιοχή στροφών

Επιλέγοντας τους νόμους (8-42)(20-60)/(55-15) είτε 2(15-55)/(55-15) (Σχήμα 5.3) δεν αλλάζει η απόδοση σε σχέση με τους προηγούμενους συνδυασμούς αντιθέτως πέφτει αρκετά, ιδιαίτερα στις χαμηλές στροφές, άρα μια πρώτη επιλογή συνδυασμών είναι:

- Από 1500-5000 rpm -> (8-42) (8-42) / (55-15)
- Από 5000-6000 rpm -> (8-42) (20-60) / (60-20)



Σχήμα 5.3: Σύγκριση διάφορων συνδυασμών



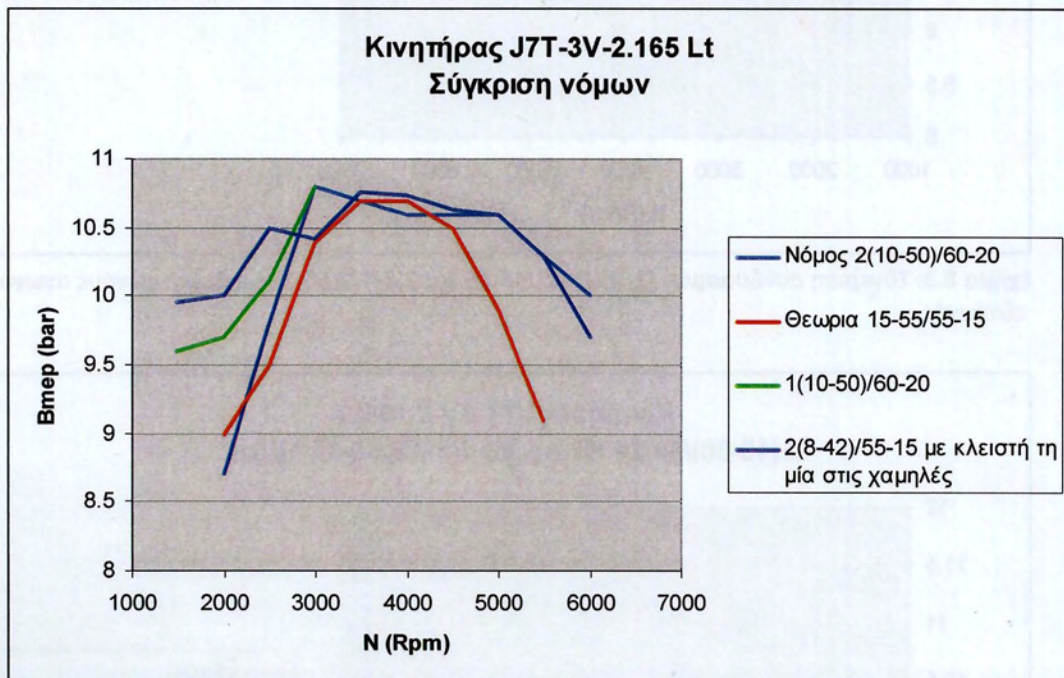
Σχήμα 6.3: Σύγκριση συνδυασμών 1(2)(8-42)/55-15 και 2(8-42)/55-15

Ένας άλλος τρόπος βελτίωσης της απόδοσης είναι η χρήση ενός ήδη προαναφερμένου νόμου αλλά με κλείσιμο της μιας από τις δύο βαλβίδες εισαγωγής

στις χαμηλές στροφές. Εφαρμόζοντας το συνδυασμό αυτό για ρύθμιση κυλινδροκεφαλής με νόμο  $2(8-42)/(55-15)$  βλέπουμε ότι με κλειστή τη μία βαλβίδα μέχρι τις 2500 rpm αυξάνεται αισθητά η ισχύς του κινητήρα (Σχήμα 6.3). Άρα μια δεύτερη ολοκληρωμένη λύση είναι:

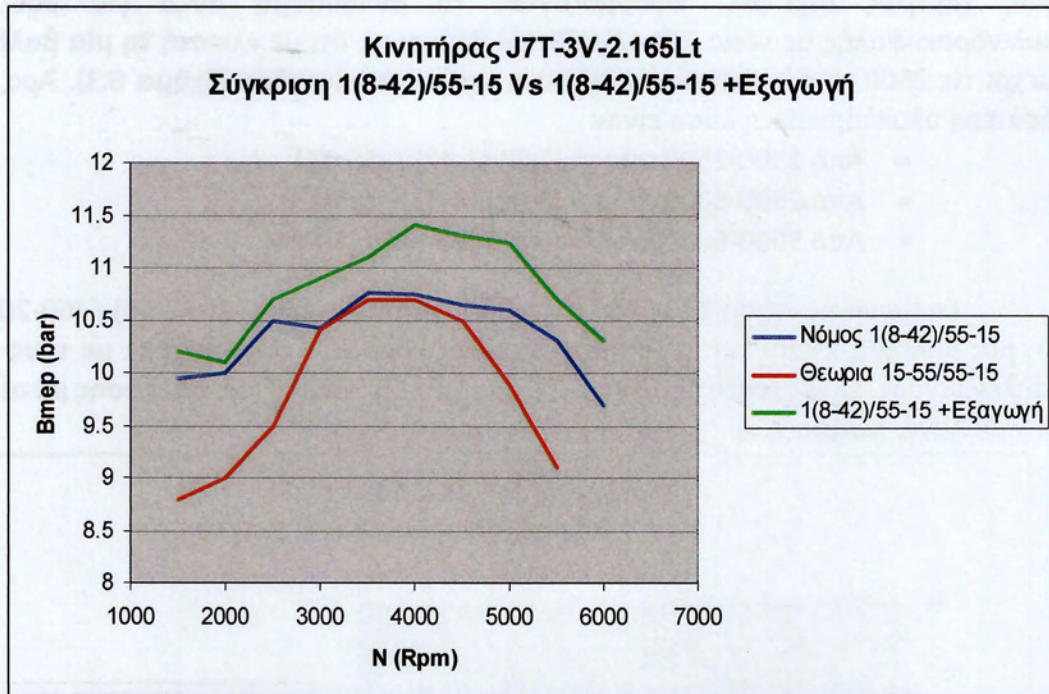
- Από 1500-2500 rpm ->  $(1/2) (8-42) / (55-15)$
- Από 2500-5000 rpm ->  $(8-42) (8-42) / (55-15)$
- Από 5000-6000 rpm ->  $(8-42) (20-60) / (60-20)$

Επόμενη πρόταση είναι να επιλέξουμε το συνδυασμό  $2(10-50) / (60-20)$  με τη μία βαλβίδα κλειστή στις χαμηλές στροφές και να το συγκρίνουμε με τους ήδη επιλεγμένους. Όμως όπως προκύπτει δεν υπάρχει βελτίωση της απόδοσης με αυτήν την επιλογή. (Σχήμα 7.3)

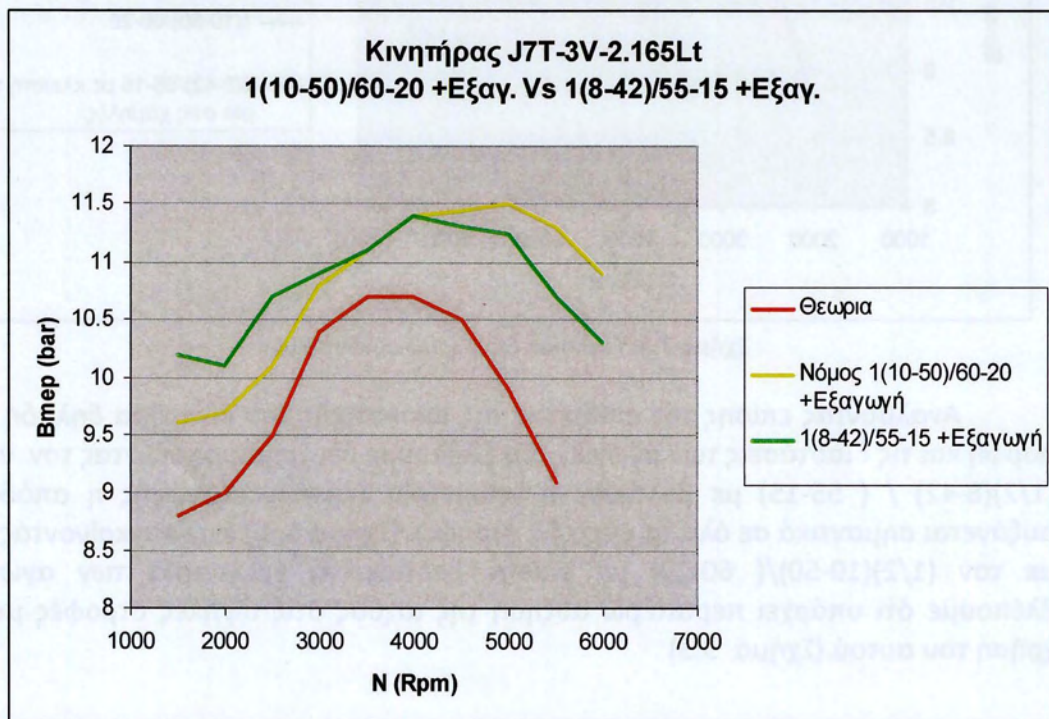


Σχήμα 7.3: Σύγκριση διάφορων συνδυασμών

Αναλύοντας επίσης την επίδραση της ακουστικής του κινητήρα δηλαδή την μορφή και τις διαστάσεις των αγωγών του βλέπουμε ότι χρησιμοποιώντας τον νόμο  $(1/2)(8-42) / (55-15)$  με βελτιωμένη γεωμετρία αγωγών εξαγωγής η απόδοση αυξάνεται σημαντικά σε όλα τα επίπεδα στροφών (Σχήμα 8.3) ενώ συγκρίνοντάς τον με τον  $(1/2)(10-50)/(60-20)$  με επίσης βελτιωμένη γεωμετρία των αγωγών βλέπουμε ότι υπάρχει περαιτέρω αύξηση της ισχύος στις υψηλές στροφές με τη χρήση του αυτού. (Σχήμα 9.3)



**Σχήμα 8.3:** Σύγκριση συνδυασμών  $(1/2)(8-42)/55-15$  και  $2(8-42)/55-15$  με βελτιωμένους αγωγούς εξαγωγής



**Σχήμα 9.3:** Σύγκριση συνδυασμών  $(1/2)(8-42) \rightarrow 2(8-42)/55-15$  και  $(1/2)(10-50) \rightarrow 2(10-50)/60-20$  με βελτιωμένους αγωγούς εξαγωγής

Τελικό συμπέρασμα όλων αυτών είναι ότι η βέλτιστη απόδοση του κινητήρα επιτυγχάνεται με τη χρήση του παρακάτω συνδυασμού νόμων:

- Από 1500-2500 rpm  $\rightarrow (1/2)(8-42) / 55-15$  + Βελτιωμένη γεωμετρία εξαγωγής
- Από 2500-4000 rpm  $\rightarrow 2(8-42) / 55-15$  + Βελτιωμένη γεωμετρία εξαγωγής
- Από 4000-6000 rpm  $\rightarrow 2(10-50)/60-20$  +Βελτιωμένη γεωμετρία εξαγωγής

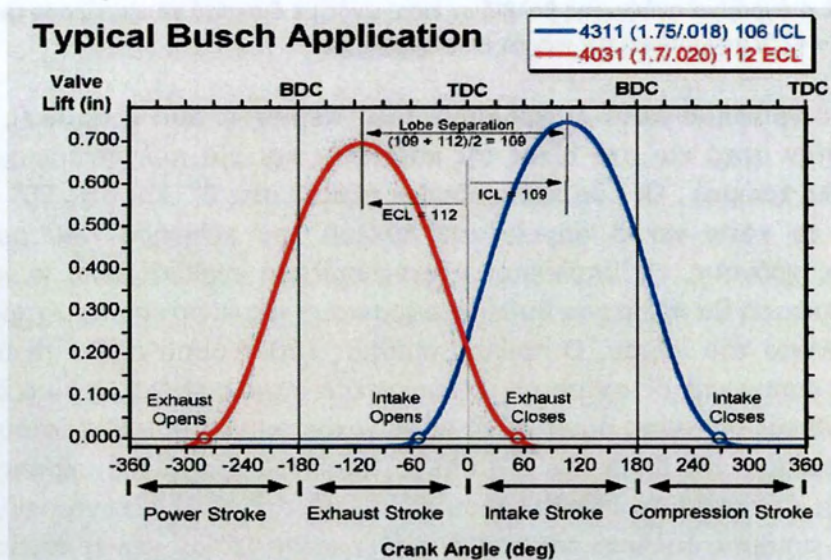


Άρα ο εκκεντροφόρος που πρόκειται να σχεδιαστεί και αφορά σε μεταβλητό χρονισμό θα έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

- Έκκεντρα εισαγωγής: Διπλό έκκεντρο για κάθε βαλβίδα εισαγωγής (ανοιχτή και κλειστή) σύμφωνα με τους νόμους (8-42) και (10-50) με μετάβαση από τον πρώτο στον δεύτερο στις 4000rpm και
- Έκκεντρα εξαγωγής: Διπλό έκκεντρο σύμφωνα με τους νόμους 55-15 και 60-20 με μετάβαση από τον πρώτο στο δεύτερο επίσης στις 4000rpm.

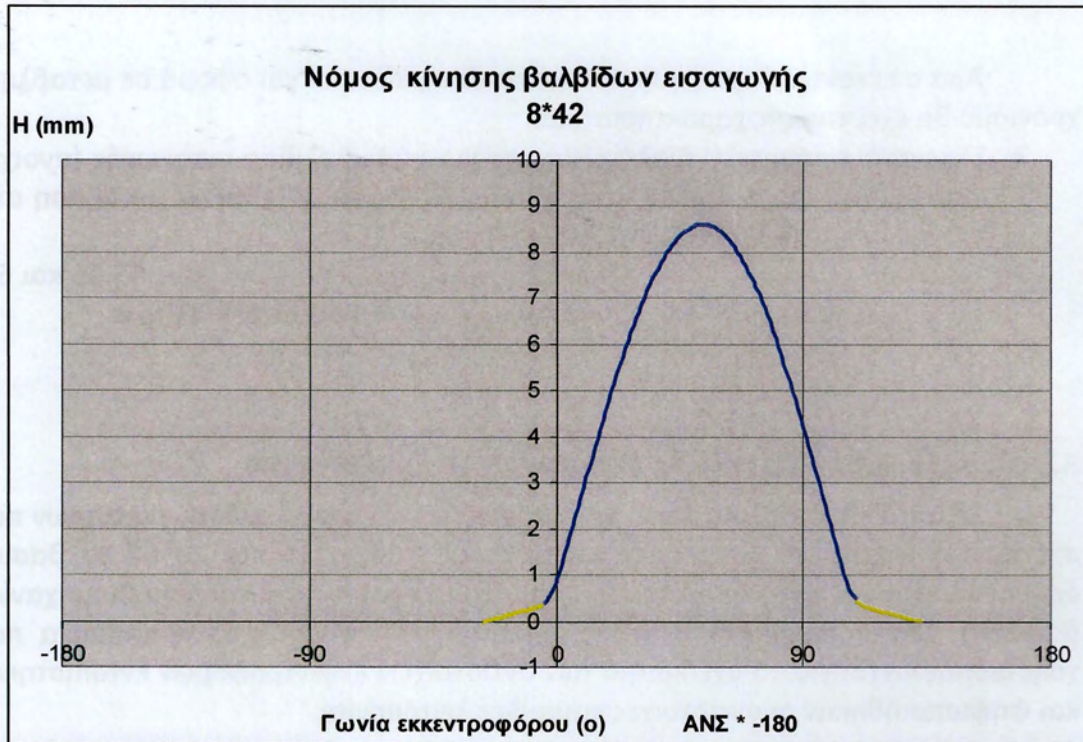
### 3.3 ΝΟΜΟΙ ΑΝΥΨΩΣΗΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ

Σε αυτό το κεφάλαιο όπου γίνεται εμπειριστατωμένη μελέτη εκκέντρων που σχετίζονται αντίστοιχα με τους νόμους 8\*42, 10\*50, 15\*55 και 20\*60 τα βασικά δεδομένα έχουν ληφθεί από τεχνικά υπομνήματα γνωστής αυτοκινητοβιομηχανίας (Renault). Στα υπομνήματα αυτά τα οποία συνοδεύονται από γραφήματα που χρησιμοποιούνται για το σχεδιασμό των αντίστοιχων εκκεντροφόρων εντοπίστηκαν και ψηφιοποιήθηκαν οι αντίστοιχες καμπύλες λειτουργίας.



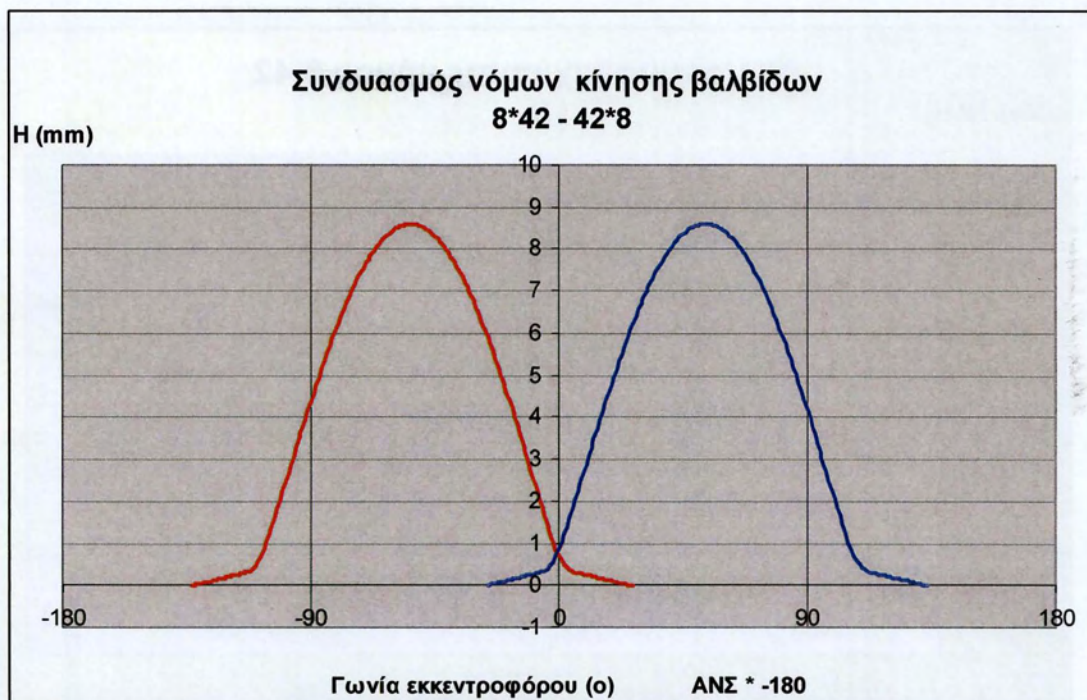
#### 3.3.1 ΑΝΑΛΥΣΗ ΝΟΜΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ ΒΑΛΒΙΔΩΝ

Ξεκινώντας λοιπόν, έχοντας ως δεδομένα αυτές τις καμπύλες εντοπίστηκε ένας μεγάλος αριθμός σημείων (x,y) πάνω σε αυτές και στη συνέχεια με πολυωνμική παρεμβολή αποτυπώθηκαν και τα υπόλοιπα σημεία της καμπύλης. Παρακάτω παραθέτουμε το γράφημα του νόμου 8\*42 σε συνάρτηση της γωνίας εκκεντροφόρου σε μοίρες και της ανύψωσης της βαλβίδας σε χιλιοστά.



**Σχήμα 10.3:** Διάγραμμα ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής με διακριτά τα επιμέρους τμήματα για το νόμο 8\*42 – 42\*8 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου.

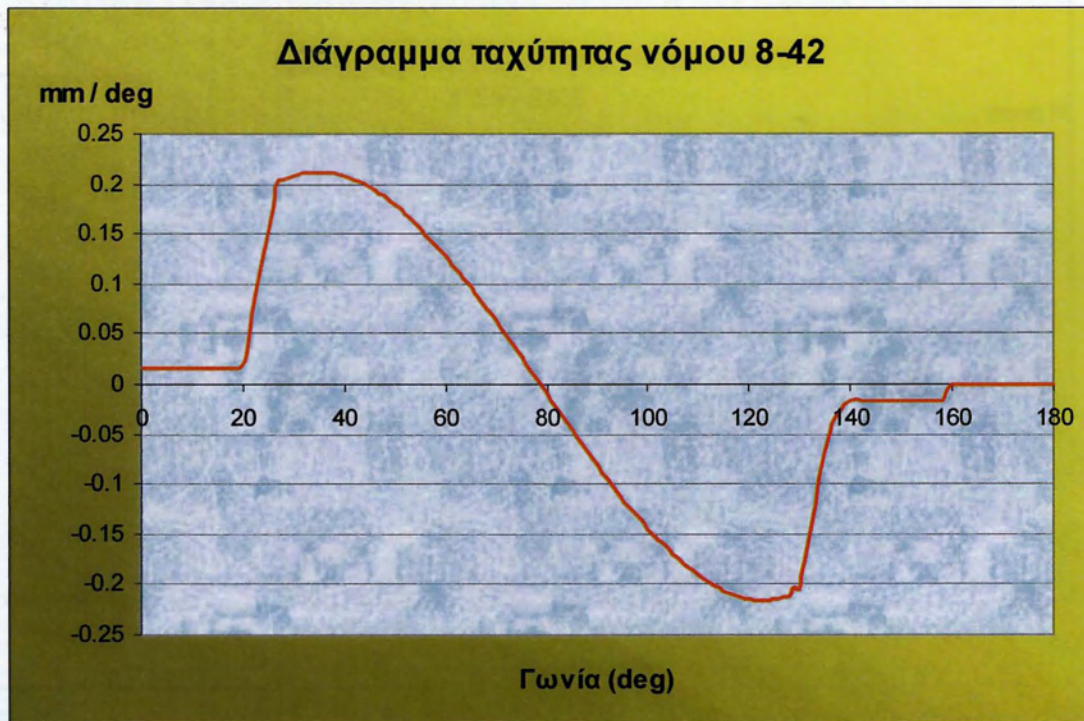
Στο γράφημα αυτό διακρίνουμε τρεις περιοχές. Δύο γραμμικές (με κίτρινο χρώμα) στην αρχή και στο τέλος της καμπύλης και μία πολυωνυμική στο κέντρο αυτής (μπλε χρώμα). Οι δύο κατακόρυφοι άξονες στις  $0^\circ$  και στις  $90^\circ$  ορίζουν το άνω και το κάτω νεκρό σημείο του κύκλου του κινητήρα που ορίζουν τους επιμέρους χρόνους. Οι υπόλοιποι άξονες ορίζουν εναλλάξ άνω κι κάτω νεκρά σημεία. Έμφαση θα πρέπει να δοθεί στο χρονισμό του κινητήρα που χαρακτηρίζεται από το όνομα του νόμου. Ο πρώτος αριθμός κάθε νόμου ορίζει το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής σε σχέση με το άνω νεκρό σημείο (Α.Ν.Σ.) ενώ ο δεύτερος το κλείσιμο αυτής σε σχέση όμως με το κάτω νεκρό σημείο (Κ.Ν.Σ.). Πιο συγκεκριμένα ορίζεται ότι το Α.Ν.Σ. βρίσκεται  $8^\circ$  μετά το τέλος του γραμμικού μέρους του νόμου ανύψωσης σε γωνία στροφαλοφόρου άξονα ( $4^\circ$  σε γωνία εκκεντροφόρου) ενώ ο δεύτερος αριθμός δηλώνει ότι το Κ.Ν.Σ. βρίσκεται  $42^\circ$  σε γωνία στροφαλοφόρου ( $21^\circ$  σε γωνία εκκεντροφόρου) πριν την αρχή του δεύτερου γραμμικού μέρους της καμπύλης. Ένας πλήρης κύκλος όμως αποτελείται και από την κίνηση της βαλβίδας εξαγωγής το γράφημα της οποίας φαίνεται σε συνδυασμό με την βαλβίδα εισαγωγής στο παρακάτω σχήμα.



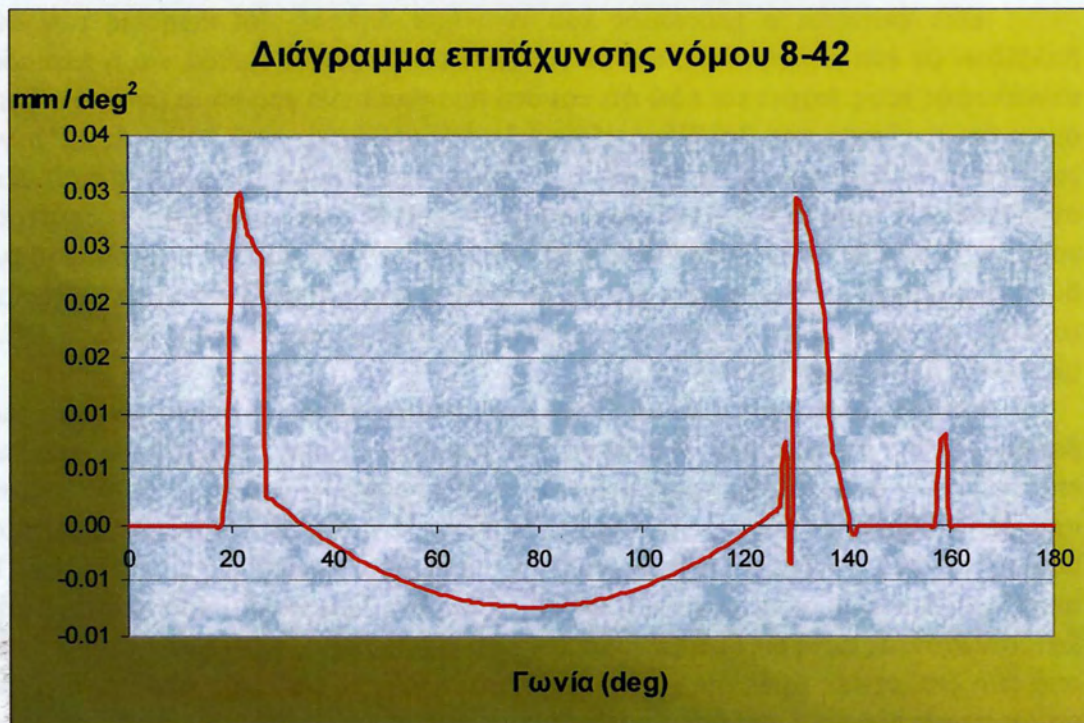
**Σχήμα 11.3:** Διάγραμμα ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής εξαγωγής – χρονισμός για το συνδυασμό 8\*42 – 42\*8 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου

Εδώ φαίνεται ο χρονισμός του κινητήρα δηλαδή οι κινήσεις των δύο βαλβίδων σε ένα πλήρη κύκλο και σε γωνία εκκεντροφόρου καθώς και η περίοδος επικάλυψής τους. Ισχύει και εδώ ότι και στο προηγούμενο γράφημα με τη διαφορά όμως ότι η κίνηση της βαλβίδας εξαγωγής περιγράφεται από το νόμο 42\*8 για γωνία στροφαλοφόρου. Αυτό σημαίνει ότι το πρώτο γραμμικό μέρος της καμπύλης σταματάει 42° πριν το Κ.Ν.Σ ενώ το Α.Ν.Σ βρίσκεται 8° πριν την αρχή του δεύτερου γραμμικού μέρους (πάντα σε γωνία στροφαλοφόρου). Η περίοδος επικάλυψης των δύο βαλβίδων είναι το κομμάτι στο οποίο είναι ανοιχτή η βαλβίδα εισαγωγής πριν το Α.Ν.Σ. συν το κομμάτι στο οποίο είναι ανοιχτή η βαλβίδα εξαγωγής μετά το Α.Ν.Σ. (άξονας  $x=0$  του γραφήματος).

Ύστερα από την ανάλυση των γραφημάτων των νόμων κίνησης των βαλβίδων θα πρέπει να εξαχθούν οι καμπύλες των ταχυτήτων και των επιταχύνσεων όπως αυτές προκύπτουν από το παραπάνω γράφημα. Η διαδικασία που ακολουθήθηκε ήταν να χωρίσουμε το νόμο κίνησης σε διαστήματα της μίας μοίρας και στη συνέχεια να αφαιρούμε τις ανά δύο διαδοχικές τιμές αυτού. Το αποτέλεσμα που προκύπτει είναι η ταχύτητα της βαλβίδας ανά μοίρα περιστροφής. Κατόπιν έχοντας αυτή ως δεδομένο με τον ίδιο συλλογισμό (αφαιρώντας δηλαδή τις ανά δύο διαδοχικές τιμές της ταχύτητας) προκύπτουν οι τιμές της επιτάχυνσης ανά μοίρα περιστροφής. Επειδή η μεταβολή της μετατόπισης αλλά και της ταχύτητας της βαλβίδας αναφέρεται σε μία μοίρα περιστροφής κάθε φορά δεν λαμβάνεται υπόψη στους υπολογισμούς. Παρακάτω φαίνονται σε διαγράμματα οι μεταβολές της ταχύτητας αλλά και της επιτάχυνσης των βαλβίδων σε  $\text{mm/deg}$  και  $\text{mm/deg}^2$  αντίστοιχα.



**Σχήμα 12.3:** Διάγραμμα μεταβολής ταχύτητας βαλβίδας για το νόμο 8-42 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου



**Σχήμα 13.3:** Διάγραμμα μεταβολής επιτάχυνσης βαλβίδας για το νόμο 8-42 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου

Αυτό που προκύπτει ως παρατήρηση από τα δύο γραφήματα είναι ότι το γραμμικό κομμάτι απεικονίζεται ως ευθεία γραμμή στο γράφημα της ταχύτητας με μία σταθερή τιμή ενώ στο γράφημα της επιτάχυνσης ως ευθεία αλλά με μηδενική τιμή. Επίσης από το γράφημα της ταχύτητας βλέπουμε ότι η βαλβίδα κάνει θετική κίνηση αφού βρίσκεται στο στάδιο που αυτή ανοίγει και αυτό φαίνεται στο

γράφημα αφού η καμπύλη βρίσκεται στον θετικό άξονα των  $y$ . Στη συνέχεια η καμπύλη περνάει στον αρνητικό άξονα των  $y$  αφού η καμπύλη βρίσκεται στο στάδιο του κλεισίματος. Αυτές οι φάσεις στο διάγραμμα της επιτάχυνσης διακρίνονται αφού η επιτάχυνση έχει θετική τιμή αρχικά και κατόπιν πριν η βαλβίδα φτάσει στη μέγιστη ανύψωση αυτή παίρνει αρνητικές τιμές. Αυτό σημαίνει ότι η βαλβίδα επιταχύνεται αρχικά και κατόπιν επιβραδύνεται πριν αυτή φτάσει στο μέγιστο σημείο βύθισής της. Στη συνέχεια ακολουθεί αντίθετη πορεία μέχρι το κλείσιμό της. Δηλαδή επιταχύνεται αφού η επιτάχυνση έχει ανοδική πορεία στο γράφημα και μετά πριν φτάσει στη μηδενική ανύψωση επιβραδύνεται και πάλι αφού η επιτάχυνση έχει αρνητική φορά. Όπως είναι γνωστό και από τα μαθηματικά εκεί που το γράφημα της ταχύτητας παρουσιάζει ακρότατα (μέγιστες τιμές σε συγκεκριμένα διαστήματα) η παράγωγός της η επιτάχυνση παρουσιάζει μηδενικές τιμές. Αυτό που πρέπει να τονιστεί είναι οι απότομες μεταβολές της επιτάχυνσης που διακρίνονται σε δύο σημεία πάνω στο γράφημα και αυτά είναι οι περιοχές που ενώνονται τα γραμμικά κομμάτια με τα παραβολικά.

Εδώ να σημειώσουμε ότι στο πρώτο στάδιο υπολογισμού της επιτάχυνσης αυτή παρουσίαζε πολύ απότομες μεταβολές στα σημεία που προαναφέραμε, δηλαδή εκεί που ενώνονται τα γραμμικά με τα παραβολικά κομμάτια. Οι μεταβολές αυτές πρέπει να εξομαλυνθούν γιατί τα ελατήρια των βαλβίδων δεν είναι δυνατόν να αντισταθούν αφού πρέπει να πληρούν κάποια όρια σε αυτές τις τιμές. Η βασική ιδέα για να εξομαλυνθούν αυτές οι τιμές της επιτάχυνσης ήταν να χρησιμοποιηθούν πολυώνυμα  $3^{\text{ου}}$  και  $4^{\text{ου}}$  βαθμού γιατί αυτά έδιναν την πιο βαθμιαία και ήπια μετάβαση από το γραμμικό στο παραβολικό τμήμα. Στα πολυώνυμα  $3^{\text{ου}}$  βαθμού χρησιμοποιούσαμε τέσσερα ζευγάρια τιμών και αυτά δεν ήταν άλλα από τις ήδη υπάρχουσες τιμές της επιτάχυνσης. Εάν για παράδειγμα έπρεπε να μειωθούν οι τιμές ενός συγκεκριμένου διαστήματος τότε οι δεδομένες τιμές ήταν τα άκρα του διαστήματος ώστε να επιτευχθεί η βέλτιστη και πιο ομαλή μετάβαση. Ομοίως στα πολυώνυμα  $4^{\text{ου}}$  βαθμού χρησιμοποιήθηκαν 5 ζευγάρια τιμών 4 στα άκρα και ένα στο κέντρο του διαστήματος. Τελικό αποτέλεσμα ήταν να επιτευχθεί σε βέλτιστο βαθμό η επιθυμητή τιμή της επιτάχυνσης. Ενδεικτικά να αναφέρουμε ότι για το νόμο  $8*42$  η τιμή της επιτάχυνσης μειώθηκε τέσσερις με πέντε φορές περίπου.

### 3.3.2 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ

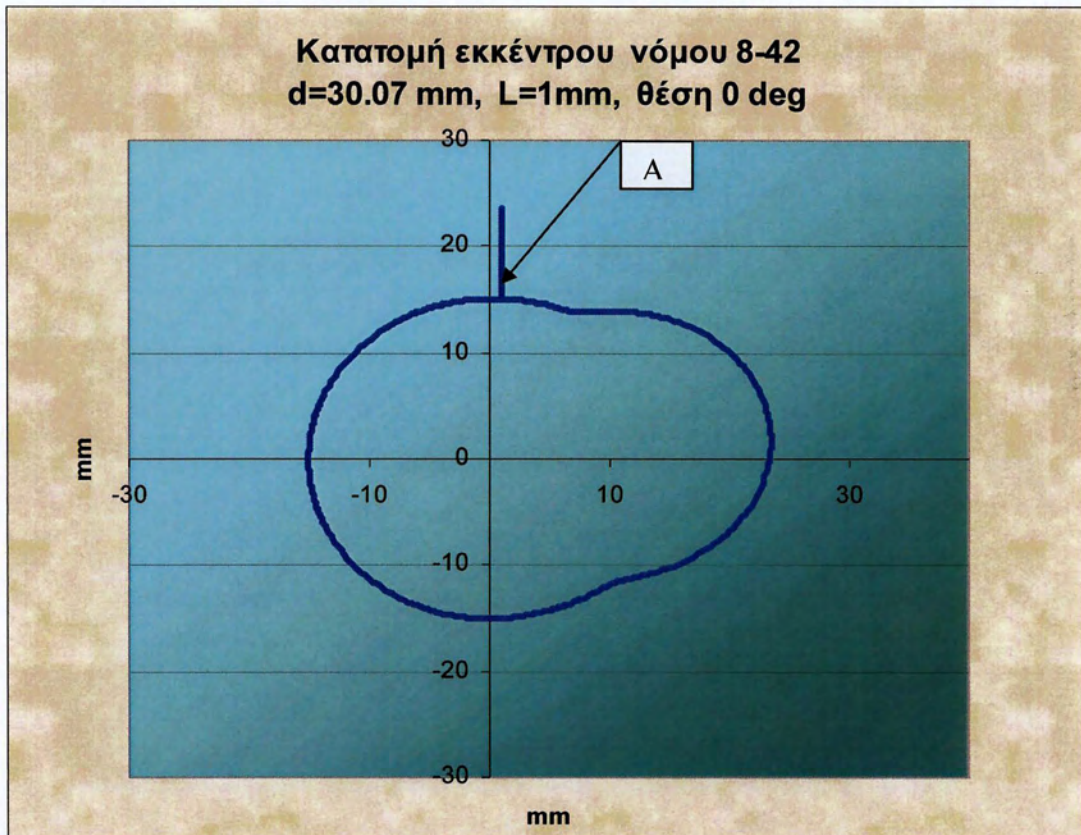
Επόμενο στάδιο μετά την καταγραφή των νόμων κίνησης των βαλβίδων είναι ο σχεδιασμός των αντίστοιχων εκκέντρων που προκύπτουν από αυτές. Εδώ χρειάζονται δύο βασικά δεδομένα για το σκοπό αυτό. Το πρώτο είναι η μετατόπιση της βαλβίδας συναρτήσει της γωνίας περιστροφής και το δεύτερο είναι ο γεωμετρικός τόπος επαφής μεταξύ του εκκέντρου και του ακολούθου του (ωστηρίου) σε σχέση με το κέντρο περιστροφής του πρώτου. Να σημειωθεί ότι η επαφή αυτών των δύο μπορεί να είναι είτε σημειακή είτε ο ακόλουθος να είναι επίπεδο οπότε η επαφή να μεταβάλλεται καθώς αλλάζει η γωνία περιστροφής. Ξεκινώντας από την πρώτη περίπτωση θεωρούμε ως σημείο επαφής μία απόσταση ίση με 10, 5, 1, και 0.1 mm από το κέντρο περιστροφής του εκκέντρου. Όσο μεγαλύτερη είναι η απόσταση όμως τόσο μεγαλώνει και η ροπή αντίστασης στον εκκεντροφόρο άρα και οι απώλειες του συστήματος. Γι' αυτό αρχικά επιλέγουμε ως

επιθυμητή απόσταση αυτή του 1mm και με βάση αυτή θα σχεδιαστεί και το έκκεντρο. Επίσης θεωρούμε μία ακτίνα για το έκκεντρο και αυτή μπορεί να κυμαίνεται μεταξύ 10, 15 και 20mm. Εδώ θα χρησιμοποιήσουμε μία ακτίνα ίση με 15mm.

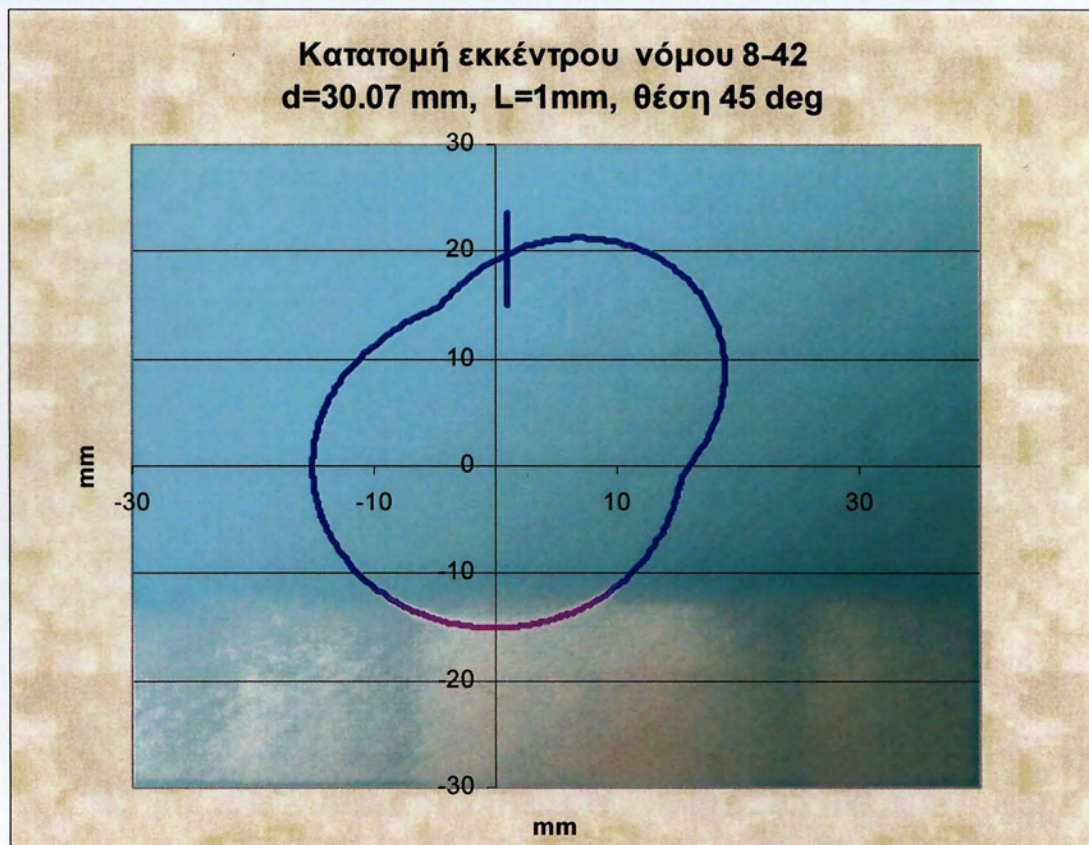
Αφού έχουμε όλα τα δεδομένα στη διάθεσή μας μπορούμε πλέον με μαθηματικές σχέσεις να τα χρησιμοποιήσουμε για το σχεδιασμό.

Πρώτα πρέπει να υπολογιστεί η ακτίνα επαφής, δηλαδή η απόσταση κάθε σημείου το οποίο βρίσκεται σε επαφή με τον ακόλουθο από το κέντρο περιστροφής. Αυτή προκύπτει ως η τετραγωνική ρίζα του  $x$  επαφής (απόσταση από το κέντρο περιστροφής) στο τετράγωνο και της εκάστοτε ανύψωσης του ακολούθου στο τετράγωνο που είναι το άθροισμα της επιλεγμένης ακτίνας του εκκέντρου και της μετατόπισης με βάση το νόμο ανύψωσης. Να σημειωθεί εδώ ότι για επιλεγμένα σημεία επαφής μεγαλύτερα του 1mm η επιθυμητή αρχική ακτίνα του εκκέντρου εμφανίζεται ελαφρώς διαφοροποιημένη στο τελικό έκκεντρο. Δηλαδή το κυκλικό τμήμα του εκκέντρου που θα περιμέναμε να έχει την αρχικά επιλεγμένη ακτίνα τελικά προκύπτει με ελαφρώς διαφοροποιημένη προς τα πάνω. Αυτή η μεταβολή μεγαλώνει όσο μεγαλώνει και η απόσταση επαφής.

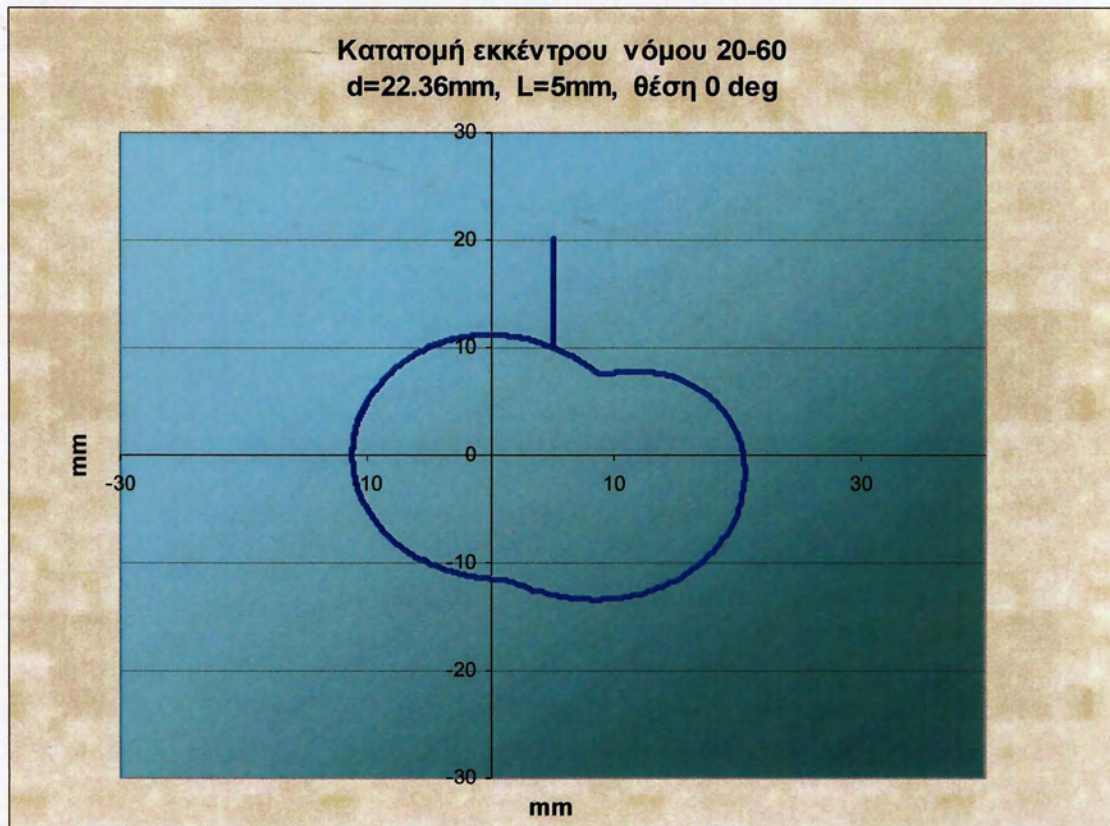
Αφού υπολογιστεί και η ακτίνα επαφής υπολογίζεται εύκολα και η γωνία επαφής από την τριγωνομετρική σχέση της αντίστροφης εφαπτομένης. Όμως για τον σχεδιασμό του εκκέντρου θα χρειαστεί μία βοηθητική γωνία η οποία προκύπτει ως η διαφορά της γωνίας επαφής και της γωνίας κατά την οποία υστερεί κάθε σημείο μέχρι να έρθει σε επαφή με τον ακόλουθο. Αυτή η γωνία μας βοηθάει να σχεδιάσουμε το έκκεντρο σε μία συγκεκριμένη θέση υπολογίζοντας τις συντεταγμένες όλης της περιφέρειας (κατατομής) του εκκέντρου. Κατόπιν για να βρούμε αυτές τις συντεταγμένες  $x, y$  χρησιμοποιούμε πάλι τριγωνομετρικές σχέσεις όπου το  $x$  κάθε σημείου θα είναι η ακτίνα επαφής πολλαπλασιασμένη με το συνημίτονο όπου στο όρισμά του θα έχει τη βοηθητική γωνία προσθέτοντας μία γωνία που θα είναι ίση με τις μοίρες που θα θέλουμε να περιστρέψουμε το έκκεντρο όταν θελήσουμε να δούμε τη συμπεριφορά του καθώς μεταβάλλεται η γωνία του εκκεντροφόρου. Αντίστοιχα με το ημίτονο της ίδιας γωνίας υπολογίζεται η συντεταγμένη  $y$  του εκκέντρου. Η ίδια διαδικασία ακολουθείται για όλα τα σημεία του νόμου ανύψωσης. Εννοείται ότι στα σημεία που η ανύψωση είναι μηδενική η μετατόπιση του ακολούθου ισούται με την ακτίνα του εκκέντρου που αρχικά είχαμε επιλέξει. Παρακάτω παραθέτουμε ενδεικτικά κάποια έκκεντρα. Στο σχήμα 14.3 φαίνεται το έκκεντρο το οποίο σχεδιάστηκε με ακτίνα 15mm (παρόλο που φαίνεται ότι η τελική του εκκέντρου είναι διαφορετική) και μήκος επαφής  $L=1\text{mm}$ . Αυτό φαίνεται στη θέση  $0^\circ$  περιστροφής. Επίσης στο ίδιο σχήμα βλέπουμε το γεωμετρικό τόπο επαφής (σημείο A) μεταξύ του εκκέντρου και του ακολούθου ο οποίος είναι μία ευθεία γραμμή σε απόσταση  $x=1\text{mm}$  από το κέντρο περιστροφής. Καθώς περιστρέφεται το έκκεντρο τα σημεία επαφής του με τον ακόλουθο, άρα και τα  $y$  ανύψωσης, βρίσκονται πάνω σε αυτήν την γραμμή. Επίσης παραθέτουμε το ίδιο έκκεντρο σε  $45^\circ$  περιστροφής (Σχήμα 15.3). Όμως εκτός από αυτές τις κατατομές μπορούμε να δούμε και λίγο πιο περίεργα σχήματα όπως αυτά που φαίνονται στα σχήματα 16.3 και 17.3 για το νόμο  $20*60$ .



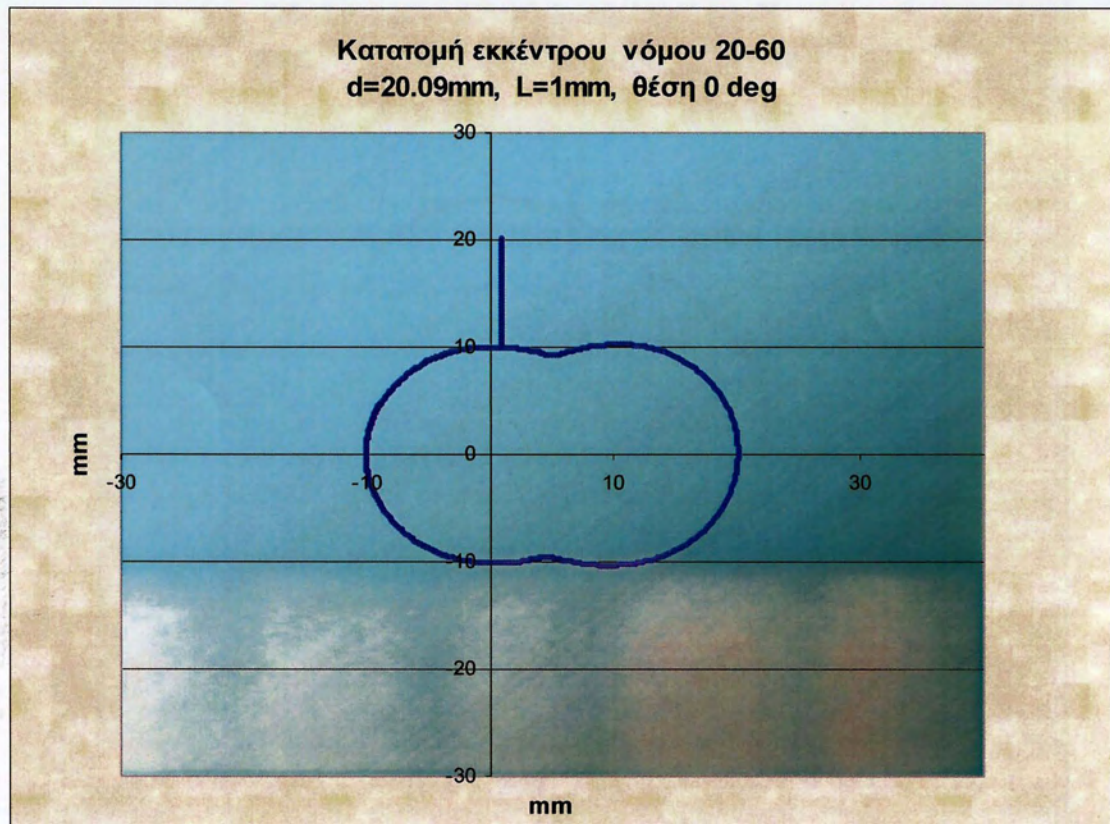
**Σχήμα 14.3:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=1 \text{ mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15 \text{ mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30.07 \text{ mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα 15.3:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=1 \text{ mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15 \text{ mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30.07 \text{ mm}$  και θέση  $45$  μοίρες



**Σχήμα 16.3:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=22.36\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα 17.3:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20.09\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



Αυτός ο σχεδιασμός όμως με σημειακή επαφή του ακολούθου πάνω στο έκκεντρο έχει κάποια μειονεκτήματα όπως το γεγονός ότι οι πιέσεις που ασκούνται πάνω σε αυτό είναι κάποιες φορές απαγορευτικές για συστήματα που περιστρέφονται με μεγάλες ταχύτητες όπως σε Μ.Ε.Κ. Επίσης λόγω των μεγάλων πιέσεων αυξάνονται και οι τριβές στο σύστημα του κινητήρα πράγμα που μας στρέφει προς το σχεδιασμό εκκέντρων με επίπεδο ακόλουθο. Άλλα μειονεκτήματα μπορεί να είναι ο μεγάλος όγκος των εκκέντρων και κατ' επέκταση αυξάνονται οι αδρανειακές δυνάμεις και το κόστος κατασκευής. Ο περίεργος σχεδιασμός αυτών των εκκέντρων έχει ως αποτέλεσμα τη δυσκολία επεξεργασίας άρα και κατασκευής τους αφού παρουσιάζουν μη συμβατική μορφολογία με περίεργες υποκοπές (μη κυρτός σχεδιασμός).

Έχοντας όλα αυτά υπόψη θα προσανατολιστούμε στο σχεδιασμό εκκέντρων με επίπεδο ακόλουθο. Για να γίνει όμως αυτό θα πρέπει να γνωρίζουμε το γεωμετρικό τόπο επαφών μεταξύ αυτών δηλαδή τις αποστάσεις  $x$  από το κέντρο του εκκέντρου στις οποίες έχουμε επαφή με τον ακόλουθο για κάθε γωνία περιστροφής. Το  $y$  επαφής ορίζεται από τον εκάστοτε νόμο ανύψωσης προσθέτοντας μία αρχική ακτίνα κατασκευής του εκκέντρου.

Η βάση για το σχεδιασμό αυτών των εκκέντρων είναι η χρησιμοποίηση της θεωρίας των στιγμιαίων κέντρων περιστροφής όπως αυτά έχουν αναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο. Αξίζει όμως να αναφερθεί ξανά η μεθοδολογία εύρεσης αυτών των κέντρων.

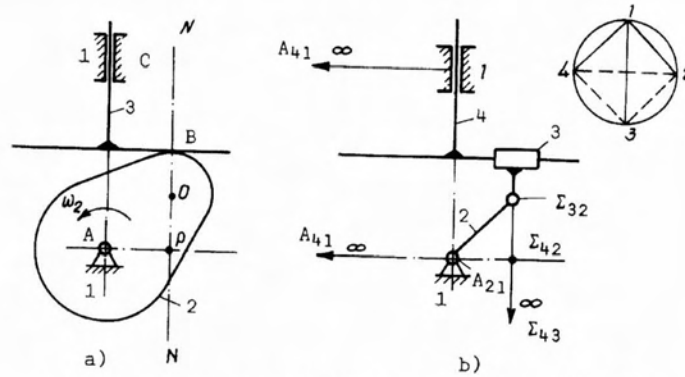
Σύμφωνα με τη μηχανική η κίνηση κάθε σώματος μπορεί να θεωρηθεί για κάθε χωριστή στιγμή του χρόνου ως περιστροφική κίνηση γύρω από κάποιο κέντρο που ονομάζεται 'Στιγμιαίο Κέντρο Περιστροφής' (ΣΚΠ). Αυτή η ονομασία εξηγείται γιατί ανάλογα από τον χαρακτήρα της κίνησης το κέντρο αυτό μπορεί να αλλάζει θέση στο επίπεδο από στιγμή σε στιγμή, να πλησιάζει ή να απομακρύνεται από το σώμα. Μόνο όταν το σώμα κάνει κυκλική κίνηση το κέντρο έχει σταθερή θέση. Κατ' αυτή τη θεώρηση της επίπεδης κίνησης και η ευθύγραμμη κίνηση θεωρείται ως περιστροφική γύρω όμως από κέντρο που είναι απομακρυσμένο στο άπειρο. Η διεύθυνση κατά την οποία υπάρχει αυτό το κέντρο είναι κάθετη στην ευθύγραμμη τροχιά κατά την οποία κινείται το σώμα.

Στο σχήμα 18.3.a δίνεται μηχανισμός κάμας με πελματοφόρο ακόλουθο που κάνει παλινδρομική κίνηση και στο σχήμα 18.3.b δίνεται ο ισοδύναμος του μηχανισμός με αρθρώσεις.

Η μέθοδος εύρεσης των στιγμιαίων κέντρων περιστροφής είναι η εξής. Αρκεί να φέρουμε από το σημείο Β την Ν-Ν κάθετο στο πέλμα του ακολούθου. Εκεί που αυτή τέμνει την ευθεία που περνάει από τον άξονα περιστροφής της κάμας Α και έχει διεύθυνση κάθετη στην διεύθυνση του οδηγού C βρίσκεται το  $\Sigma_{42}$  που στο σχήμα 18.3.a συμβολίζεται με το γράμμα Ρ.

Έτσι σύμφωνα με το σχήμα 18.3.a έχουμε:

$$U_3 = \omega_2 \cdot L_{AP}$$



Σχήμα 18.3: Μηχανισμός κάμας με επίπεδο ακόλουθο.

Από αυτή τη σχέση γνωρίζουμε την γωνιακή ταχύτητα  $\omega$ , αφού είναι η ταχύτητα περιστροφής του εκκεντροφόρου άξονα, αλλά και την περιφερειακή ταχύτητα  $U$  η οποία προκύπτει από την ταχύτητα ανύψωσης της βαλβίδας μετρημένη σε mm/rad πολλαπλασιασμένη με την γωνιακή ταχύτητα περιστροφής. Έτσι λοιπόν αν συμβολίσουμε με  $V$  την ταχύτητα της βαλβίδας σε mm/rad (είναι ήδη γνωστή από το νόμο ανύψωσης) έχουμε ότι :

$$U = V \cdot \omega.$$

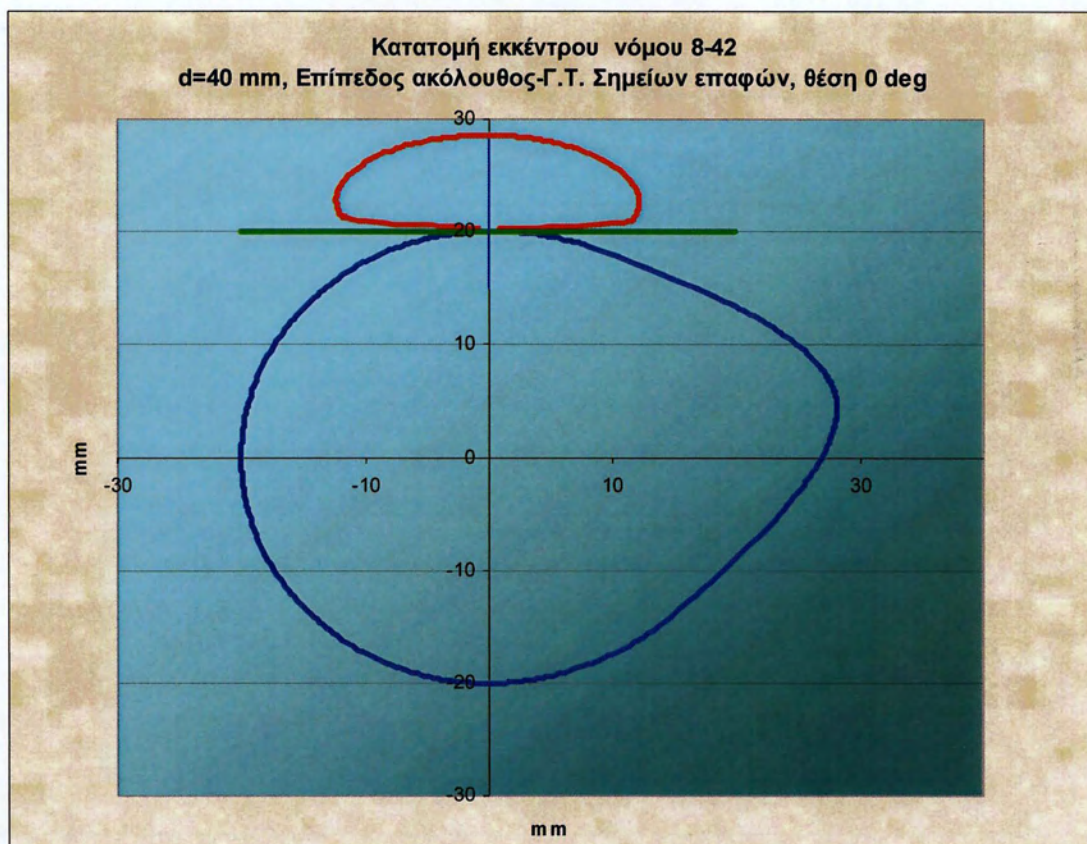
Αντικαθιστώντας αυτή την σχέση στην προηγούμενη έχουμε ότι:

$$V \cdot \omega = \omega \cdot L$$

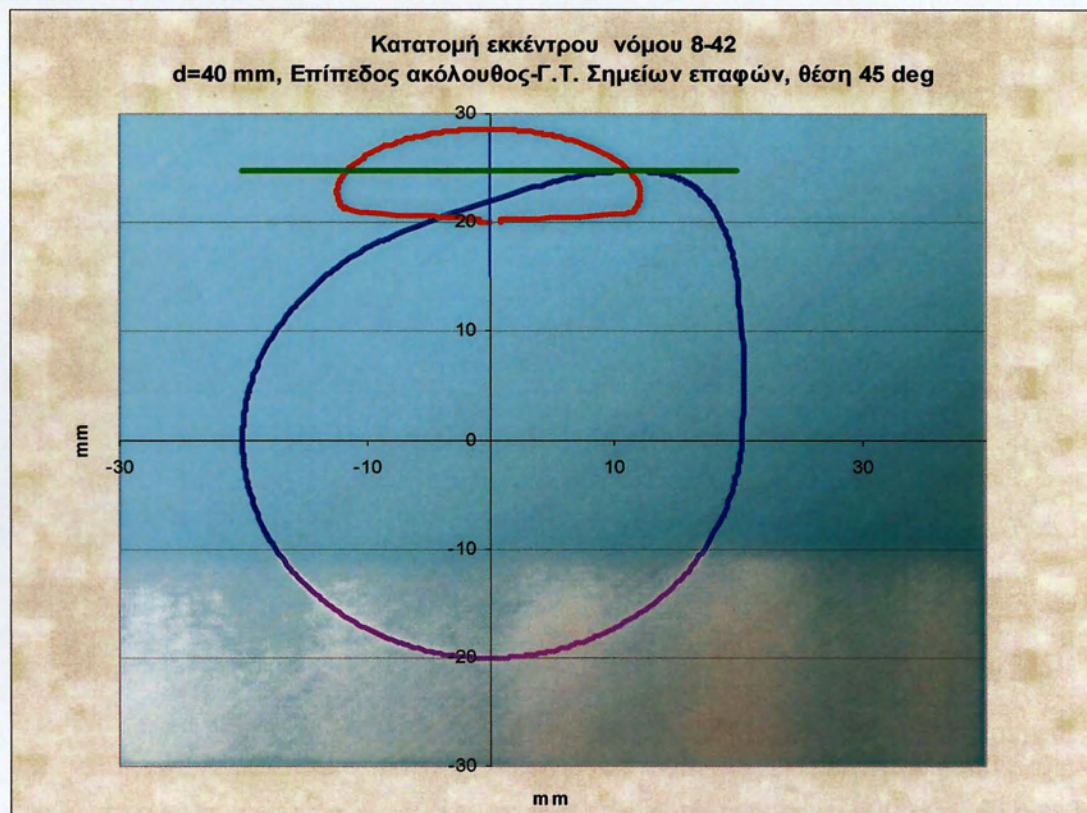
όπου  $L$  είναι η θέση του στιγμιαίου κέντρου περιστροφής όπως έχει ειπωθεί αλλά και ταυτόχρονα η απόσταση από το κέντρο περιστροφής της συντεταγμένης  $x$  στην οποία έχει επαφή το έκκεντρο με τον επίπεδο ακόλουθο. Η σχέση αυτή μας δίνει δηλαδή το γεωμετρικό τόπο που ζητάμε. Αρκεί μόνο να μετατρέψουμε την ταχύτητα ανύψωσης της βαλβίδας από mm/deg σε mm/rad. Αν απλοποιηθούν τα  $\omega$  τότε τα μήκη  $L$  ισούνται με τις εκάστοτε ταχύτητες σε κάθε γωνία περιστροφής.

Η μέθοδος τώρα σχεδιασμού του εκκέντρου είναι η ίδια με αυτήν που έχει ήδη αναφερθεί στην σημειακή επαφή με τη διαφορά ότι τα  $x$  επαφής αλλάζουν καθώς αλλάζει και η γωνία. Πιο συγκεκριμένα αρχικά βρίσκουμε την ακτίνα στην οποία έχουμε επαφή ως την τετραγωνική ρίζα του  $x$  επαφής στο τετράγωνο και του  $y$  ανύψωσης στο τετράγωνο. Αυτό προκύπτει ως το άθροισμα της ακτίνας που επιλέγουμε με την ανύψωση σε κάθε γωνία περιστροφής. Στην συνέχεια βρίσκουμε την γωνία στην οποία έχουμε επαφή με την τριγωνομετρική σχέση της αντίστροφης εφαπτομένης. Αφού υπολογιστεί και αυτή η παράμετρος για να υπολογιστούν οι συντεταγμένες του εκκέντρου για μία συγκεκριμένη θέση πρέπει να υπολογίσουμε μία βοηθητική γωνία που δείχνει πόσες μοίρες υστερεί το κάθε σημείο μέχρι να έρθει σε επαφή. Αυτή προκύπτει ως η διαφορά της γωνίας επαφής με τη γωνία την οποία υπολείπεται κάθε σημείο μέχρι να έρθει σε επαφή. Οι συντεταγμένες του εκκέντρου υπολογίζονται ως το συνημίτονο της βοηθητικής γωνίας και της γωνίας που θα θέλουμε να περιστρέψουμε το έκκεντρο πολλαπλασιασμένο με την ακτίνα επαφής και αντίστοιχα η άλλη συντεταγμένη προκύπτει ως το ημίτονο της ίδιας γωνίας.

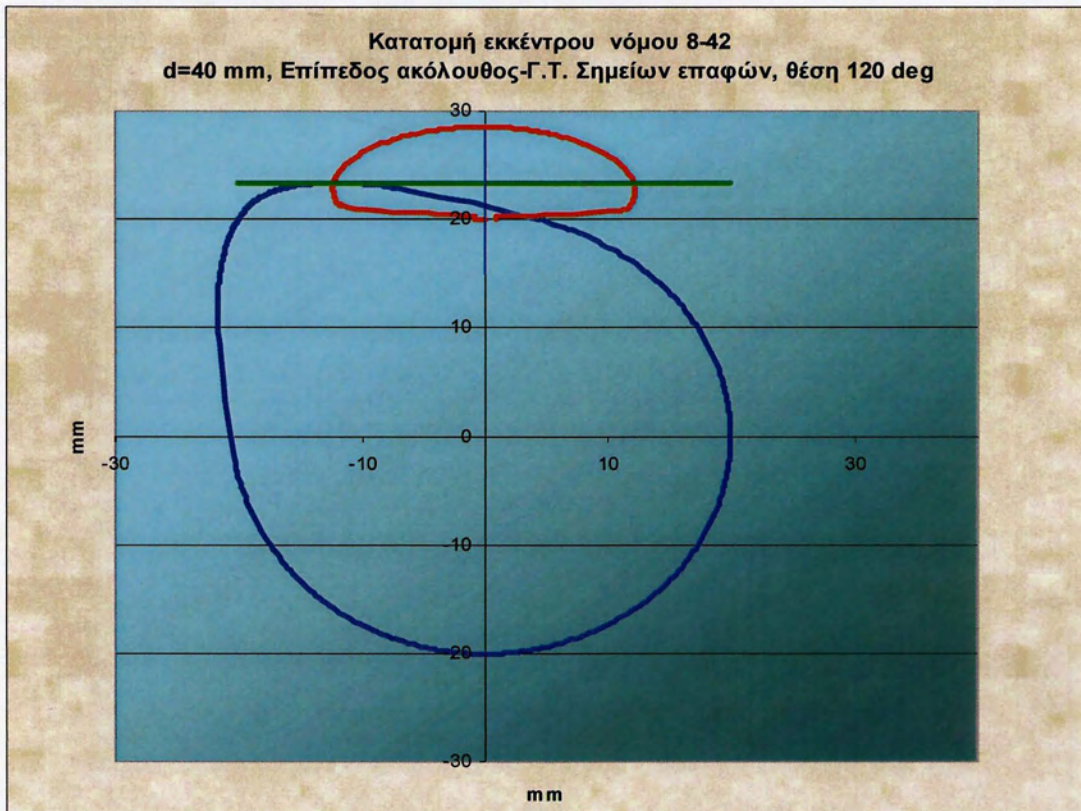
Παραδείγματα σχεδιασμού εκκέντρων με ακτίνα  $R=20$  που προκύπτει από το νόμο 8\*42 σε διάφορες θέσεις φαίνεται στα παρακάτω σχήματα (Σχήματα 19.3,20.3,21.3,22.3). Με κόκκινο χρώμα δηλώνεται ο γεωμετρικός τόπος επαφής εκκέντρου- ακολούθου ενώ η πράσινη γραμμή δείχνει τον επίπεδο ακόλουθο και πως αυτός αλλάζει θέσεις καθώς περιστρέφεται το έκκεντρο.



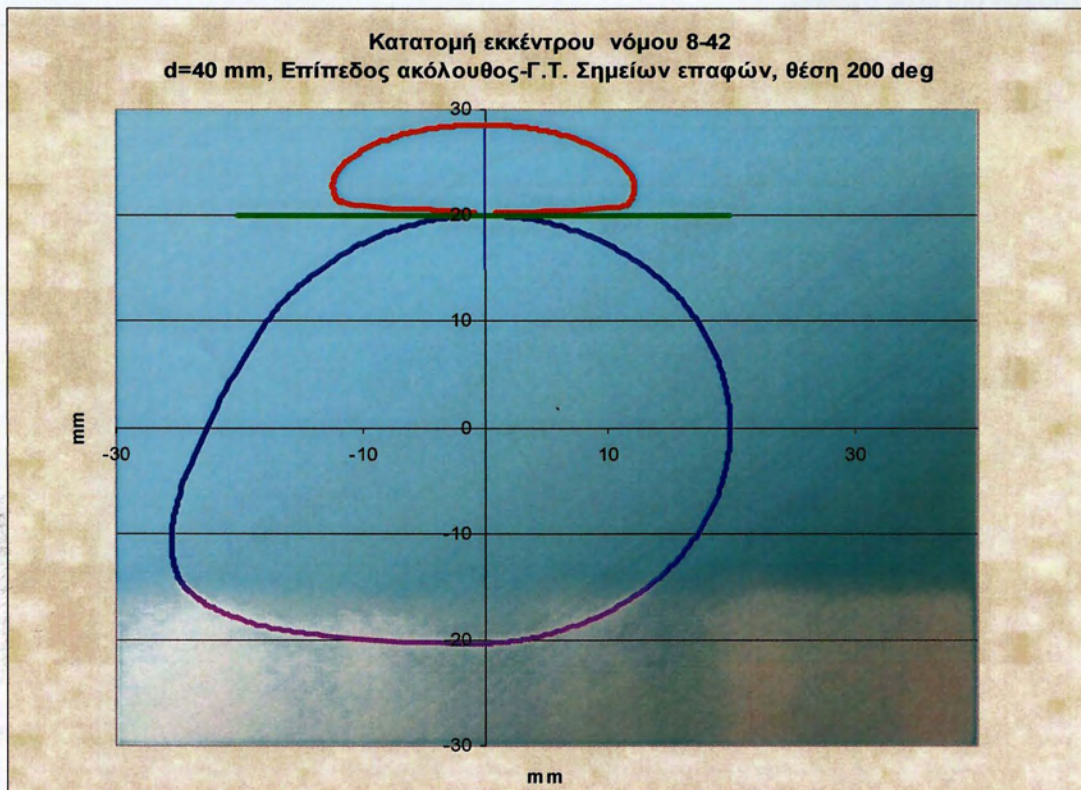
**Σχήμα 19.3:** Κατατομή εκκέντρου ακτίνας  $R=20\text{mm}$  νόμου 8-42, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.



**Σχήμα 20.3:** Κατατομή εκκέντρου ακτίνας  $R=20\text{mm}$  νόμου 8-42, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 45 μοίρες.

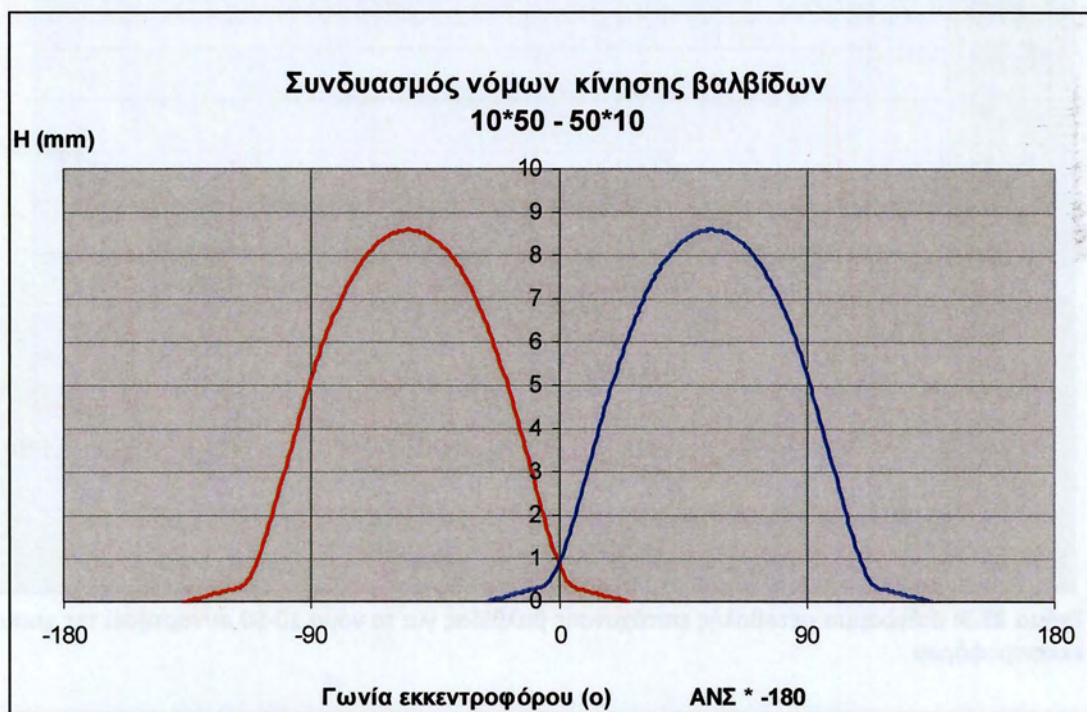


**Σχήμα 21.3:** Κατατομή εκκέντρου ακτίνας  $R=20\text{mm}$  νόμου 8-42, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 120 μοίρες.

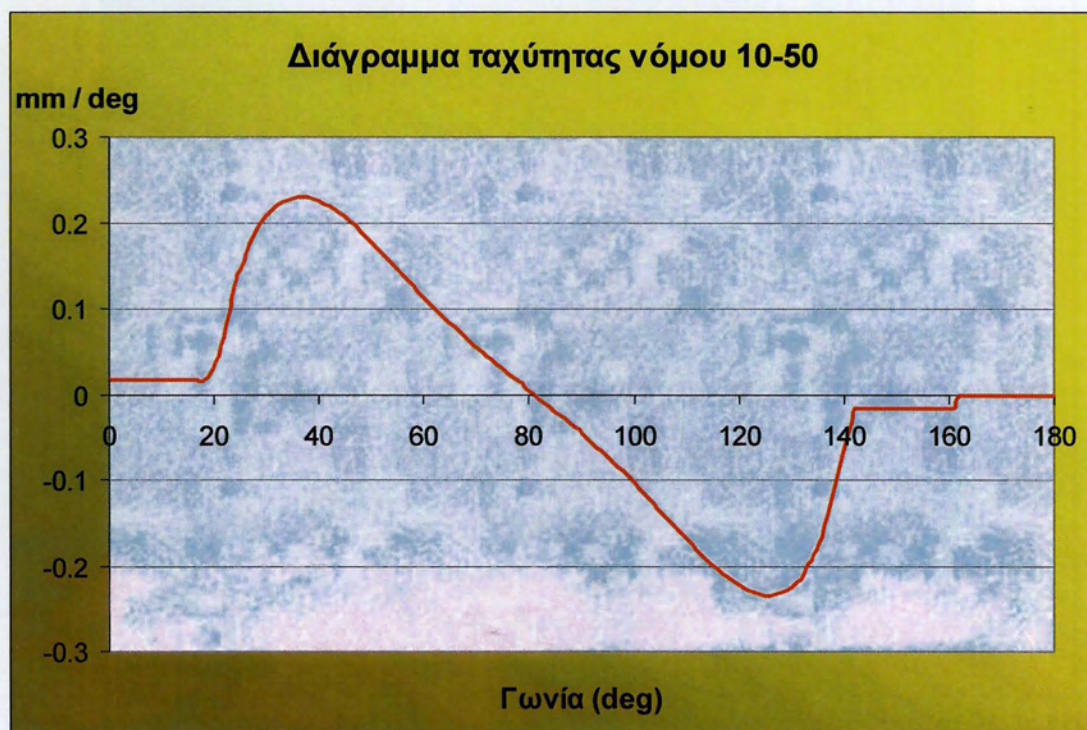


**Σχήμα 22.3:** Κατατομή εκκέντρου ακτίνας  $R=20\text{mm}$  νόμου 8-42, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 200 μοίρες.

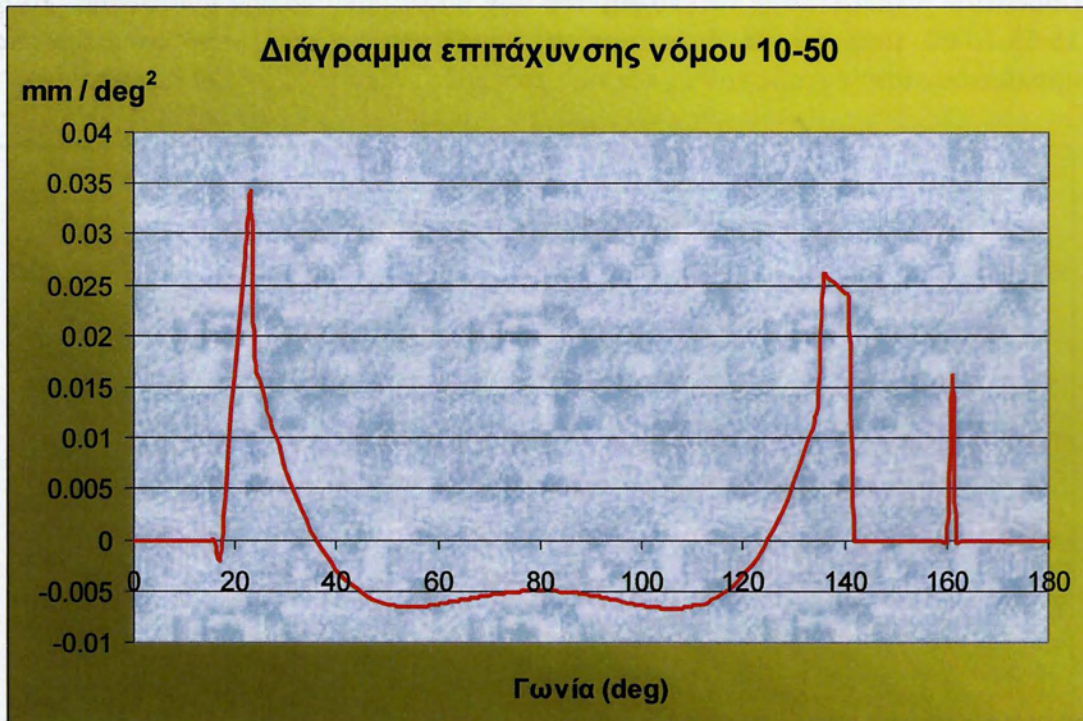
Παρακάτω παραθέτουμε τα γραφήματα των υπόλοιπων νόμων ανύψωσης 10-50, 15-55, 20-60 μαζί με τα διαγράμματα των ταχυτήτων και επιταχύνσεων που προκύπτουν από αυτούς καθώς και τις κατατομές εκκέντρων αυτών των νόμων.



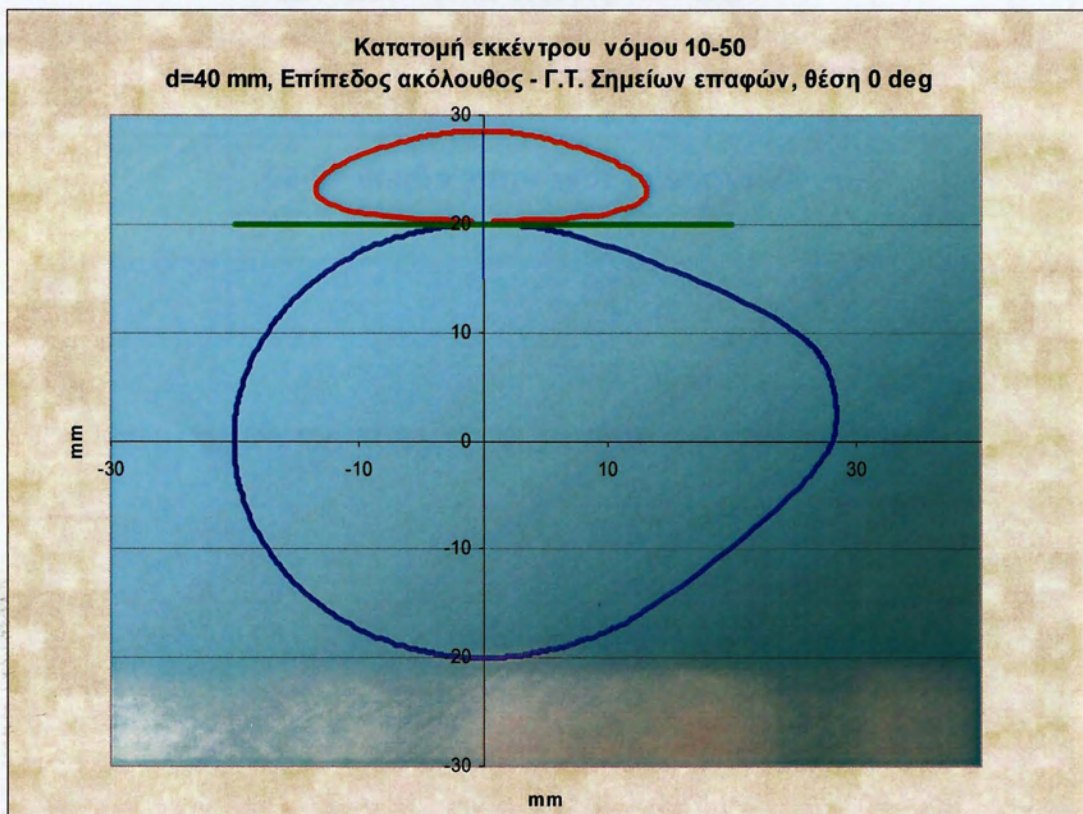
**Σχήμα 23.3:** Διάγραμμα ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής εξαγωγής – χρονισμός για το συνδυασμό 10\*50 – 50\*10 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου



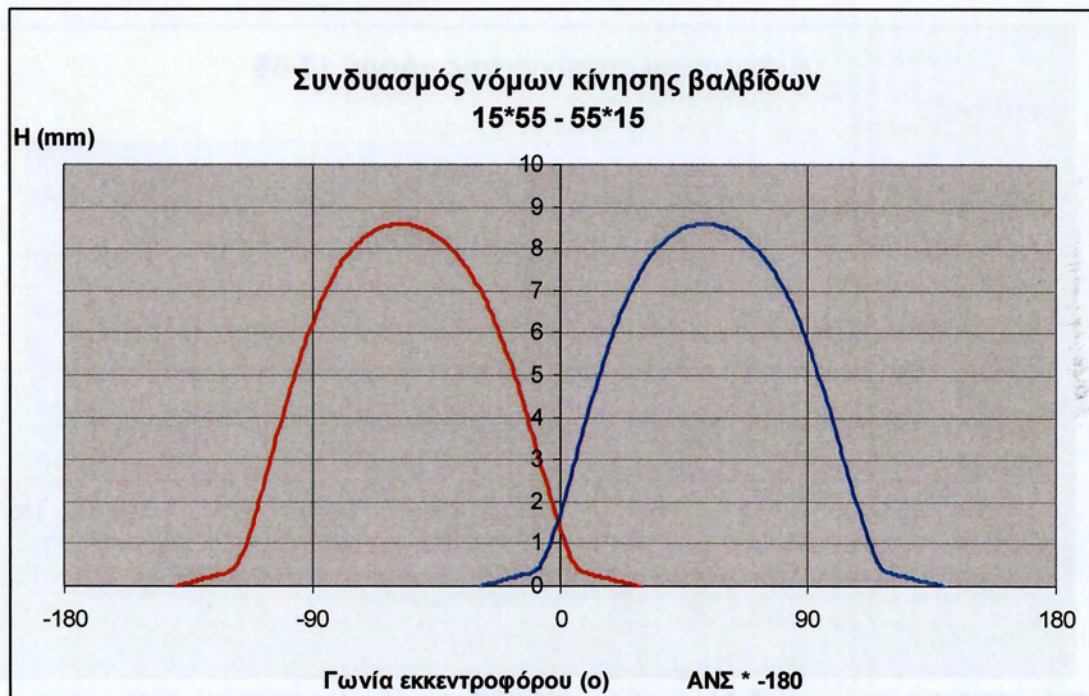
**Σχήμα 24.3:** Διάγραμμα μεταβολής ταχύτητας βαλβίδας για το νόμο 10-50 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου



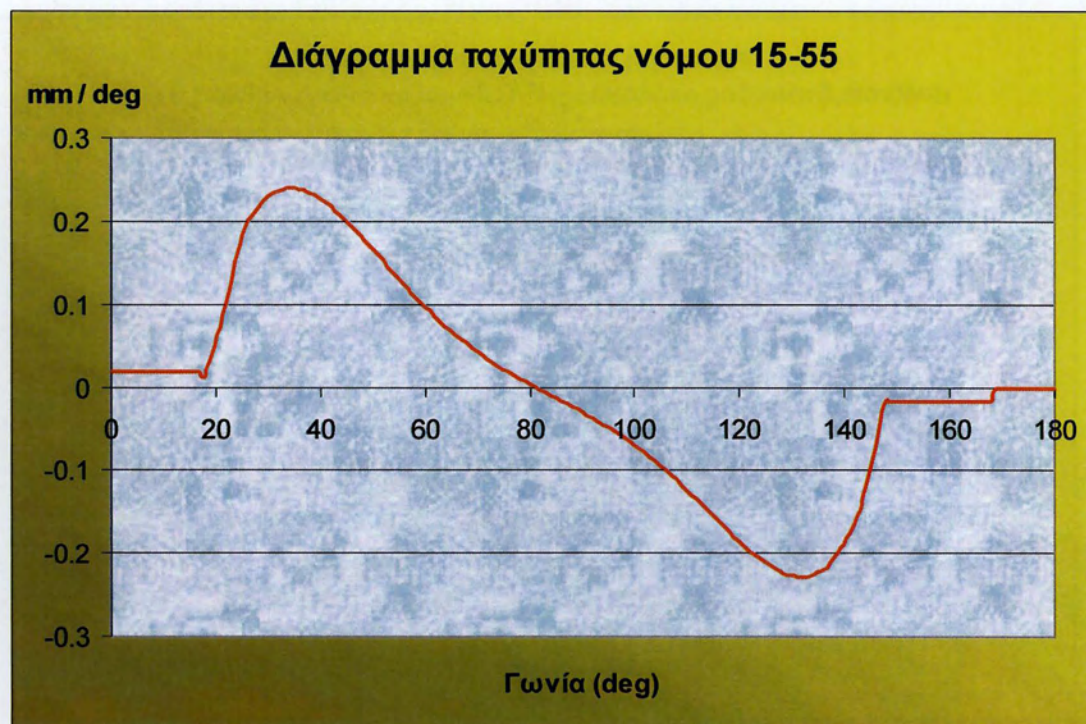
Σχήμα 25.3: Διάγραμμα μεταβολής επιτάχυνσης βαλβίδας για το νόμο 10-50 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου



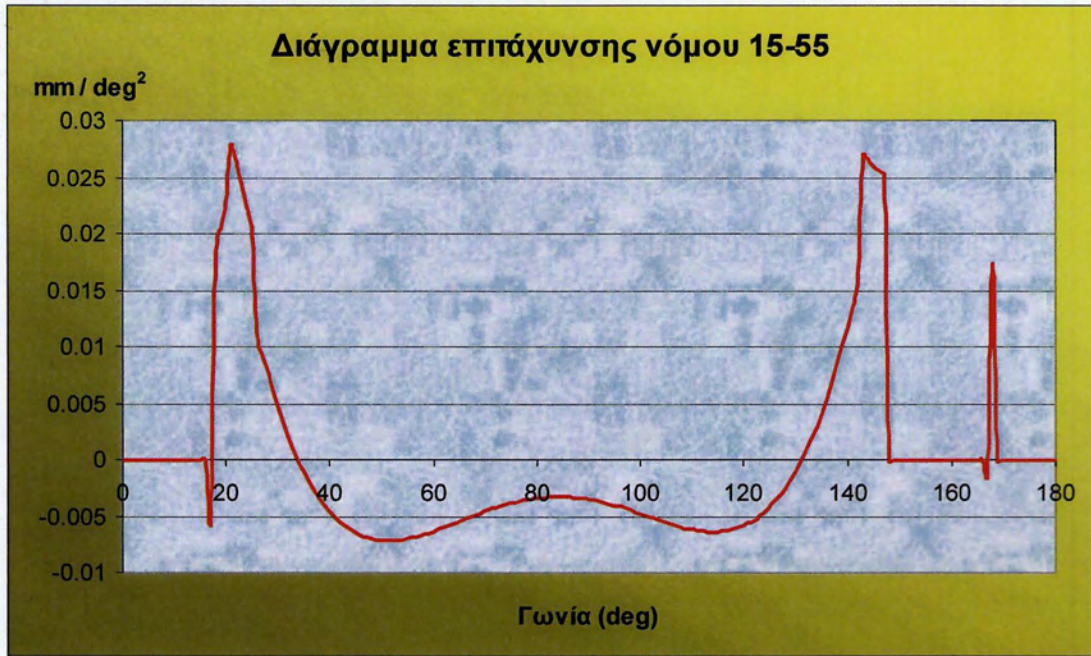
Σχήμα 26.3: Κατατομή εκκέντρου ακτίνας R=20mm νόμου 10-50, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.



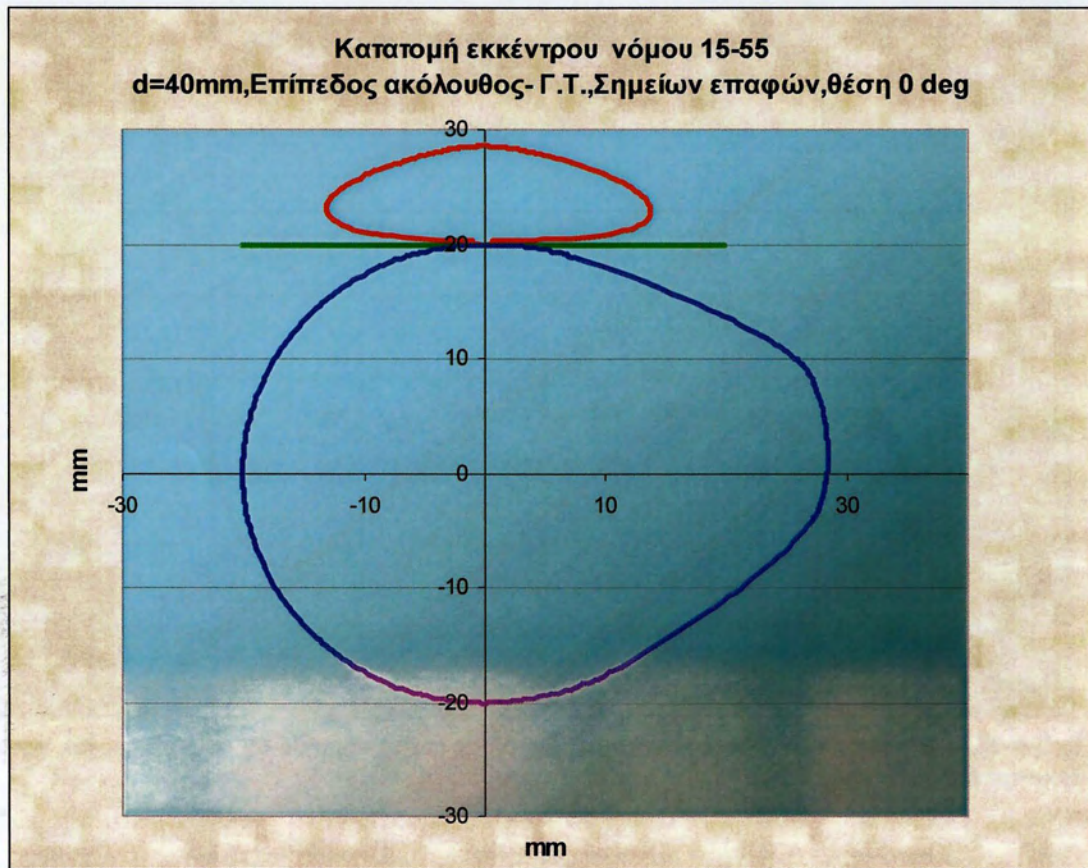
**Σχήμα 27.3:** Διάγραμμα ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής εξαγωγής – χρονισμός για το συνδυασμό 15\*55 – 55\*15 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου.



**Σχήμα 28.3:** Διάγραμμα μεταβολής ταχύτητας βαλβίδας για το νόμο 15-55 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου

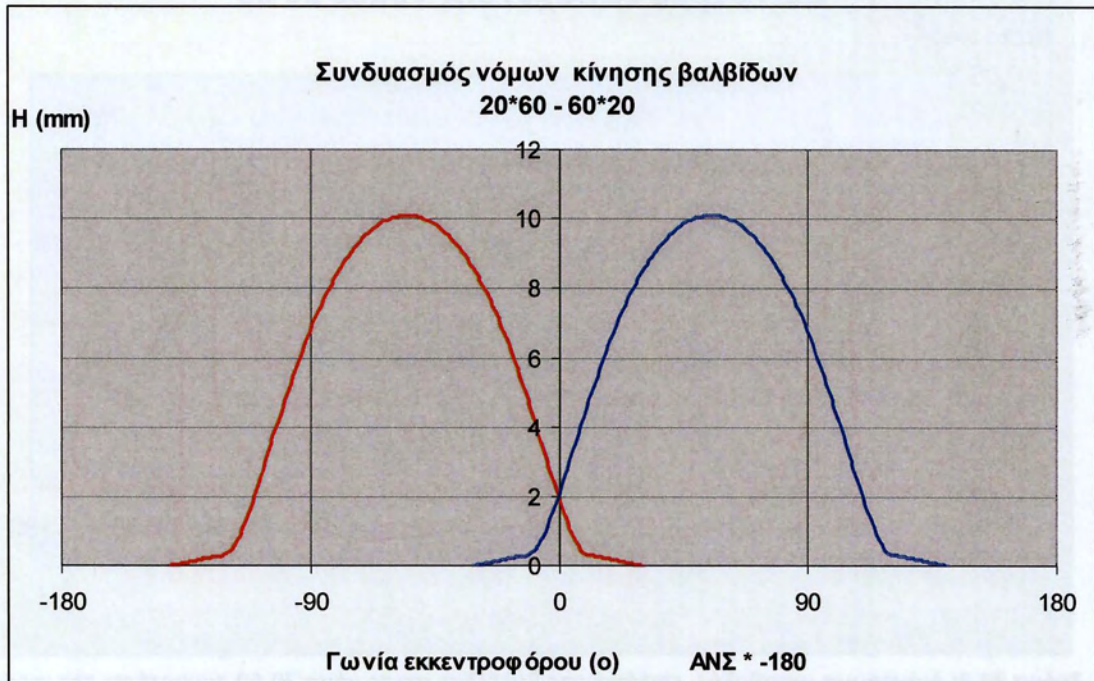


Σχήμα 29.3: Διάγραμμα μεταβολής επιτάχυνσης βαλβίδας για το νόμο 15-55 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου

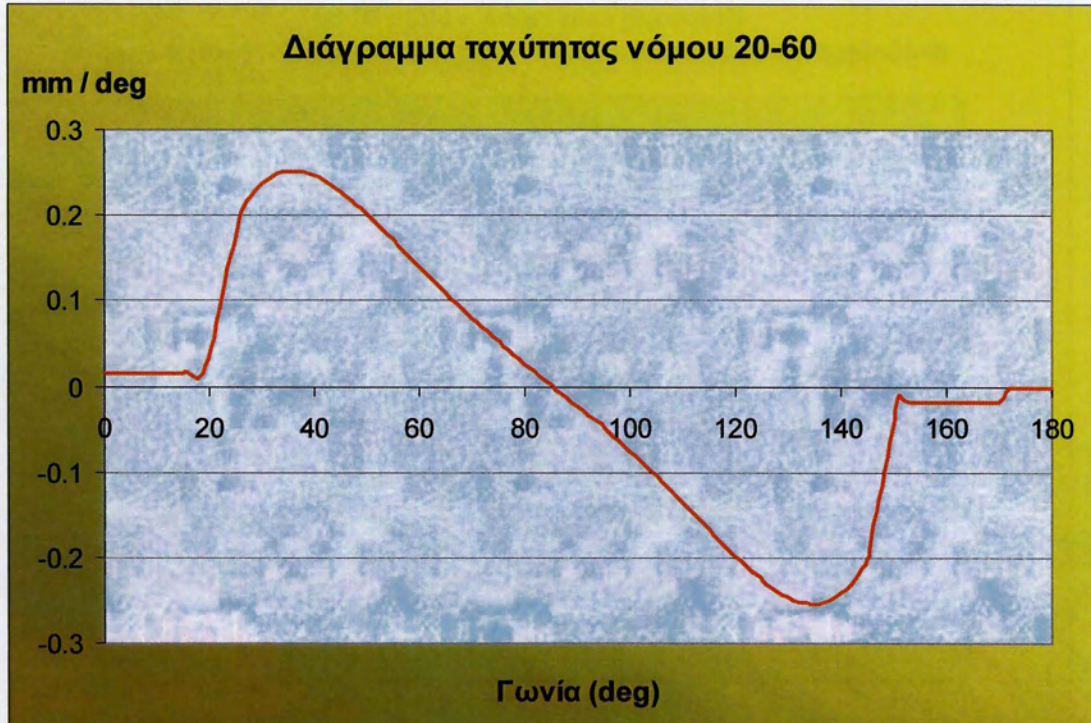


Σχήμα 30.3: Κατατομή εκκέντρου ακτίνας R=20mm νόμου 15-55, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.

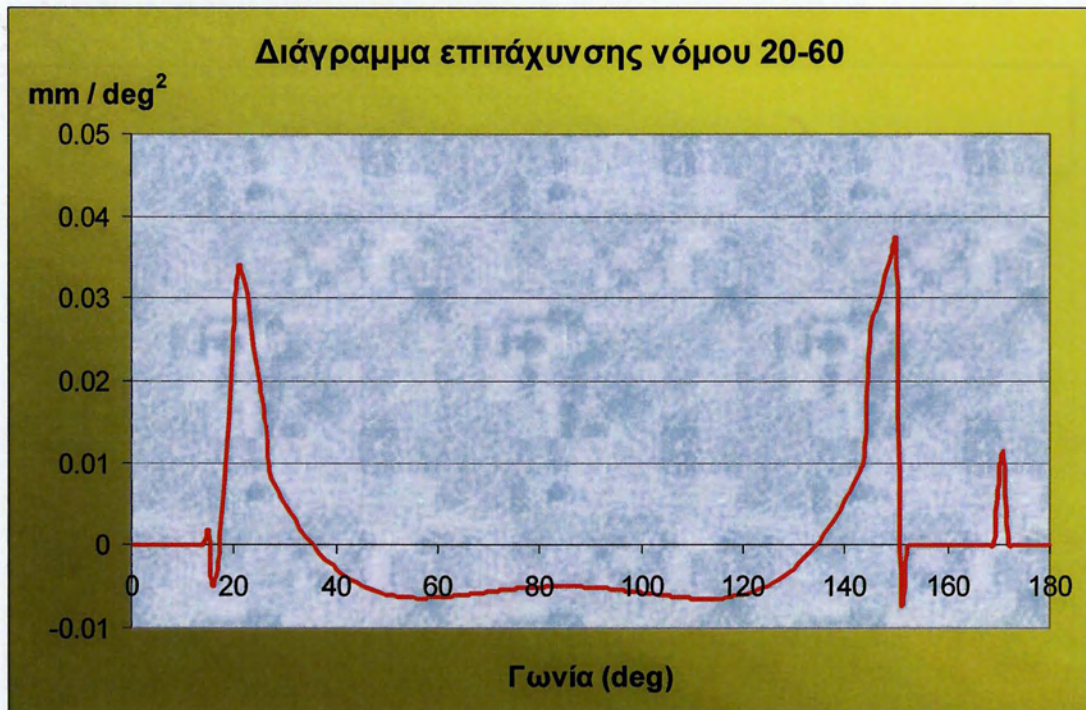




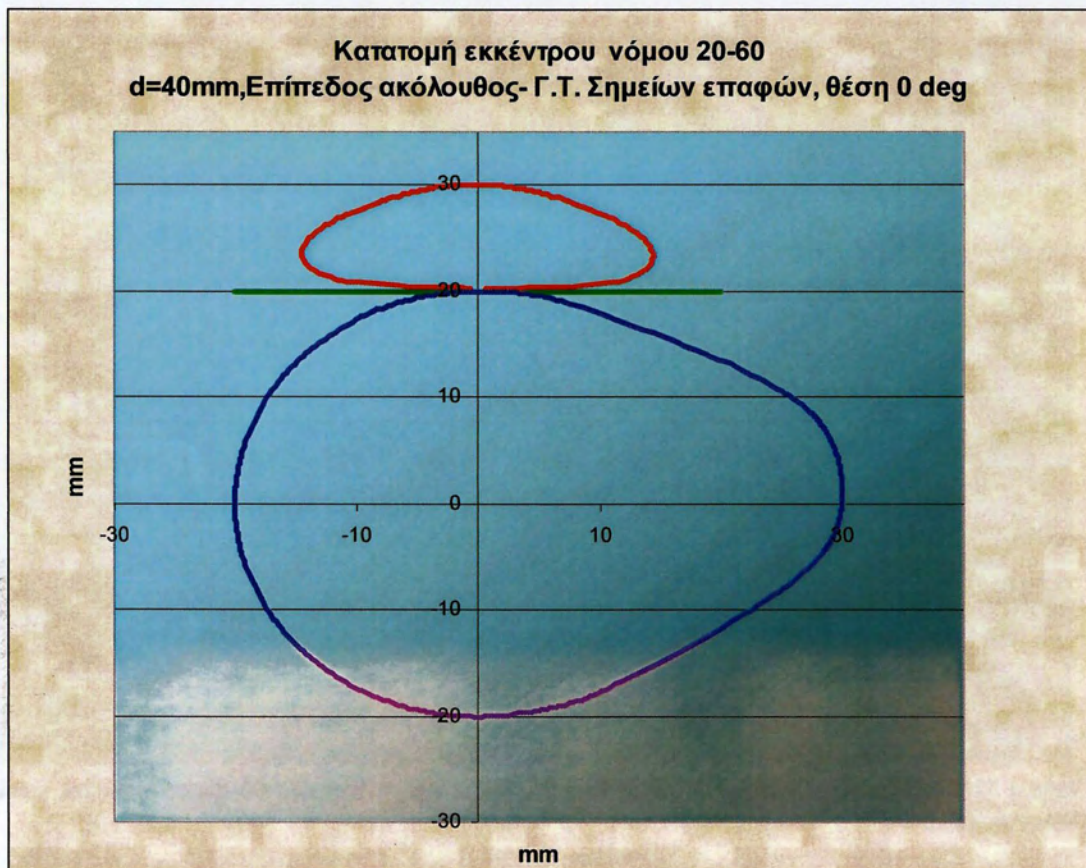
**Σχήμα 31.3:** Διάγραμμα ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής εξαγωγής – χρονισμός για το συνδυασμό 20\*60 – 60\*20 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου.



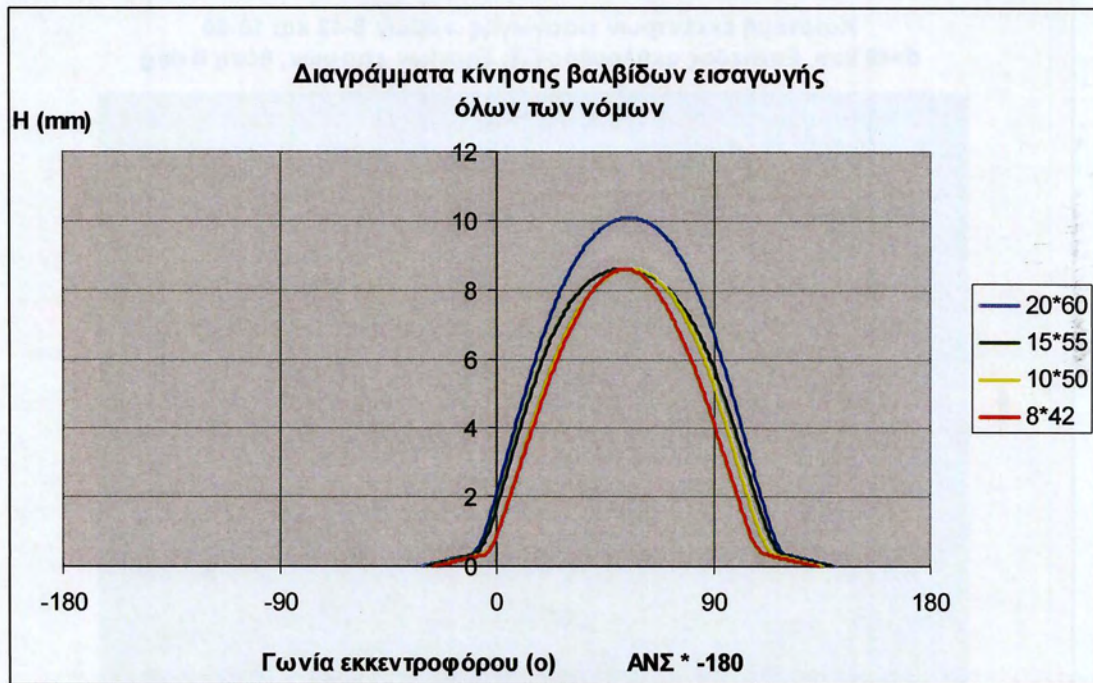
**Σχήμα 32.3:** Διάγραμμα μεταβολής ταχύτητας βαλβίδας για το νόμο 20-60 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου



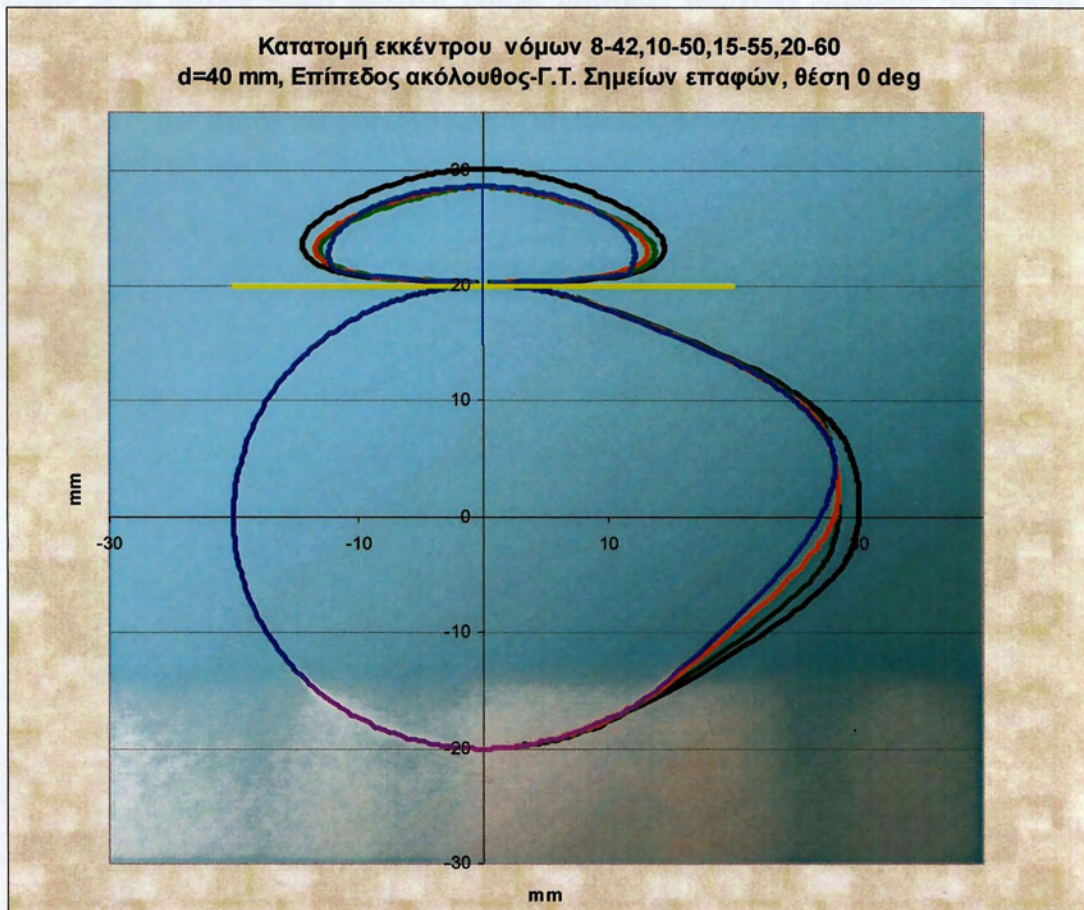
Σχήμα 33.3: Διάγραμμα μεταβολής επιτάχυνσης βαλβίδας για το νόμο 20-60 συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου



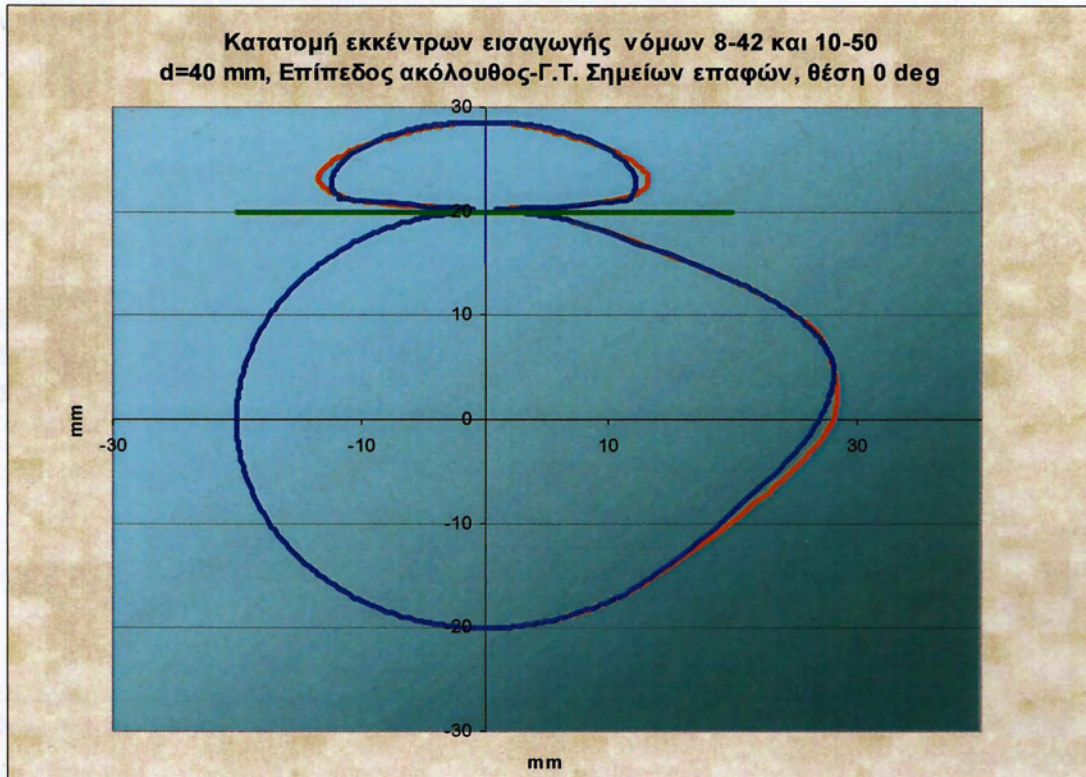
Σχήμα 34.3: Κατατομή εκκέντρου ακτίνας R=20mm νόμου 20-60, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.



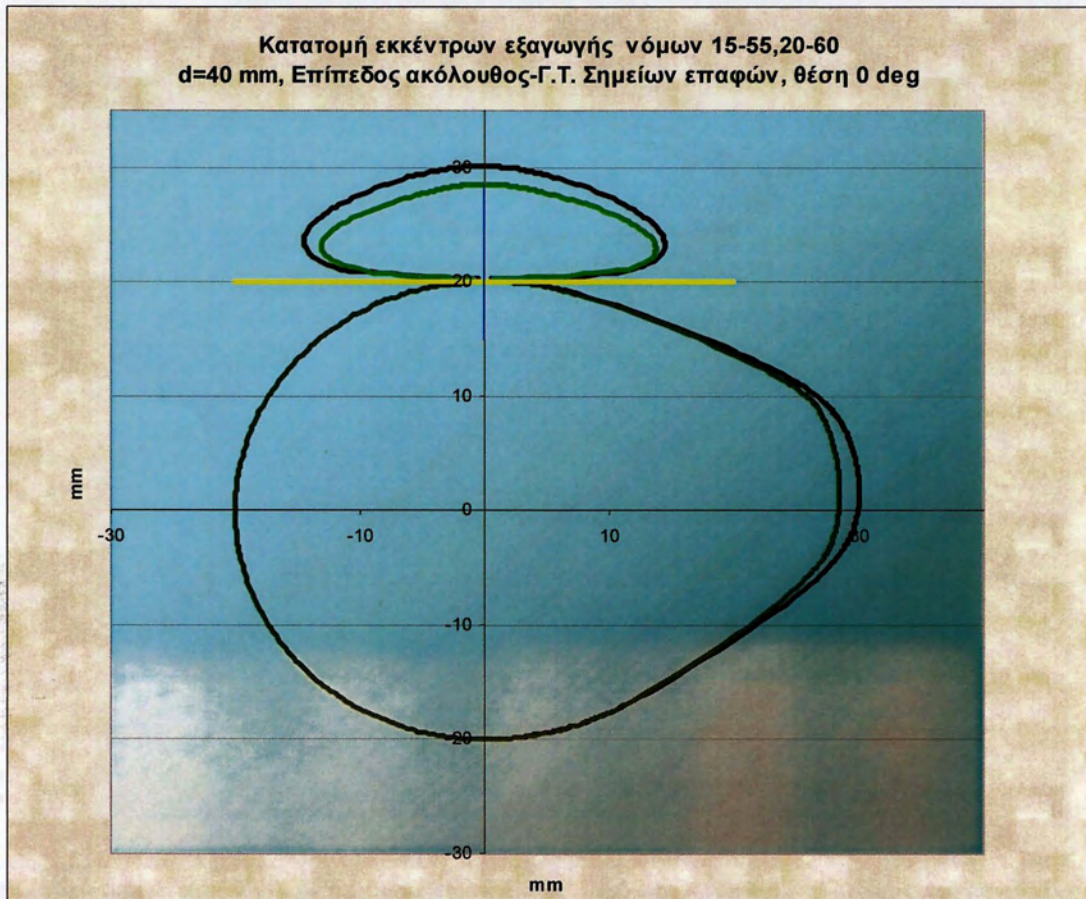
**Σχήμα 35.3:** Διαγράμματα κίνησης βαλβίδων εισαγωγής όλων των νόμων συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου.



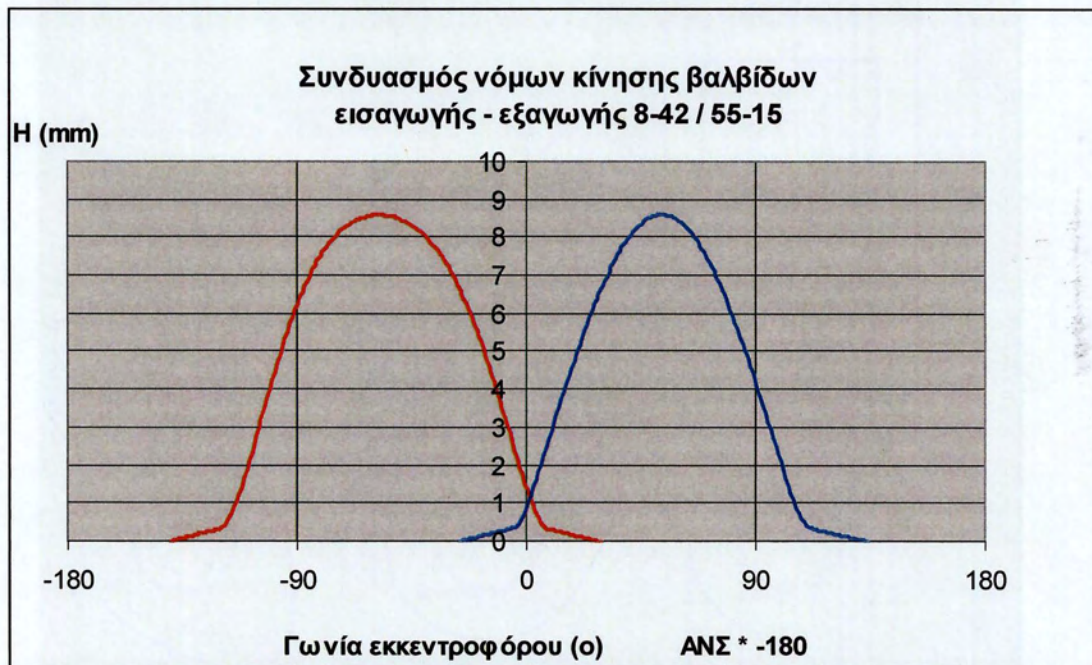
**Σχήμα 36.3:** Κατατομές εκκέντρων ακτίνας R=20mm όλων των μελετηθέντων νόμων, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.



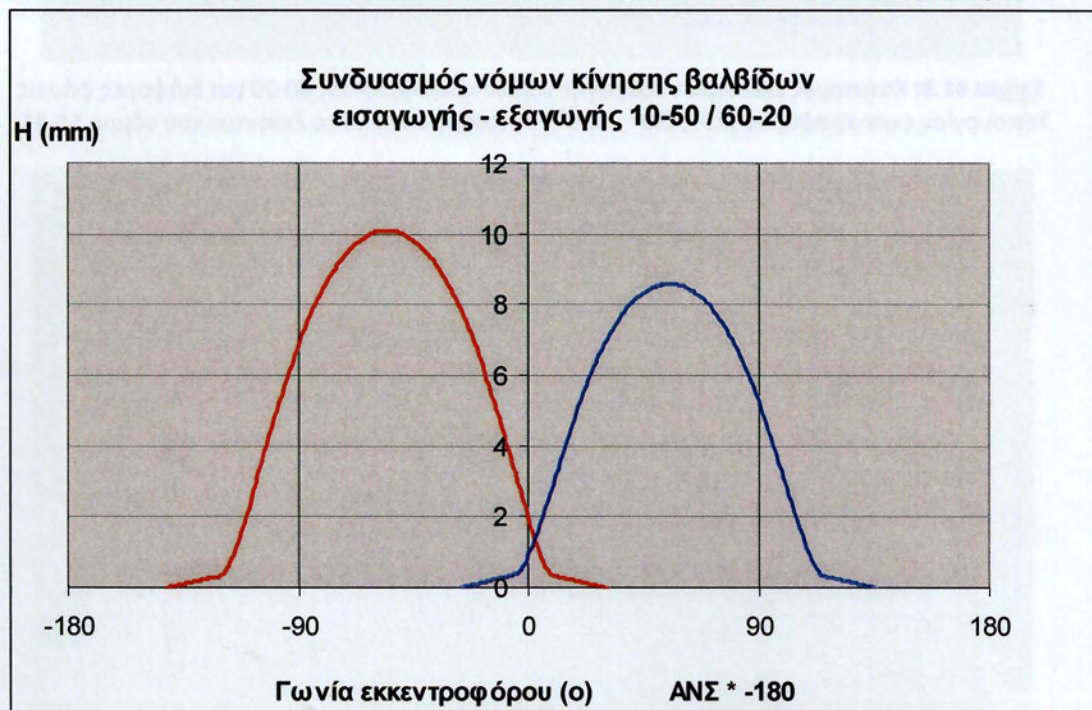
Σχήμα 37.3: Κατατομές εκκέντρων εισαγωγής ακτίνας  $R=20$ mm νόμων 8-42 και 10-50, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.



Σχήμα 38.3: Κατατομές εκκέντρων εξαγωγής ακτίνας  $R=20$ mm νόμων 15-55 και 20-60, επίπεδος ακόλουθος, με Γ.Τ σημείων επαφών στη θέση 0 μοίρες.

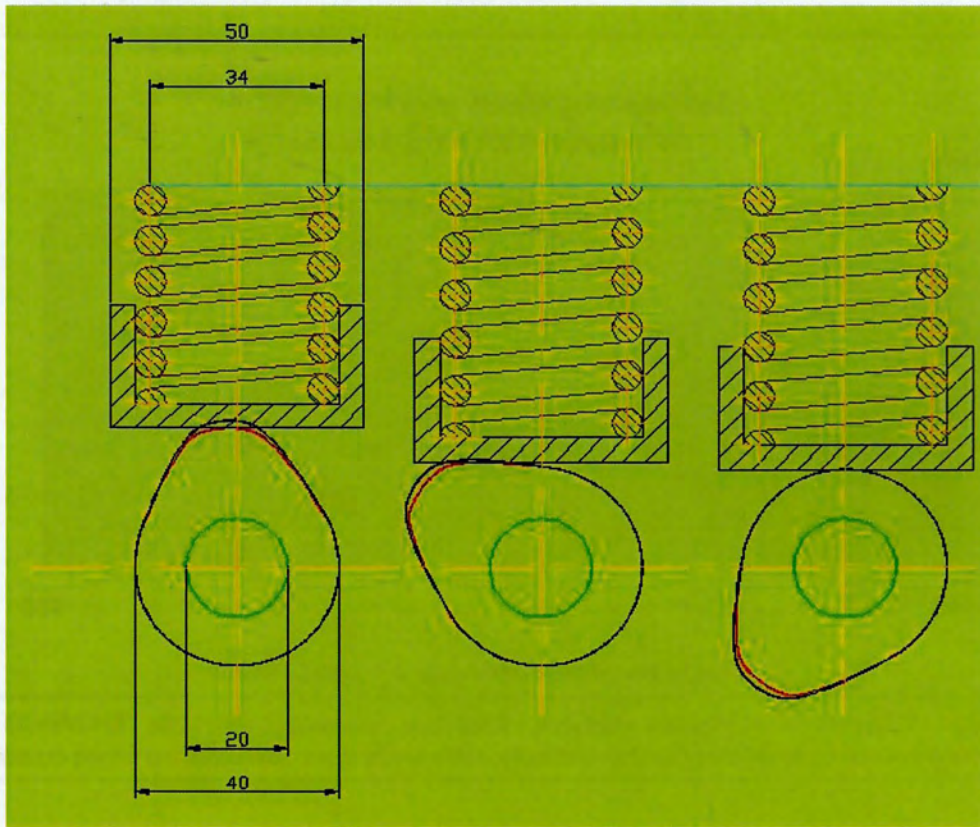


**Σχήμα 39.3:** Συνδυασμός νόμων κίνησης βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής 8-42/55-15 όπως προέκυψαν κατά τη διαδικασία βελτιστοποίησης του κινητήρα για συγκεκριμένο εύρος στροφών

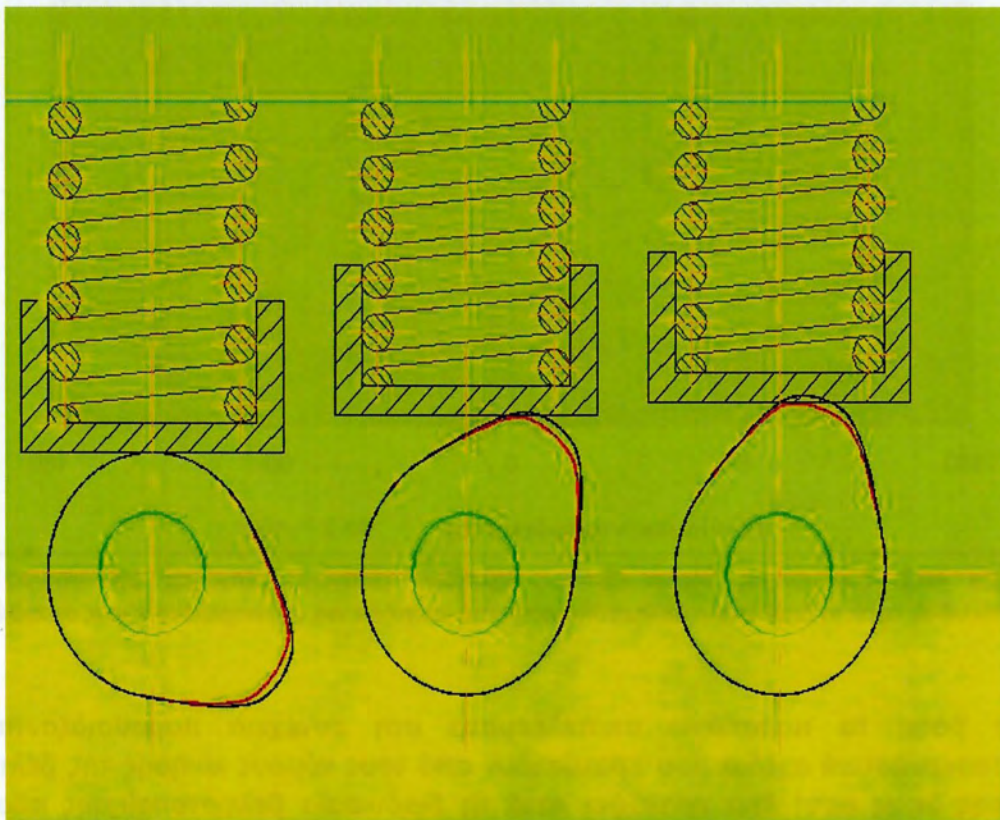


**Σχήμα 40.3:** Συνδυασμός νόμων κίνησης βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής 10-50/60-20 όπως προέκυψαν κατά τη διαδικασία βελτιστοποίησης του κινητήρα για συγκεκριμένο εύρος στροφών.

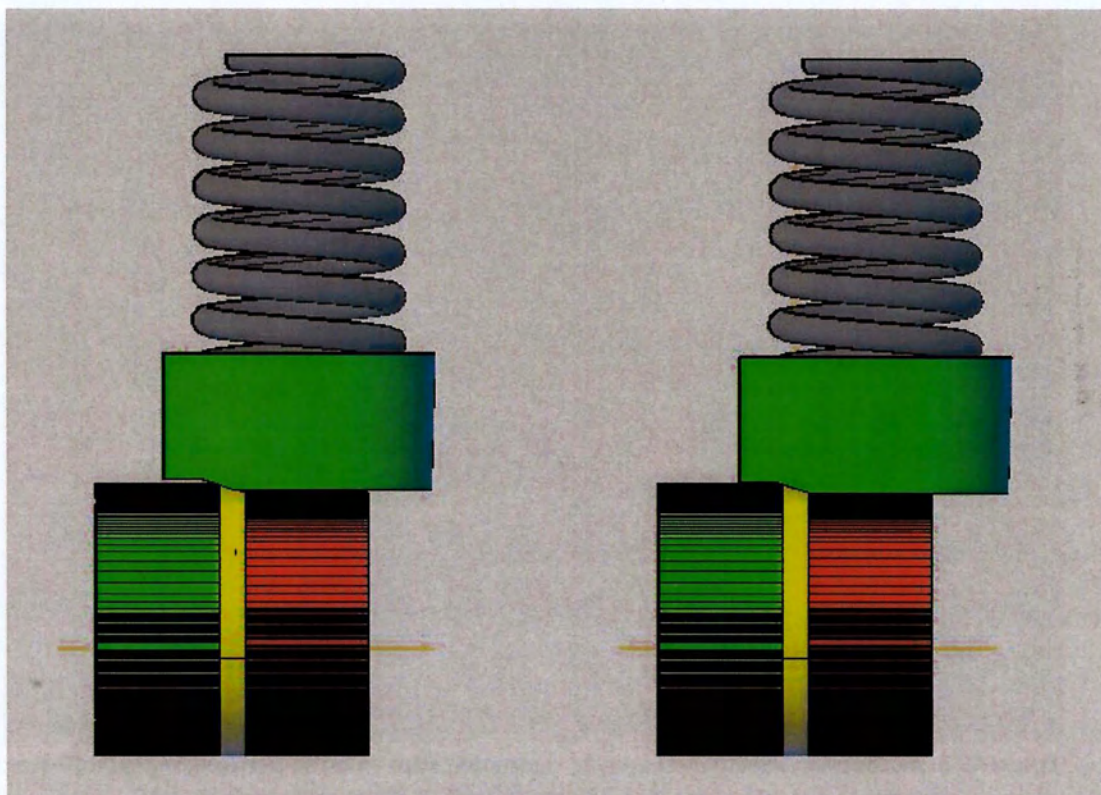
Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα στη συνέχεια παρουσιάζονται τα κατασκευαστικά σχέδια που προκύπτουν από τους νόμους κίνησης της βέλτιστης λύσης όπως αυτή έχει προκύψει κατά τη διαδικασία βελτιστοποίησης που έχει προηγηθεί.



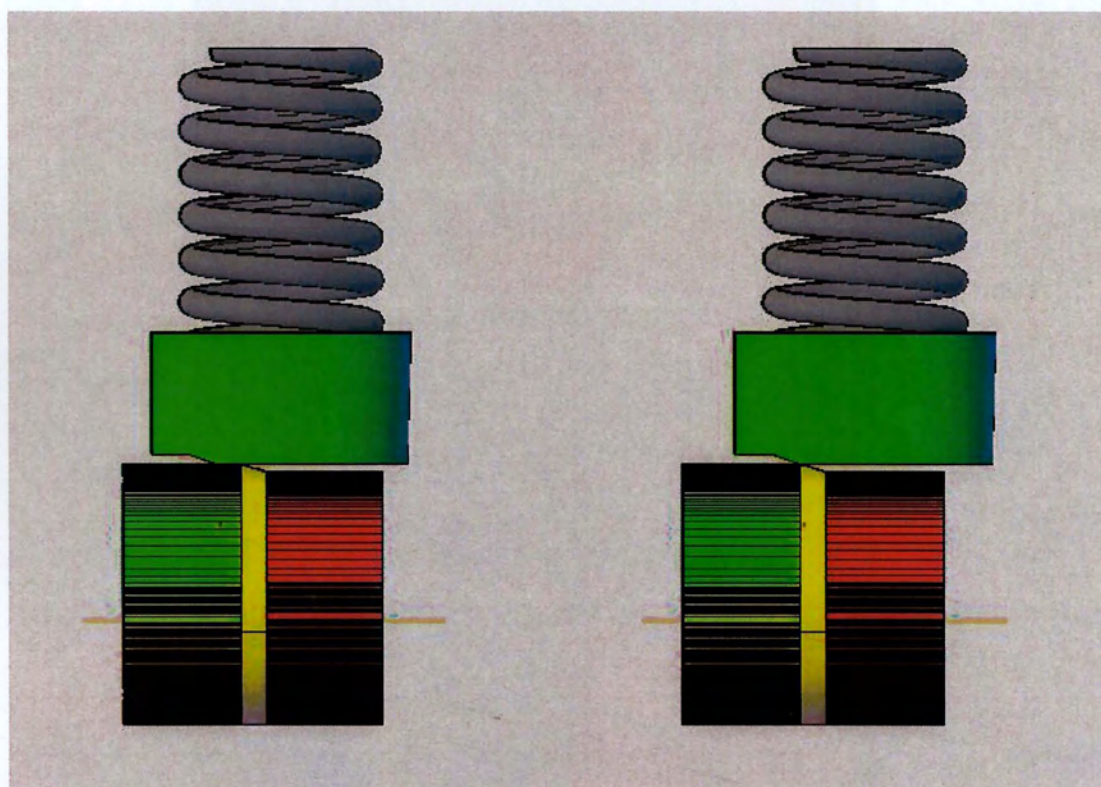
**Σχήμα 41.3:** Κατατομές εκκέντρων εξαγωγής νόμων κίνησης 55-15, 60-20 για διάφορες φάσεις λειτουργίας εκκεντροφόρου ( $89^\circ$ ,  $139^\circ$ ,  $-135^\circ$ ). Λειτουργικό είναι το έκκεντρο του νόμου 55-15.



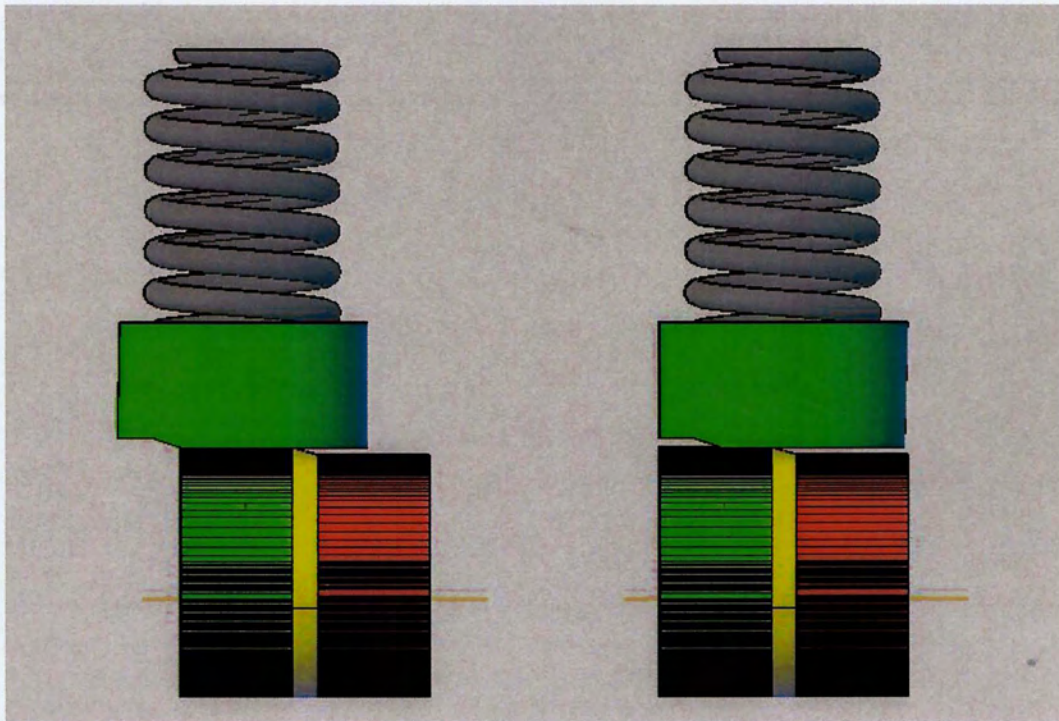
**Σχήμα 42.3:** Κατατομές εκκέντρων εξαγωγής νόμων κίνησης 55-15, 60-20 για διάφορες φάσεις λειτουργίας εκκεντροφόρου ( $-45^\circ$ ,  $49^\circ$ ,  $69^\circ$ ). Λειτουργικό είναι το έκκεντρο του νόμου 55-15.



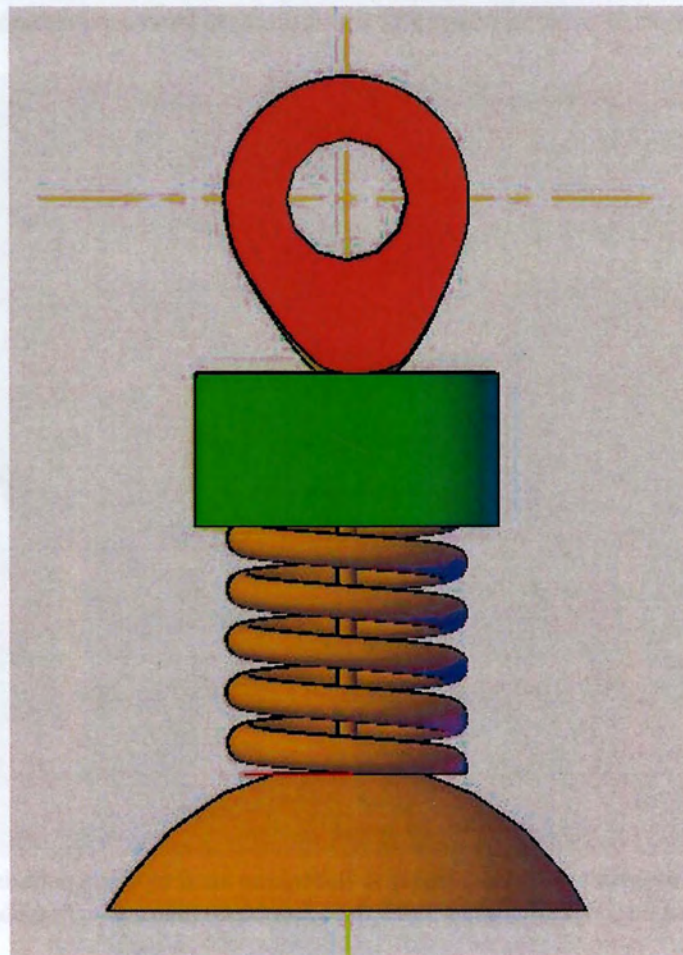
**Σχήμα 43.3:** Λειτουργία εκκέντρων εξαγωγής - ωστηρίου κατά τη φάση μετακίνησης (μεταβλητός χρονισμός 3D) από το νόμο 55-15 στο νόμο 60-20 (θέση εκκεντροφόρου 89°)



**Σχήμα 44.3:** Λειτουργία εκκέντρων εξαγωγής - ωστηρίου κατά τη φάση μετακίνησης (μεταβλητός χρονισμός 3D) από το νόμο 55-15 στο νόμο 60-20 (θέση εκκεντροφόρου 89°)

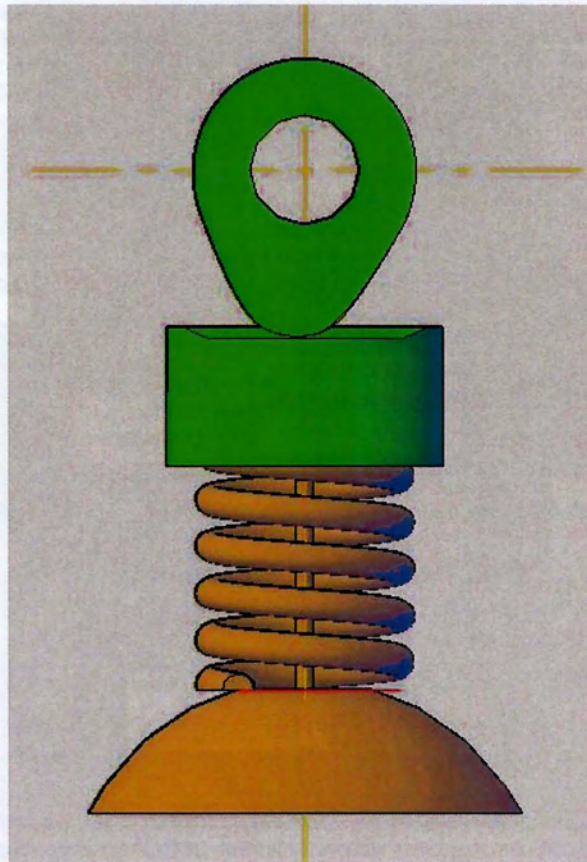


Σχήμα 45.3: Λειτουργία εκκέντρων εξαγωγής - ωστηρίου κατά τη φάση μετακίνησης (μεταβλητός χρονισμός 3D) από το νόμο 55-15 στο νόμο 60-20 (θέση εκκεντροφόρου 89°)

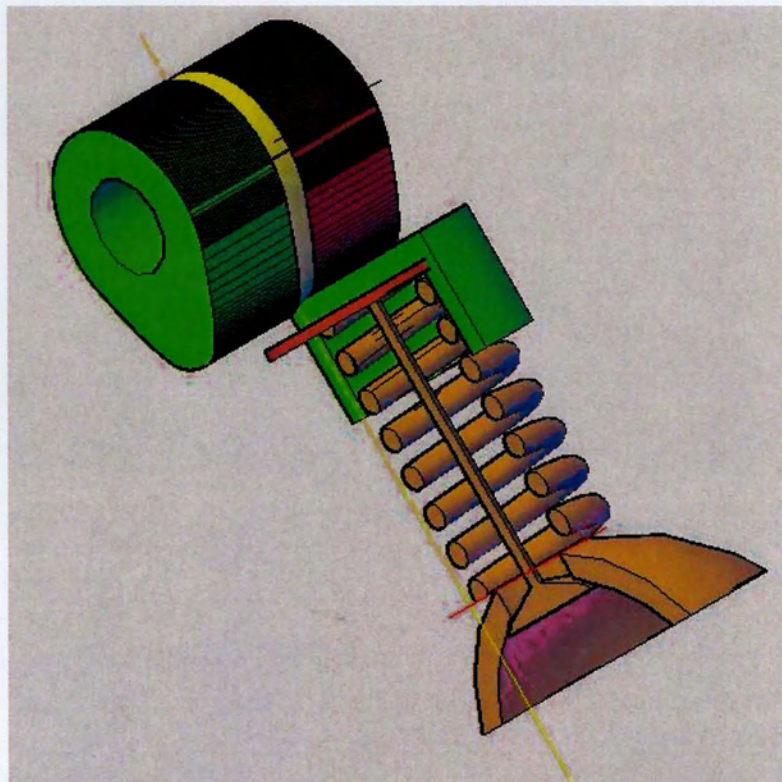


Σχήμα 46.3: Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκέντρου-ωστηρίου-βαλβίδας, νόμος 55-15, θέση εκκεντροφόρου 89°

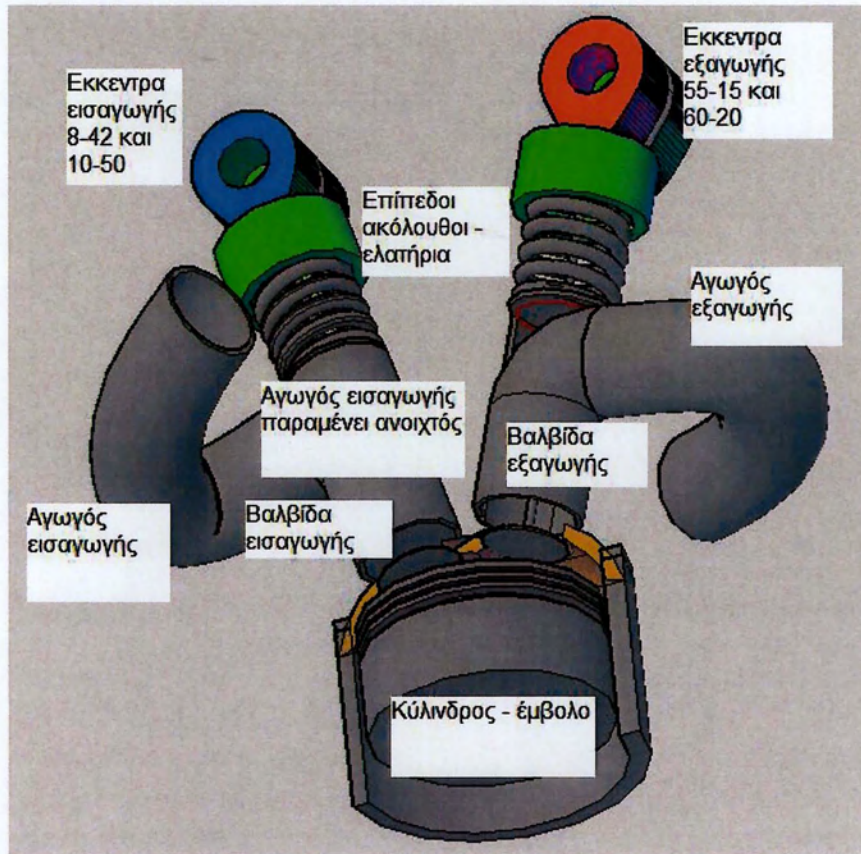




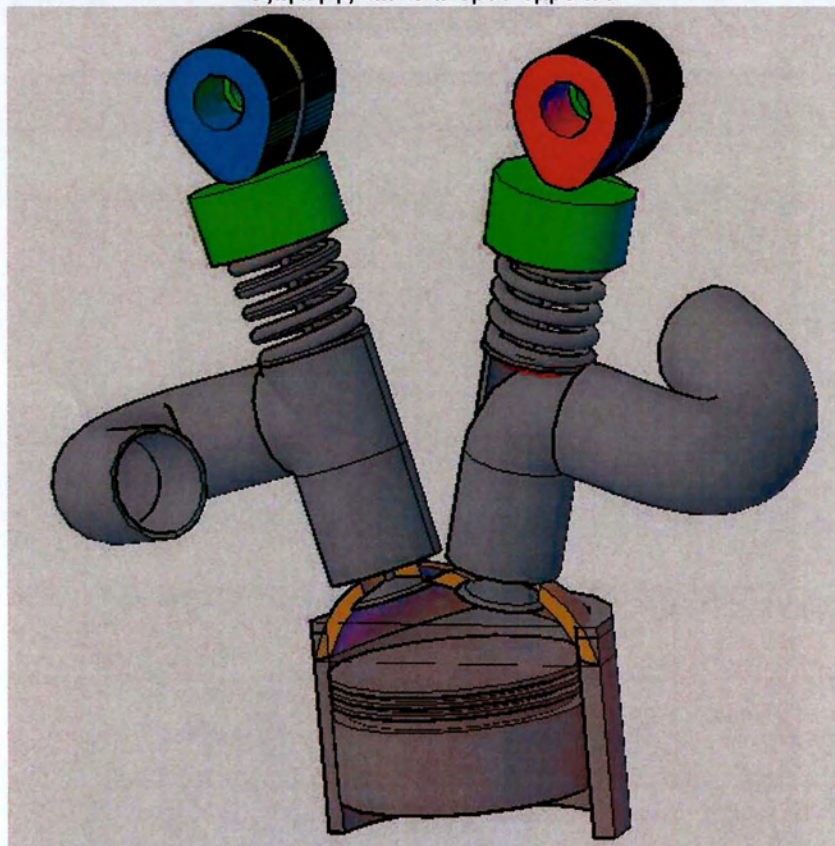
Σχήμα 47.3: Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκέντρου-ωστηρίου-βαλβίδας, νόμος 60-20, θέση εκκεντροφόρου  $89^\circ$ .



Σχήμα 48.3: Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκέντρου-ωστηρίου-βαλβίδας (τομή), νόμοι 60-20, 55-15 στη θέση  $89^\circ$ . Λειτουργικός είναι ο νόμος 55-15.



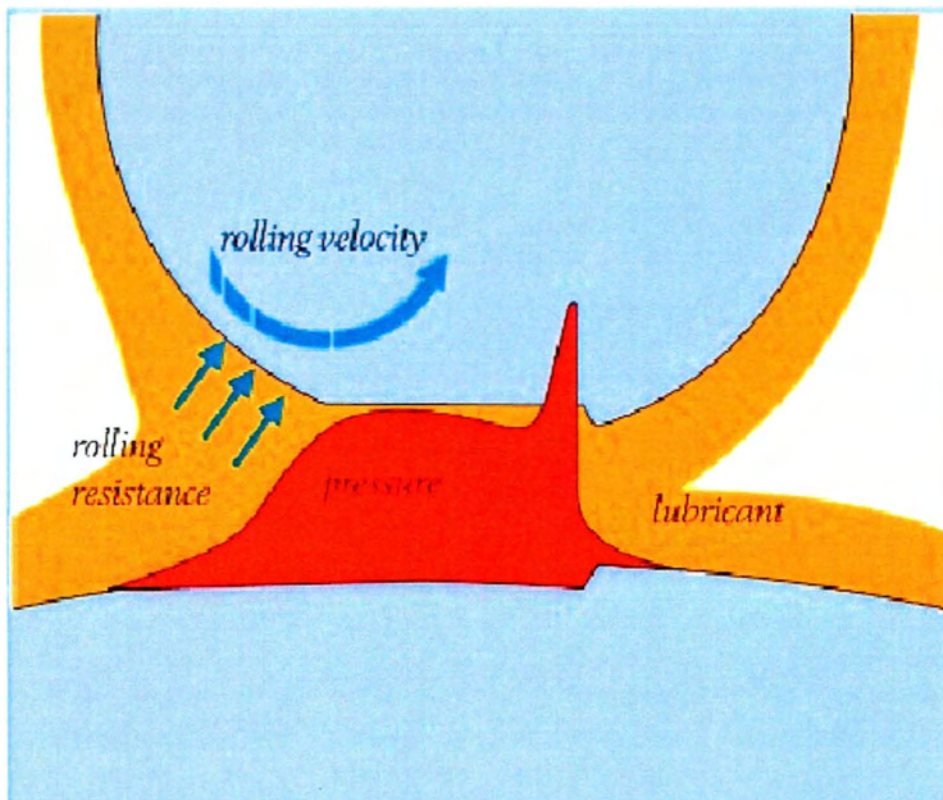
**Σχήμα 49.3:** Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκεντροφόρων μεταβλητού χρονισμού, αγωγών εισαγωγής – εξαγωγής και κυλίνδρου-εμβόλου.



**Σχήμα 50.3:** Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκεντροφόρων μεταβλητού χρονισμού, αγωγών εισαγωγής – εξαγωγής και κυλίνδρου-εμβόλου.

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

## ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ ΜΕ ΕΠΙΠΕΔΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ





## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ ΜΕ ΕΠΙΠΕΔΟ ΑΚΟΛΟΥΘΟ

### 4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία κρίθηκε σκόπιμο εκτός από τη μελέτη της γεωμετρίας των εκκέντρων με σκοπό τη βελτίωση συμπεριφοράς συγκεκριμένου κινητήρα Renault μεσαίου κυβισμού, να παρουσιαστούν συγχρόνως συγκριτικά στοιχεία των εκκέντρων με βάση τις συνθήκες φόρτισης – λίπανσης στη διεπιφάνειά τους (περιοχή επαφής εκκέντρου-ακολουθού).

Μέσα στα πλαίσια σχεδιασμού Μ.Ε.Κ. ελαχίστων απωλειών (ελαχίστων τριβών) γενικά γίνεται διαχωρισμός ως προς τη λίπανση των διαφόρων υποσυστημάτων του συναρμολογημένου συνόλου. Τα βασικότερα υποσυστήματα αυτά σχετίζονται:

Α) Με τον στροφαλοφόρο άξονα, τα έδρανά του καθώς και την περιοχή συνεργασίας του με κάθε διωστήρα.

Β) Με το σύστημα εμβόλου – δακτυλίων – κυλίνδρου.

Γ) Με το σύστημα εκκεντροφόρου άξονα – ωστηρίων – βαλβίδων.

Ως προς το είδος της λίπανσης για κάθε υποσύστημα αντιστοιχεί:

- 1) Υδροδυναμική λίπανση κατά κύριο λόγο.
- 2) Μεικτή λίπανση λόγω παλινδρόμησης
- 3) Ελαστοϋδροδυναμική λίπανση λόγω χαμηλών ταχυτήτων ολίσθησης, υψηλών πιέσεων επαφής και γενικά μικρή τιμή ιξώδους λιπαντικού.

Είναι γενικώς αποδεκτό το γεγονός ότι στην περιοχή επαφής εκκέντρου – ακολουθού (ή ακόμη στις περιοχές επαφής εκκέντρου – ωστηρίου) η λίπανση ακολουθεί την ελαστοϋδροδυναμική ΕΥΔ (elastohydrodynamic EHD) θεωρία. Η θεωρία αυτή ερμηνεύει στην συγκεκριμένη περίπτωση τη λειτουργία εκκέντρου ακολουθού, η παρουσία της δε ευνοείται από τις υψηλές τιμές της πίεσης επαφής (θεωρία Hertz), τις σχετικά χαμηλές τιμές της ταχύτητας ολίσθησης μεταξύ εκκέντρου ακολουθού και την αισθητά χαμηλή τιμή του ιξώδους του λιπαντικού το οποίο θα μπορούσε να θεωρηθεί ακατάλληλο για τη λίπανση του εκκεντροφόρου. Στο σημείο αυτό ας αναφερθεί πλήθος μελετών στο χώρο της αυτοκινητοβιομηχανίας που έχουν στόχο το σχεδιασμό κινητήρων ελαχίστων μηχανικών απωλειών (ελαχίστων τριβών) για τη λίπανση των οποίων βασική ιδέα αλλά ανεφάρμοστη μέχρι σήμερα είναι η ανεξαρτητοποίηση των περιοχών λίπανσης του κινητήρα με χρήση διαφορετικού βελτιστοποιημένου λιπαντικού.

Επειδή όμως για το υποσύστημα εκκέντρου – ακολουθού που ενδιαφέρει στην παρούσα διπλωματική εργασία η ελαστοϋδροδυναμική λίπανση για να αναλυθεί λεπτομερώς απαιτεί θεωρητική προσομοίωση σε βάθος που θεωρήθηκε ότι ξεπερνά τα όρια της παρούσας διπλωματικής γίνεται χρήση μόνο του ημιεμπειρικού απλουστευτικού τύπου Dowson – Higginson για επιφάνεια χωρίς τραχύτητα και μόνο για τον υπολογισμό της τιμής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης το οποίο συνδέεται άμεσα με τη φθορά και εμμέσως με την τριβή η οποία όμως δεν προσδιορίζεται κατά τη φάση των υπολογισμών. Σημειώνεται όπως είναι γνωστό ότι μια λεπτομερής αντιμετώπιση της ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης θα μπορούσε να βασιστεί στη γενικευμένη θεωρία των Patir – Cheng που προτείνουν μια νέα μορφή της εξίσωσης Reynolds για τραχείς επιφάνειες. Βέβαια

για την ελαστοϋδροδυναμική λίπανση πρέπει η υδροδυναμική πίεση που υπολογίζεται από την εξίσωση Reynolds να χρησιμοποιηθεί σαν δεδομένο σε μοντέλο ελαστικής παραμόρφωσης των σωμάτων που βρίσκονται σε επαφή (έκκεντρο – ακόλουθος) ώστε να βρεθεί η ισορροπία του συστήματος μετά την παραμόρφωση των σωμάτων.

Σύμφωνα με τα παραπάνω για τη παρούσα διπλωματική εργασία αποφασίστηκε τα κριτήρια τα οποία ελήφθησαν υπόψη να είναι :

A) Η τιμή της πίεσης του Hertz για κάθε έκκεντρο.

B) Η ελάχιστη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης υπολογισμένη με τον εμπειρικό τύπο του Dawson – Higginson.

Συνεπώς κριτήριο συσχετισμένο με το συντελεστή τριβής μεταξύ εκκέντρου – ακολούθου δεν προσδιορίστηκε στη συγκεκριμένη εργασία, παρόλα αυτά όμως ο συνδυασμός των δύο προαναφερθέντων μεγεθών οδηγεί σε αξιολόγηση των τεχνικών λύσεων που επελέγησαν και σε ταξινόμησή τους σε μεγάλο βαθμό βεβαιότητας.

Στη συνέχεια αναφέρουμε στοιχεία από την υδροδυναμική θεωρία λίπανσης.

## 4.2 ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΑ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΚΚΕΝΤΡΟΥ – ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ.

### ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Η εξίσωση του Reynolds που με τον δυναμικό της όρο δίνεται στη συνέχεια:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

σε περίπτωση τραχειών επιφανειών γράφεται ως εξής:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \Phi_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Phi_y h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + 6(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{\rho o} \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

Όπου  $u_i$  με  $i = 1, 2$  οι ταχύτητες των 2 επιφανειών σ' επαφή:

P: η μέση τοπική πίεση

$\Phi_x, \Phi_y, \Phi_s$  : συντελεστές ροής που εξαρτώνται από τον προσανατολισμό της τραχύτητας τις τυπικές αποκλίσεις των κατανομών της και της τοπικής τιμής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

$\eta$ : δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες [Pas]

Οι δύο πρώτοι όροι της προηγούμενης έκφρασης προέρχονται από τους όρους που ακολουθούν, όπου η τιμή  $h_T$  αντικαθίσταται από τη διορθωμένη τιμή του τοπικού πάχους λιπαντικής μεμβράνης  $h$  λαμβανομένου υπόψη του συντελεστή ροής,  $\Phi_x, \Phi_y$ :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h_T^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h_T^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)$$

Ο συντελεστής  $\Phi_x$  υπολογίζεται ως εξής:

$$\Phi_x = \frac{1}{Ly} \frac{\int_0^{Ly} \left( \frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy}{\left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right)} \quad \text{όπου: } \frac{\bar{\partial p}}{\partial x} = \frac{p_B - p_A}{Lx}$$

Σύμφωνα με τη θεωρία Patir-Cheng οι τιμές των συντελεστών αυτών που εξάγονται κατόπιν μαθηματικής προσομοίωσης τραχειών και ανισότροπων επιφανειών προσεγγίζονται ως εξής:

$$\Phi_x(H, \gamma) = \begin{cases} 1 - ce^{-rH}, & \gamma \leq 1 \\ 1 + cH^{-r}, & \gamma > 1 \end{cases} \quad \Phi_y(H, \gamma) = \Phi_x\left(H, \frac{1}{\gamma}\right)$$

Όπου:  $H = \frac{h}{\sigma}$  και  $\gamma = \frac{\lambda_{0,5x}}{\lambda_{0,5y}}$ ,  $\gamma$ : ο δείκτης ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας που χαρακτηρίζεται από τον λόγο των μηκών κύματος  $\lambda_{0,5x}$  και  $\lambda_{0,5y}$ , οι τιμές των οποίων ισοδυναμούν με το μήκος κύματος  $\lambda$  στο οποίο η αρχική τιμή της συνάρτησης αυτοσυσχέτισης της τραχύτητας πέφτει στο ήμισυ της αρχικής τιμής της.

Οι κατευθύνσεις  $x$ ,  $y$  ισοδυναμούν αντίστοιχα στην διαμήκη και την περιφερειακή κατεύθυνση. Η συνάρτηση αυτή δίνεται από τον τύπο:

$$R_{xx}(\lambda) = \frac{1}{N - \lambda} \sum_{i=1}^{N-\lambda} X(l_i) X(l_i + \lambda)$$

Όπου:  $N$ : Ο αριθμός των σημείων τη κατατομής της επιφάνειας.

$\lambda$ : Η απόσταση μεταξύ δύο τεταγμένων ( $R_{xx}(0) = \sigma_x^2$ ).

Αν  $h$  η τοπική τιμή της λιπαντικής μεμβράνης  $\bar{h}_T$  ορίζεται σαν:

$$\bar{h}_T = \int_{-h}^{\infty} (h - \delta) f_{\rho 0}(\delta) d\delta$$

Για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds γίνεται χρήση των Συνοριακών Συνθηκών που είναι γνωστές ως Half Sommerfeld, αγνοούμε λοιπόν το πεδίο των πιέσεων της αποκλίνουσας περιοχής στην οποία οι τιμές των πιέσεων σύμφωνα με το Reynolds είναι αρνητικές.

Όταν οι επιφάνειες μπορούν να θεωρηθούν λείες τότε  $\Phi_x=1$  και  $\Phi_y=1$  και επειδή  $\sigma_{\rho 0}=0$  και το  $h_T = h$  και  $(u_1 - u_2) = u$  σχετική ταχύτητα. Έτσι η εξίσωση παίρνει την εξής μορφή:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

Τελικά ο ημιεμπειρικός τύπος Dowson – Higginson για το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και του Hertz για την πίεση που ασκείται μεταξύ ωστηρίου- εκκέντρου που χρησιμοποιούνται είναι οι:

$$\text{Dowson – Higginson : } \frac{h_{\min}}{R} = 0.988 \left( \frac{\eta U}{ER} \right)^{0.7} (aE)^{0.6} \left( \frac{ER}{W} \right)^{0.13}$$

Όπου:  $\eta$  : το δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες του λιπαντικού (Pa· sec)

$R$  : η ακτίνα καμπυλότητας στο σημείο επαφής εκκέντρου - ακολούθου (m)

$h_{\min}$  : πάχος λιπαντικής μεμβράνης στο σημείο επαφής (m)

$U$  : ταχύτητα ολίσθησης (m/sec)

$W$  : φορτίο (N)

$L$  : μήκος επαφής (m)

$E$  : μέτρο ελαστικότητας (N/m<sup>2</sup>)

$a$  : συντελεστής ιξώδους – πίεσης (1/Pa)

$$\text{Τύπος πίεσης Hertz : } P = \sqrt{\frac{FE}{2RL}}$$

$F$  : φορτίο που ασκείται από το ωστήριο (N)

$E$  : μέτρο ελαστικότητας (N/m<sup>2</sup>)

$R$  : ακτίνα καμπυλότητας στο σημείο επαφής εκκέντρου – ακολούθου (m)

$L$  : μήκος επαφής (m)

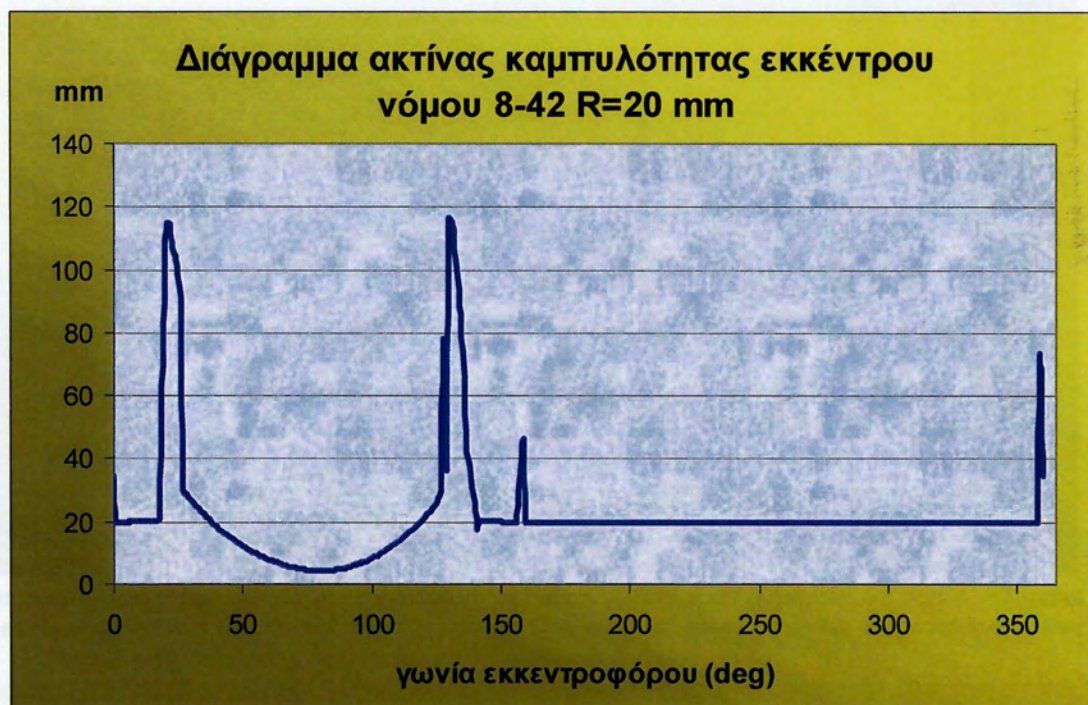
### 4.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Στη συνέχεια ακολουθούν τα διαγράμματα που οδηγούν στη διαμόρφωση των τελικών συμπερασμάτων. (έχουν κατηγοριοποιηθεί για κάθε ένα νόμο ξεχωριστά)

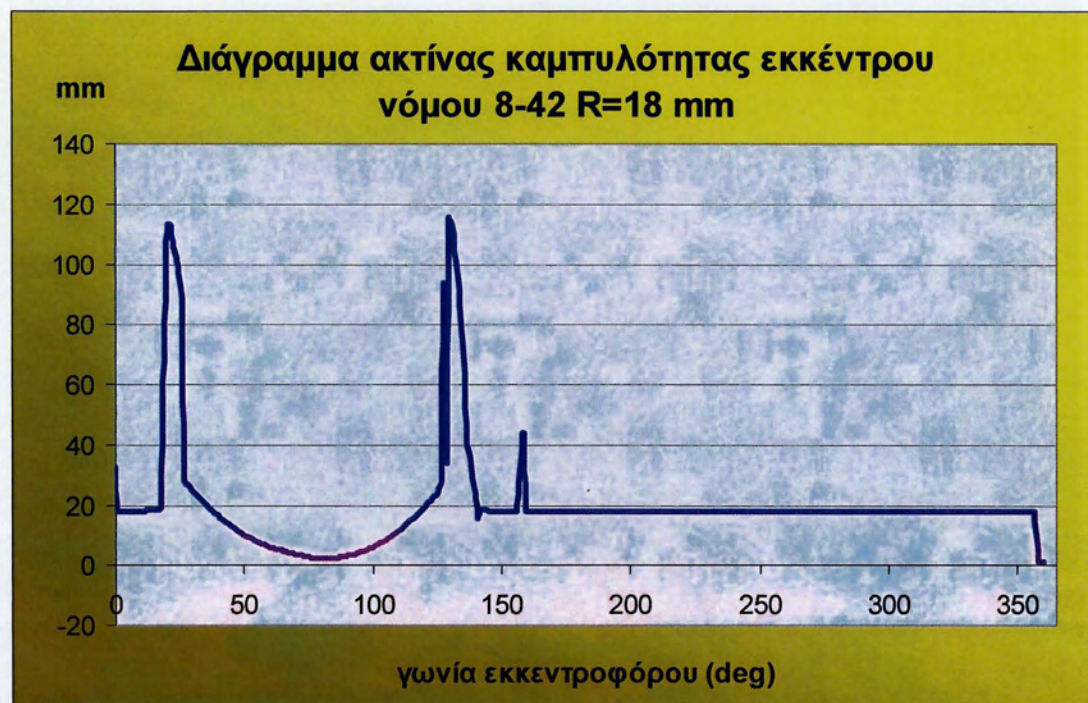
Σχολιάζοντας τα διαγράμματα των ακτίνων καμπυλότητας συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου προκύπτουν τα παρακάτω συμπεράσματα. Σε όλους τους νόμους παρατηρείται το φαινόμενο τα διαγράμματα αυτά να παρουσιάζουν ομοιότητες με τα διαγράμματα των επιταχύνσεων που έχουν αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο. Στις γραμμικές περιοχές δηλαδή οι τιμές της ακτίνας καμπυλότητας παρουσιάζουν σταθερή τιμή ενώ αντίθετα στις περιοχές όπου ενώνονται οι γραμμικές περιοχές με τα παραβολικά τμήματα τα διαγράμματα παρουσιάζουν απότομες μεταβολές με ταυτόχρονα μεγάλη αύξηση των τιμών. Ξεκινώντας από μια αρχική ακτίνα του εκκέντρου ίση με 20mm και σταδιακά μειώνοντάς την μέχρι τα 14mm βλέπουμε ότι η μορφή του διαγράμματος παρουσιάζει ανομοιομορφίες (με τη μείωση της ακτίνας) με αντίστοιχα πολύ μεγάλη αύξηση των τιμών. Αυτό δείχνει ότι τα έκκεντρα δεν μπορούν να κατασκευαστούν και να είναι λειτουργικά κάτω από μία κρίσιμη τιμή της αρχικής



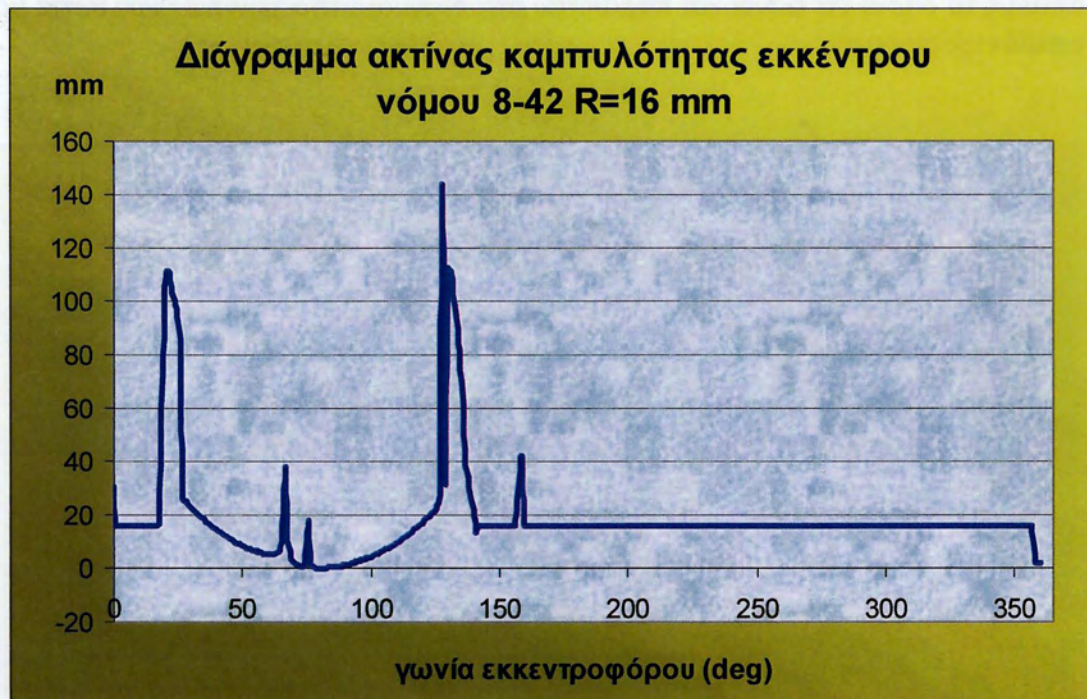
ακτίνας το οποίο θα φανεί και παρακάτω στα διαγράμματα των πιέσεων Hertz που ασκούνται σε αυτά.



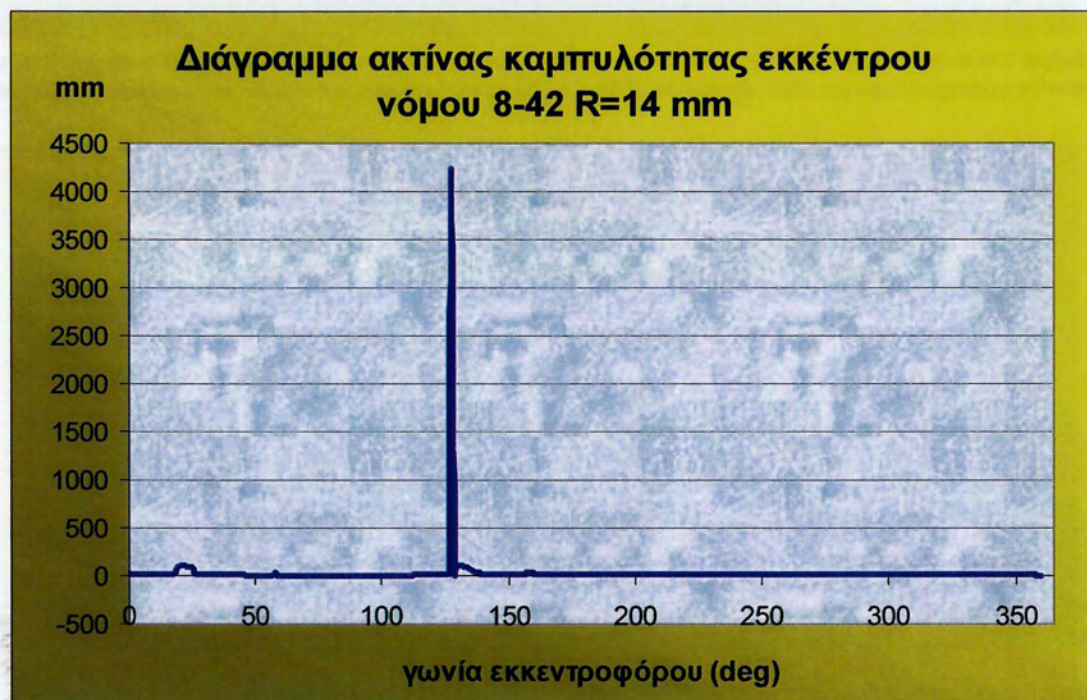
**Σχήμα 1.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



**Σχήμα 2.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.



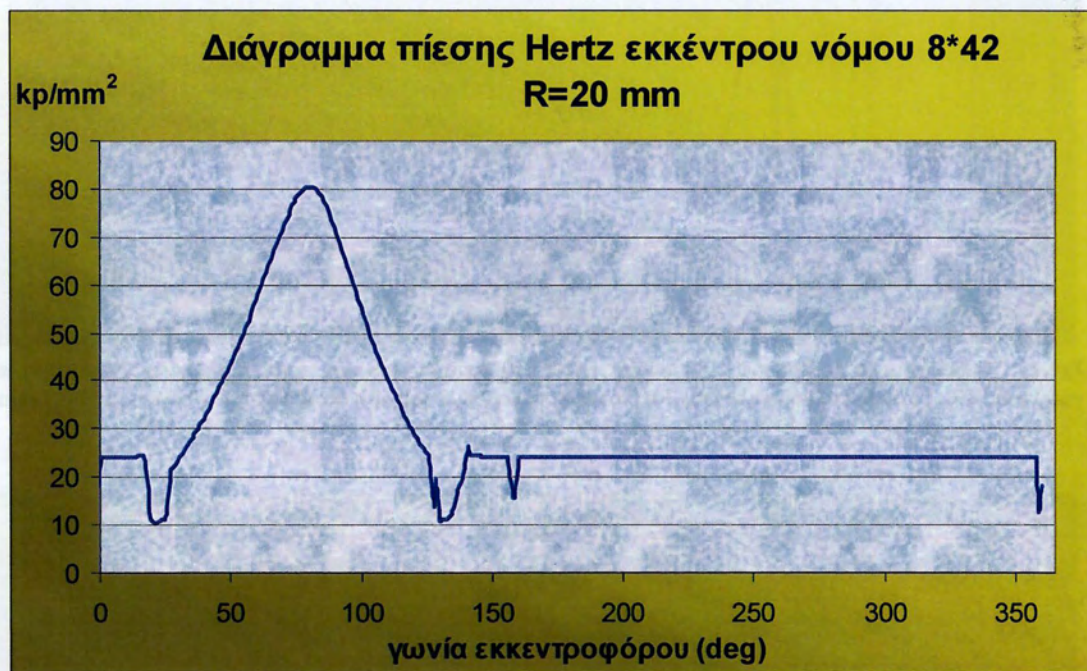
**Σχήμα 3.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συνάρτησε της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm.



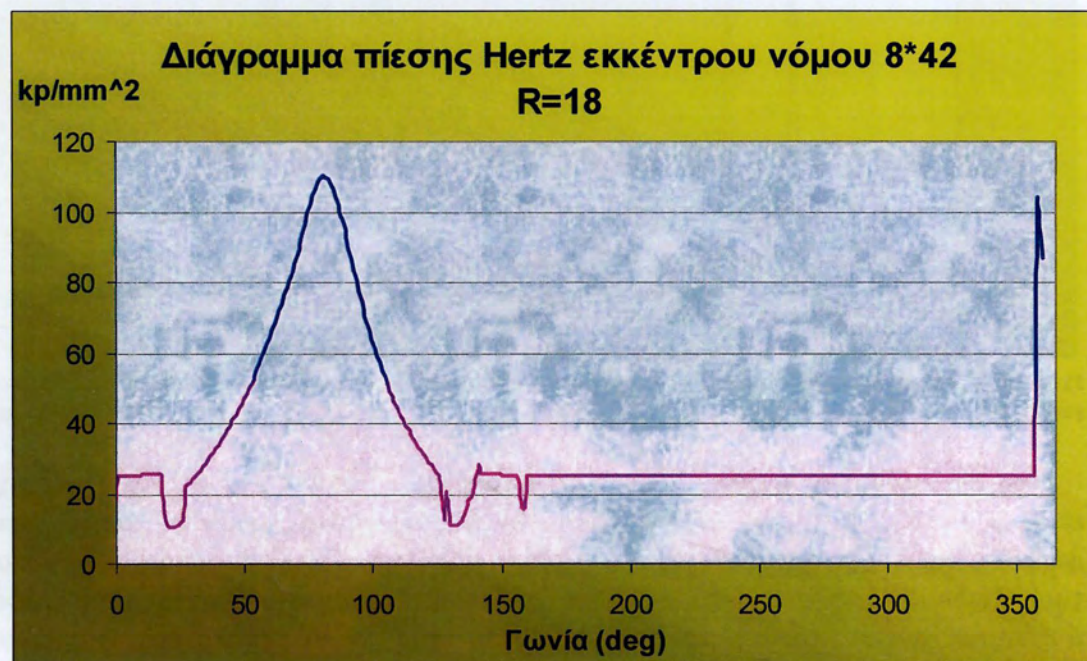
**Σχήμα 4.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συνάρτησε της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=14mm.

Κατόπιν κατασκευάζοντας τα διαγράμματα πιέσεων Hertz συνάρτησε της γωνίας εκκεντροφόρου παρατηρείται ότι για επιλεγμένη αρχική ακτίνα 20mm αυτά παρουσιάζουν μειωμένες τιμές στις αντίστοιχες περιοχές όπου οι ακτίνες καμπυλότητας είχαν τις μέγιστες τιμές τους (περιοχές μεταξύ γραμμικού και παραβολικού τμήματος). Κατά αναλογία η τιμή της πίεσης Hertz πιάνει την μέγιστη τιμή της εκεί όπου η ακτίνα καμπυλότητας έχει την ελάχιστη. Η τιμή αυτή βρίσκεται

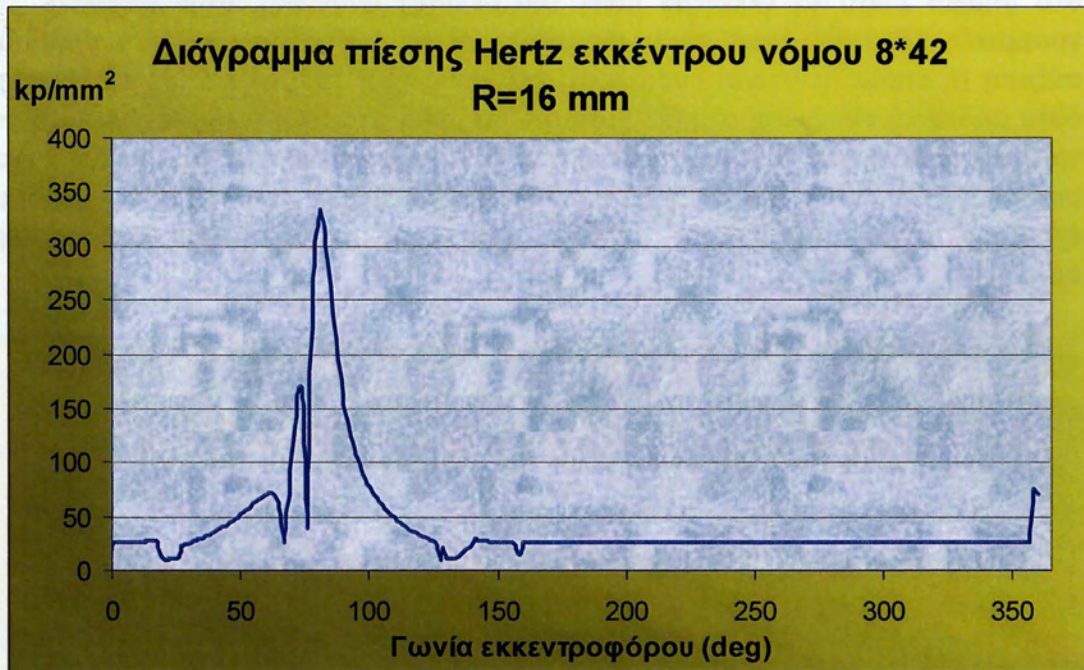
στο σημείο όπου το έκκεντρο δίνει την μέγιστη ανύψωση στην βαλβίδα. Στις γραμμικές περιοχές όπως είναι αναμενόμενο οι τιμές παρουσιάζουν γραμμική αύξηση (η οποία δεν είναι ευδιάκριτη στο γράφημα) ενώ εκεί όπου το έκκεντρο δίνει μηδενική ανύψωση στη βαλβίδα η πίεση έχει σταθερή τιμή. Παρουσιάζοντας τα διαγράμματα για αρχικές ακτίνες από 20mm έως 14mm βλέπουμε ότι καθώς μειώνεται η ακτίνα η πίεση παίρνει σταδιακά υπερβολικά μεγάλες τιμές που όπως έχουμε αναφέρει σημαίνει ότι η ακτίνα κατασκευής εκκέντρου έχει ένα κατώτερο όριο.



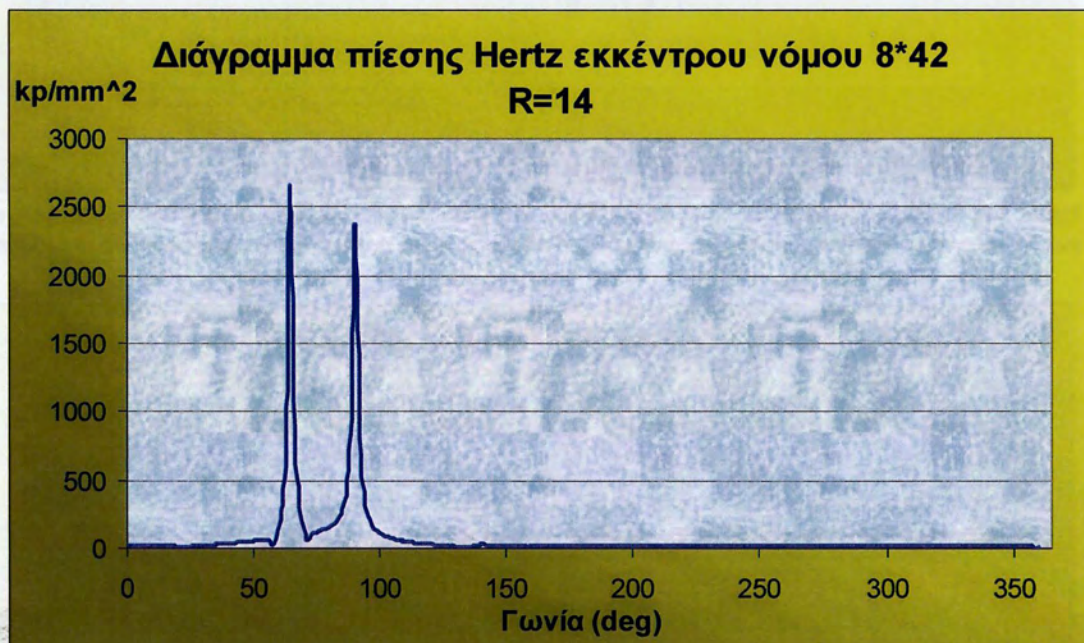
Σχήμα 5.4: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



Σχήμα 6.4: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.

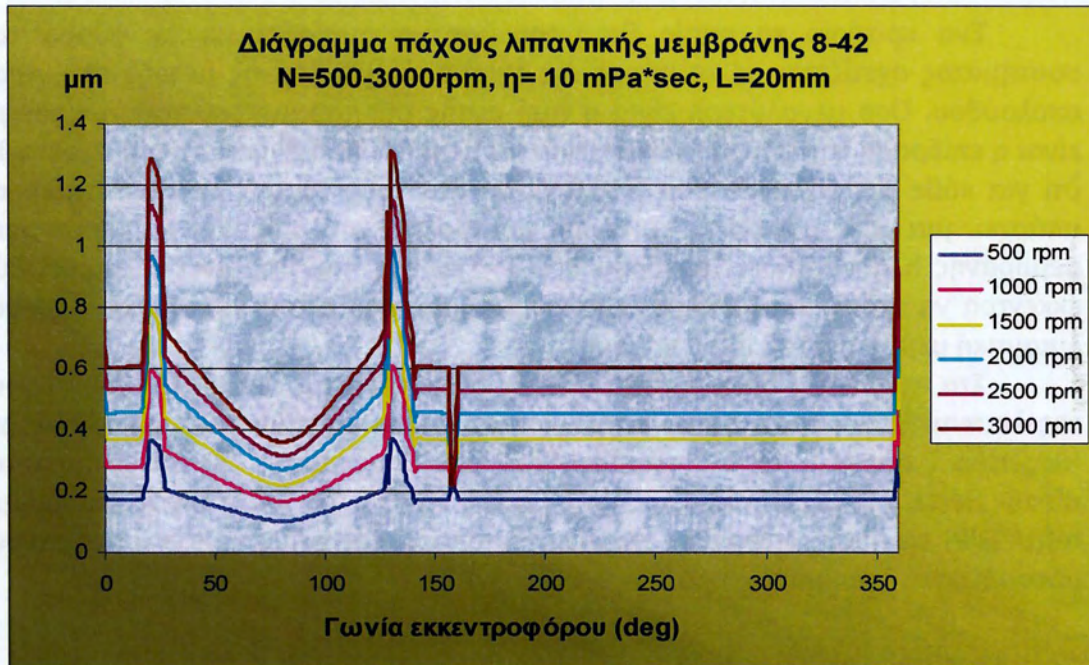


**Σχήμα 7.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου  $R=16\text{mm}$ .



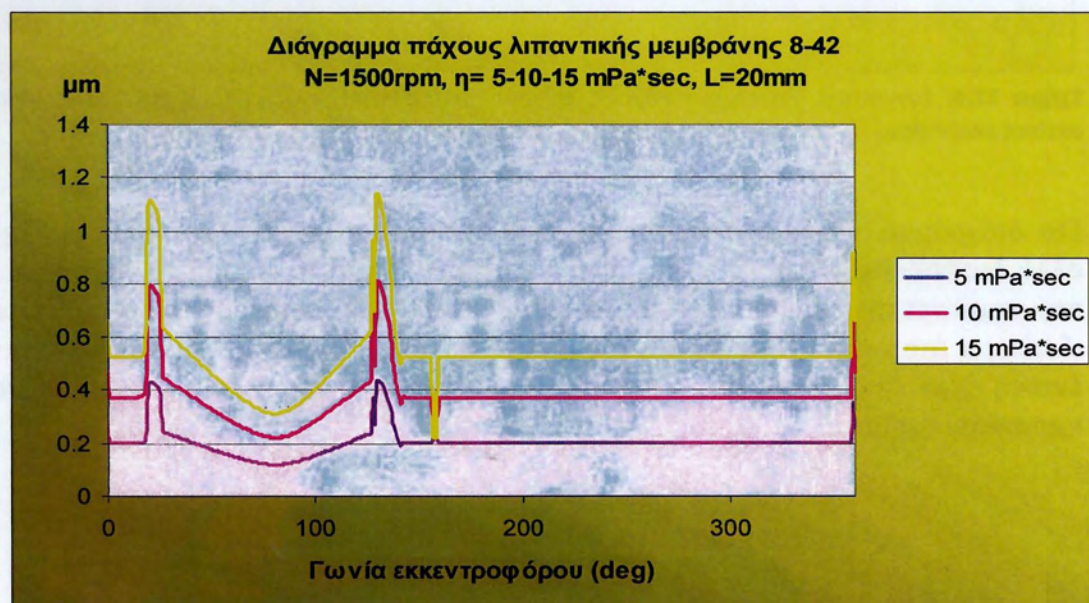
**Σχήμα 8.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου  $R=14\text{mm}$ .

Στη συνέχεια παρουσιάζουμε το διάγραμμα πάχους λαδιού στην περιοχή επαφής μεταξύ ωστηρίου – εκκέντρου συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου. Αυτό φαίνεται για εύρος στροφών εκκεντροφόρου από 500 – 3000rpm αλλά σε σταθερή τιμή ιξώδους λιπαντικού και συμπεραίνουμε ότι καθώς αυξάνονται οι στροφές αυξάνεται αντίστοιχα και το πάχος λαδιού άρα έχουμε καλύτερες συνθήκες λίπανσης που είναι και το απαιτούμενο.



**Σχήμα 9.4:** Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 8-42 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για εύρος στροφών εκκεντροφόρου  $N=500-3000\text{rpm}$ , ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10\text{mPa}\cdot\text{sec}$  και μήκος επαφής εκκέντρου-ακολουθού  $L=20\text{mm}$ .

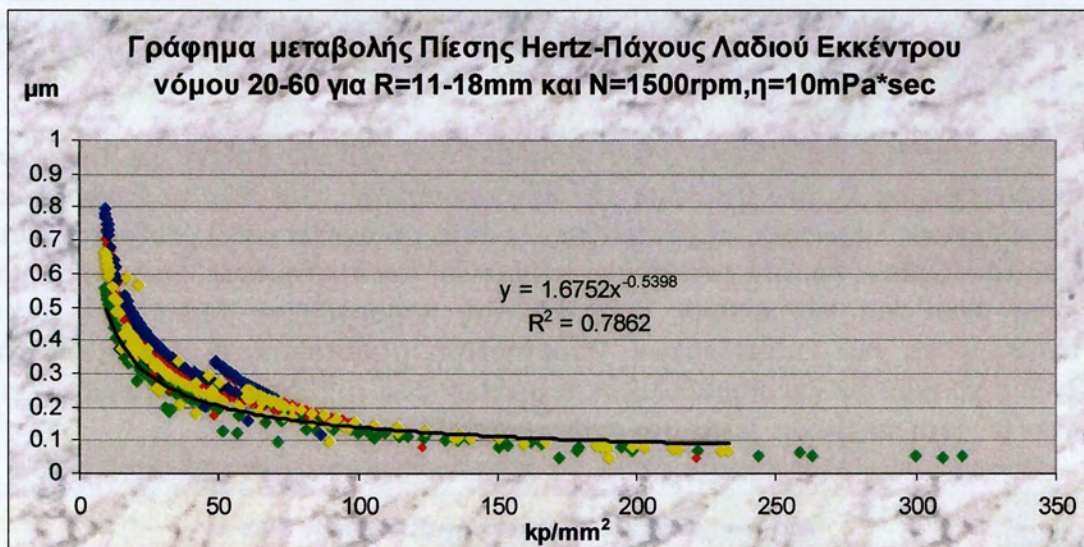
Επιπλέον συγκρίνοντας την μεταβολή του πάχους λαδιού με την γωνία εκκεντροφόρου σε συγκεκριμένες στροφές περιστροφής του αλλά με διαφορετικές τιμές ιξώδους λιπαντικού παρατηρούμε ότι αυτό αυξάνεται καθώς αυξάνεται και η τιμή του ιξώδους πράγμα ευνοϊκό για τη λίπανση του συστήματος. Τα διαγράμματα αυτά όπως και της ακτίνας καμπυλότητας παρουσιάζουν ομοιότητες με τα διαγράμματα των επιταχύνσεων. Παρατηρείται μεγιστοποίηση των τιμών στην ένωση γραμμικών και παραβολικών τμημάτων ενώ η ελάχιστη τιμή εμφανίζεται στην μέγιστη ανύψωση. (ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας)



**Σχήμα 10.4:** Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 8-42 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για  $N=1500\text{rpm}$  (στροφές εκκεντροφόρου) ιξώδους λιπαντικού  $\eta=5-10-15\text{mPa}\cdot\text{sec}$  και μήκος επαφής εκκέντρου-ακολουθού  $L=20\text{mm}$

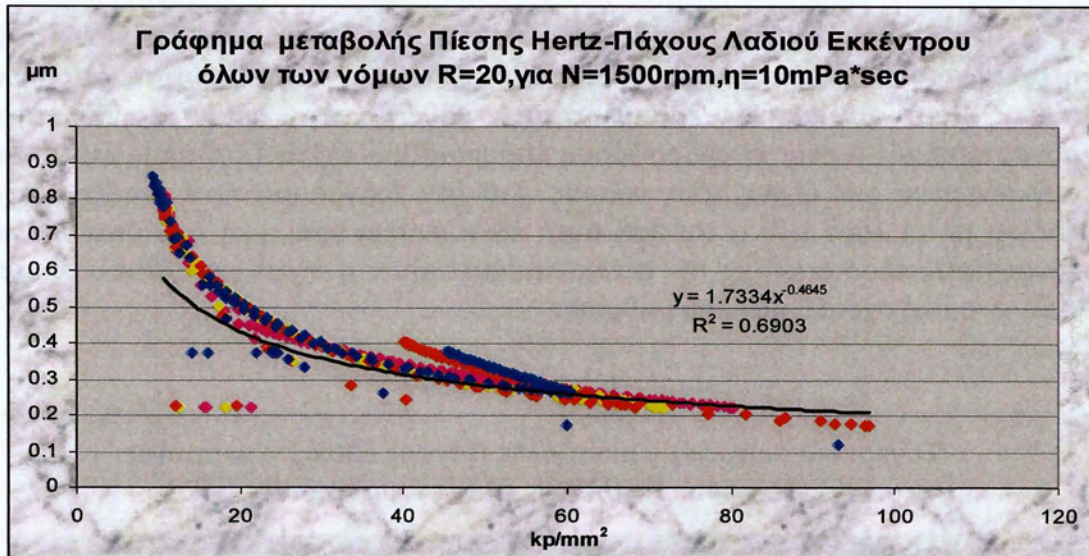
Ένα κριτήριο το οποίο θα μπορούσε να συνδεθεί με τη φθορά του συστήματος σχετίζεται με το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης μεταξύ εκκέντρου ακολούθου. Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή αυτής της παραμέτρου τόσο μικρότερη είναι η επίδραση της φθοράς. Αποδεικνύεται με βάση το διάγραμμα που ακολουθεί ότι για κάθε μορφή εκκέντρου (τουλάχιστον για τους νόμους που μελετήθηκαν) υπάρχει μια και μοναδική καμπύλη μεταβολής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης ή συναρτήσεως του όρου  $R*U/P$ . Γεγονός που σημαίνει ότι αρκεί δύο εκκεντρα να έχουν τοπικά ίδιες τιμές της παραμέτρου αυτής για να δημιουργούν λιπαντική μεμβράνη του ίδιου πάχους.

Στα παρακάτω διαγράμματα γίνεται απεικόνιση της μεταβολής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης που υπολογίστηκε με τον ημιεμπειρικό τύπο Dowson-Higginson. Δίνονται τα διαγράμματα του μεγέθους αυτού ( $h$ ) συναρτήσεως της πίεσης Hertz, της ταχύτητας ολίσθησης / πίεση Hertz ( $U/P$ ) και τέλος το διάγραμμα  $h-f(U*R/P)$  το οποίο εμφανίζει ελάχιστη διασπορά και χαρακτηρίζει κατά κανόνα μονοσήμαντα τη συμπεριφορά των εκκέντρων.

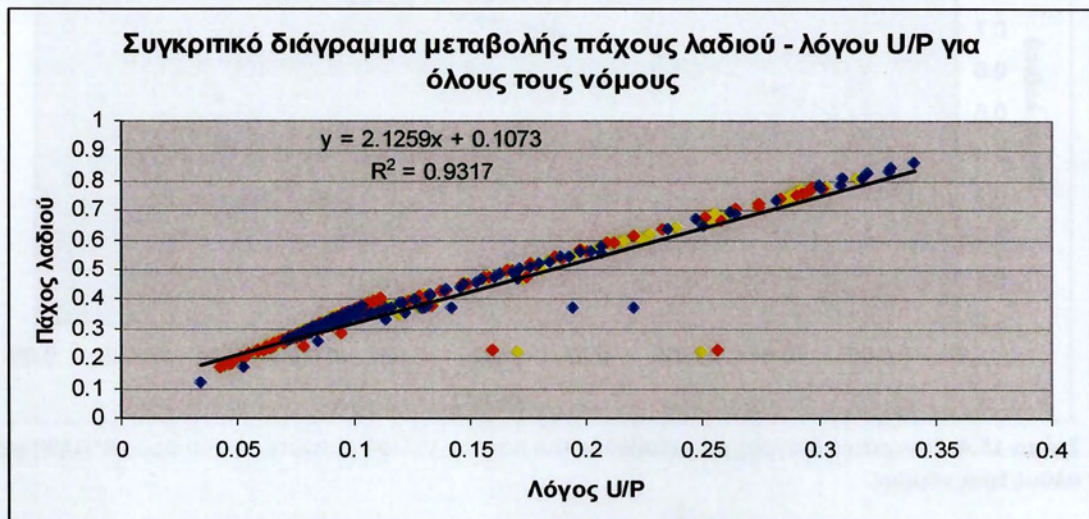


**Σχήμα 11.4:** Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λαδιού- πίεσης Hertz νόμου 20-60 για διαφορετικές ακτίνες εκκέντρου.

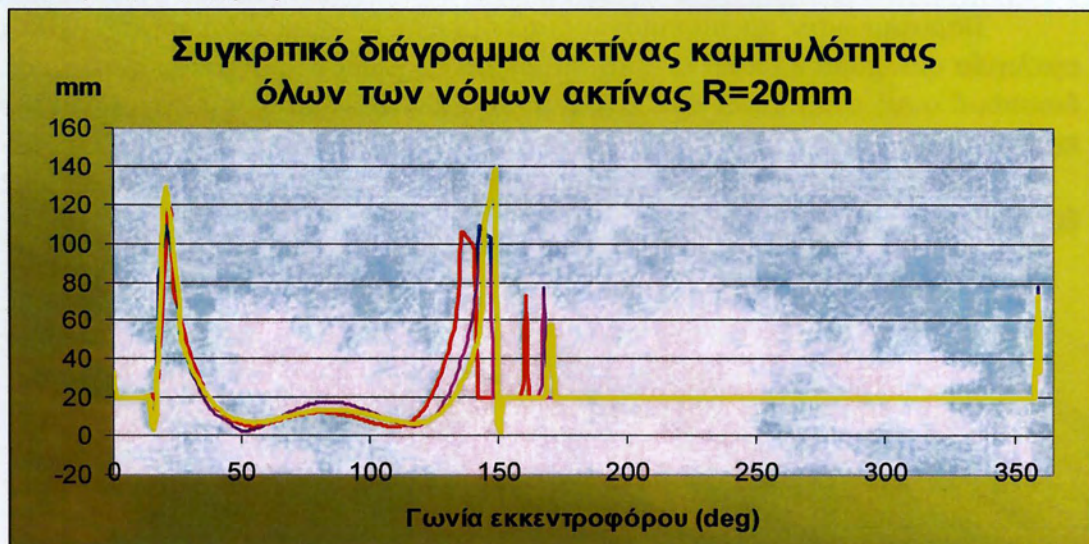
Στο διάγραμμα σύγκρισης πάχους λαδιού- πίεσης Hertz για συγκεκριμένο νόμο αλλά διαφορετικές ακτίνες εκκέντρου παρατηρείται μια διασπορά των καμπυλών που σημαίνει την επίδραση της ακτίνας στις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος ιδιαίτερα όταν αυτή παίρνει αρκετά μικρές τιμές. Αντιθέτως η ταύτιση είναι πιο έντονη όταν έχουμε συγκεκριμένη γεωμετρία των εκκέντρων όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα.



**Σχήμα 12.4:** Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λαδιού- πίεσης Hertz όλων των νόμων για σταθερή ακτίνα.

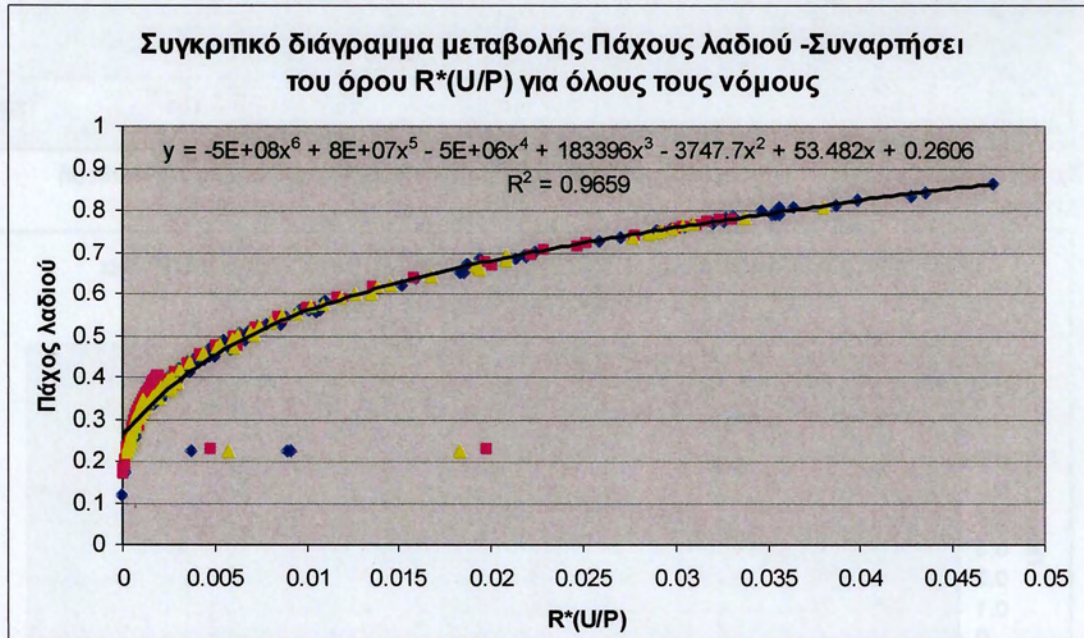


**Σχήμα 13.4:** Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής πάχους λαδιού συναρτήσει του λόγου U/P για όλους τους νόμους κίνησης βαλβίδων.



**Σχήμα 14.4:** Συγκριτικό διάγραμμα ακτίνων καμπυλότητας για όλους τους νόμους συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου

Στα παραπάνω διαγράμματα καθώς και σε αυτό που ακολουθεί φαίνεται ότι η σχέση του πάχους λαδιού συναρτήσει παραμέτρων όπως ταχύτητα ολίσθησης πίεσης Hertz και ακτίνας καμπυλότητας καθώς και η ακτίνα καμπυλότητας συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου παρουσιάζουν σχετική ταύτιση μεταξύ τους συγκρινόμενα για όλους τους νόμους. Στο μεν διάγραμμα που σχετίζει πάχος λαδιού με το λόγο  $U/P$  η ταύτιση αυτή είναι έντονα γραμμική ενώ όταν ο ίδιος λόγος πολλαπλασιαστεί με την ακτίνα καμπυλότητας η σχέση μεταξύ τους γίνεται πολυωνυμική σχετικά υψηλού βαθμού.



**Σχήμα 15.4:** Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής του πάχους λαδιού συναρτήσει του όρου  $R^*(U/P)$  για όλους τους νόμους.

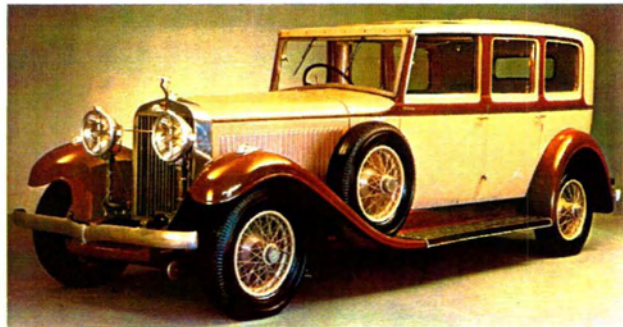
Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα βλέπουμε ότι υπάρχει μία μη αμελητέα διασπορά η οποία εντοπίζεται σε μεταβατικές περιοχές του εκκέντρου. Η διασπορά αυτή εντοπίζεται σε διάγραμμα  $h-U$  και αναλύεται λεπτομερέστατα στο παράρτημα 2.

Διαγράμματα τα οποία σχετίζονται με τους άλλους νόμους (10-50,15-55,20-60) δίνονται στο παράρτημα 2.



# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ



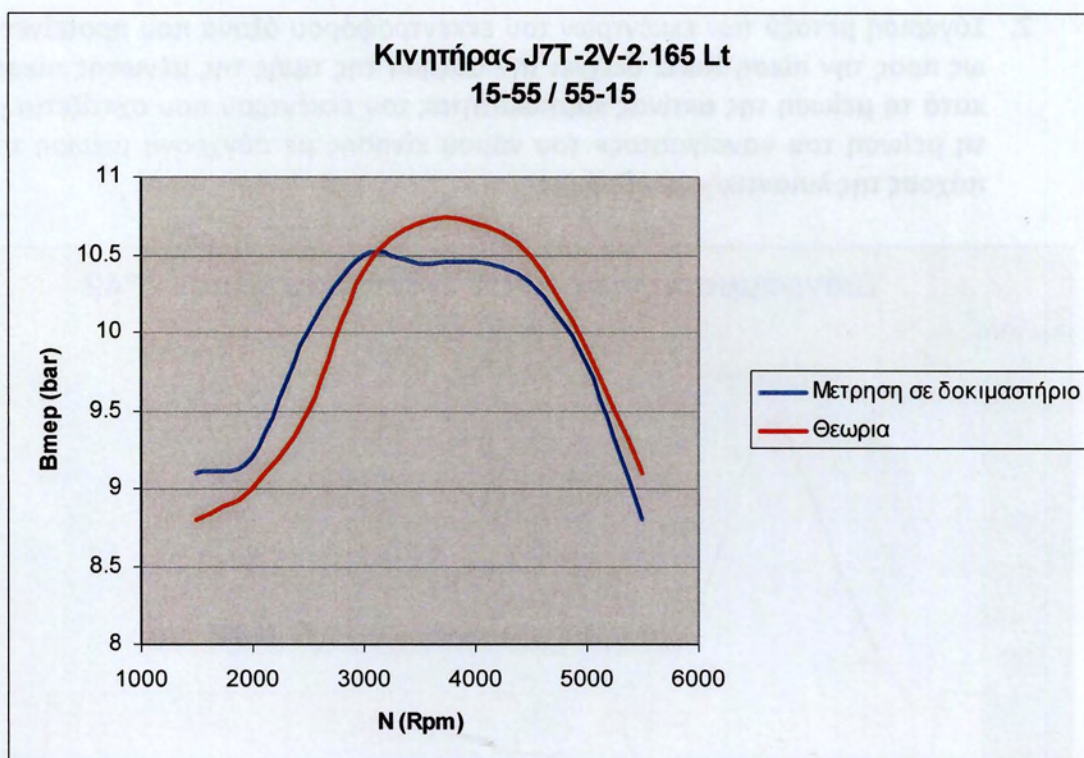


## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ

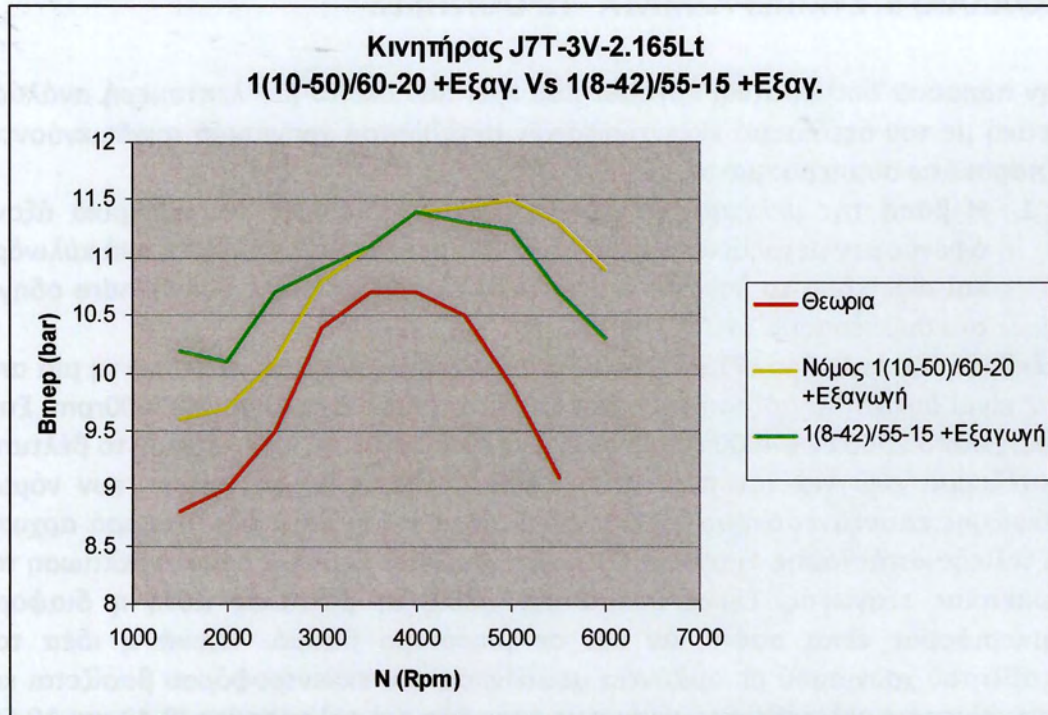
Στην παρούσα διπλωματική εργασία που έχει σαν σκοπό μια λεπτομερή ανάλυση σχετική με τον σχεδιασμό εκκεντροφόρων μεταβλητού χρονισμού αναδεικνύονται τα παρακάτω συμπεράσματα.

1. Η βάση της μελέτης των εκκεντροφόρων που είχε σαν κεντρικό άξονα αφενός μεν μετρήσεις του κινητήρα J7T σε τύπο με 2 βαλβίδες ανά κύλινδρο και αφετέρου το λογισμικό θεωρητικής προσομοίωσης Polycylindre οδηγεί στο συμπέρασμα ότι:

Σε έκδοση του κινητήρα J7T με 2 βαλβίδες εισαγωγής μόνο με ανενεργό τη μία από τις 2 είναι δυνατή η αύξηση της ισχύος του σε χαμηλές στροφές  $N < 2500 \text{rpm}$ . Στην περιοχή από 2500 έως 4000 rpm 2 βαλβίδες εισαγωγής ανοιχτές δίνουν το βέλτιστο αποτέλεσμα ενώ για την περιοχή υψηλών στροφών το «άνοιγμα» των νόμων ανύψωσης επαυξάνει ακόμα περισσότερο ως προς την ισχύ την διαφορά αρχικής και τελικής κατάστασης. Η τελική βελτίωση οφείλεται βεβαίως και στη βελτίωση της γεωμετρίας εξαγωγής. Όμως ακόμα και χωρίς τη βελτίωση αυτή η διαφορά συμπεριφοράς είναι σαφής αν και σε μικρότερο βαθμό. Τελικά η ιδέα του μεταβλητού χρονισμού με οριζόντια μετακίνηση του εκκεντροφόρου βασίζεται και στους τέσσερις μελετηθέντες νόμους με τους δύο πιο «κλειστούς» (8-42 και 10-50) στην εισαγωγή και τους δύο πιο «ανοιχτούς» (55-15 και 60-20) στην εξαγωγή.

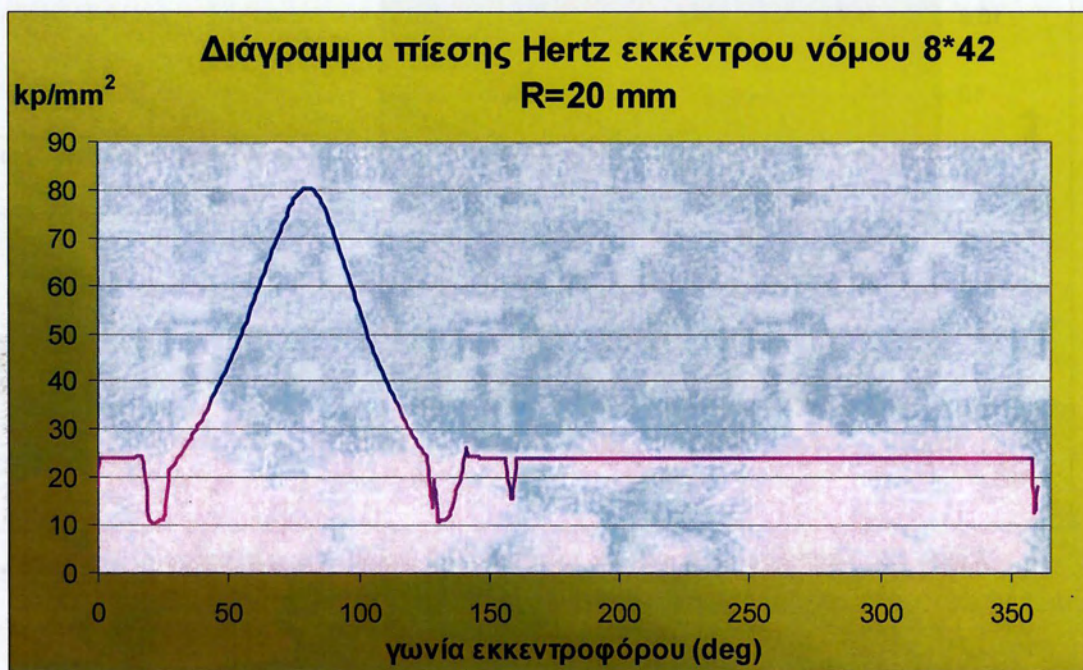


Σχήμα 1.5: Καμπύλες αναφοράς για κινητήρα J7T 2 βαλβίδες ανά κύλινδρο

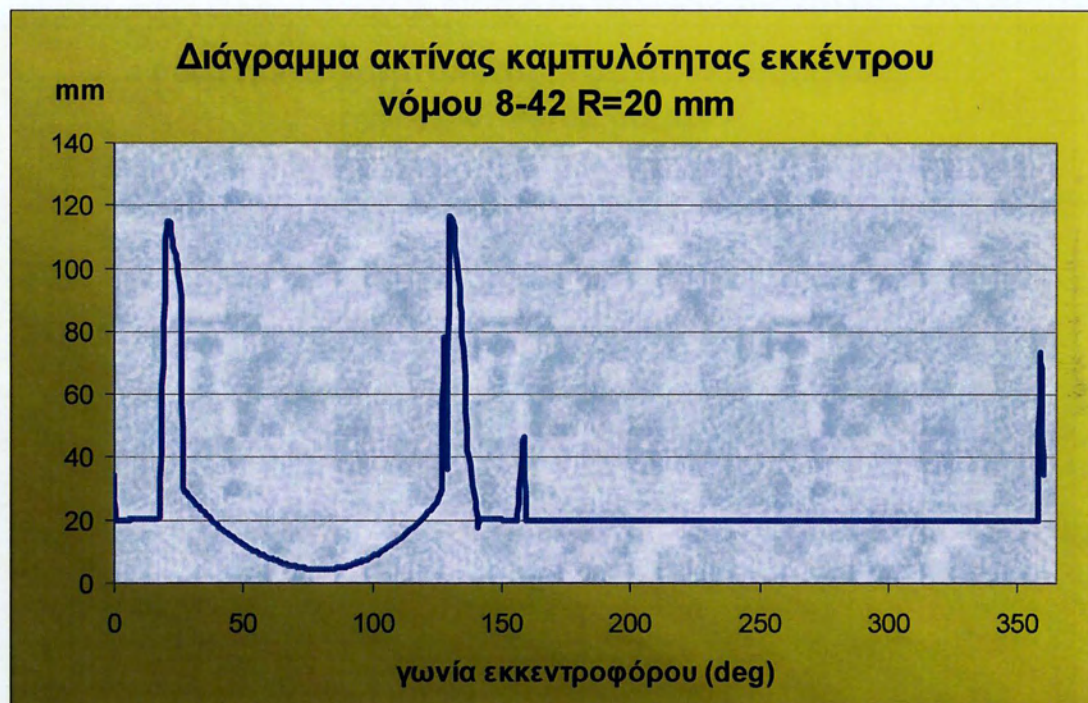


**Σχήμα 2.5:** Σύγκριση συνδυασμών  $(1/2)(8-42) \rightarrow 2(8-42)/55-15$  και  $(1/2)(10-50) \rightarrow 2(10-50)/60-20$  με βελτιωμένους αγωγούς εξαγωγής

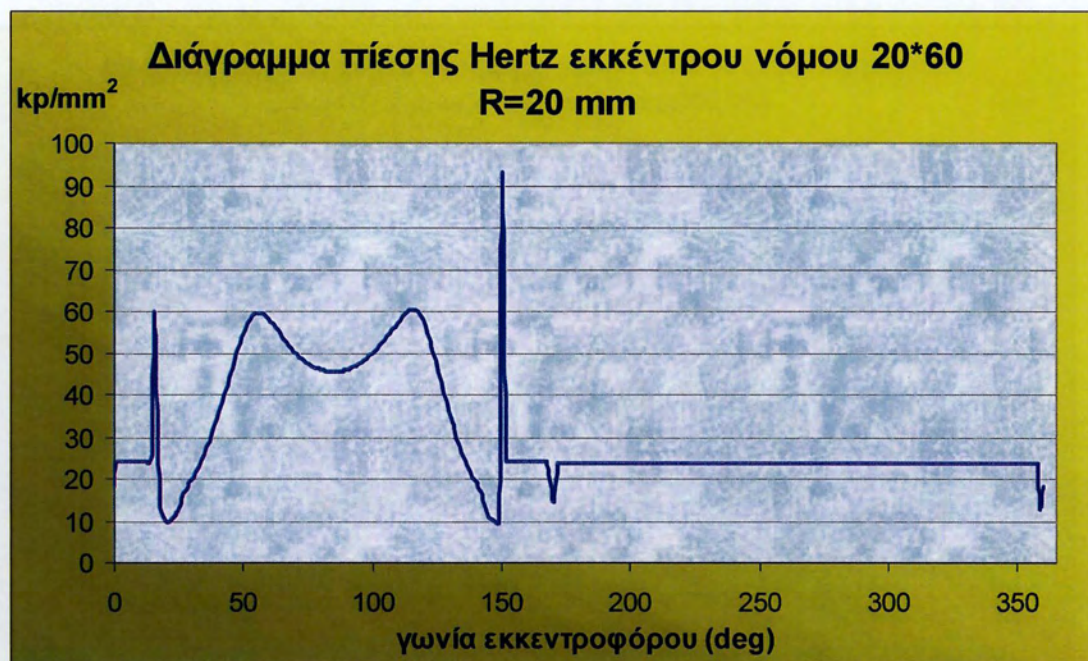
2. Σύγκριση μεταξύ των εκκέντρων του εκκεντροφόρου άξονα που προτείνεται ως προς την πίεση Hertz δείχνει την αύξηση της τιμής της μέγιστης πίεσης κατά τη μείωση της ακτίνας καμπυλότητας του εκκέντρου που σχετίζεται με τη μείωση του «ανοίγματος» του νόμου κίνησης με σύγχρονη μείωση του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.



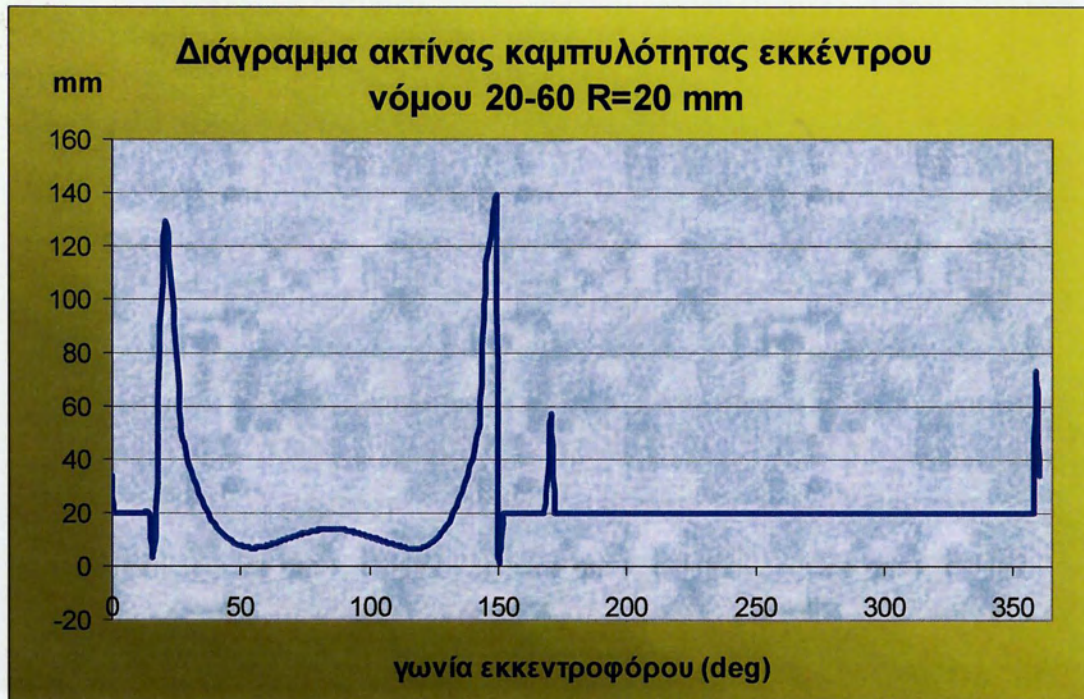
**Σχήμα 3.5:** Διάγραμμα μεταβολής πίεσης του Hertz συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για «κλειστό» νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και σχετικά αυξημένη τιμή της αρχικής διαμέτρου του εκκέντρου



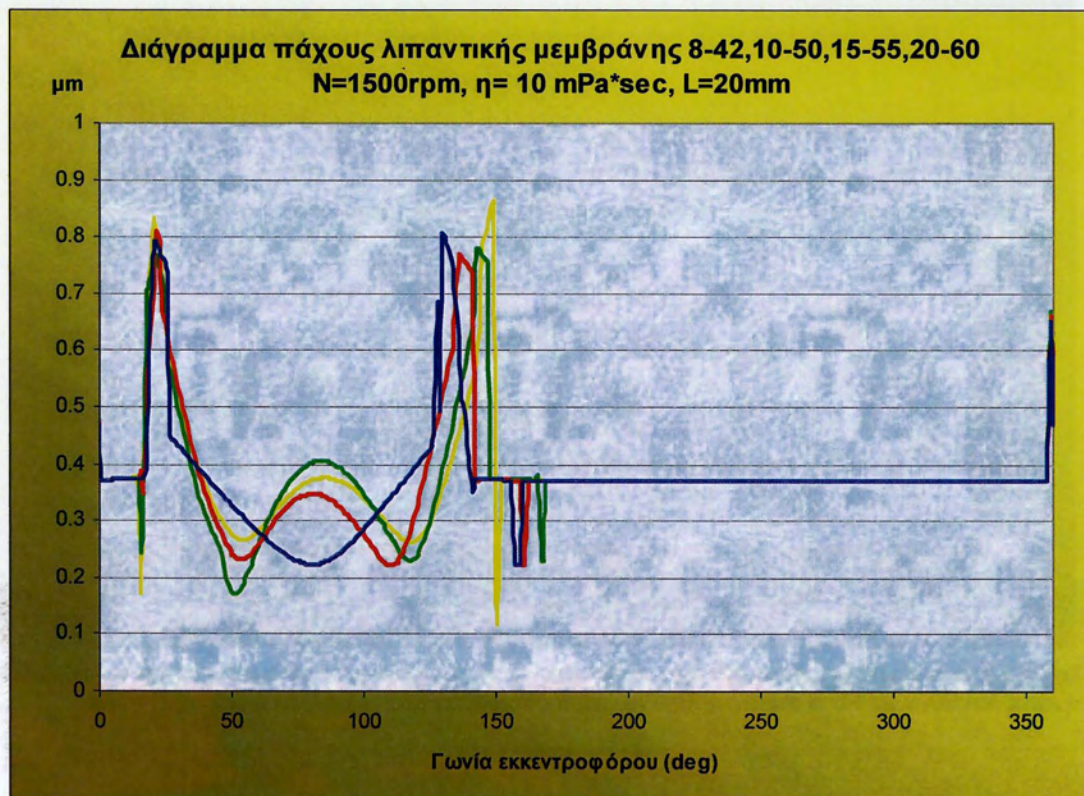
**Σχήμα 4.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου ακολούθου συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για «κλειστό» νόμο κίνησης βαλβίδων 8-42 και σχετικά αυξημένη τιμή της αρχικής διαμέτρου του εκκέντρου



**Σχήμα 5.5:** Διάγραμμα μεταβολής πίεσης του Hertz συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για «ανοιχτό» νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και σχετικά αυξημένη τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου



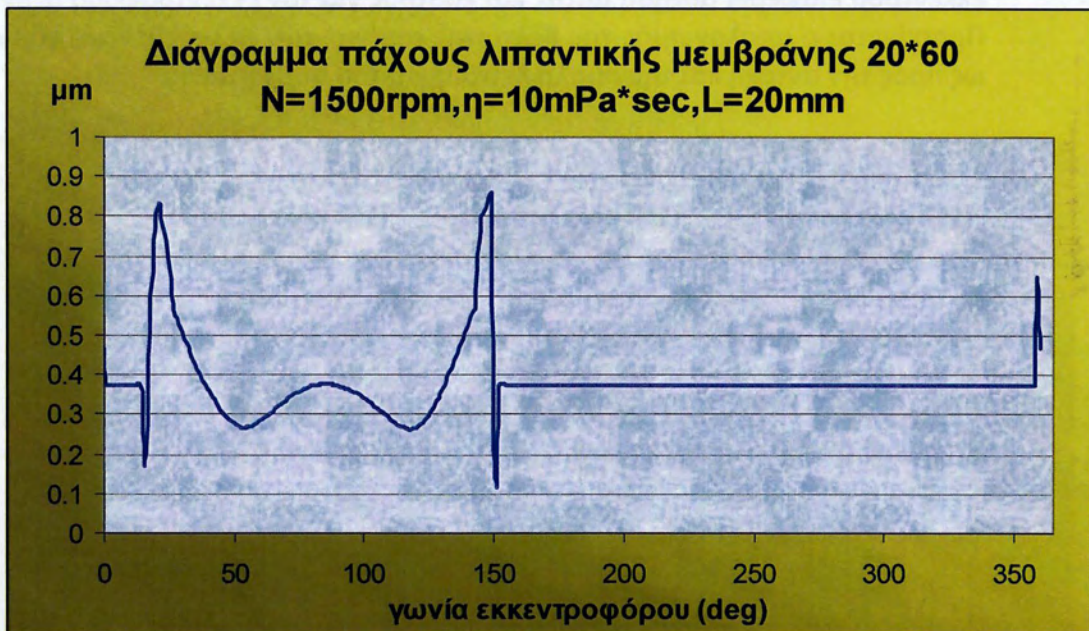
**Σχήμα 6.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου ακολούθου συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για «ανοιχτό» νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και σχετικά αυξημένη τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου



**Σχήμα 8.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών λιπαντικής μεμβράνης εκκέντρου-ακολούθου συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για όλους τους νόμους κίνησης βαλβίδων και σχετικά αυξημένη τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου (R=20mm)

3. Η μεταβολή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του εκκέντρου έχει τη μορφή του διαγράμματος επιτάχυνσης

του ακολούθου (βαλβίδας) καθώς και τη μορφή της ακτίνας καμπυλότητας στη επαφή.



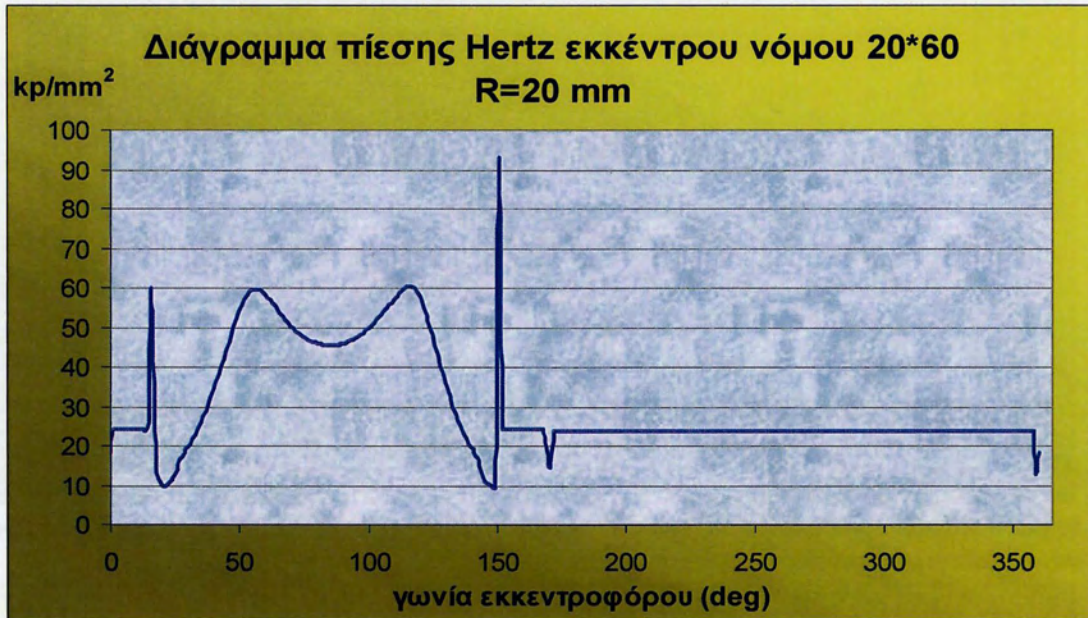
Σχήμα 9.5: Διάγραμμα μεταβολής τιμών λιπαντικής μεμβράνης εκκέντρου ακολούθου νόμου 20-60 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου και αρχικής τιμής ακτίνας εκκέντρου  $R=20\text{mm}$



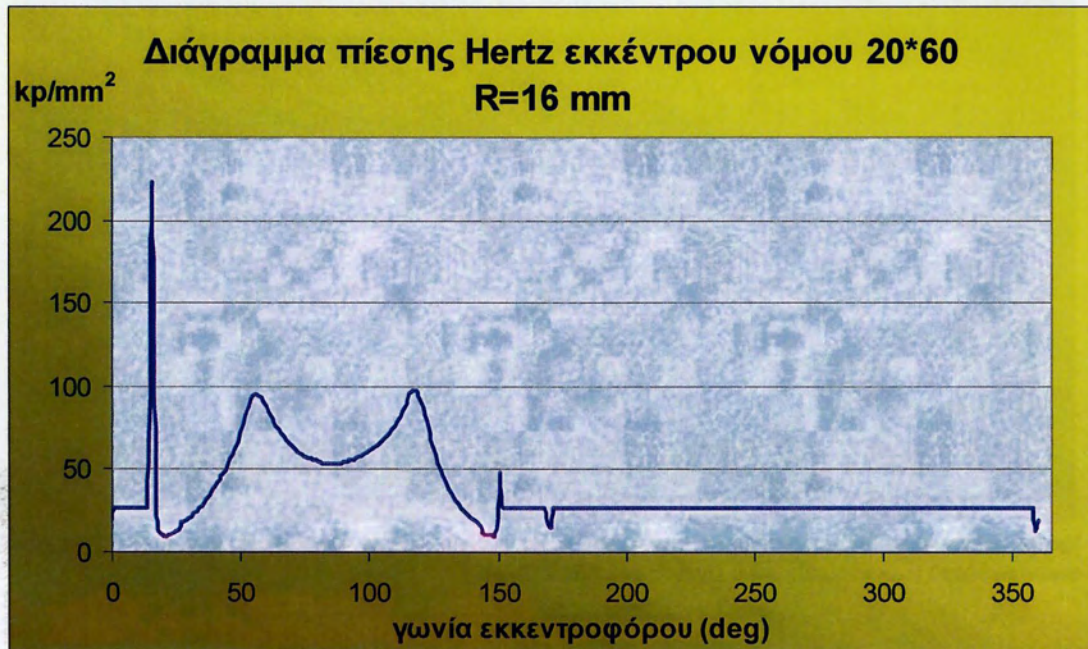
Σχήμα 10.5: Διάγραμμα μεταβολής τιμής επιτάχυνσης ακολούθου (βαλβίδας) συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για «ανοιχτό» νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60

4. Σημαντική επίδραση πάνω στις τιμές των προαναφερθέντων χαρακτηριστικών μεγεθών (πίεση Hertz ,ακτίνα καμπυλότητας, πάχος λαδιού) έχει η αρχική ακτίνα του εκκέντρου η οποία για μικρές τιμές δίνει αυξημένα έως απαγορευτικά αποτελέσματα για την πίεση Hertz. Προφανώς η μείωση της τιμής της ακτίνας αυτής δεν μπορεί να ξεπεράσει ένα κατώτατο φράγμα

κάτω του οποίου η γεωμετρία του εκκέντρου γίνεται μη κυρτή άρα ασύμβατη με το σύστημα. Βεβαίως η αύξηση της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου επιφέρει αύξηση μάζας και κόστους για τον εκκεντροφόρο άξονα. Προτείνεται ο υπολογισμός της βέλτιστης ακτίνας των μελετηθέντων νόμων ως προς την αντοχή και την ομαλή λειτουργία του συστήματος.

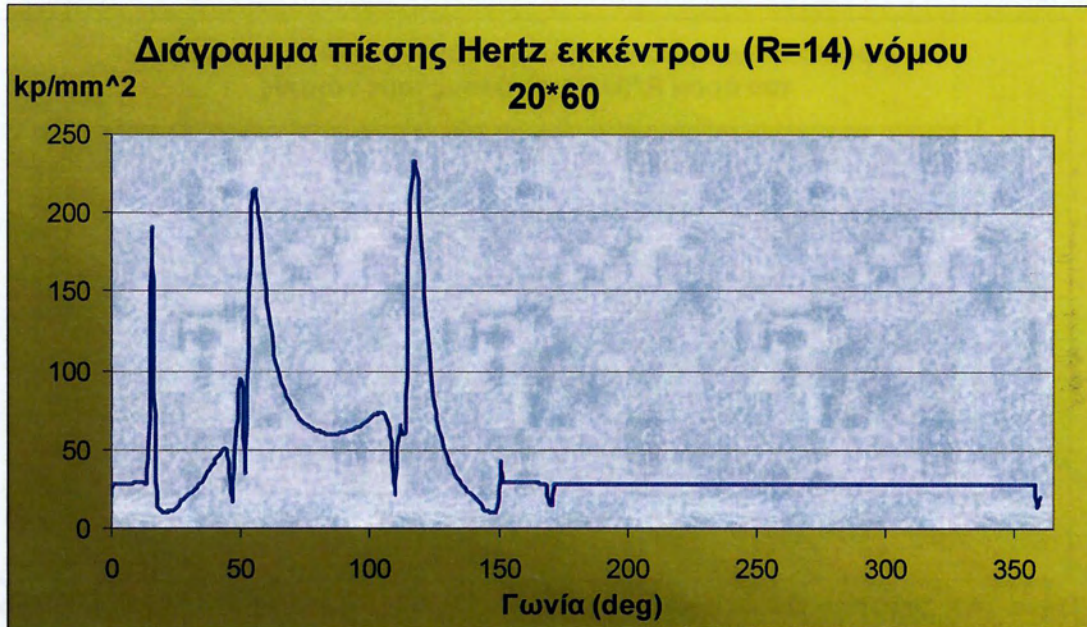


**Σχήμα 11.5:** Διάγραμμα μεταβολής πίεσης του Hertz συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για «ανοιχτό» νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και σχετικά αυξημένη τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου



**Σχήμα 12.5:** Διάγραμμα μεταβολής πίεσης του Hertz συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για «ανοιχτό» νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm

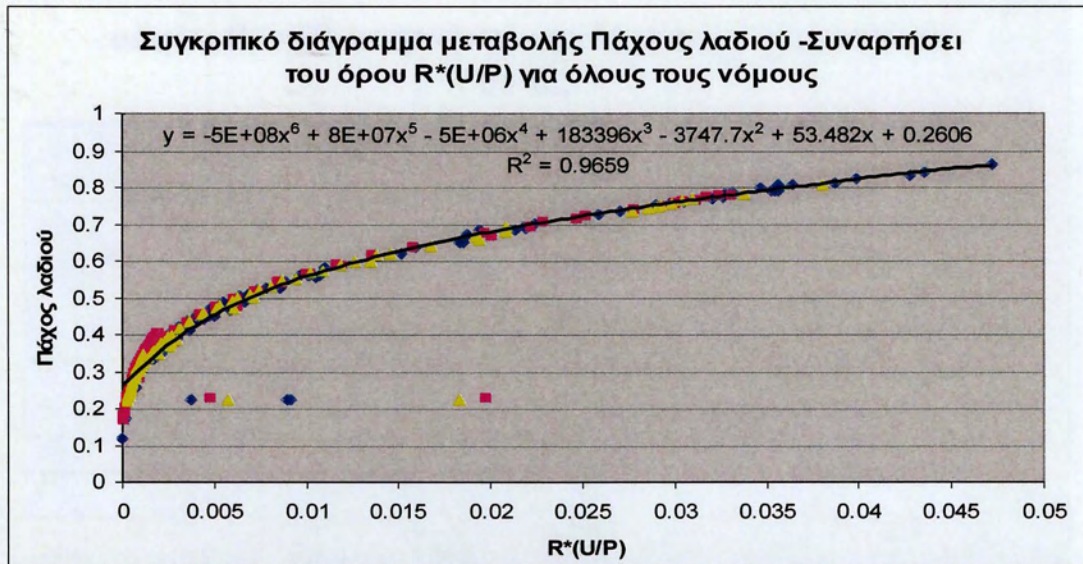




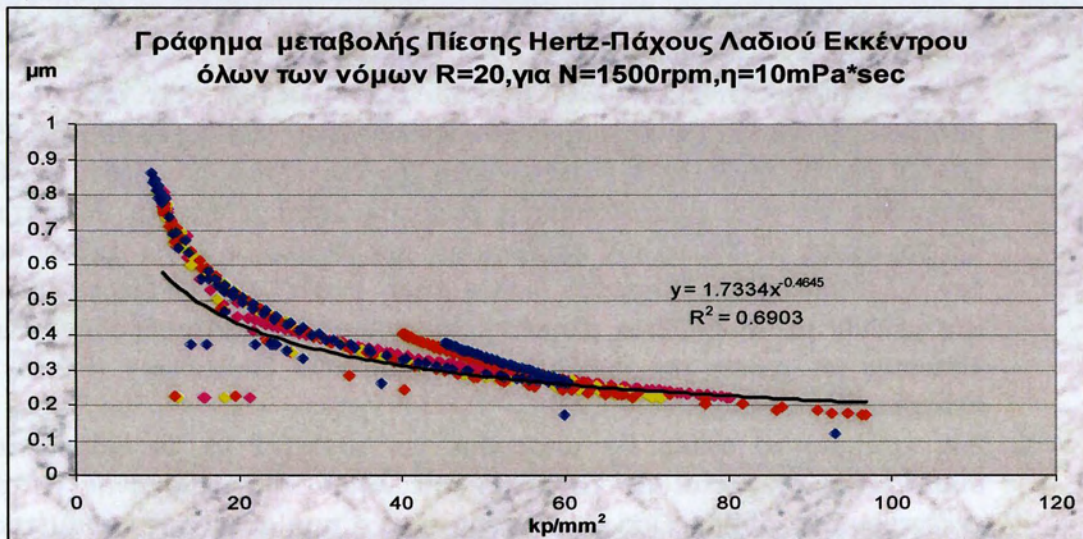
**Σχήμα 13.5:** Διάγραμμα μεταβολής πίεσης του Hertz συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για «ανοιχτό» νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου  $R=14\text{mm}$

5. Ως προς την προτεινόμενη λύση η οποία συμπτωματικά σχετίζεται με την πρόταση χρήσης και των τεσσάρων τύπων εκκέντρων (8-42), (10-50), (15-55), (20-60) για την τριβολογική συμπεριφορά του εκκεντροφόρου άξονα δεν θα μπορούσε να γίνει βελτιστοποίηση χωρίς τη λεπτομερέστατη θεωρητική προσομοίωση με σκοπό τον υπολογισμό των απωλειών λόγω τριβών που δεν μελετήθηκαν στην παρούσα διπλωματική. Προτείνεται να διερευνηθούν στο μέλλον με τη βοήθεια πληρέστερου μοντέλου ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης με χρήση της μεθόδου πεπερασμένων διαφορών (F.D.M) ή πεπερασμένων στοιχείων (F.E.M).
6. Ένα κριτήριο το οποίο θα μπορούσε να συνδεθεί με τη φθορά του συστήματος σχετίζεται με το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης μεταξύ εκκέντρου ακολούθου. Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή αυτής της παραμέτρου τόσο μικρότερη είναι η επίδραση της φθοράς. Αποδεικνύεται με βάση το διάγραμμα που ακολουθεί ότι για κάθε μορφή εκκέντρου (τουλάχιστον για τους νόμους που μελετήθηκαν) υπάρχει μια και μοναδική καμπύλη μεταβολής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης ή συναρτήσεως του όρου  $R*U/P$ . Γεγονός που σημαίνει ότι αρκεί δύο έκκεντρα να έχουν τοπικά ίδιες τιμές της παραμέτρου αυτής για να δημιουργούν λιπαντική μεμβράνη του ίδιου πάχους.

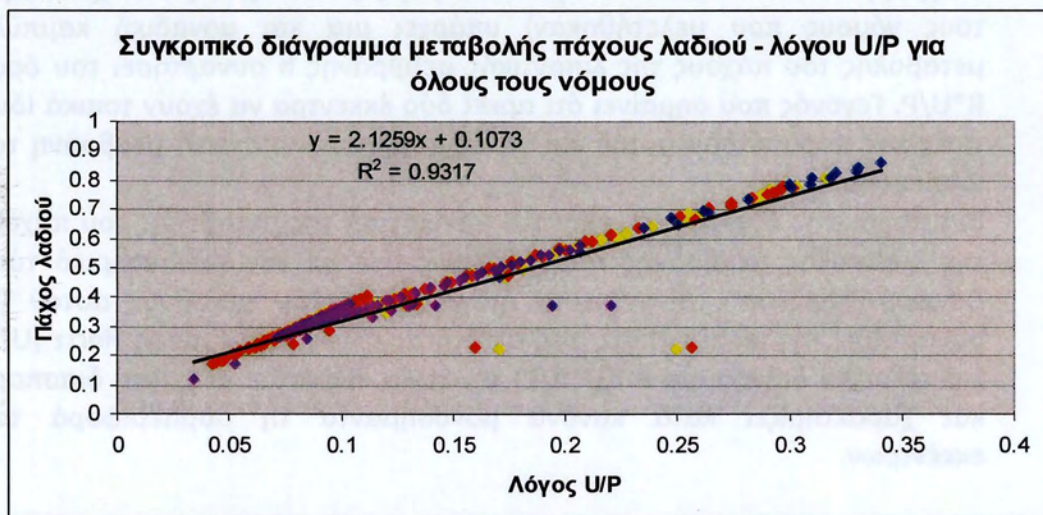
Στα παρακάτω διαγράμματα γίνεται απεικόνιση της μεταβολής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης που υπολογίστηκε με τον ημιεμπειρικό τύπο Dowson-Higginson . Δίνονται τα διαγράμματα του μεγέθους αυτού (h) συναρτήσεως της πίεσης Hertz, της ταχύτητας ολίσθησης / πίεση Hertz (U/P) και τέλος το διάγραμμα  $h-f(U*R/P)$  το οποίο εμφανίζει ελάχιστη διασπορά και χαρακτηρίζει κατά κανόνα μονοσήμαντα τη συμπεριφορά των εκκέντρων.



Σχήμα 14.5: Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λαδιού συναρτήσει του όρου  $R^*(U/P)$  για όλους τους νόμους. Όπου  $U$  η ταχύτητα ολίσθησης

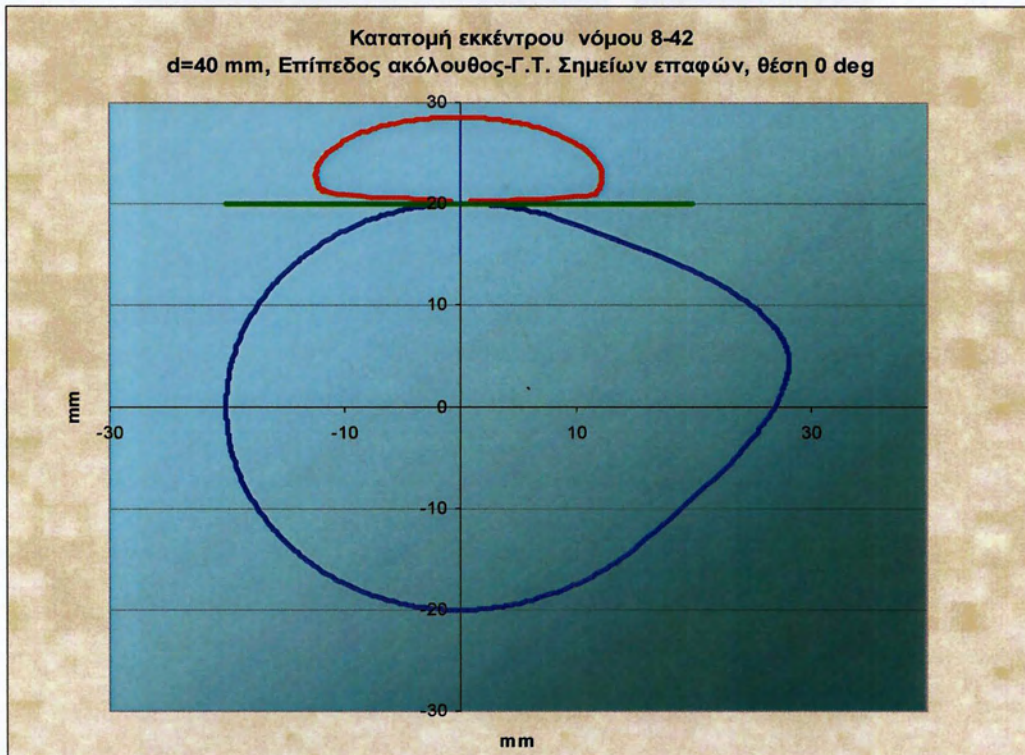


Σχήμα 15.5: Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λαδιού- πίεσης Hertz όλων των νόμων για σταθερή ακτίνα.

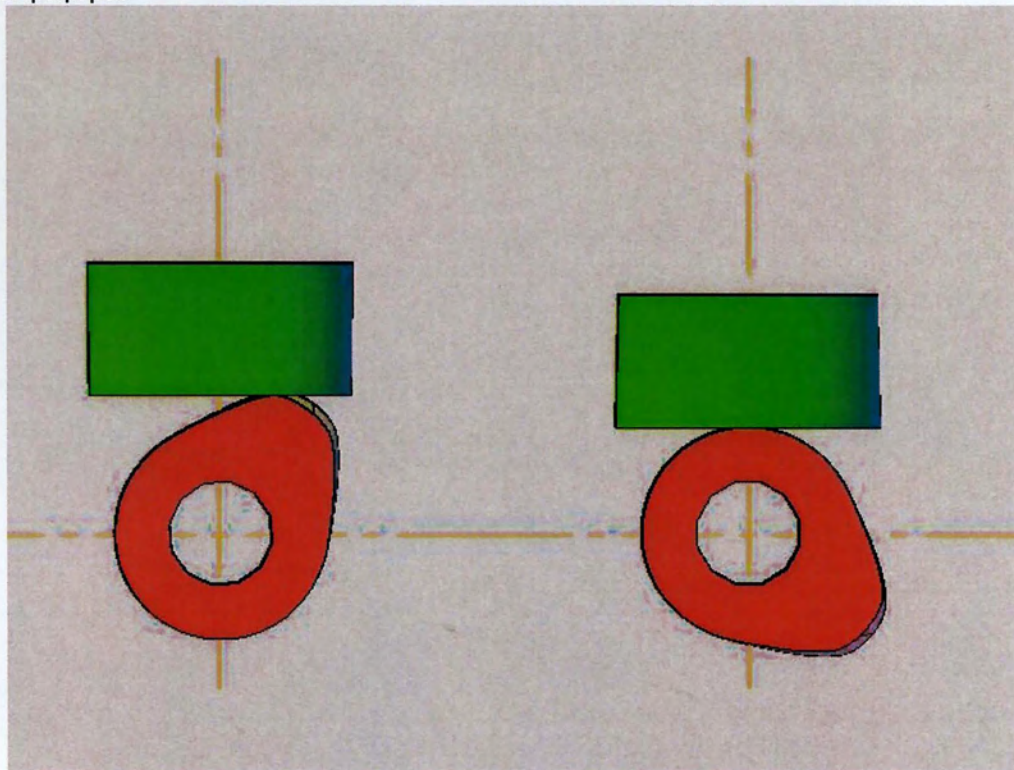


Σχήμα 16.5: Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής πάχους λαδιού συναρτήσει του λόγου  $U/P$  για όλους τους νόμους κίνησης βαλβίδων.

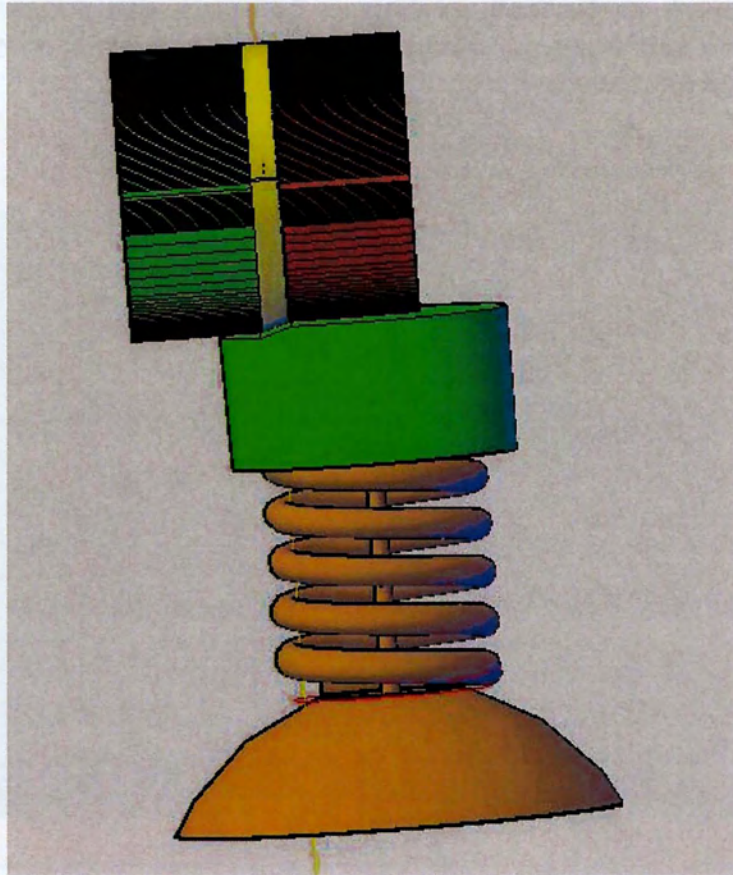
Τα αποτελέσματα σχεδιασμού εκκέντρων φαίνονται στα παρακάτω σχήματα. Ξεκινώντας από μεμονωμένους νόμους καταλήγουμε σε συνδυασμούς αυτών αρά και στο μεταβλητό χρονισμό.



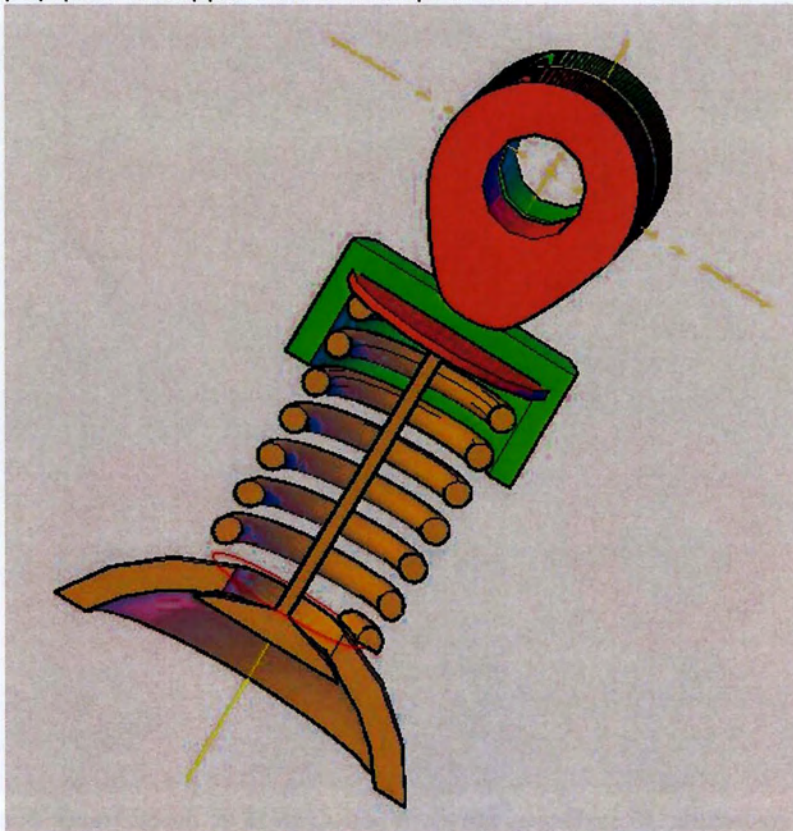
**Σχήμα 17.5:** Διάγραμμα κατατομής εκκέντρου νόμου κίνησης βαλβίδων 8-42 για αρχική ακτίνα  $R=20\text{mm}$  και ο γεωμετρικός τόπος των σημείων επαφής για θέση του εκκέντρου στις 0 μοίρες εκκεντροφόρου



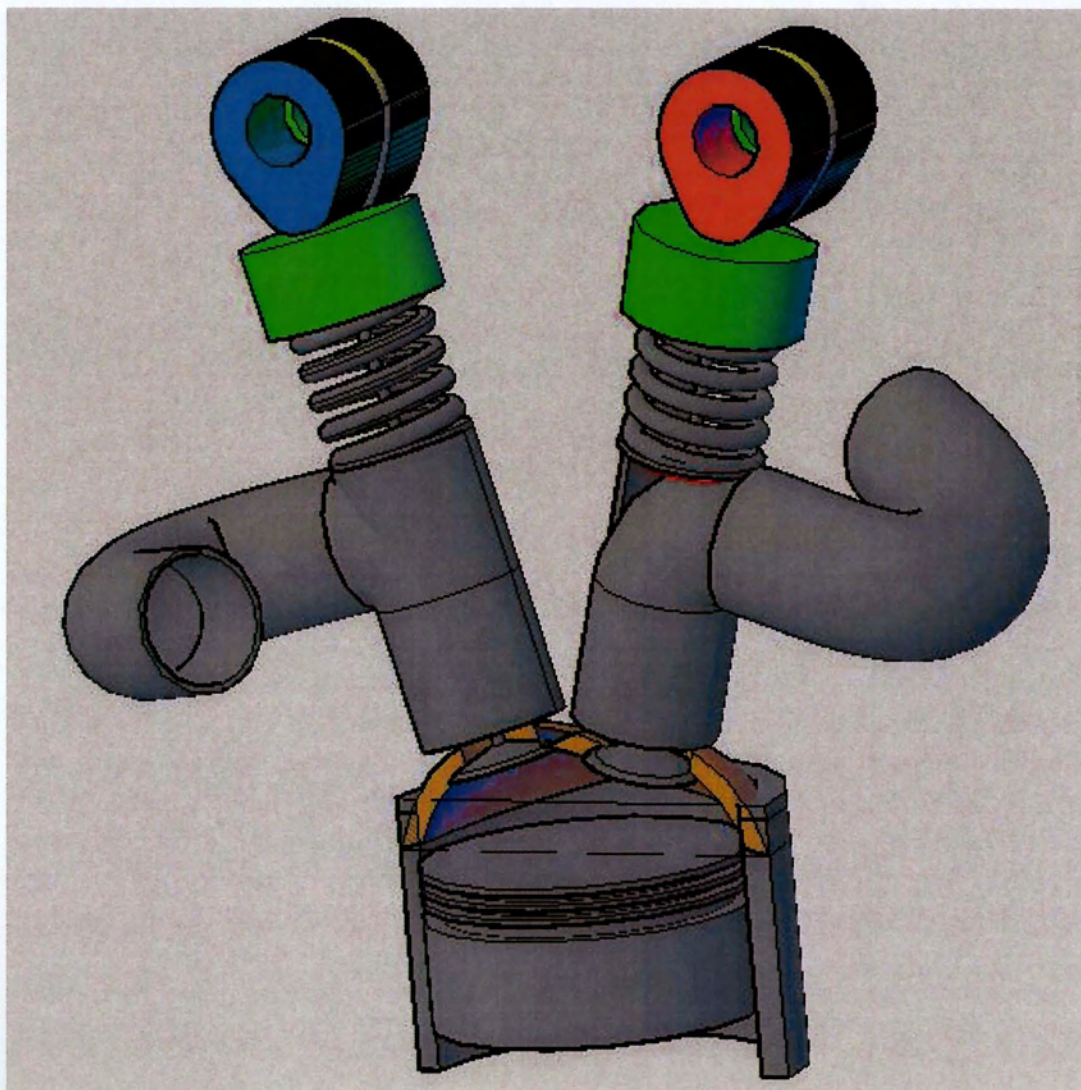
**Σχήμα 18.5:** Σχεδιασμός 3D εκκέντρων εξαγωγής νόμων 55-15 σε διαφορετικές φάσεις λειτουργίας εκκεντροφόρου. ( $49^\circ$  και  $-45^\circ$ )



**Σχήμα 19.5:** Σχεδιασμός 3D συνδυασμού εκκέντρων εξαγωγής νόμων 55-15, 60-20.στη θέση  $89^\circ$  γωνίας εκκεντροφόρου. Λειτουργικό είναι το έκκεντρο 55-15.



**Σχήμα 20.5 :** Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκέντρου-ωστηρίου-βαλβίδας (τομή) στη θέση  $89^\circ$ . Λειτουργικός είναι ο νόμος 55-15.



**Σχήμα 21.5 :** Σχεδιασμός 3D συστήματος εκκέντρων μεταβλητού χρονισμού, βαλβίδων, αγωγών εισαγωγής εξαγωγής και κυλίνδρου-πιστονίου.



## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. **Pandazaras C.** and Bounif K., "Influence de la loi de levée de la soupape d' admission condamnée du moteur J 12 soupapes sur le pourcentage des gaz , résiduels", Note Technique No 0812-85/243, Direction des Etudes/Recherches et Etudes Nouvelles Moteurs, Calcul Mécanique et Thermodynamique, 14 pages (1985)
2. **Pandazaras C.** and Bounif K., "Etude du remplissage des moteurs J7T et J7R en version 3 soupapes par cylindre", Note Technique No 0812-85/223, DEM-Mo, Sce 0812, Direction des Etudes/Recherches et Etudes Nouvelles Moteurs, Calcul Mécanique et Thermodynamique, 115 pages (1985)
3. **ΘΕΩΡΙΑ ΜΗΧΑΝΙΣΜΩΝ ΚΑΙ ΜΗΧΑΝΩΝ.** Μέρος πρώτο, Αντρέας Σ. Μαυρομάτης. Πάτρα 1983.
4. **ΕΓΚΥΚΛΟΠΑΙΔΕΙΑ ΤΟΥ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ.** Κινητήρες αυτοκινήτων. Arthur W.Judge. Εκδόσεις Π.ΓΑΛΟΥΣΗΣ.
5. **C. Pandazaras,** B. Ivkovic and G. Petropoulos, "Phenomenological Investigation of Cutting Oils: Anti friction and Anti wear Behaviour at low contact temperatures", **Tribotest Journal-Tribology and Lubrication in Practice**, U.K., 7-3, march 2001, 229-243 (2001)
6. [http://users.sch.gr/anastasopoulos/index.php?option=com\\_content&view=article&id=23:2011-04-19-09-24-23&catid=12:2011-04-17-16-20-45&Itemid=106](http://users.sch.gr/anastasopoulos/index.php?option=com_content&view=article&id=23:2011-04-19-09-24-23&catid=12:2011-04-17-16-20-45&Itemid=106)

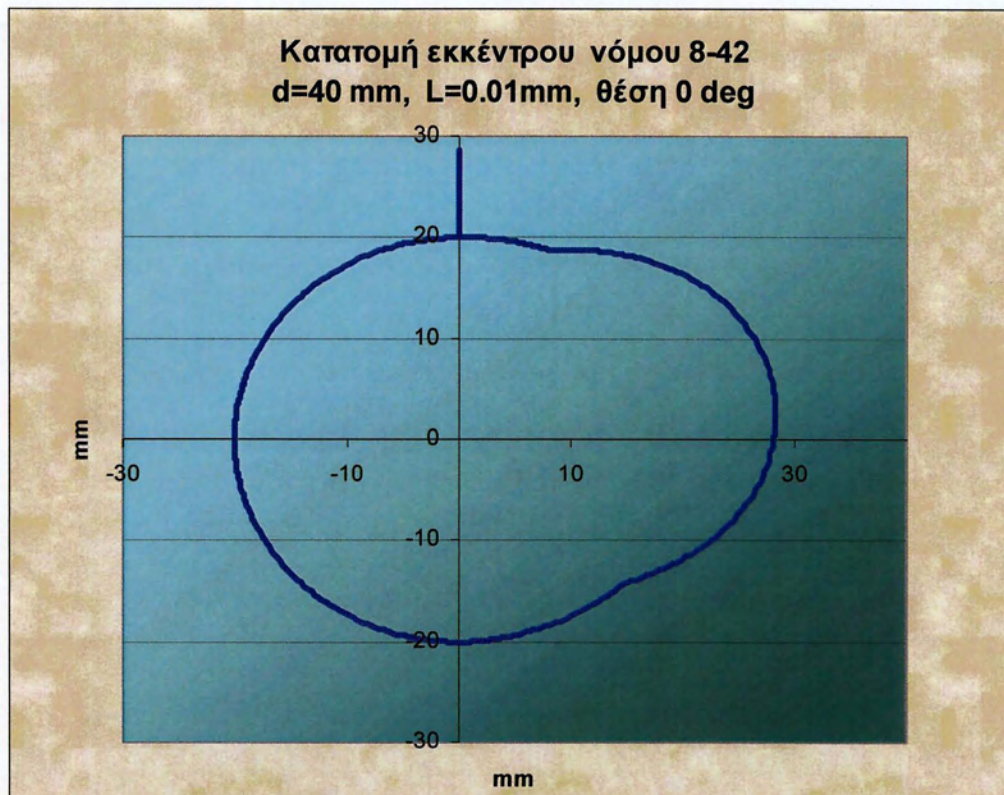




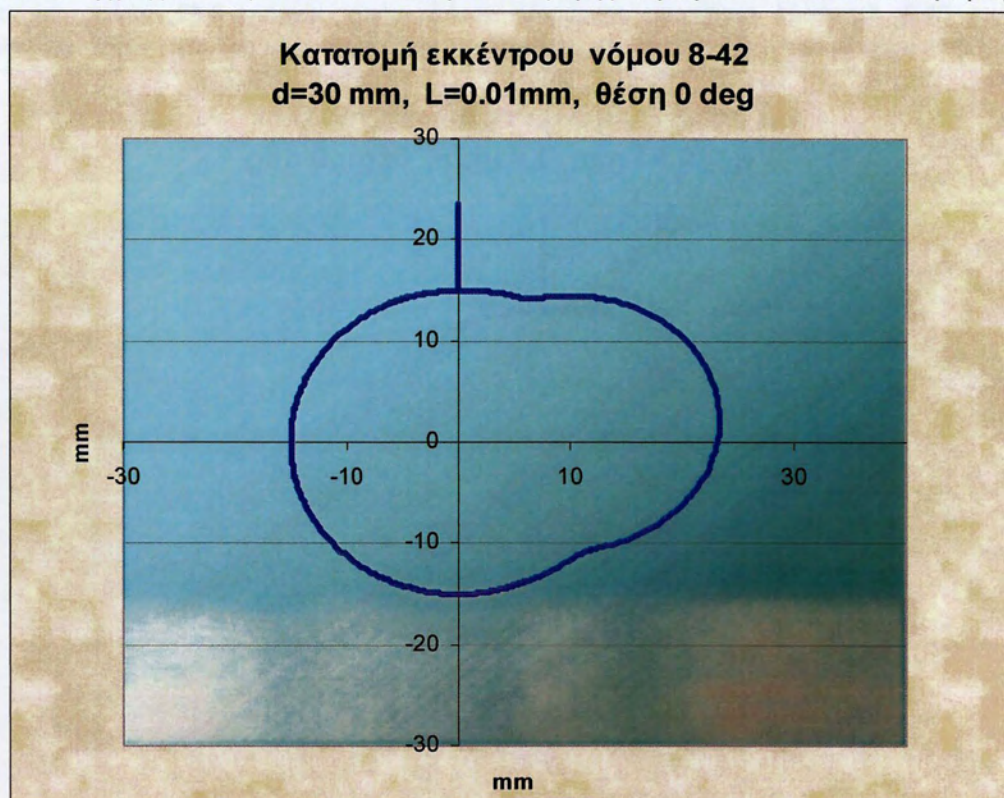
# ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Ι

ΣΥΛΛΟΓΗ ΕΚΚΕΝΤΡΩΝ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΟ ΣΗΜΕΙΟ ΕΠΑΦΗΣ ΜΕ ΤΟΝ  
ΑΚΟΛΟΥΘΟ

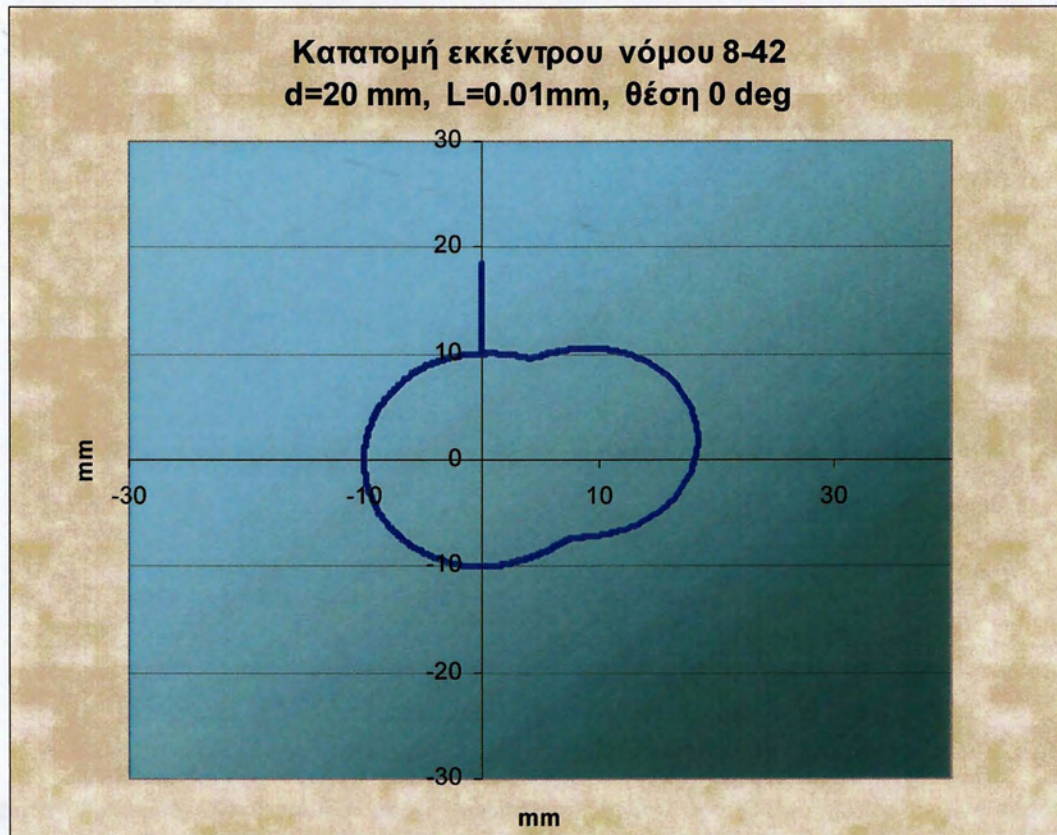




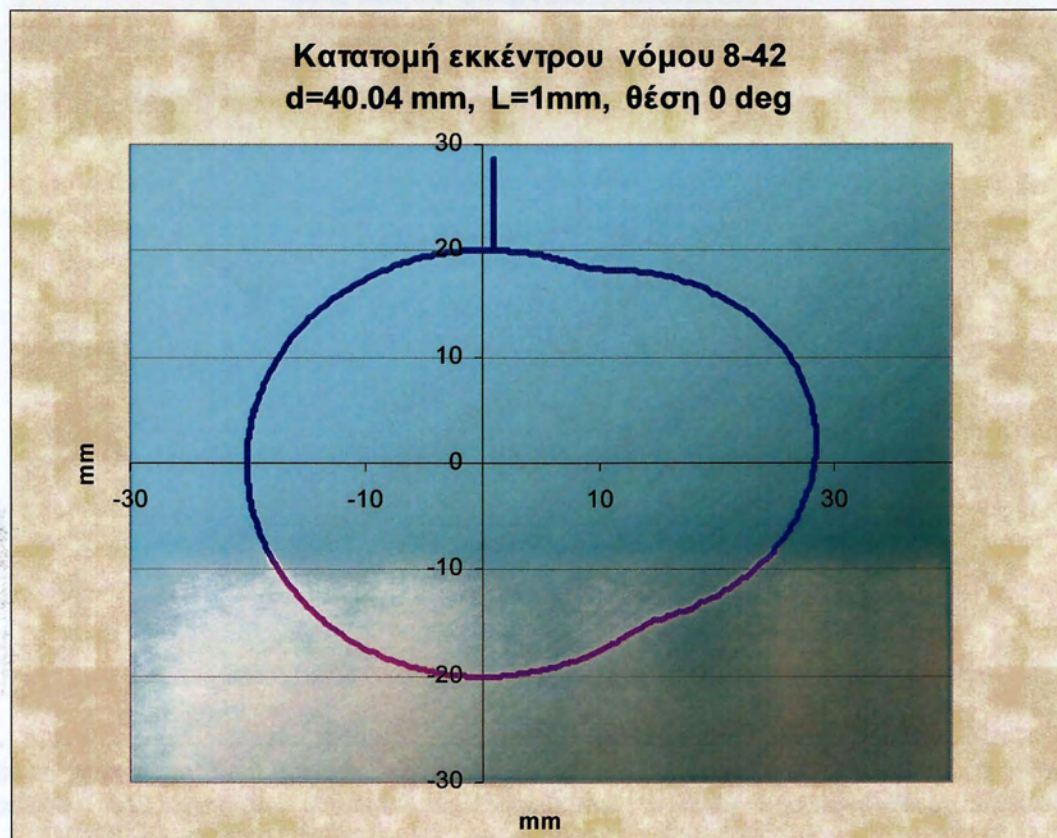
**Σχήμα Π1.1:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



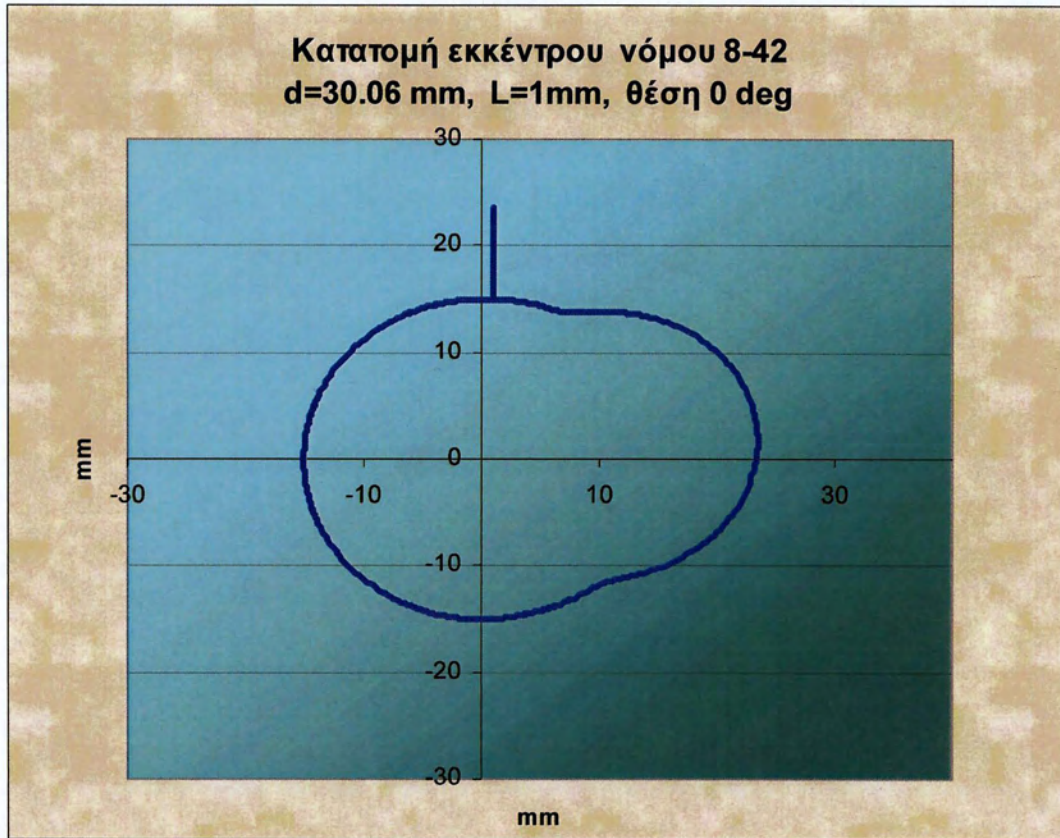
**Σχήμα Π1.2:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



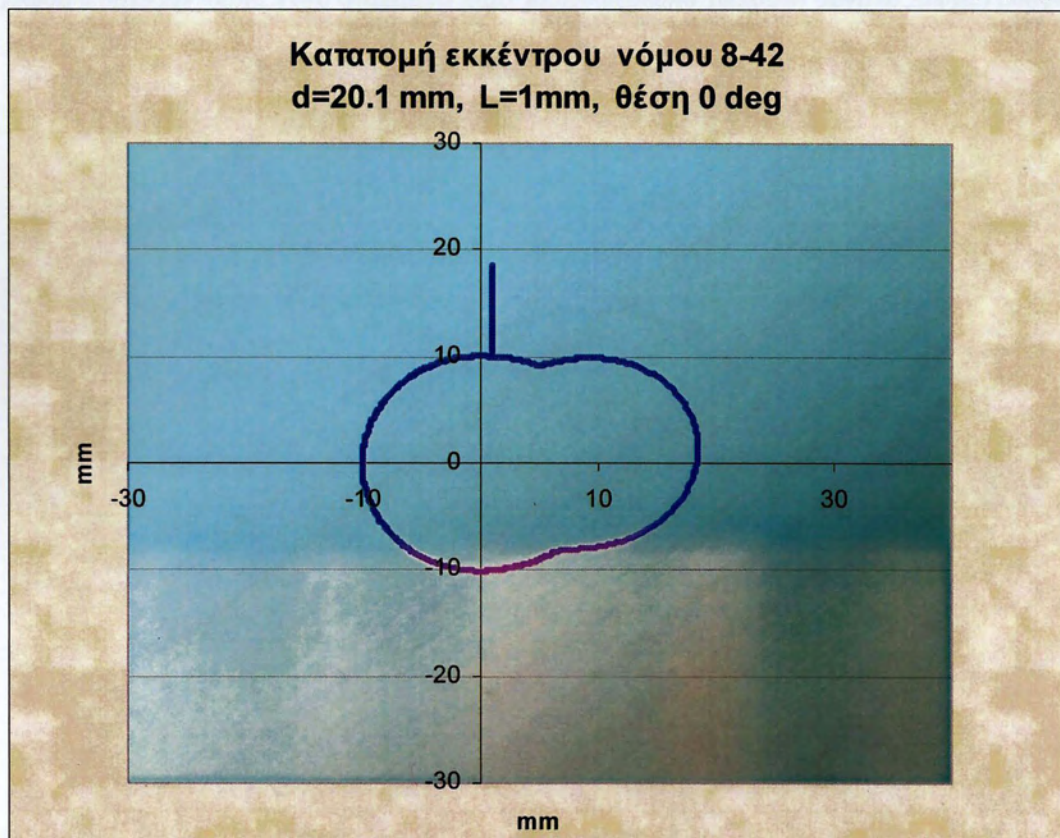
**Σχήμα Π1.3:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



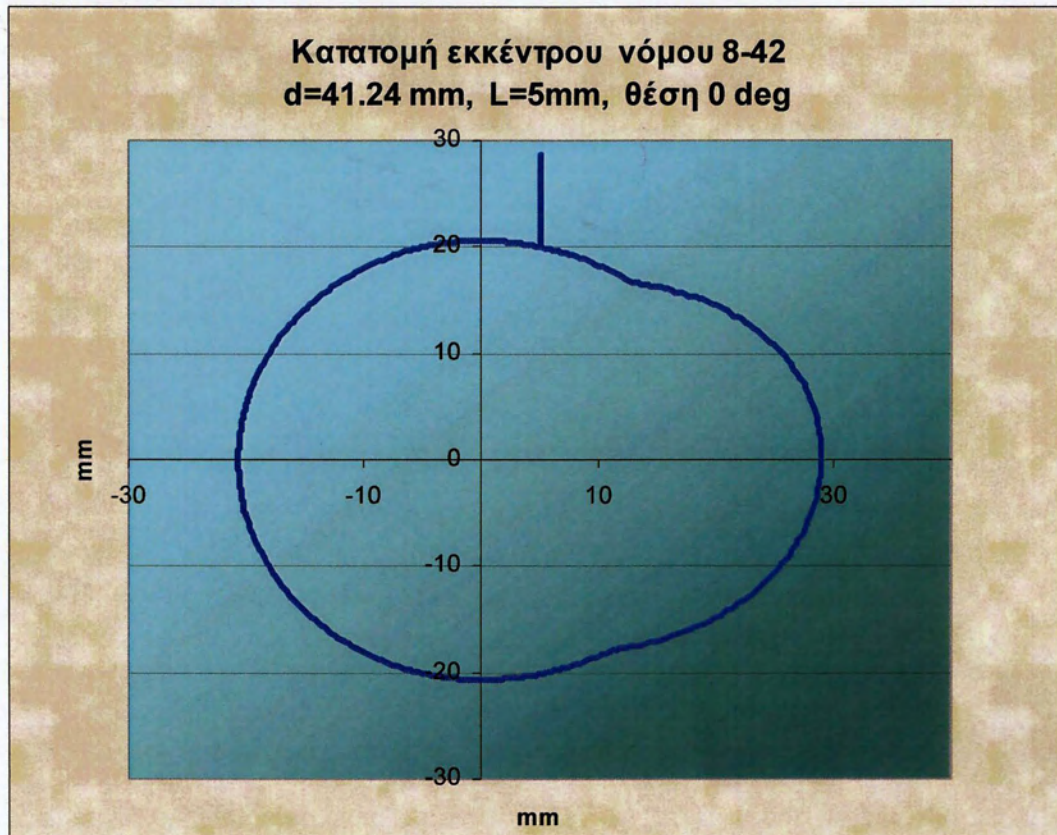
**Σχήμα Π1.4:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40.04\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



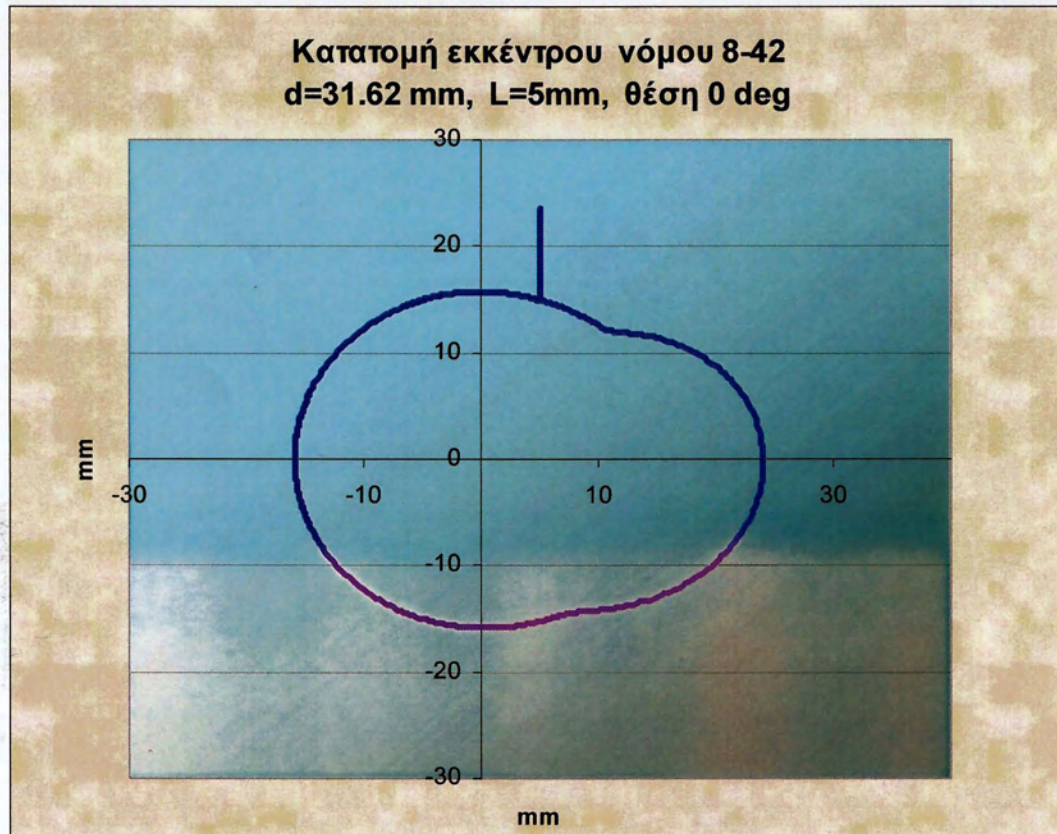
**Σχήμα Π1.5:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30.06\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



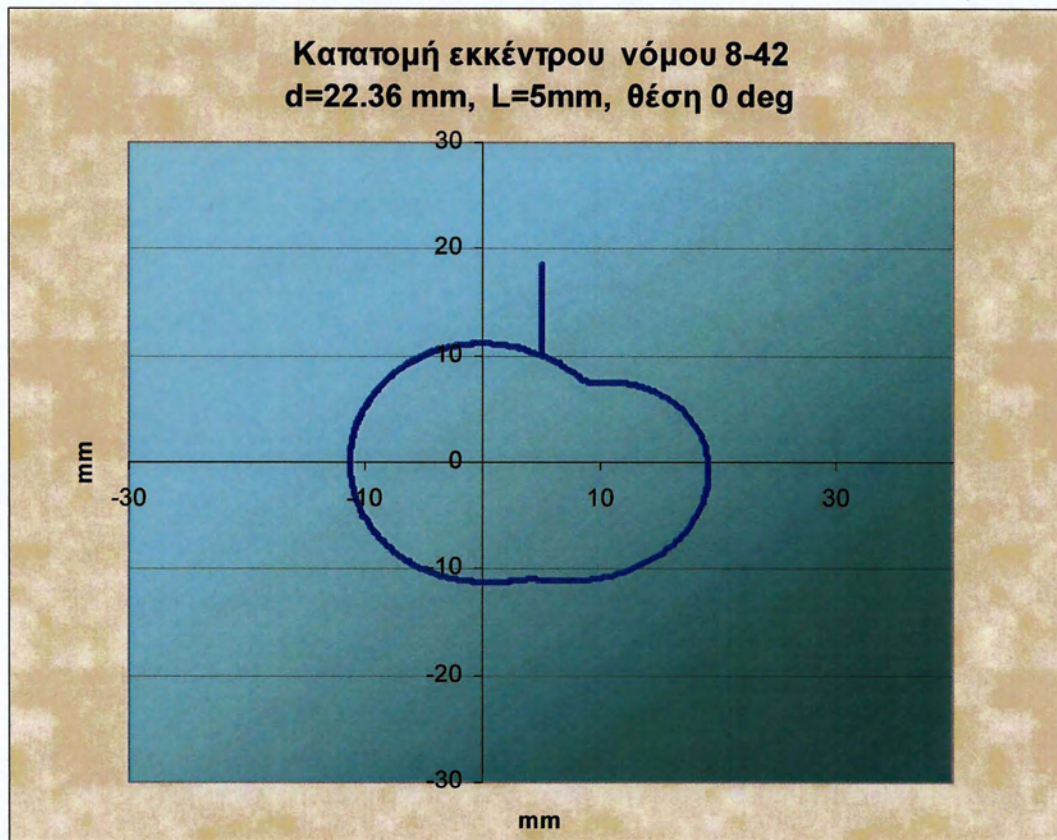
**Σχήμα Π1.6:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20.1\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



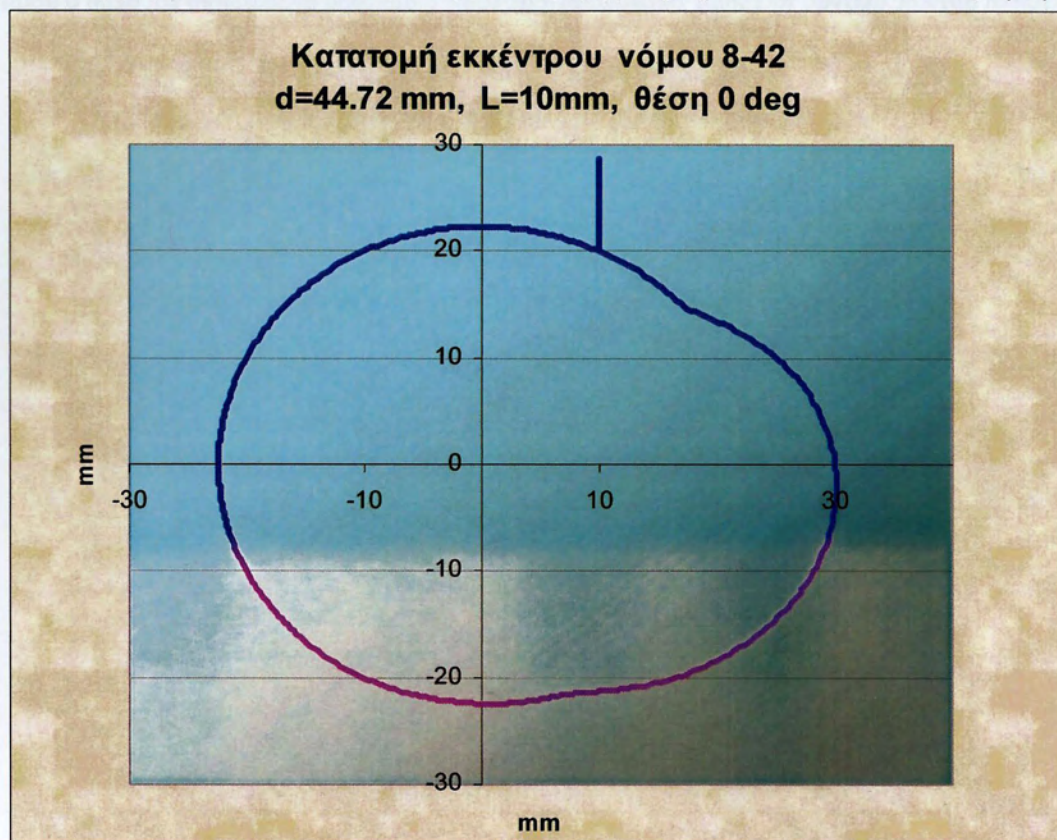
**Σχήμα Π1.7:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=5$ mm αρχικής ακτίνας  $R=20$ mm υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=41.24$ mm και θέση 0 μοίρες



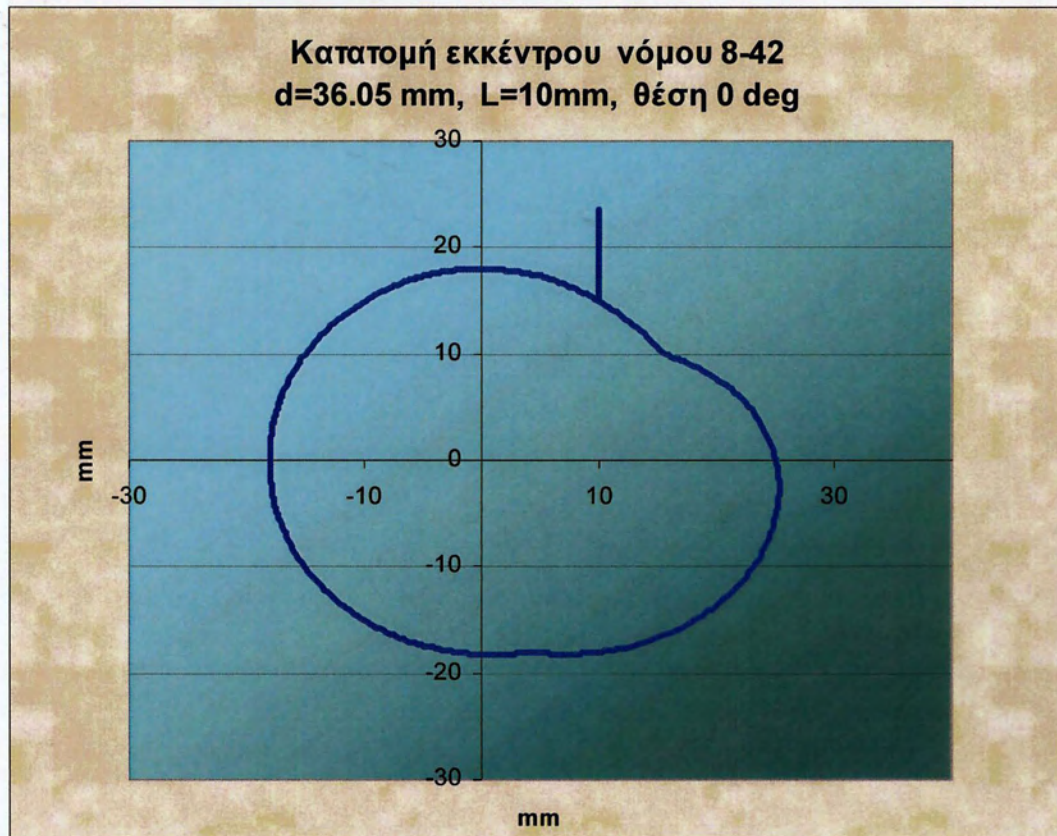
**Σχήμα Π1.8:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=5$ mm αρχικής ακτίνας  $R=15$ mm υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=31.62$ mm και θέση 0 μοίρες



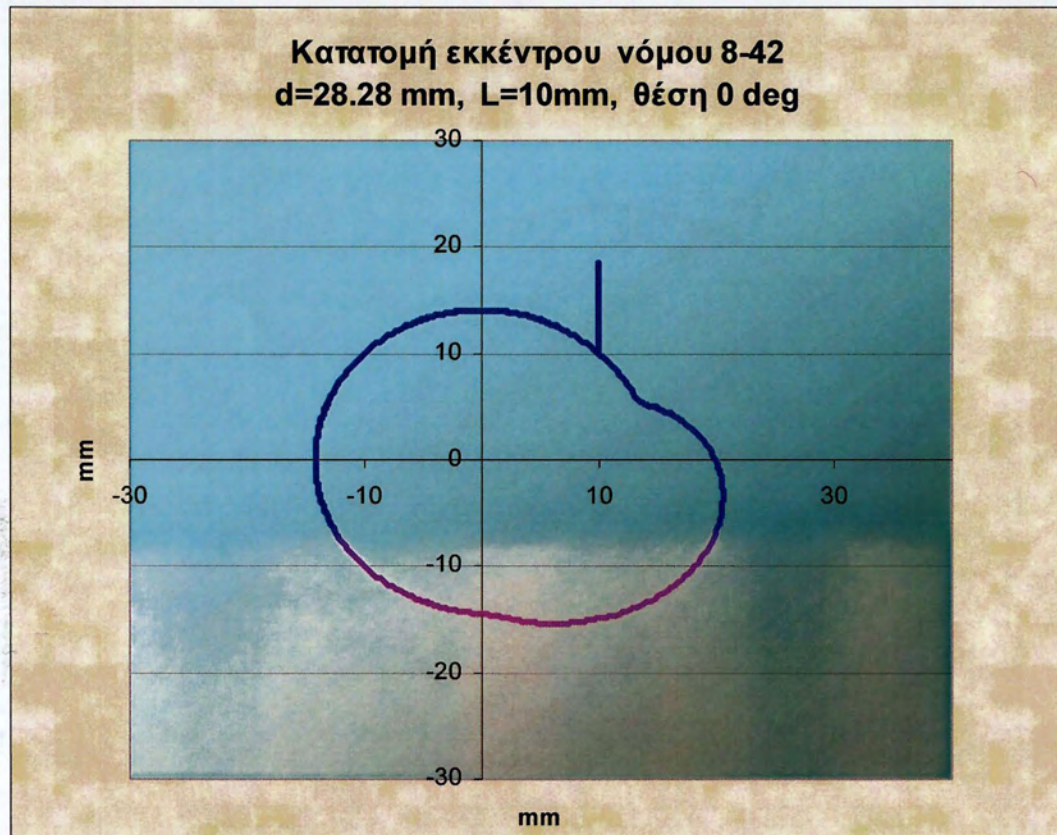
**Σχήμα Π1.9:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=5 \text{ mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10 \text{ mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=22.36 \text{ mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα Π1.10:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=10 \text{ mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20 \text{ mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=44.72 \text{ mm}$  και θέση  $0$  μοίρες

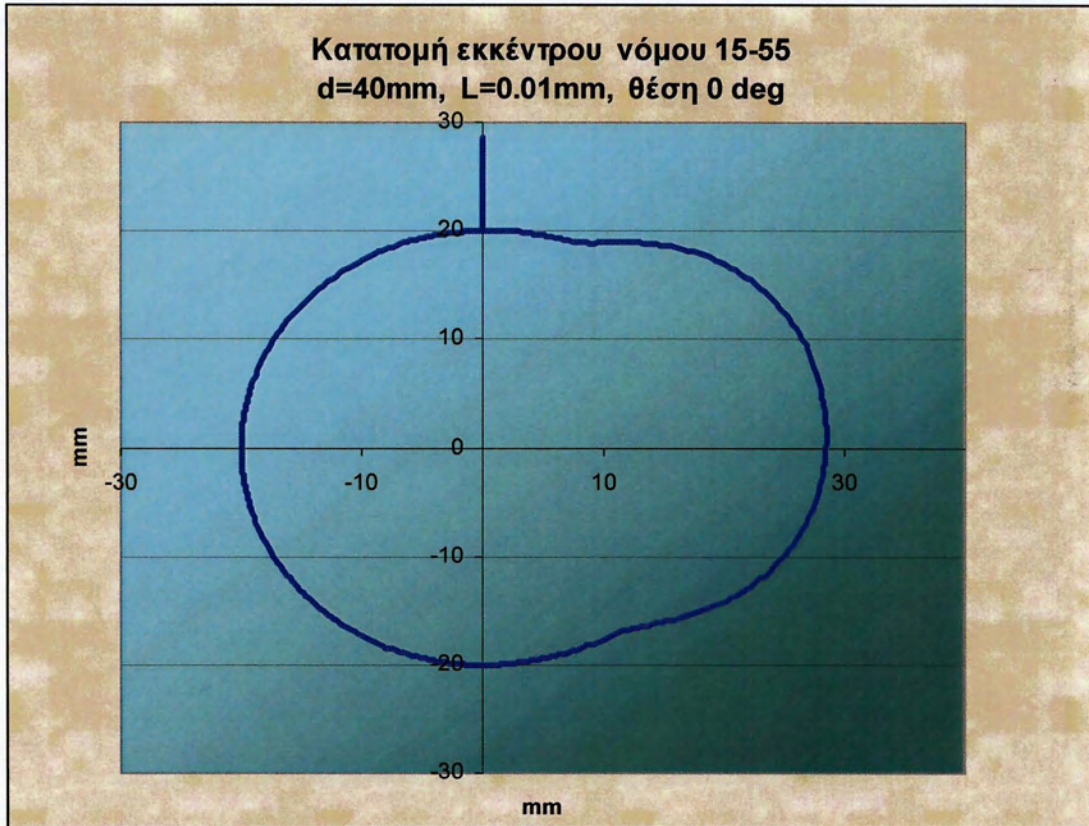


**Σχήμα Π1.11:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=10$ mm αρχικής ακτίνας  $R=15$ mm υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=36.05$ mm και θέση 0 μοίρες

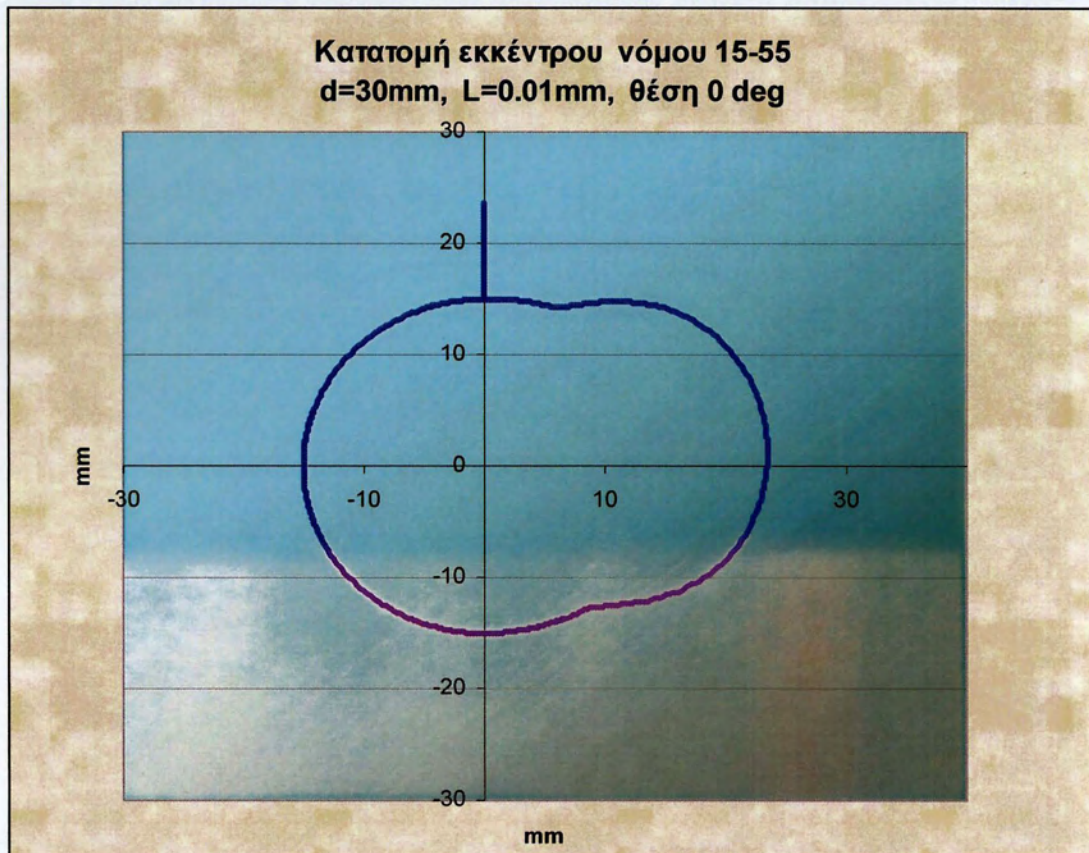


**Σχήμα Π1.12:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 8-42, απόστασης επαφής  $L=10$ mm αρχικής ακτίνας  $R=10$ mm υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=28.28$ mm και θέση 0 μοίρες

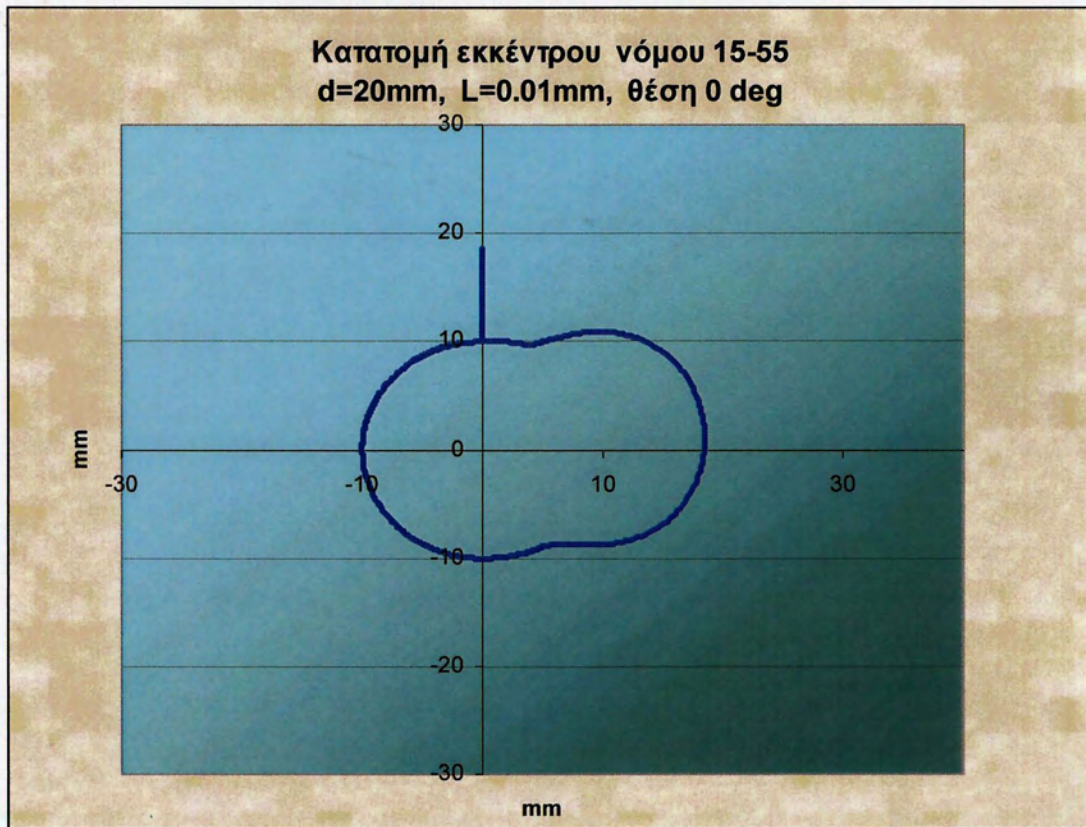




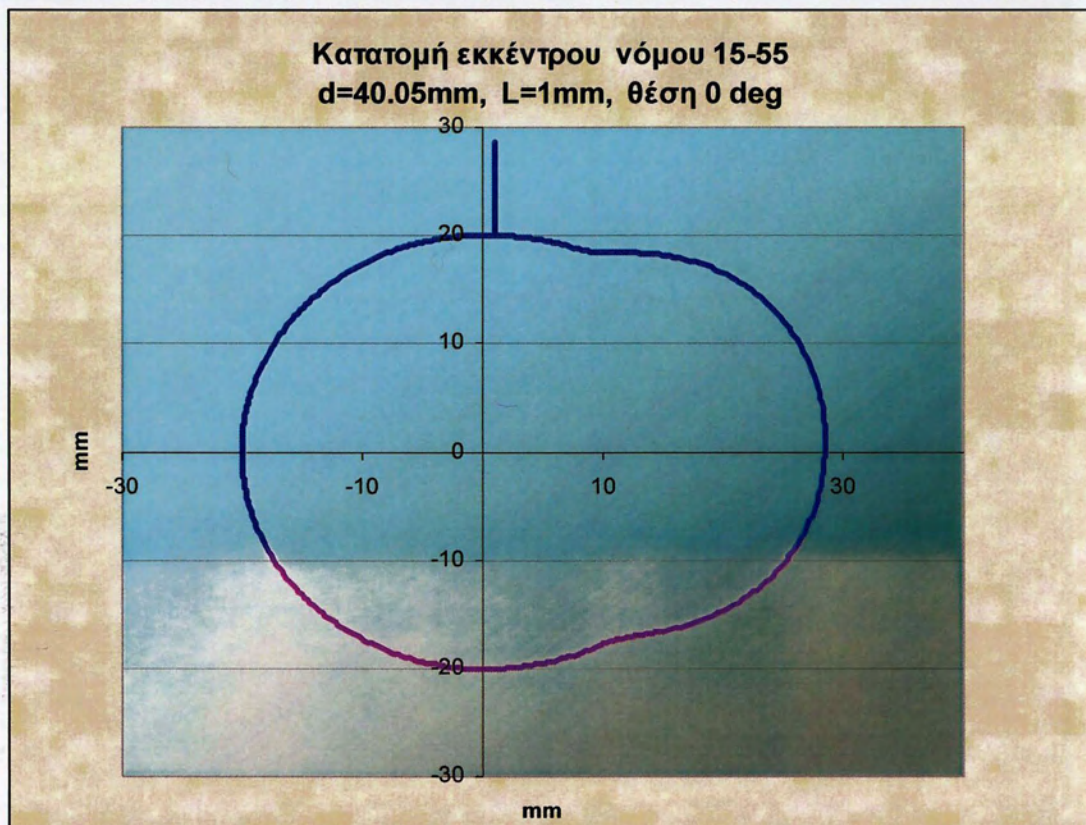
**Σχήμα Π1.13:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



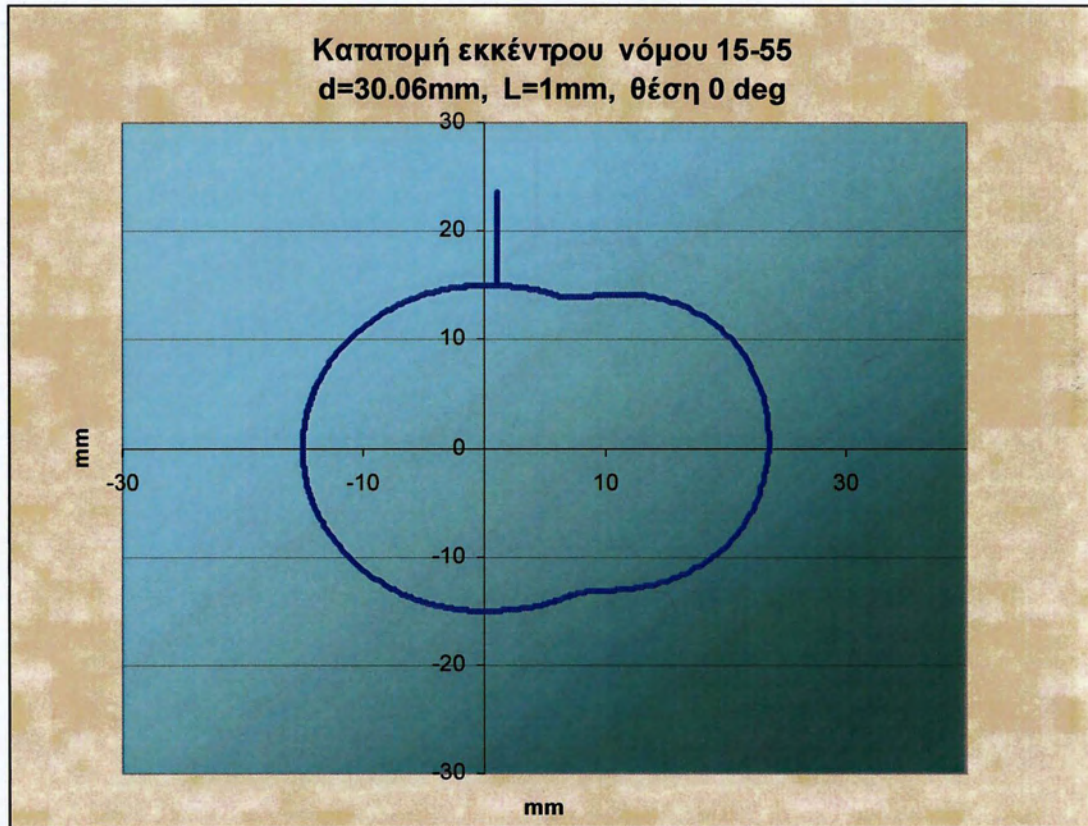
**Σχήμα Π1.14:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



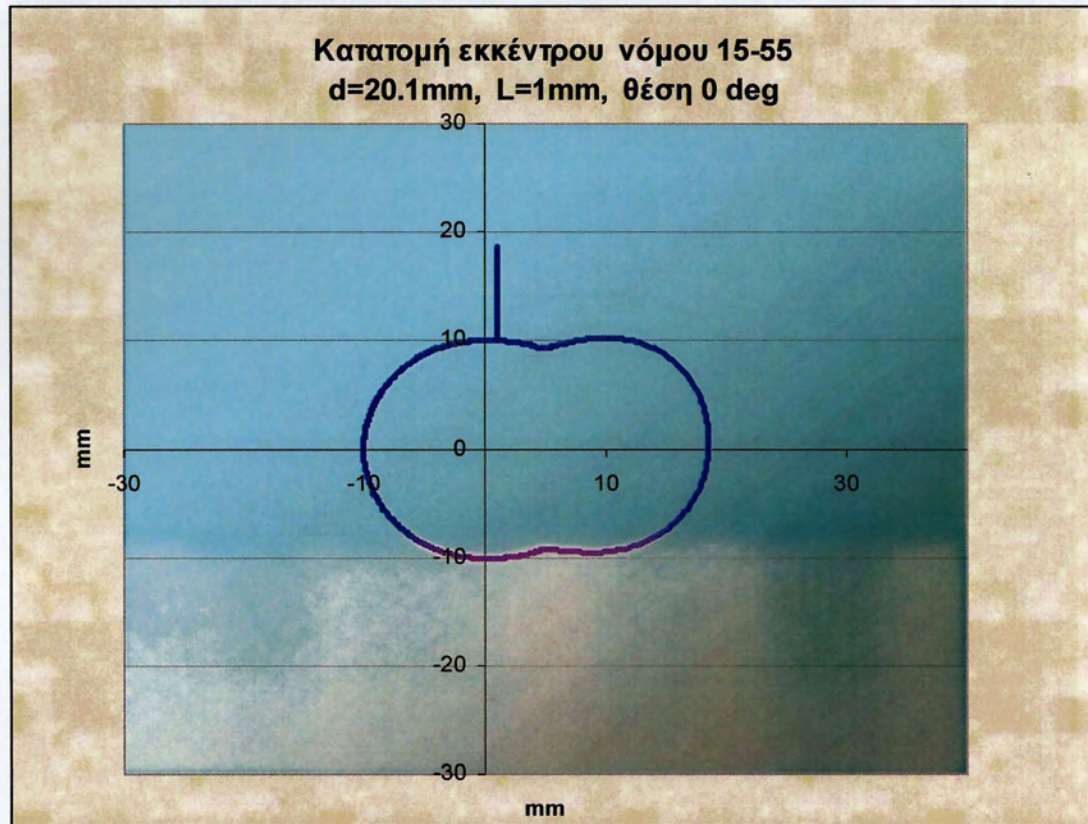
**Σχήμα Π1.15:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



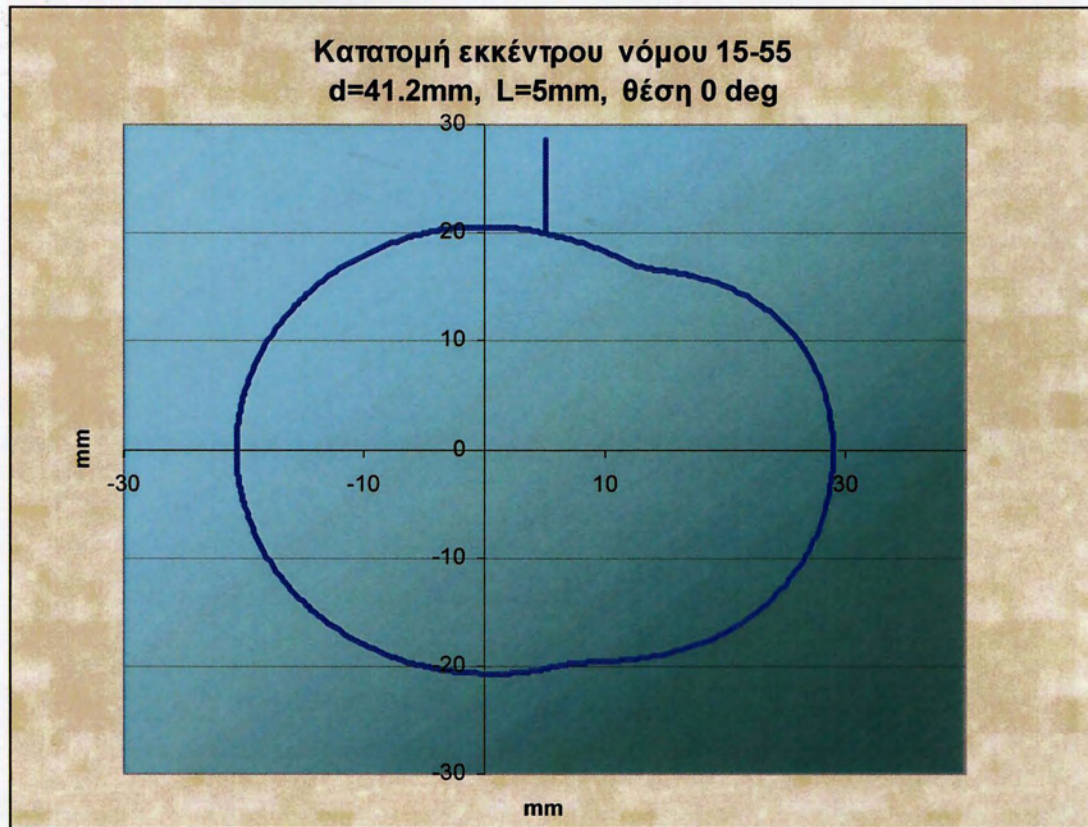
**Σχήμα Π1.16:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40.05\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



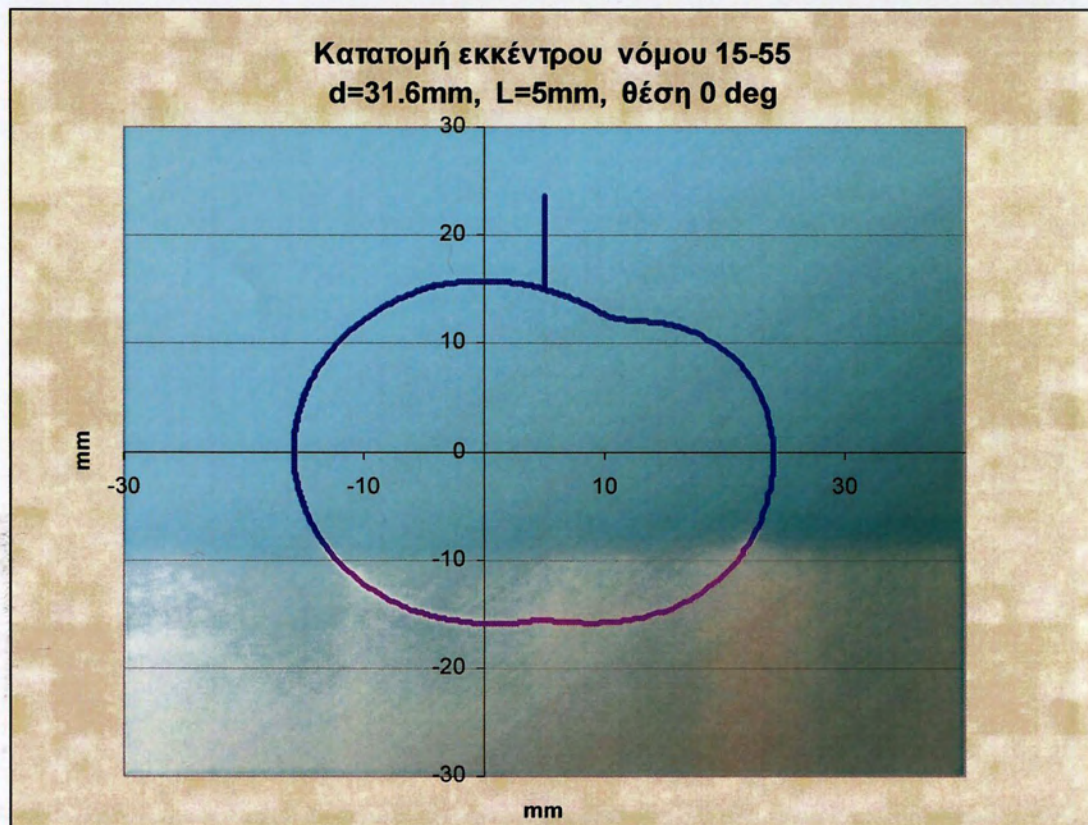
**Σχήμα Π1.17:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30.06\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα Π1.18:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20.1\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα Π1.19:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής L=5mm αρχικής ακτίνας R=20mm υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου d=41.2mm και θέση 0 μοίρες



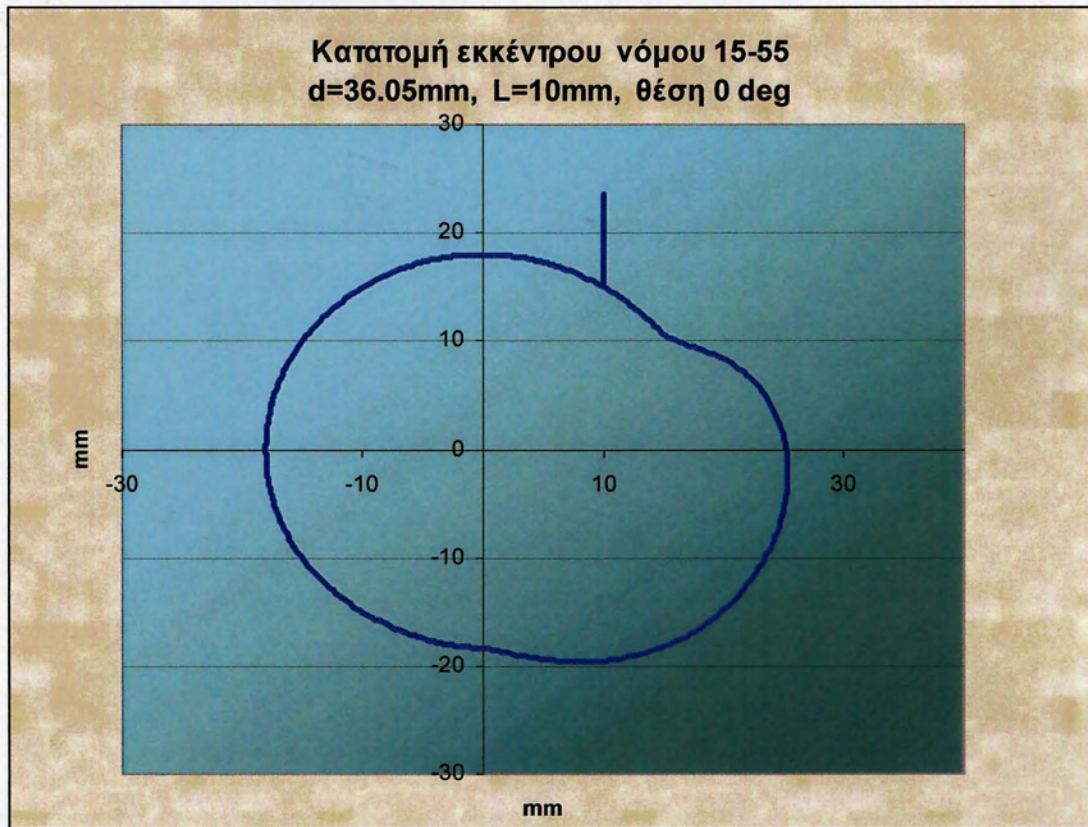
**Σχήμα Π1.20:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής L=5mm αρχικής ακτίνας R=15mm υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου d=31.6mm και θέση 0 μοίρες



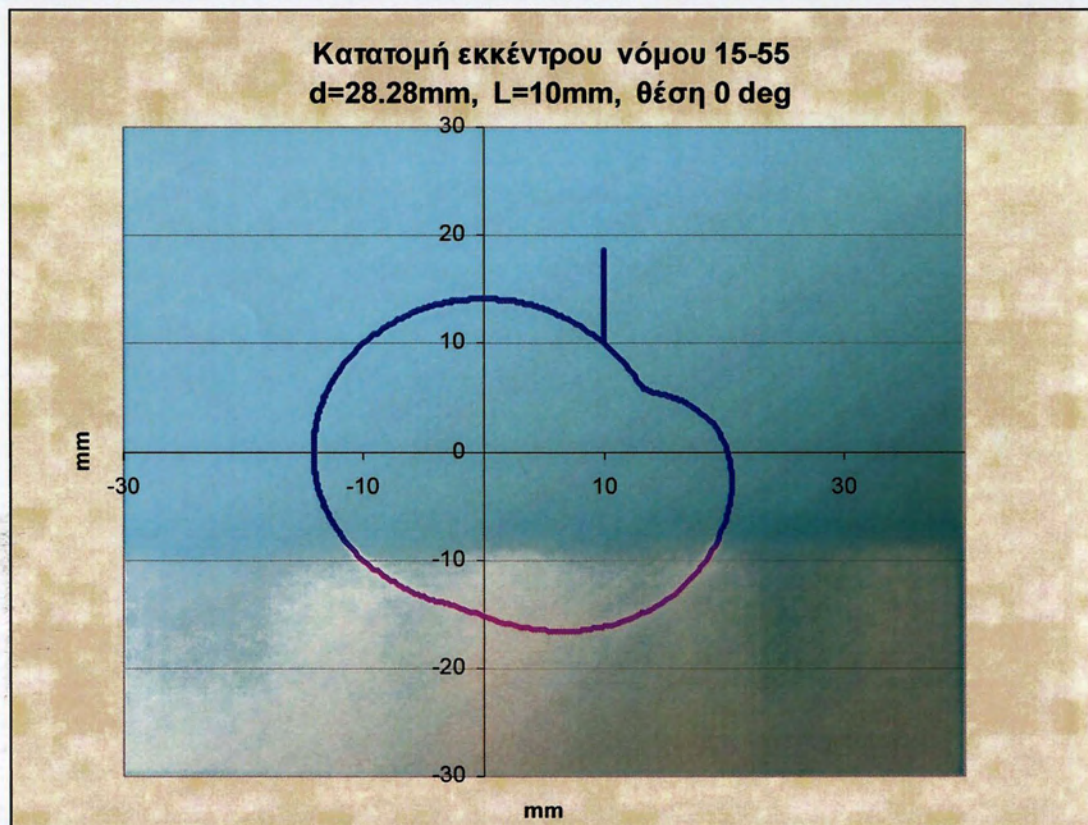
**Σχήμα Π1.21:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=22.36\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα Π1.22:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=44.72\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



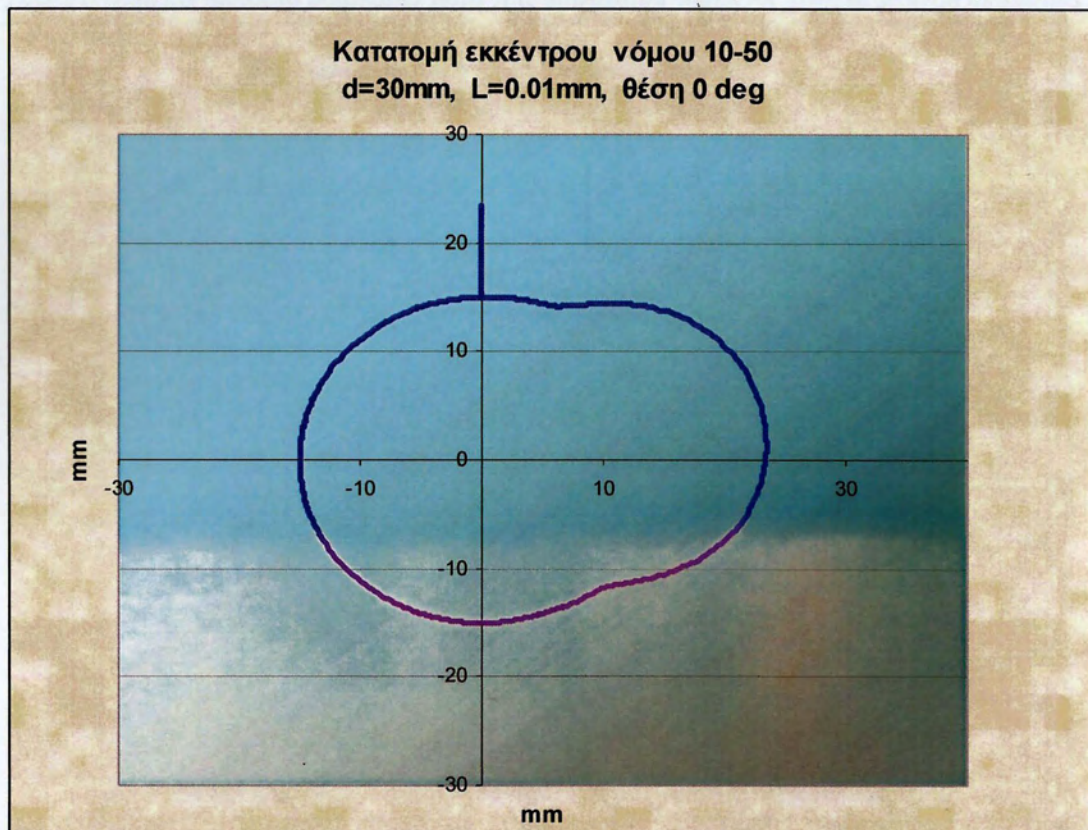
**Σχήμα Π1.23:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=36.05\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



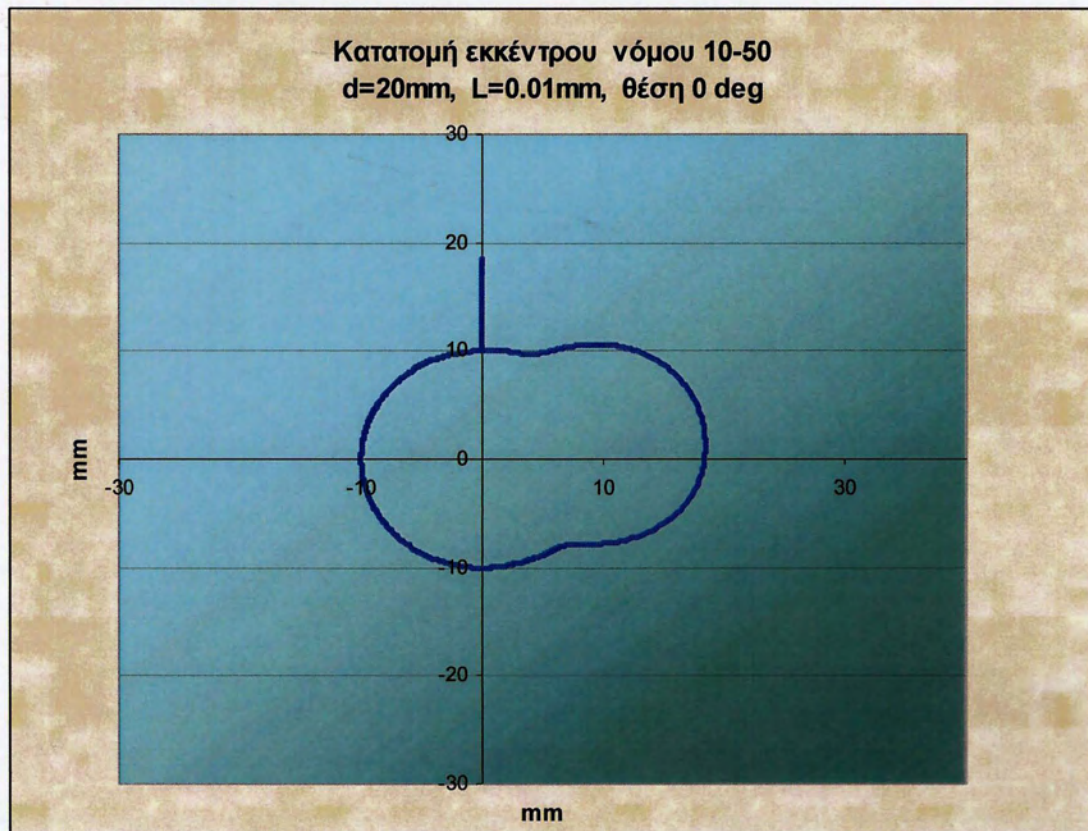
**Σχήμα Π1.24:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 15-55, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=28.28\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



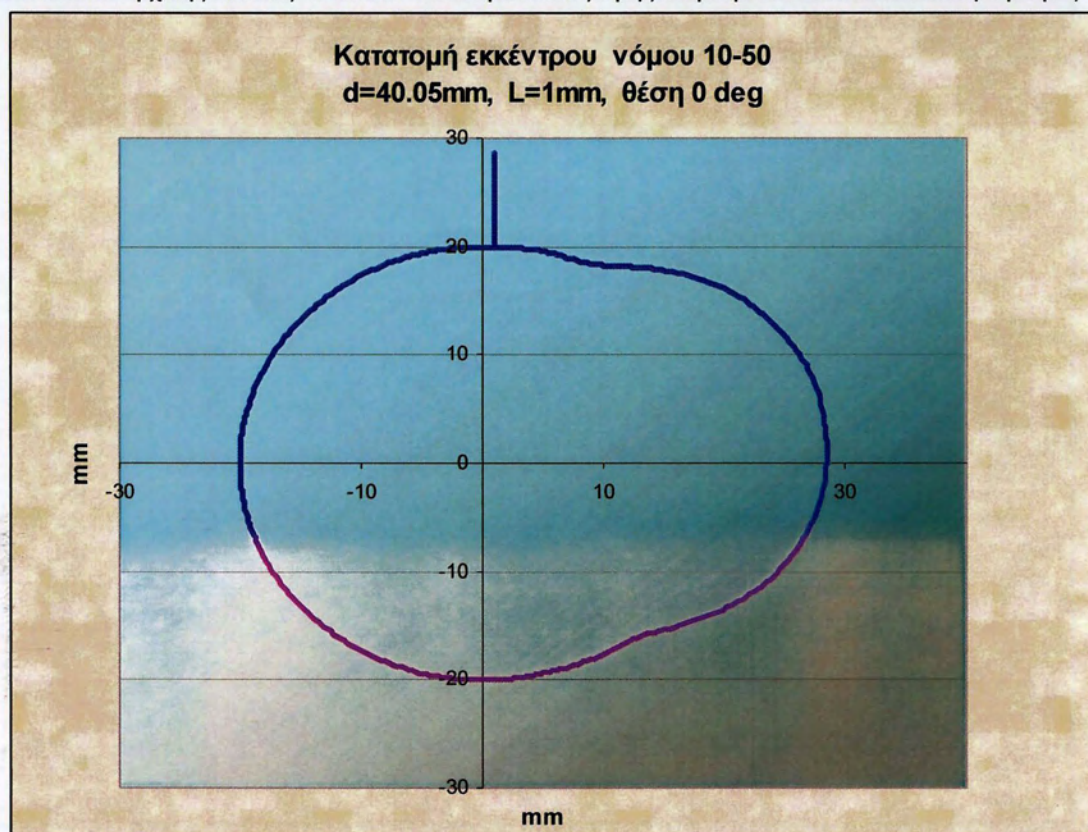
**Σχήμα Π1.25:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



**Σχήμα Π1.26:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες

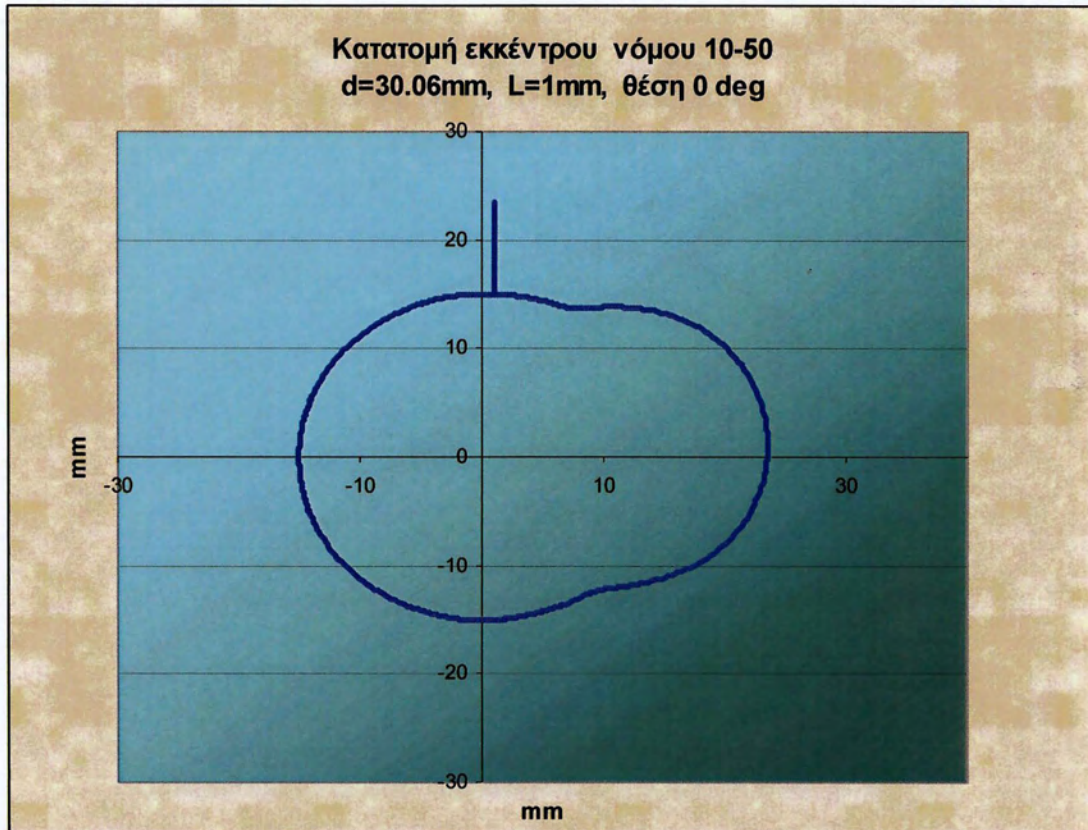


Σχήμα Π1.27: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες

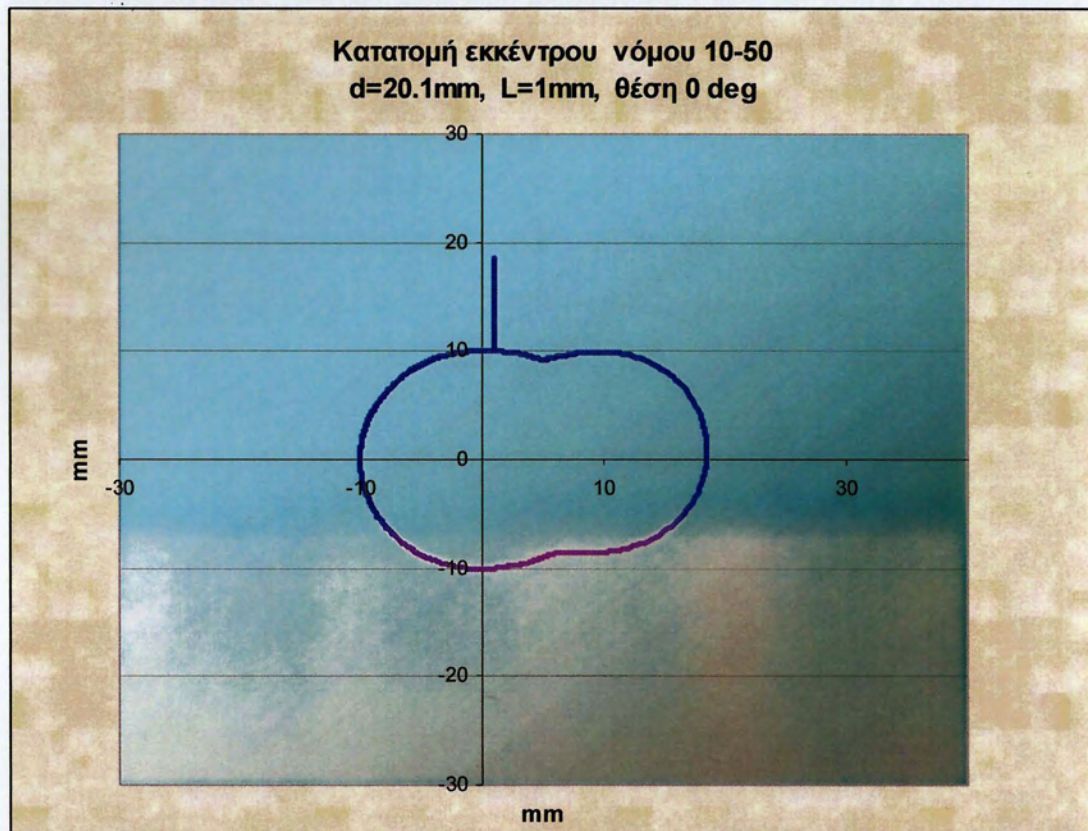


Σχήμα Π1.28: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40.05\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες





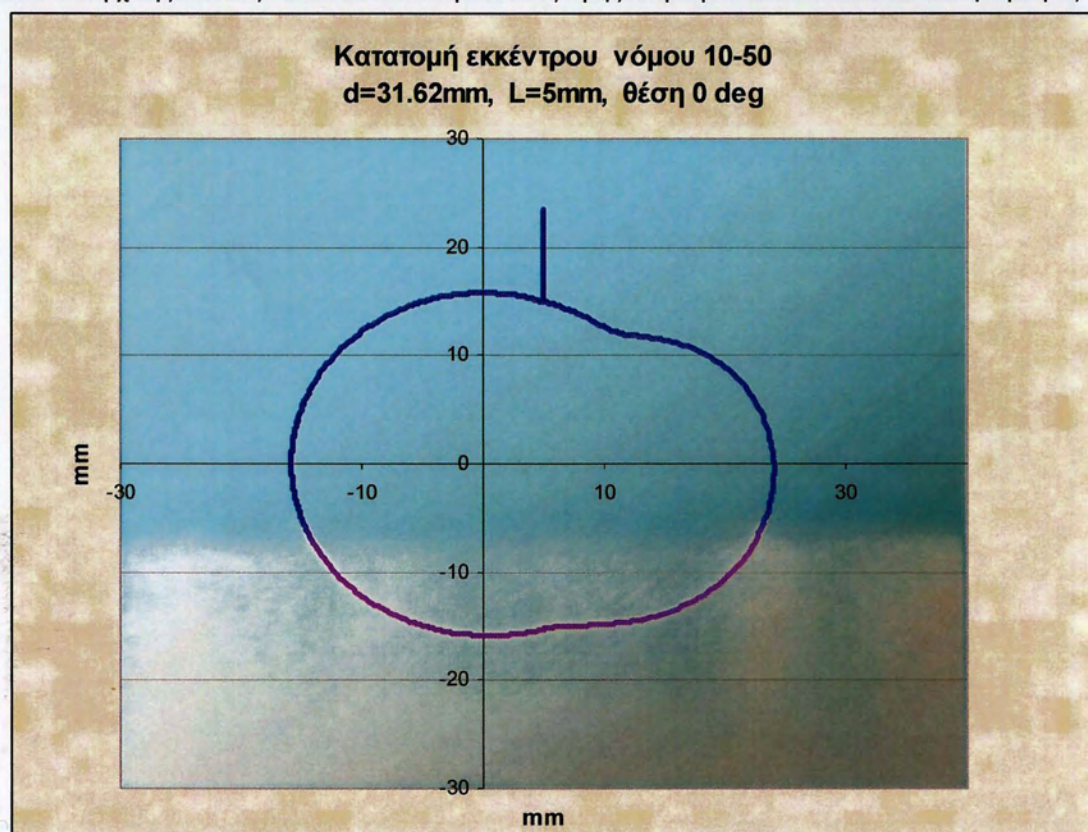
**Σχήμα Π1.29:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30.06\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα Π1.30:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20.1\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



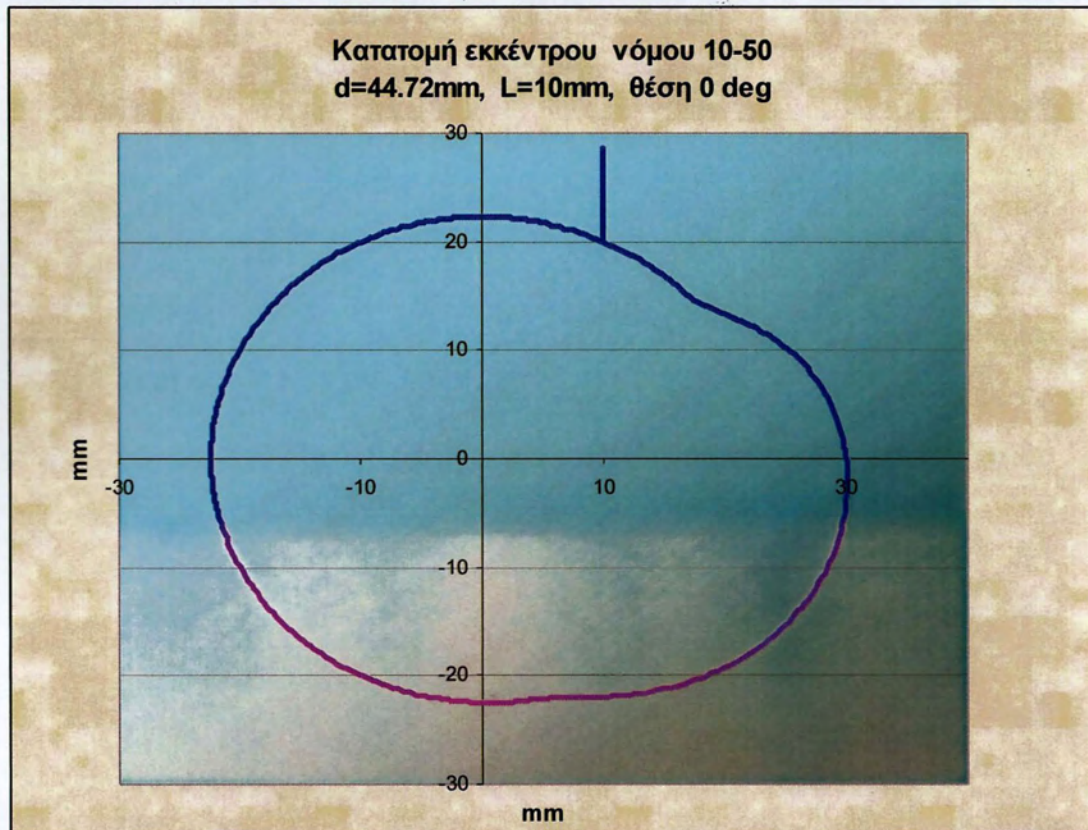
Σχήμα Π1.31: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=41.23\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



Σχήμα Π1.32: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=31.62\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



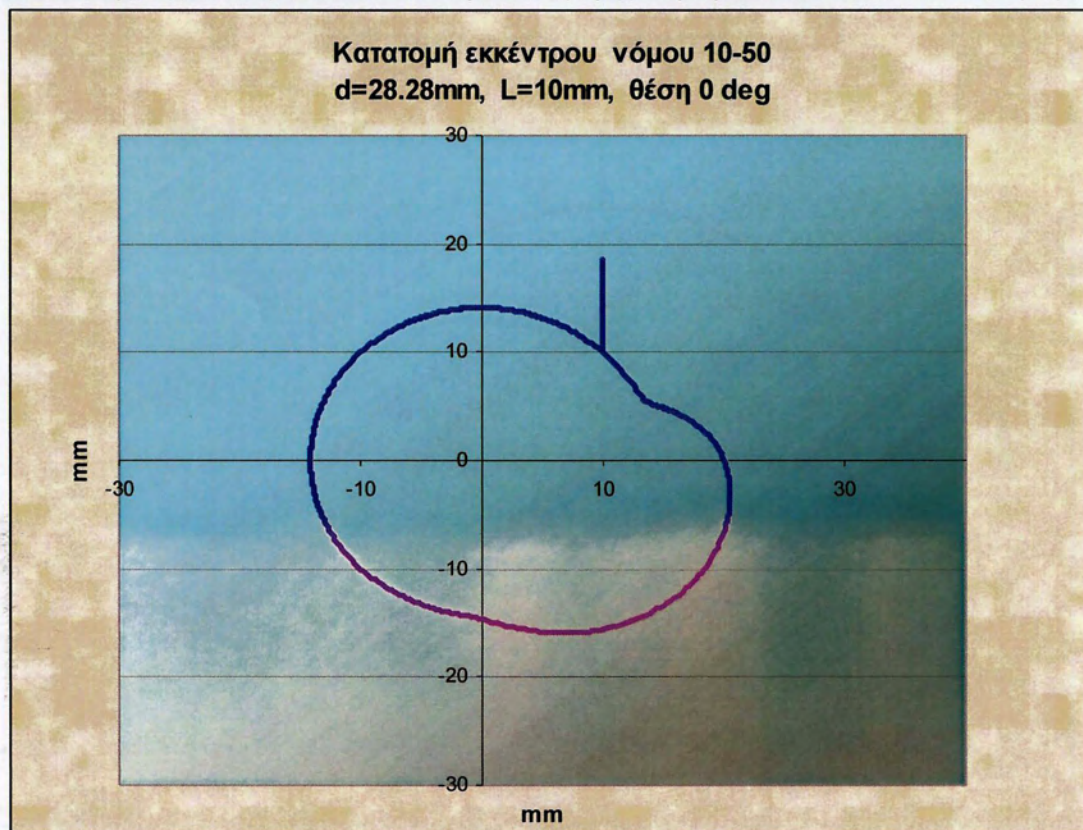
**Σχήμα Π1.33:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=22.36\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



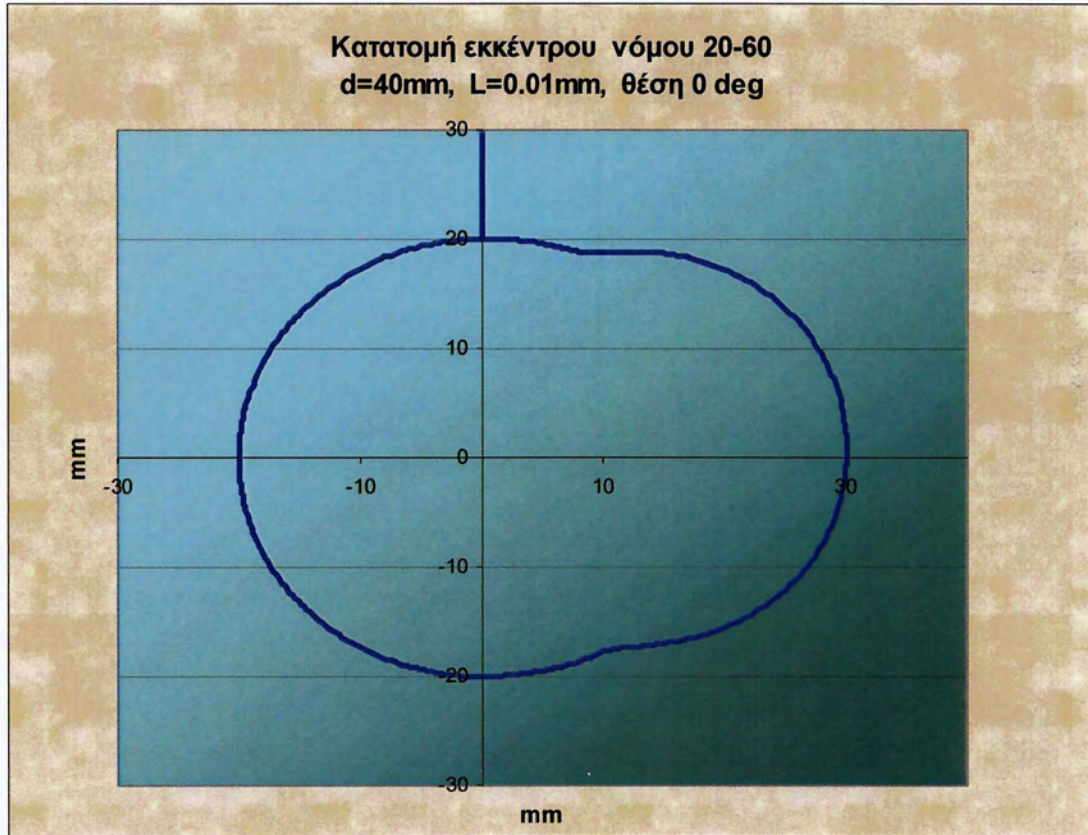
**Σχήμα Π1.34:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=44.72\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



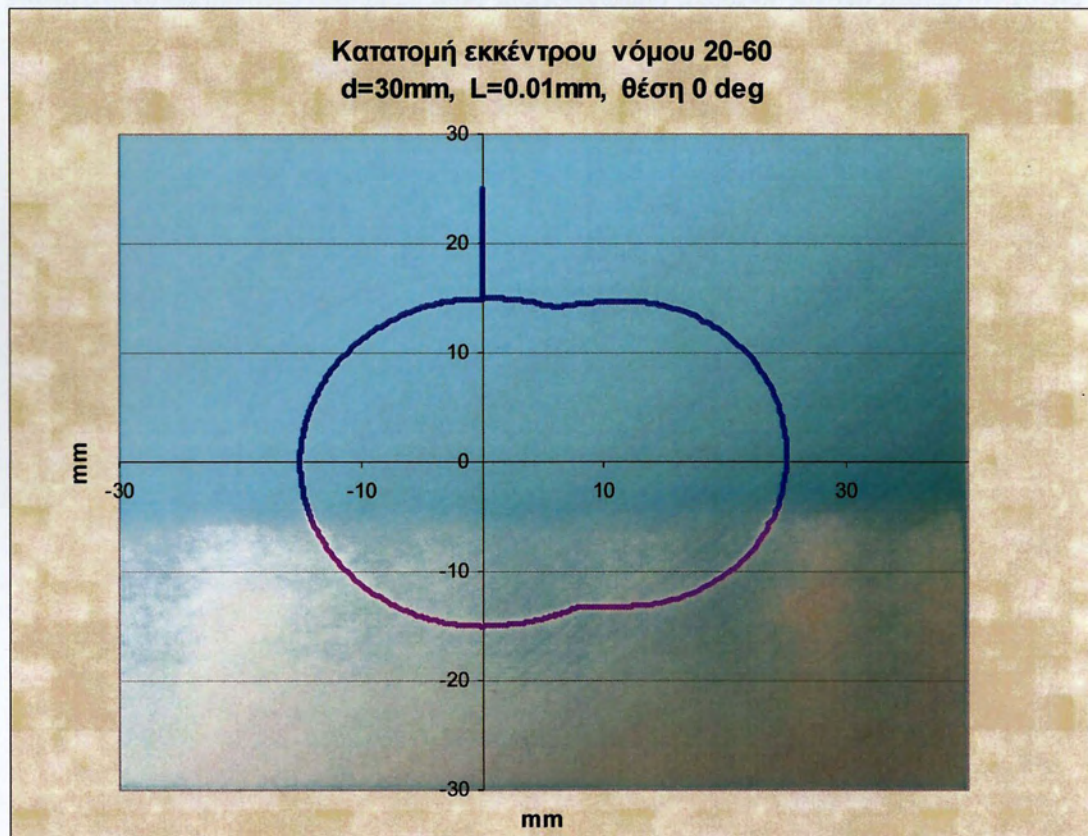
Σχήμα Π1.35: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=36.05\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



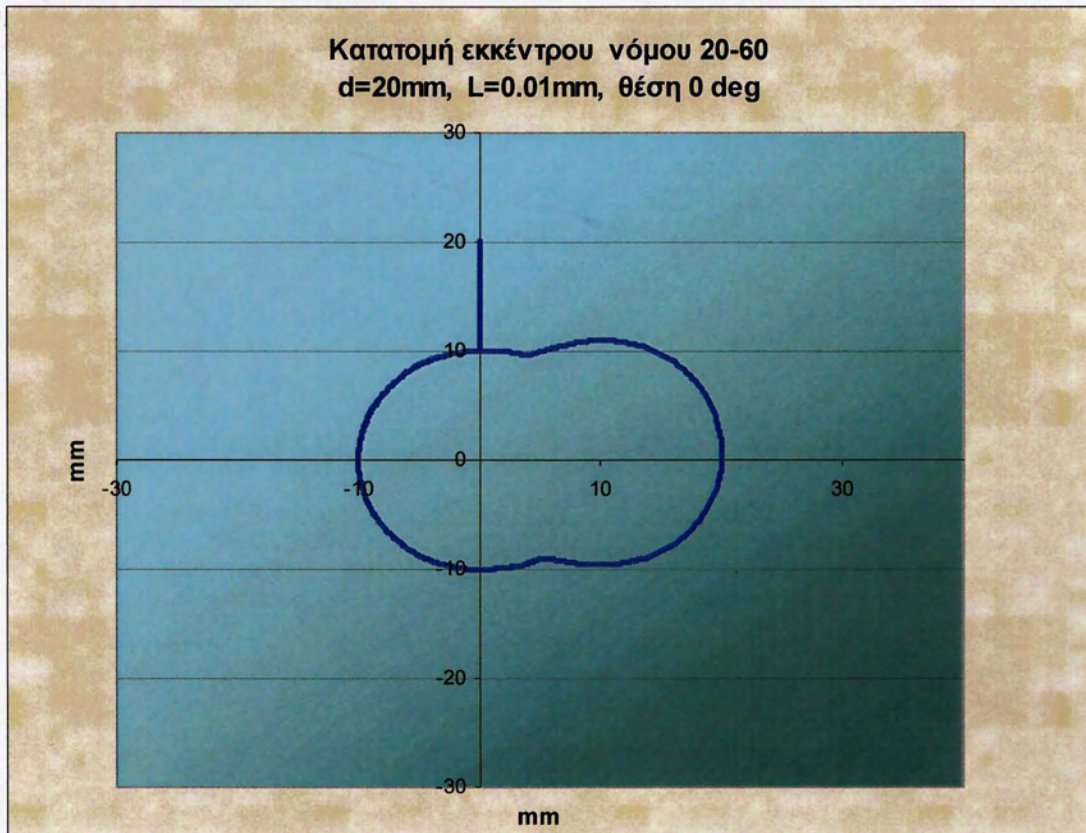
Σχήμα Π1.36: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 10-50, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=28.28\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



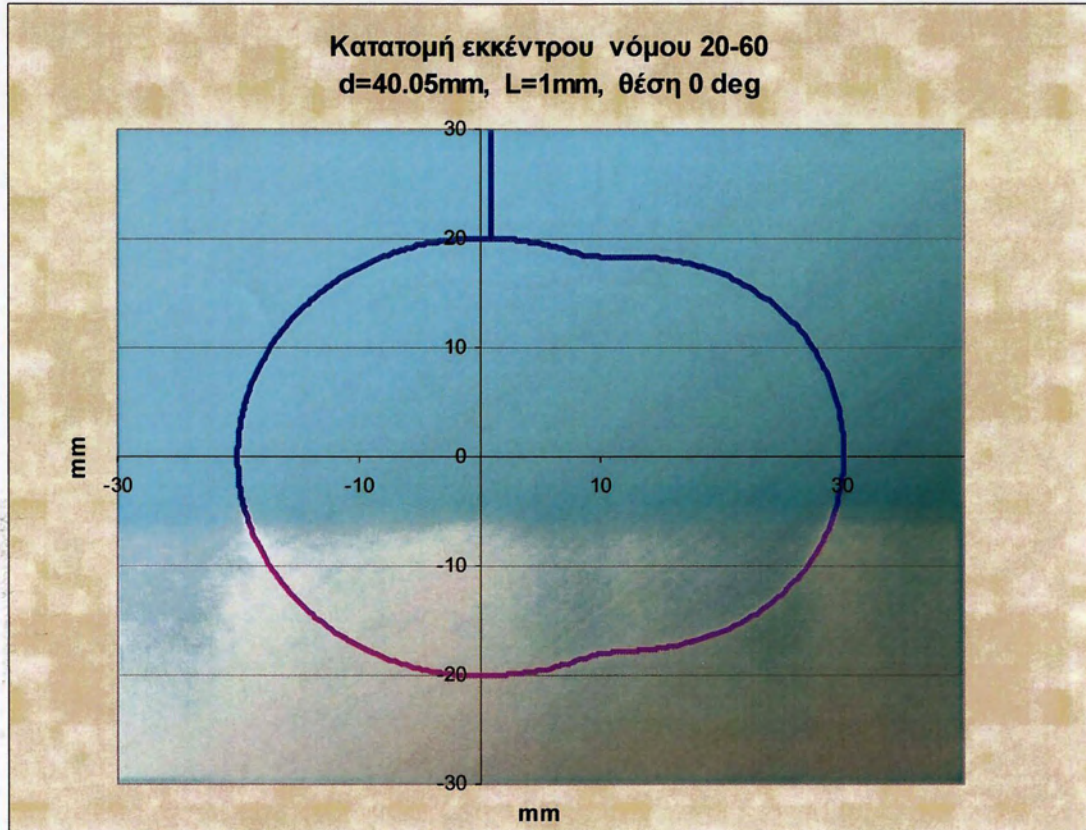
**Σχήμα Π1.37:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



**Σχήμα Π1.38:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



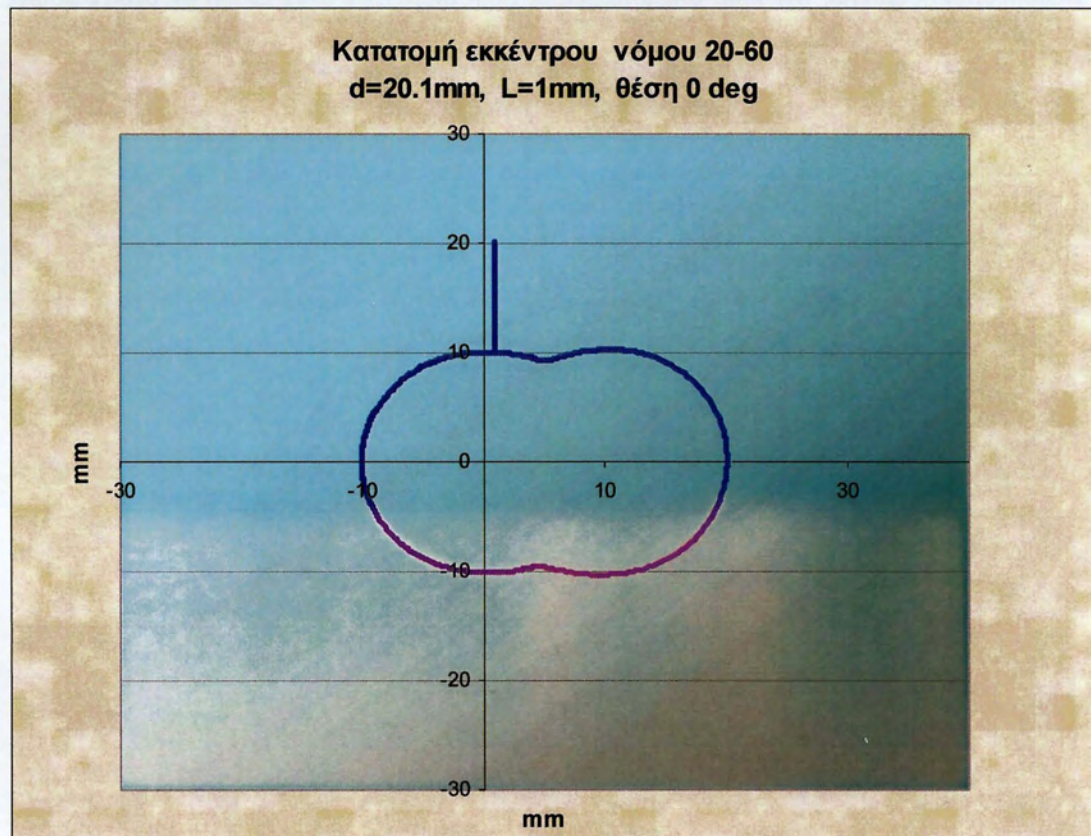
**Σχήμα Π1.39:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=0.01\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



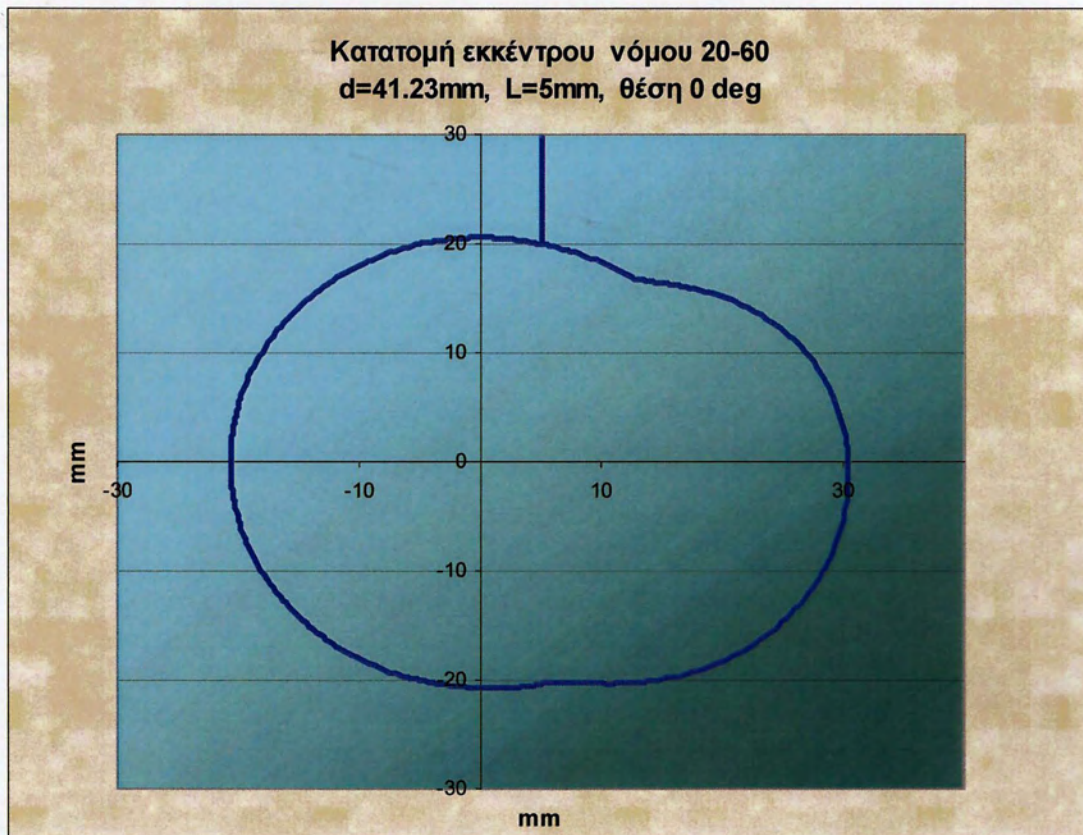
**Σχήμα Π1.40:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=40.05\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



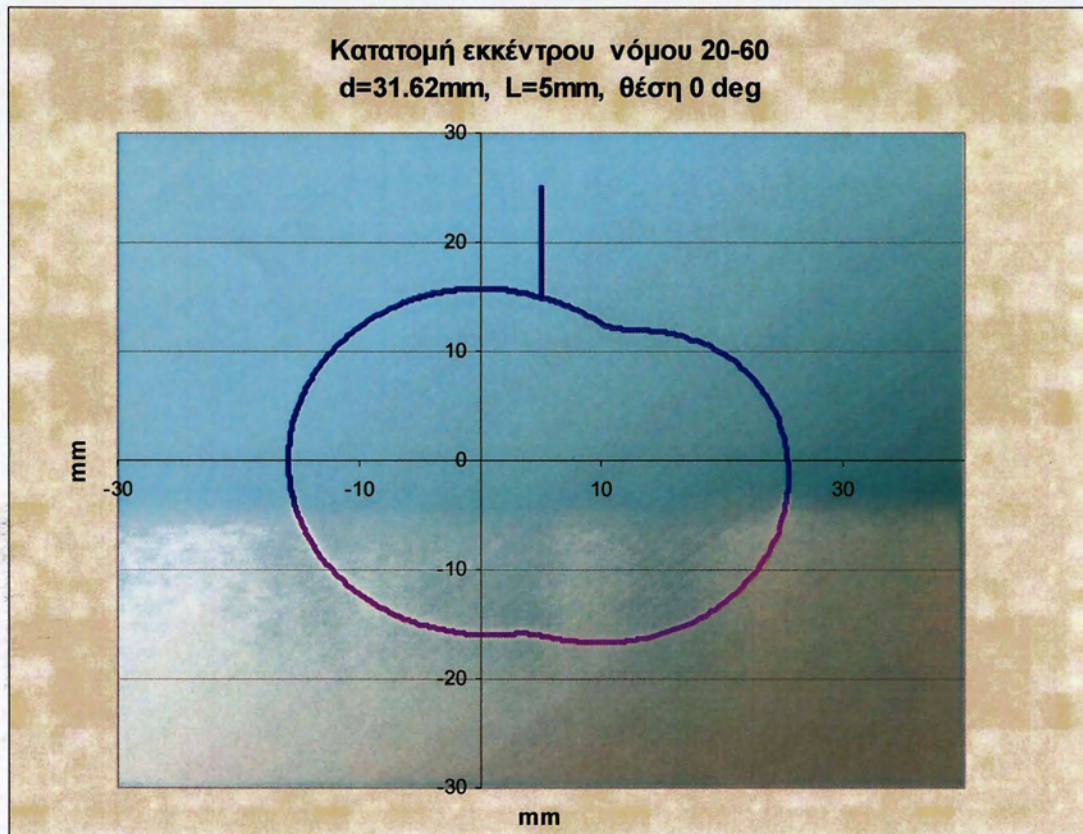
**Σχήμα Π1.41:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=30.06\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



**Σχήμα Π1.42:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=1\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=20.1\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες



Σχήμα Π1.43: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=41.23\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες

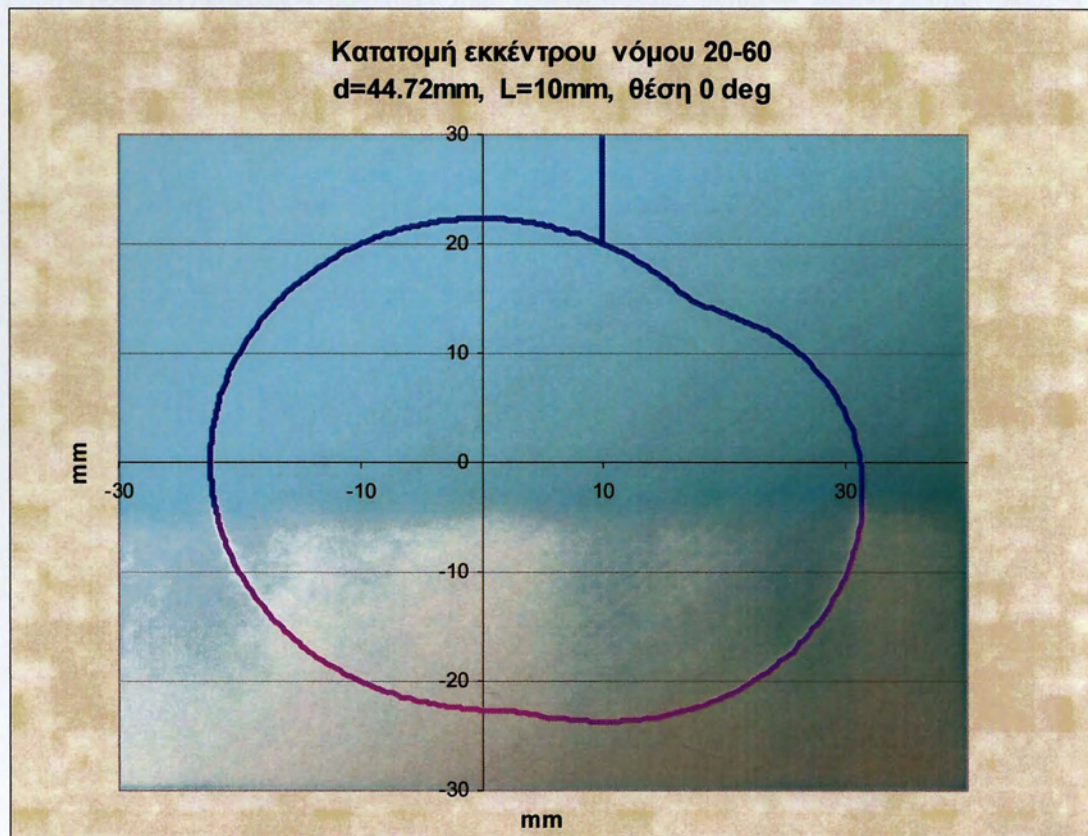


Σχήμα Π1.44: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=31.62\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες

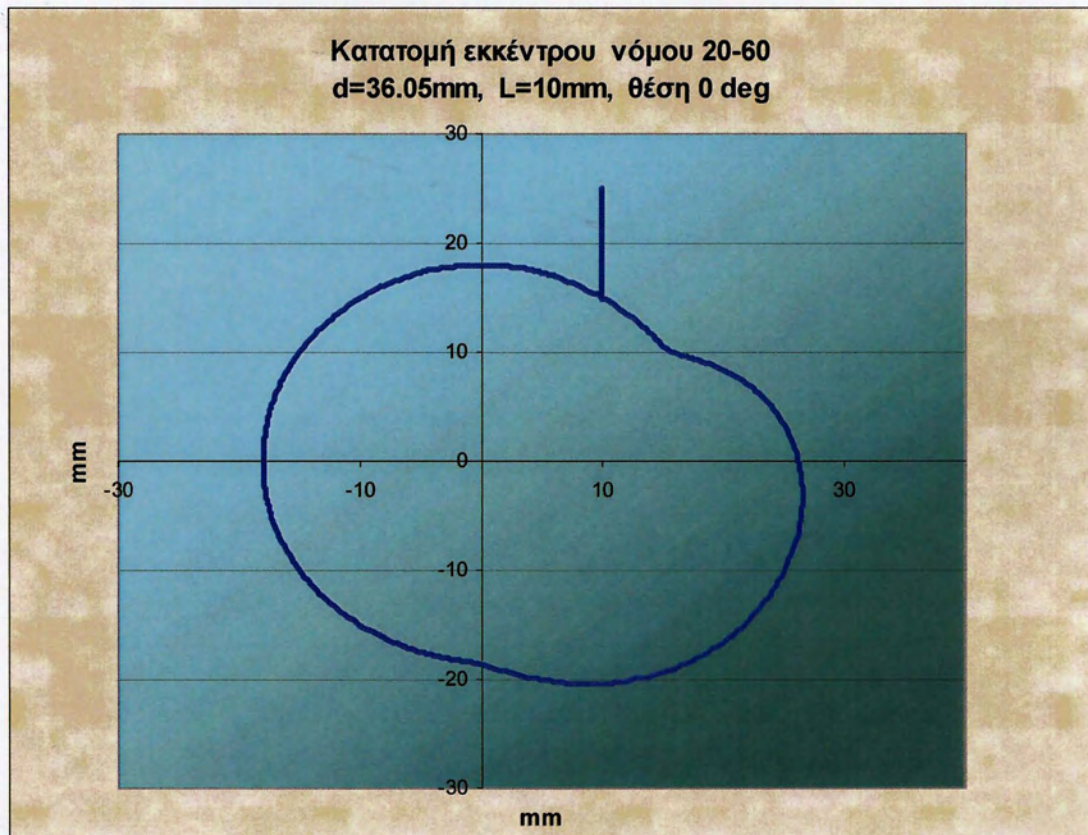




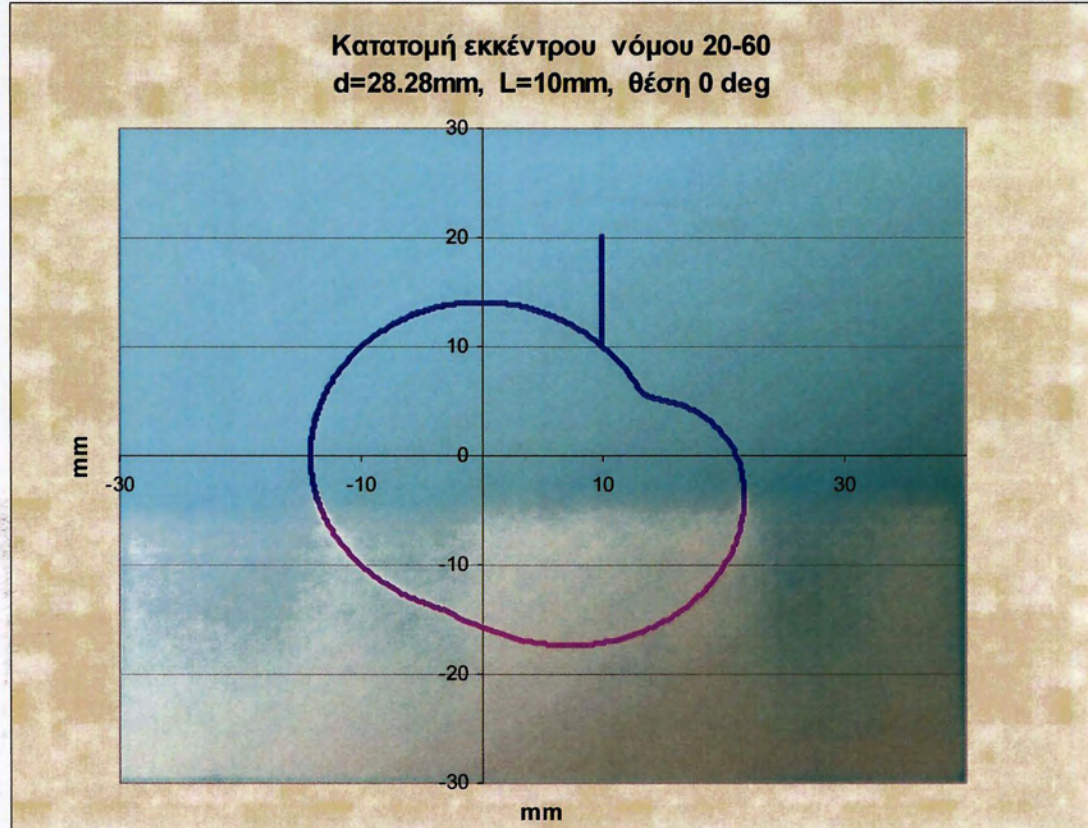
**Σχήμα Π1.45:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=5\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=22.36\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



**Σχήμα Π1.46:** Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=20\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=44.72\text{mm}$  και θέση  $0$  μοίρες



Σχήμα Π1.47: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=15\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=36.05\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες

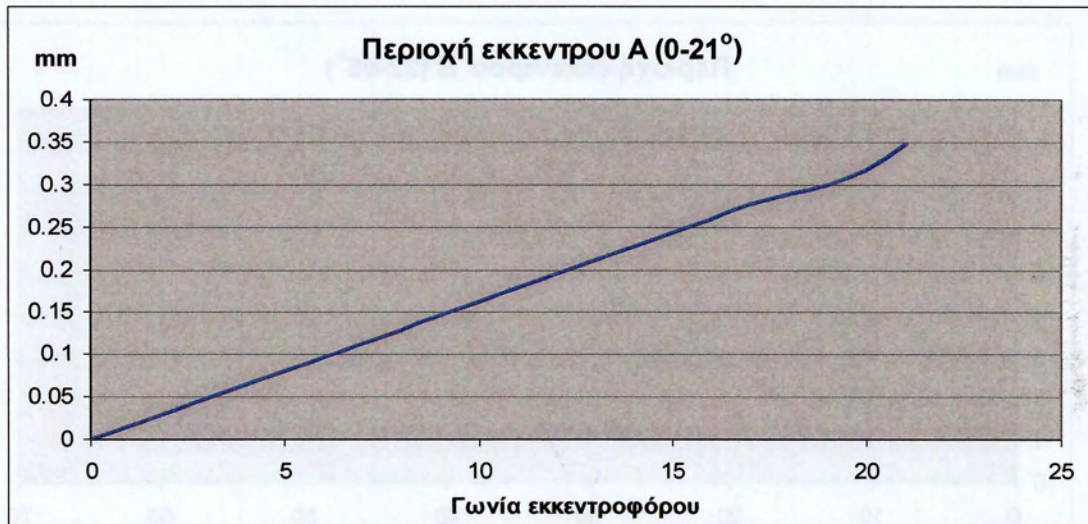


Σχήμα Π1.48: Κατατομή εκκέντρου σημειακής επαφής νόμος κίνησης 20-60, απόστασης επαφής  $L=10\text{mm}$  αρχικής ακτίνας  $R=10\text{mm}$  υπολογισθείσας τιμής διαμέτρου  $d=28.28\text{mm}$  και θέση 0 μοίρες.

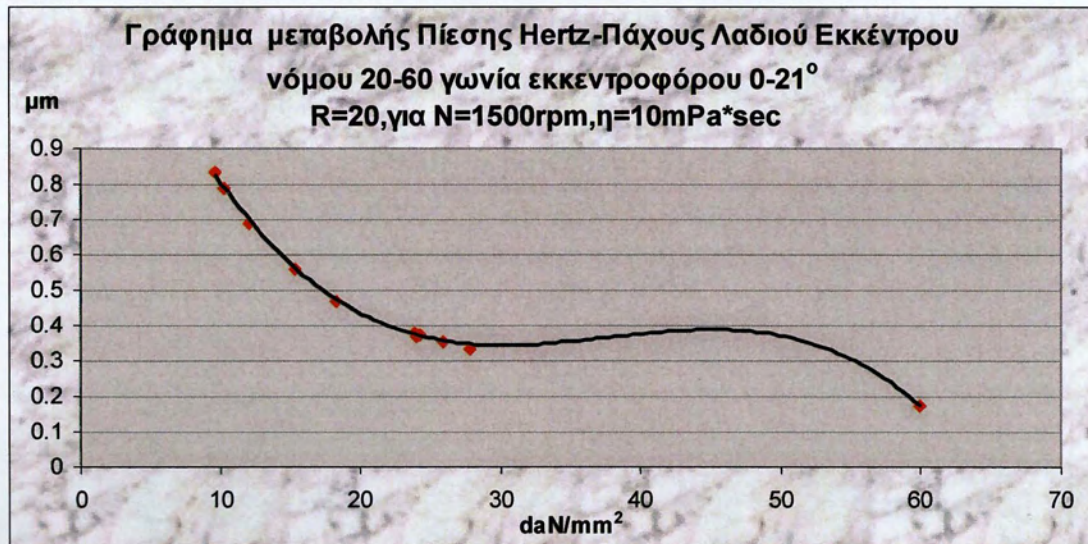
# ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΚΚΕΝΤΡΟΥ-ΑΚΟΛΟΥΘΟΥ ΝΟΜΩΝ 10-50,  
15-55,20-60.

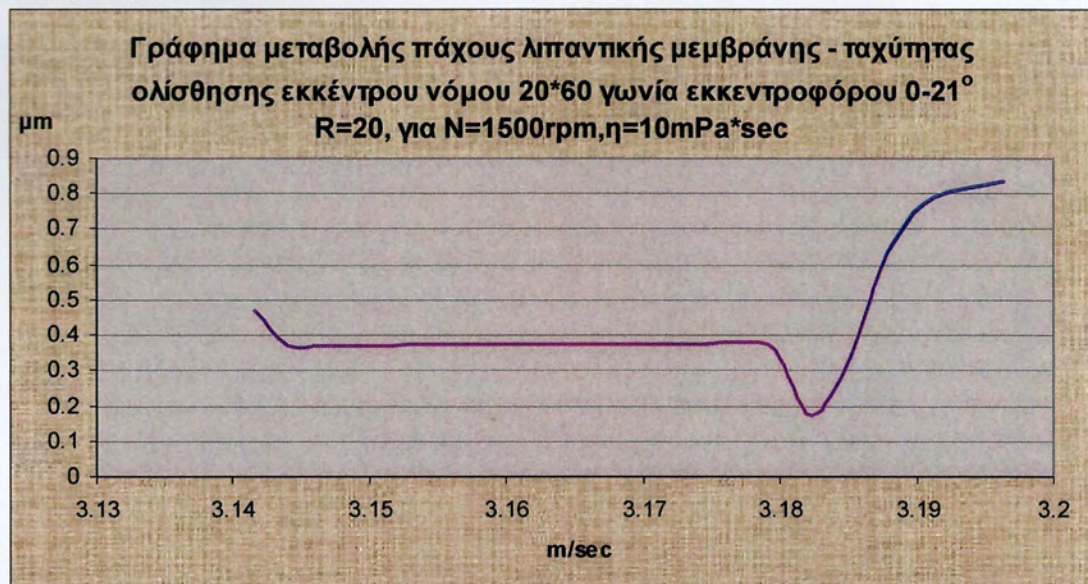




Σχήμα Π2.1: Τμήμα νόμου ανύψωσης 20-60 για μεταβολή εκκεντροφόρου από 0-21° .



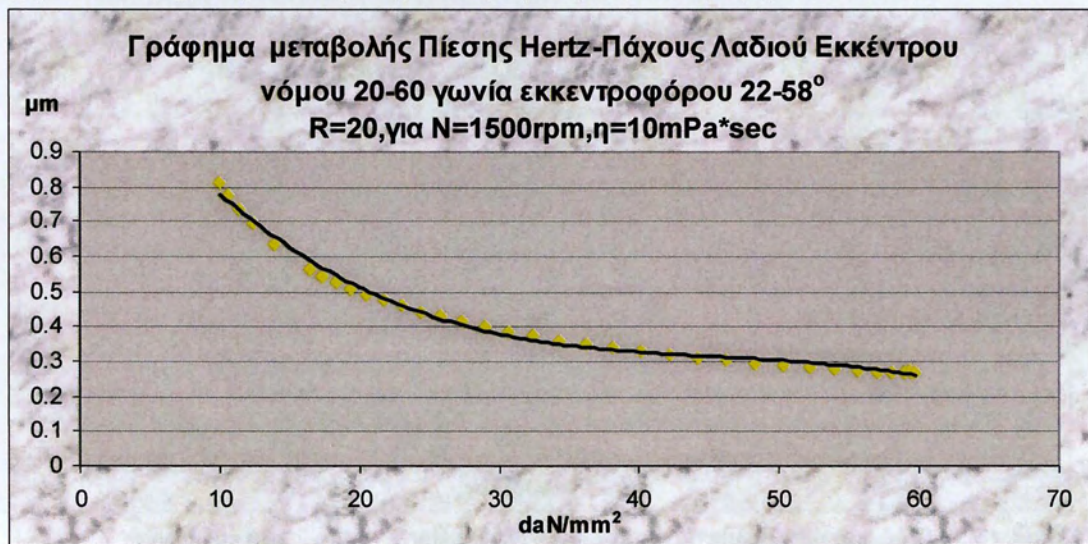
Σχήμα Π2.2: Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – πίεσης Hertz νόμου 20-60 και γωνία εκκεντροφόρου από 0-21° .



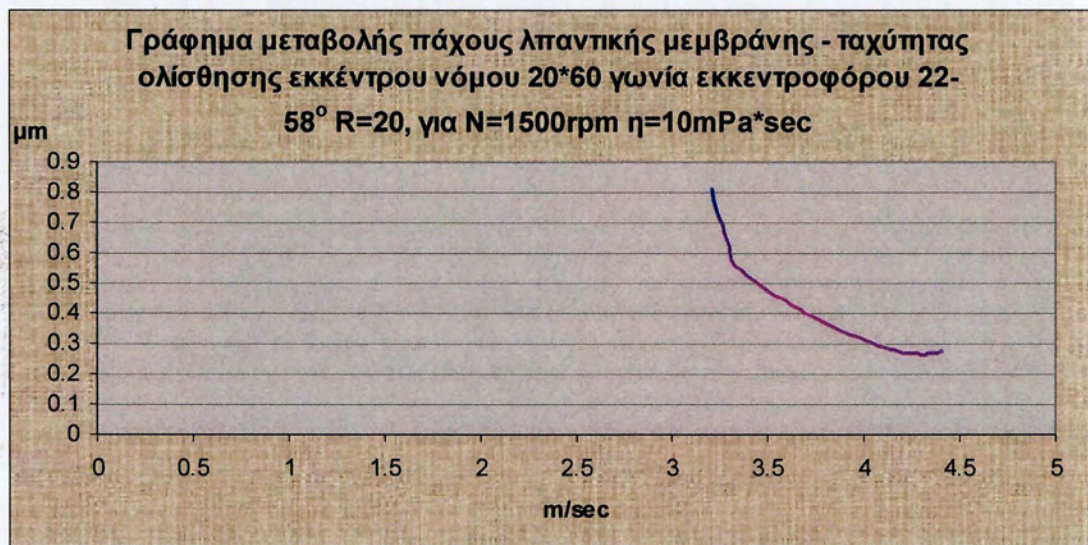
Σχήμα Π2.3: Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – ταχύτητας ολίσθησης U, νόμου 20-60, για γωνία εκκεντροφόρου 0-21° .



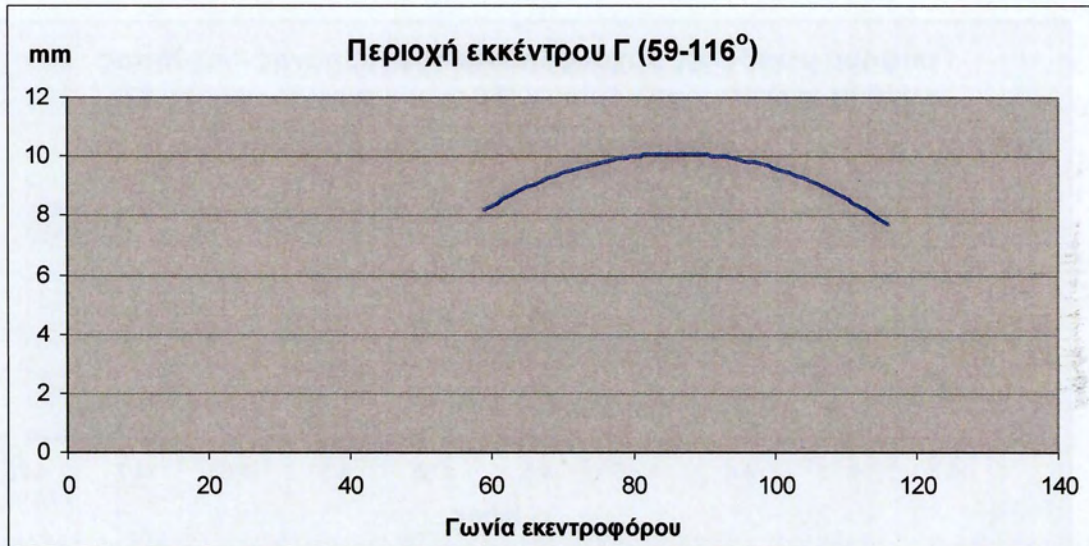
Σχήμα Π2.4: Τμήμα νόμου ανύψωσης 20-60 για μεταβολή εκκεντροφόρου από 22-58° .



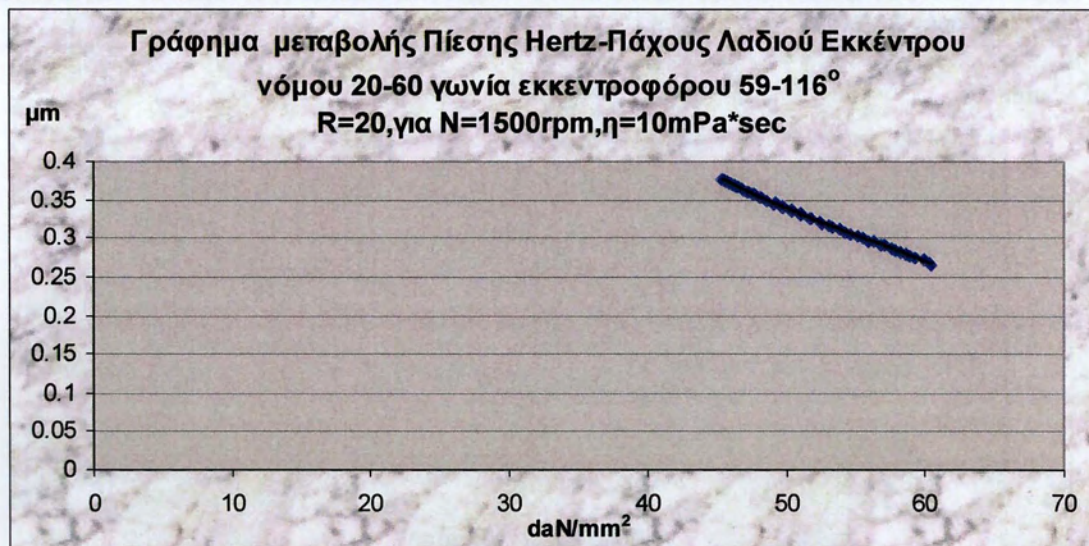
Σχήμα Π2.5: Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – πίεσης Hertz νόμου 20-60 και γωνία εκκεντροφόρου από 22-58° .



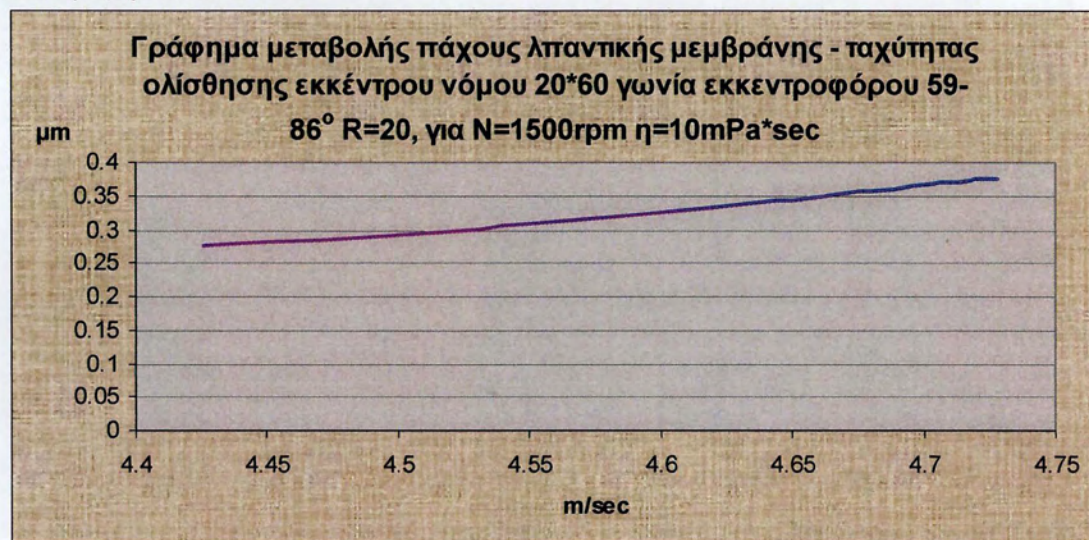
Σχήμα Π2.6: Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – ταχύτητας ολίσθησης U, νόμου 20-60, για γωνία εκκεντροφόρου 22-58° .



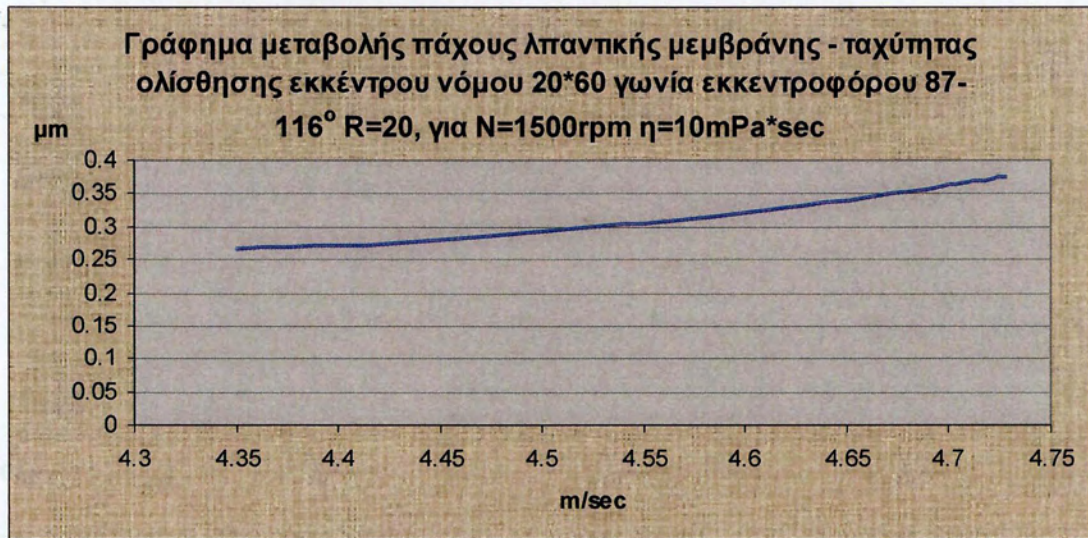
Σχήμα Π2.7: Τμήμα νόμου ανύψωσης 20-60 για μεταβολή εκκεντροφόρου από 59-116° .



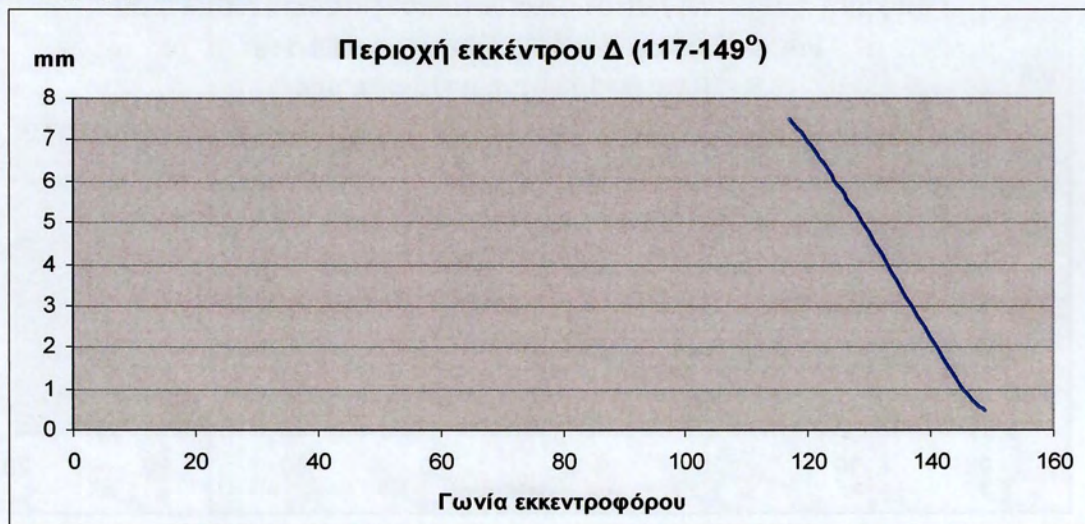
Σχήμα Π2.8: Γράφημα μεταβολής πάχος λαδιού – πίεσης Hertz νόμου 20-60 και γωνία εκκεντροφόρου από 59-116° .



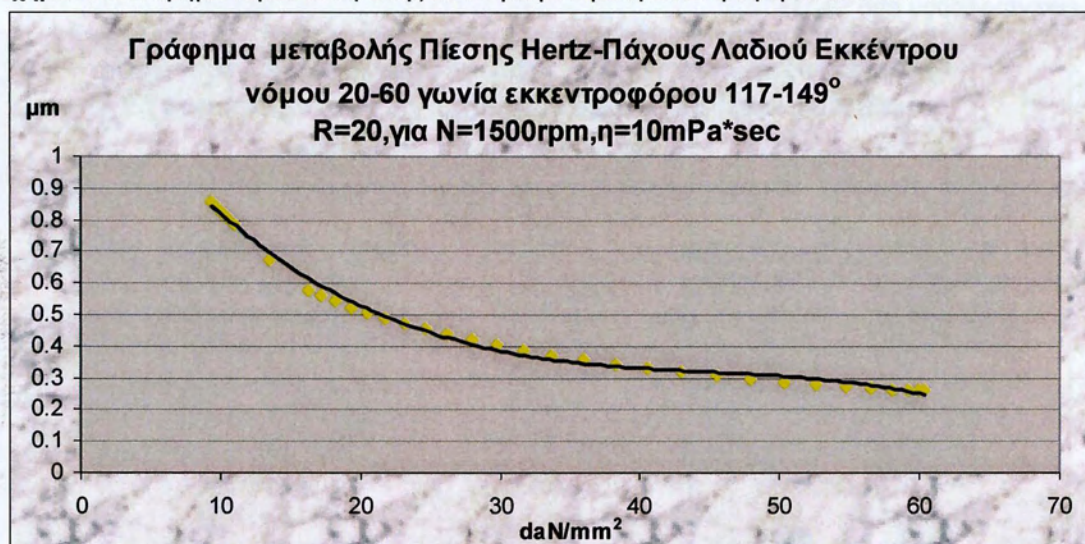
Σχήμα Π2.9: Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – ταχύτητας ολίσθησης U, νόμου 20-60, για γωνία εκκεντροφόρου 59-86° .



**Σχήμα Π2.10:** Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – ταχύτητας ολίσθησης U, νόμου 20-60, για γωνία εκκεντροφόρου 87-116°.

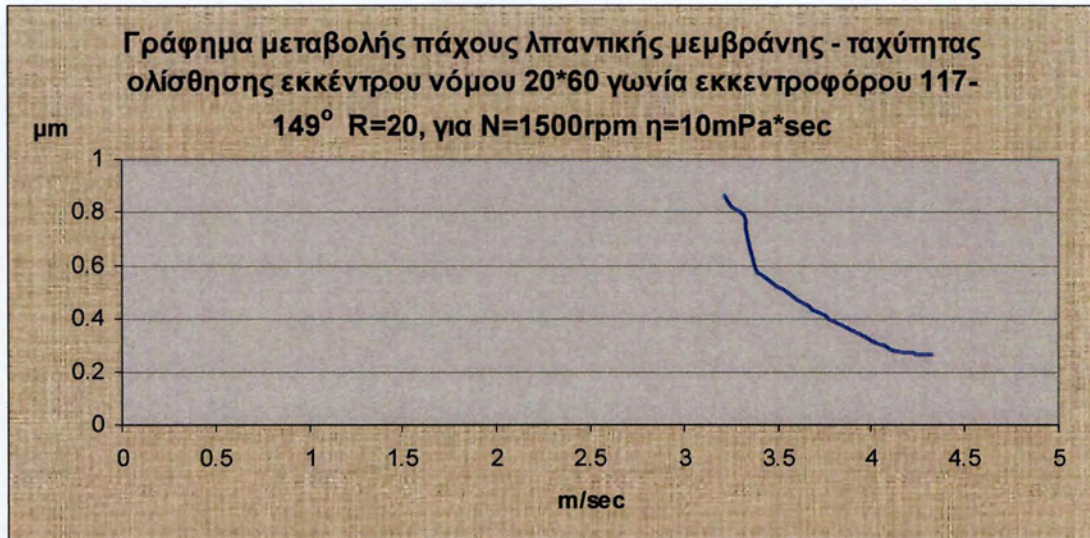


**Σχήμα Π2.11:** Τμήμα νόμου ανύψωσης 20-60 για μεταβολή εκκεντροφόρου από 117-149°.



**Σχήμα Π2.12:** Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – πίεσης Hertz νόμου 20-60 και γωνία εκκεντροφόρου από 117-149°.

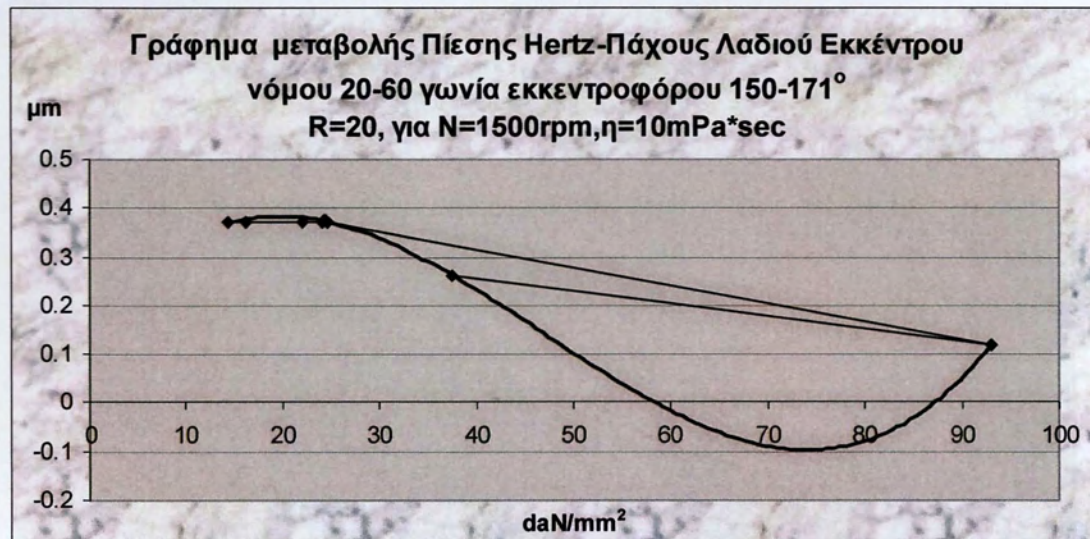




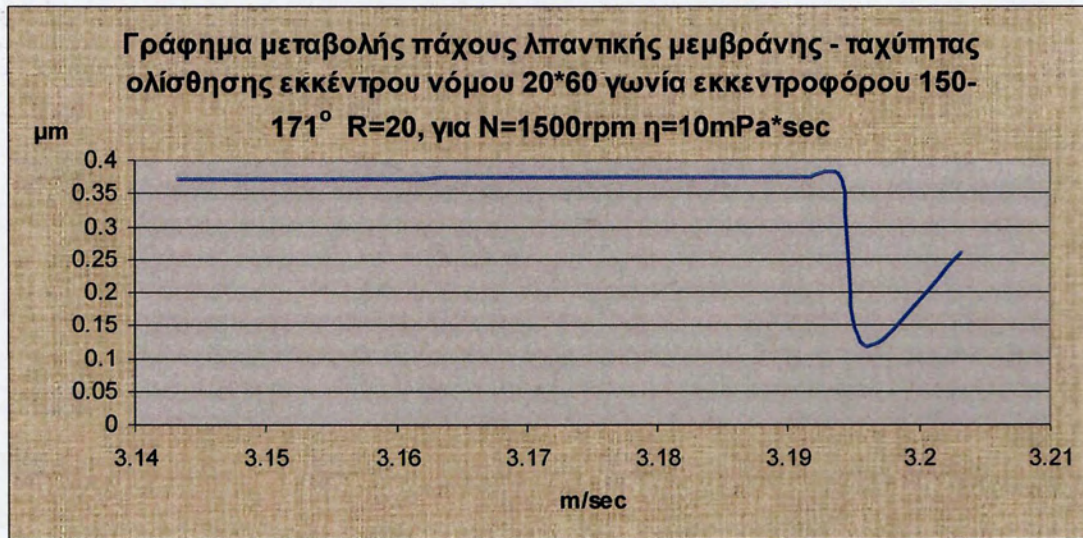
**Σχήμα Π2.13:** Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – ταχύτητας ολίσθησης U, νόμου 20-60, για γωνία εκκεντροφόρου 117-149° .



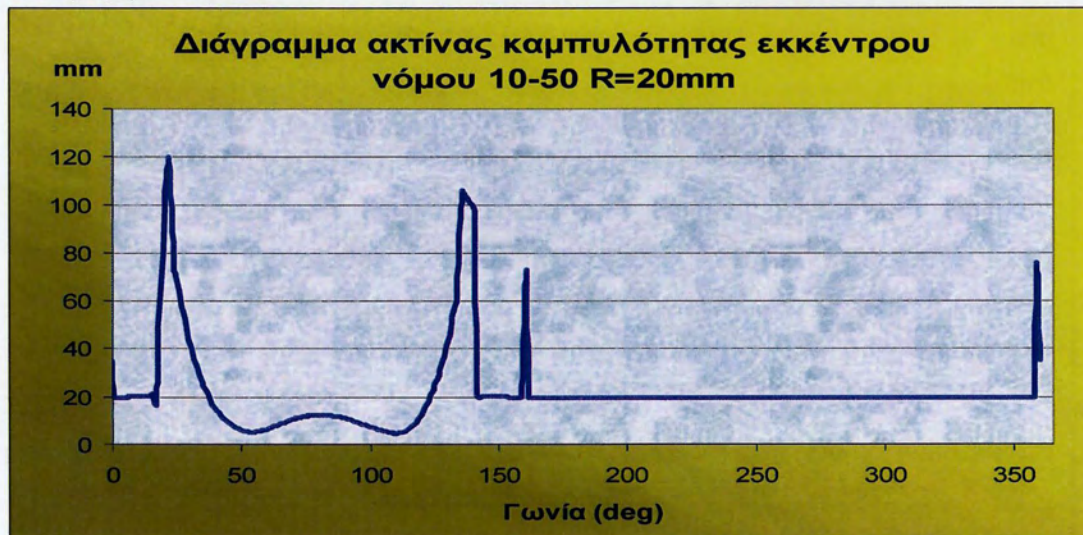
**Σχήμα Π2.14:** Τμήμα νόμου ανύψωσης 20-60 για μεταβολή εκκεντροφόρου από 150-171° .



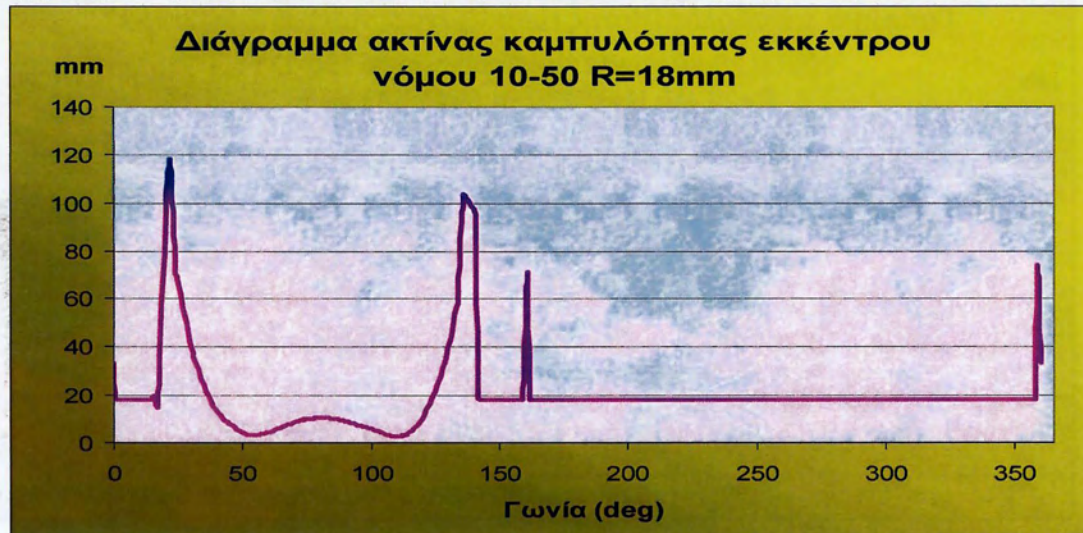
**Σχήμα Π2.15:** Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – πίεσης Hertz νόμου 20-60 και γωνία εκκεντροφόρου από 150-171° .



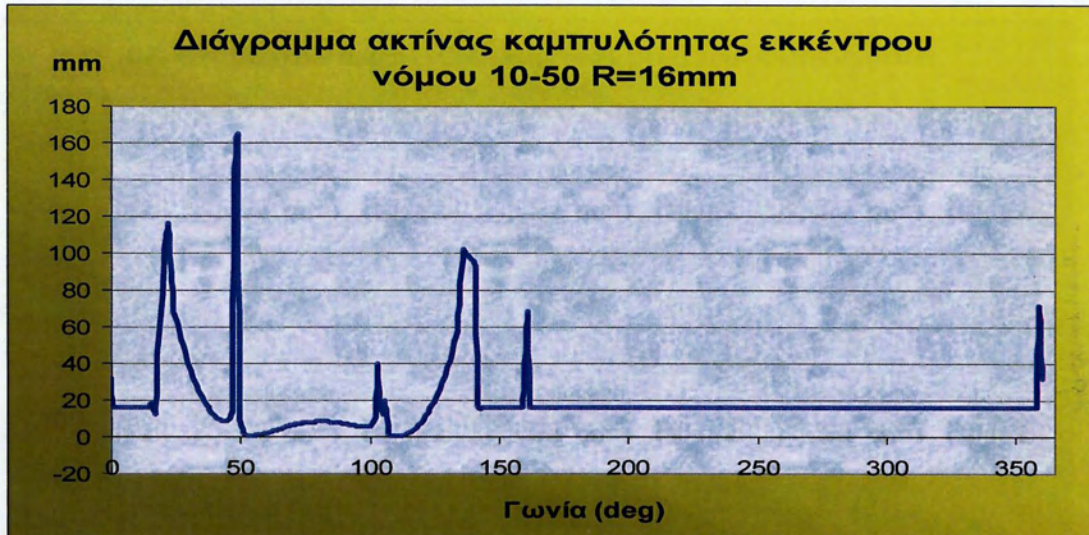
**Σχήμα Π2.16:** Γράφημα μεταβολής πάχους λαδιού – ταχύτητας ολίσθησης U, νόμου 20-60, για γωνία εκκεντροφόρου 150-171°.



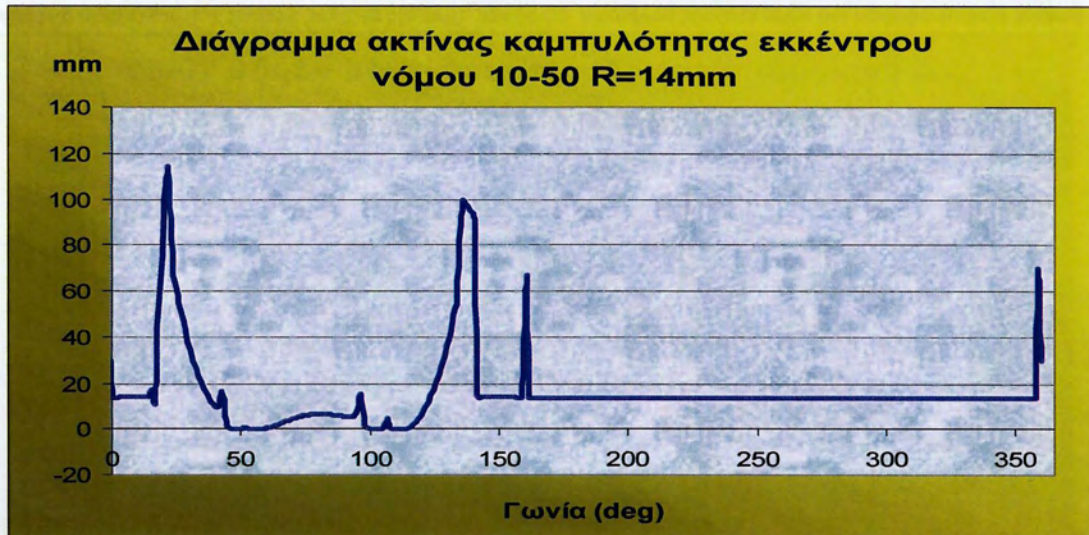
**Σχήμα Π2.17:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



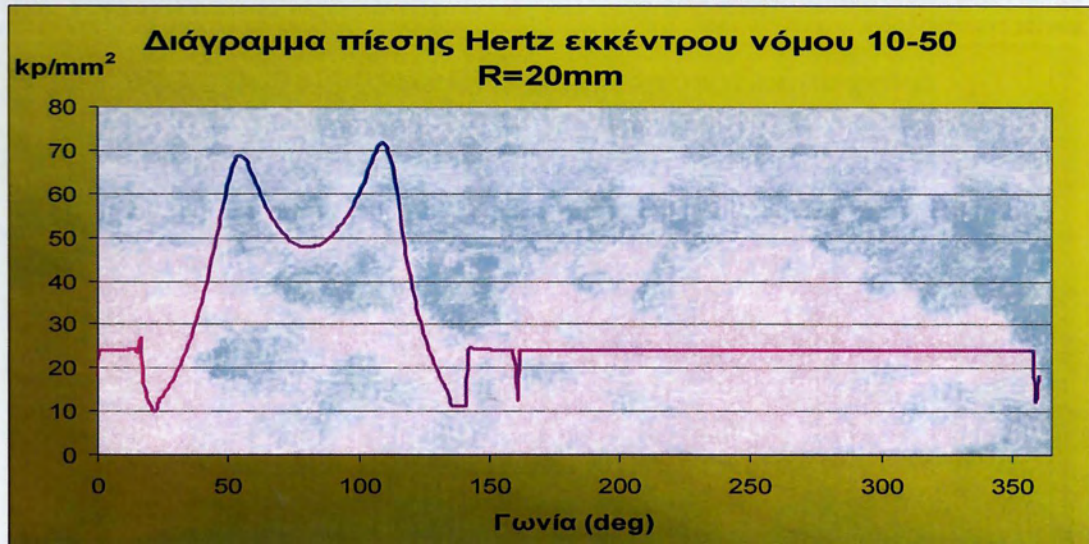
**Σχήμα Π2.18 :** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.



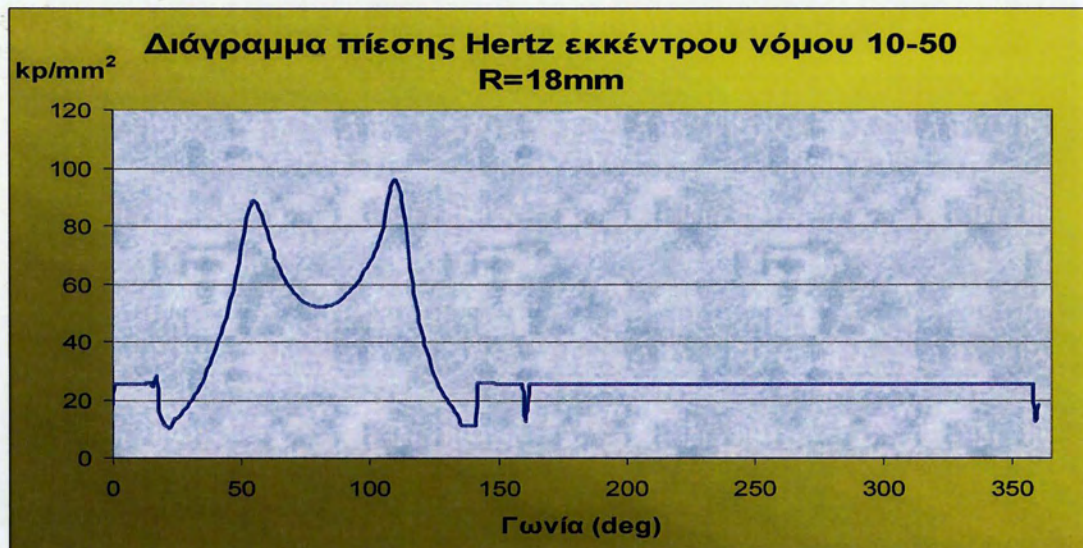
Σχήμα Π2.19: Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm.



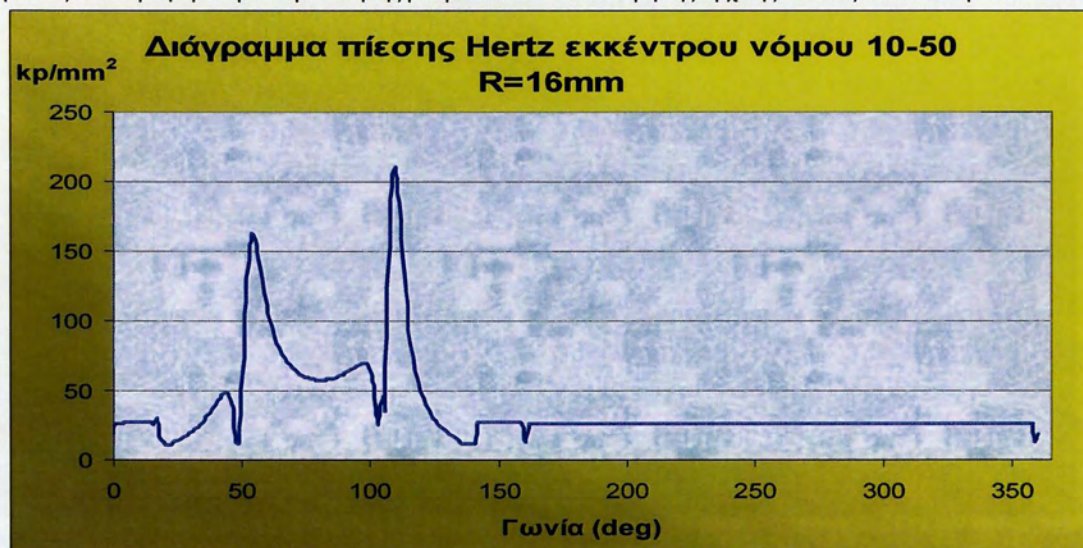
Σχήμα Π2.20 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=14mm.



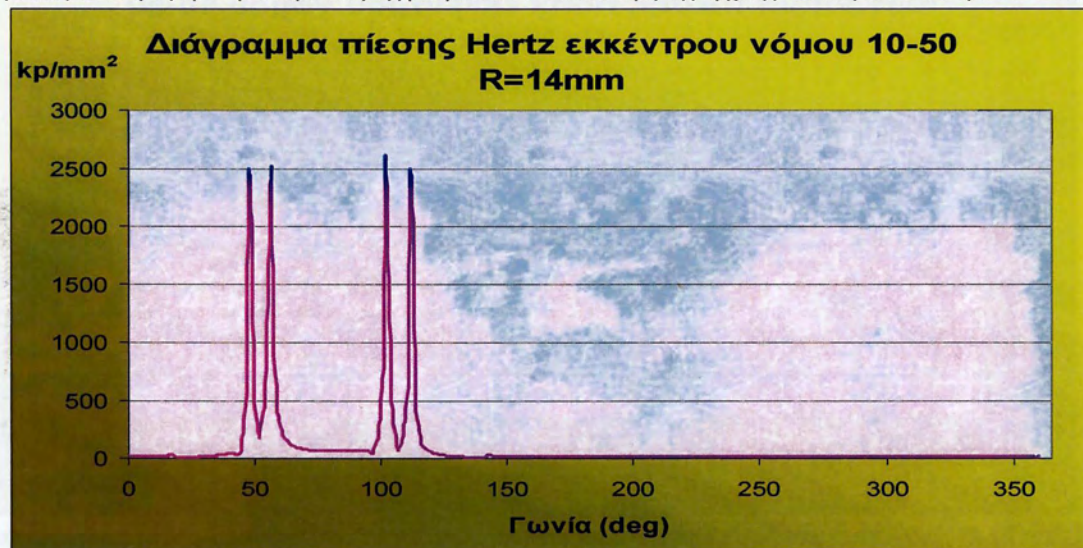
Σχήμα Π2.21 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



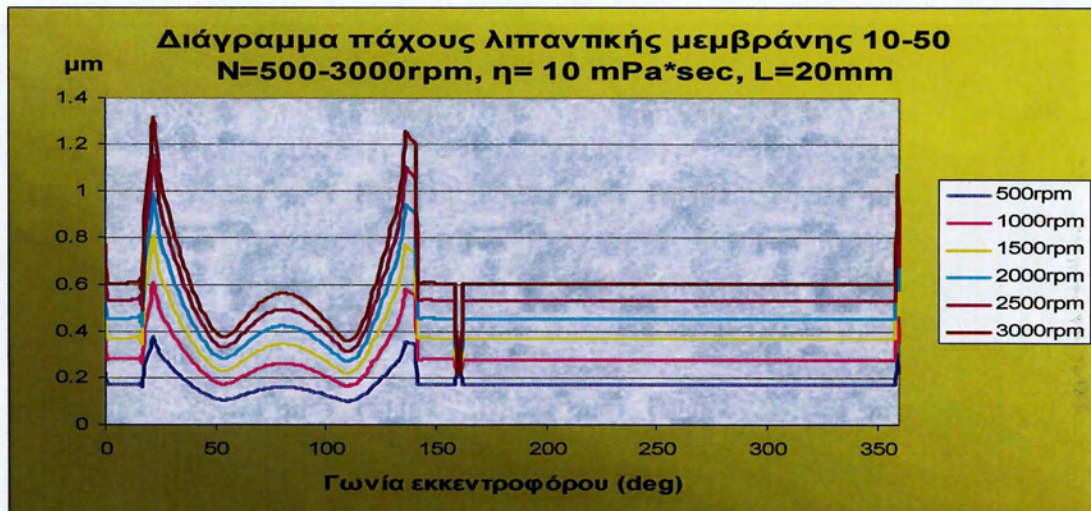
Σχήμα Π2.22 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.



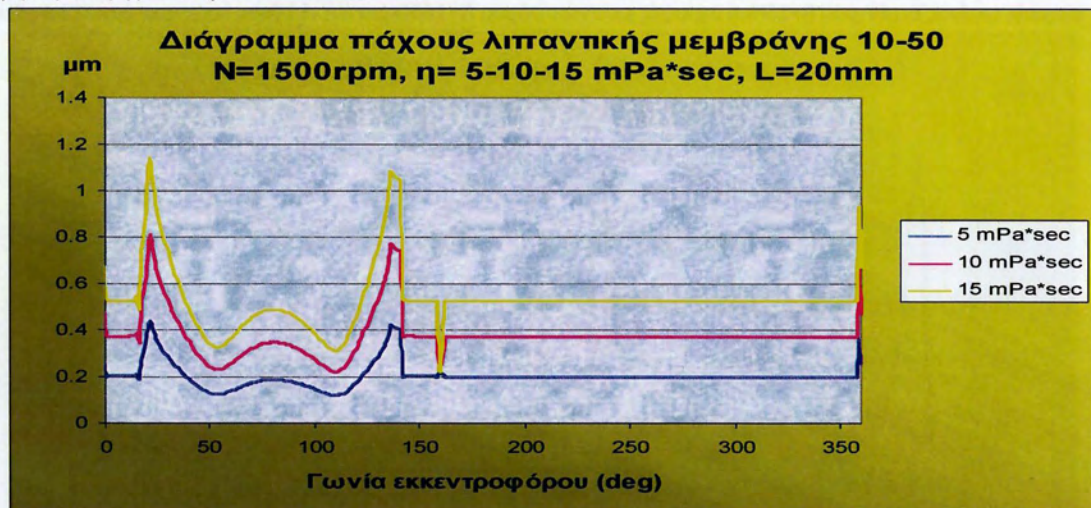
Σχήμα Π2.23 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm.



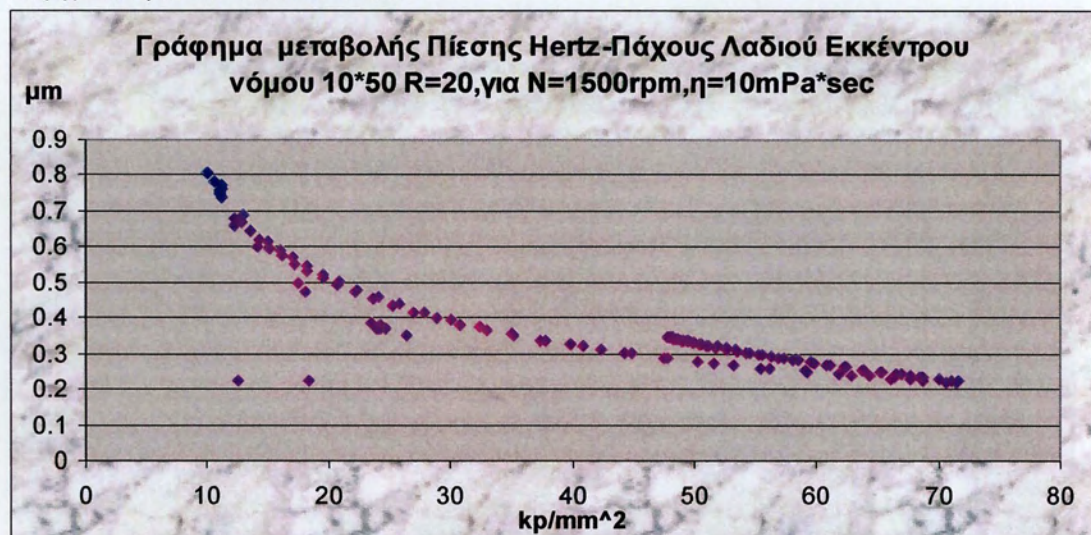
Σχήμα Π2.24: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 10-50 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=14mm.



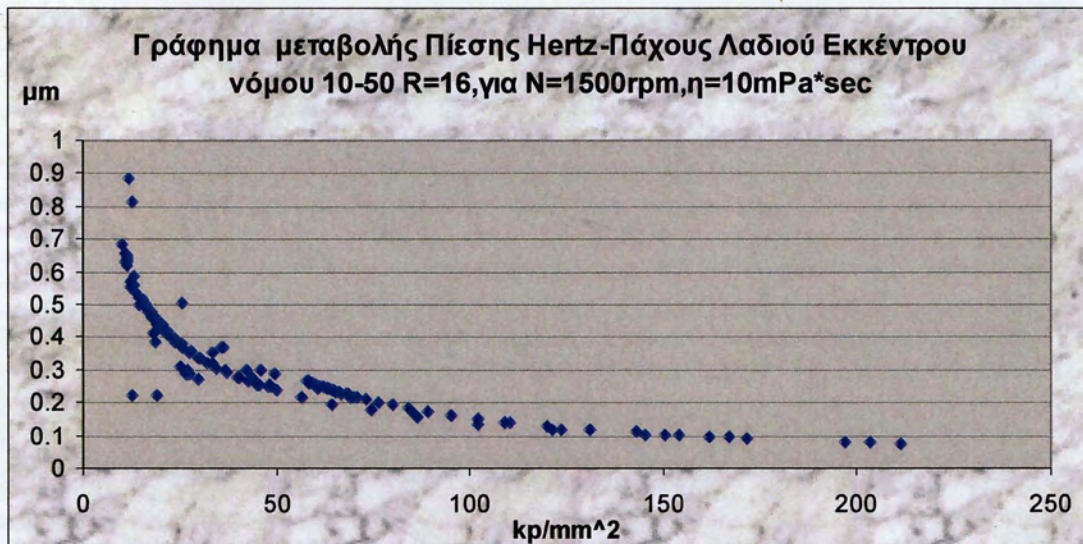
**Σχήμα Π2.25 :** Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 10-50 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για εύρος στροφών εκκεντροφόρου N=500-3000rpm, ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10\text{mPa}\cdot\text{sec}$  και μήκος επαφής εκκέντρου- ακολούθου L=20mm.



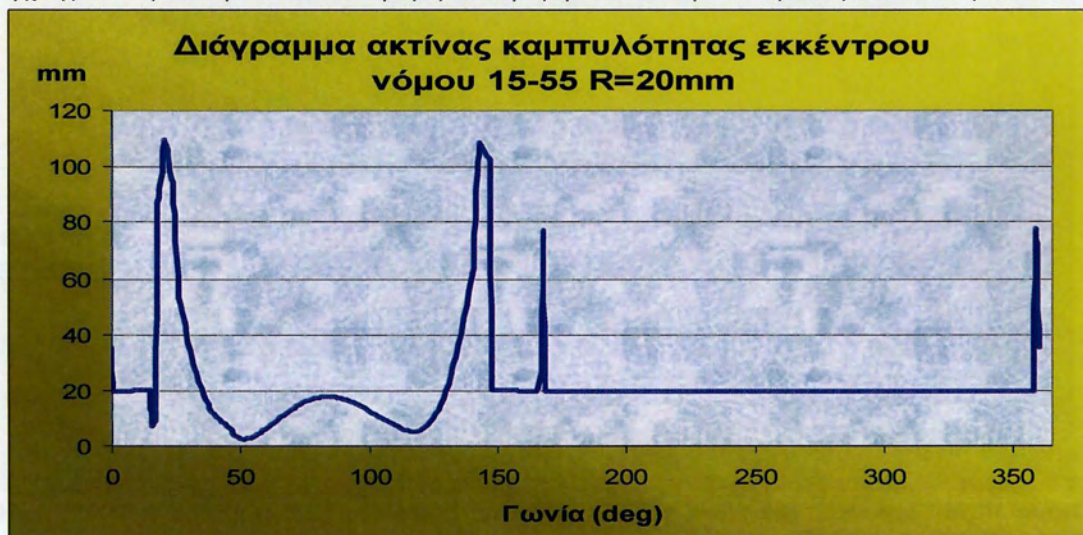
**Σχήμα Π2.26:** Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 10-50 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για N=1500rpm (στροφές εκκεντροφόρου) ιξώδους λιπαντικού  $\eta=5-10-15\text{mPa}\cdot\text{sec}$  και μήκος επαφής εκκέντρου -ακολούθου L=20mm



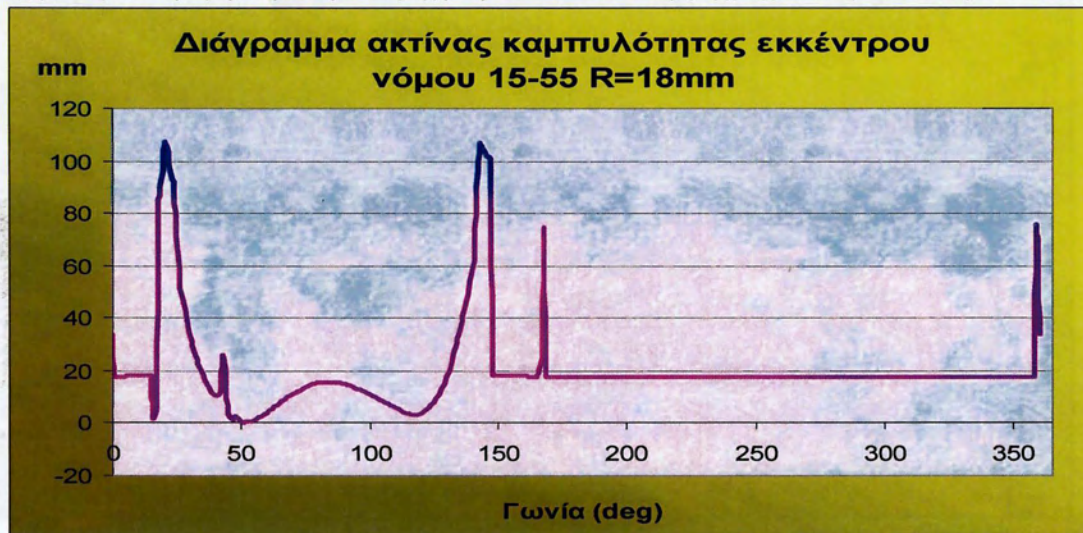
**Σχήμα Π2.27:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 10-50, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=20mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm και ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10\text{mPa}\cdot\text{sec}$



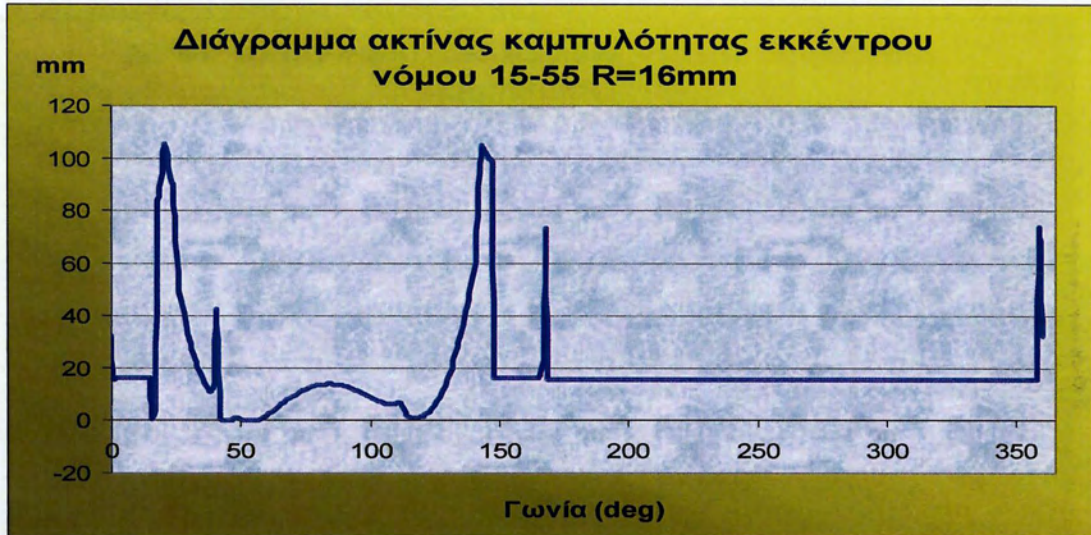
Σχήμα Π2.28: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 10-50, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=16mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm και ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10\text{mPa}\cdot\text{sec}$



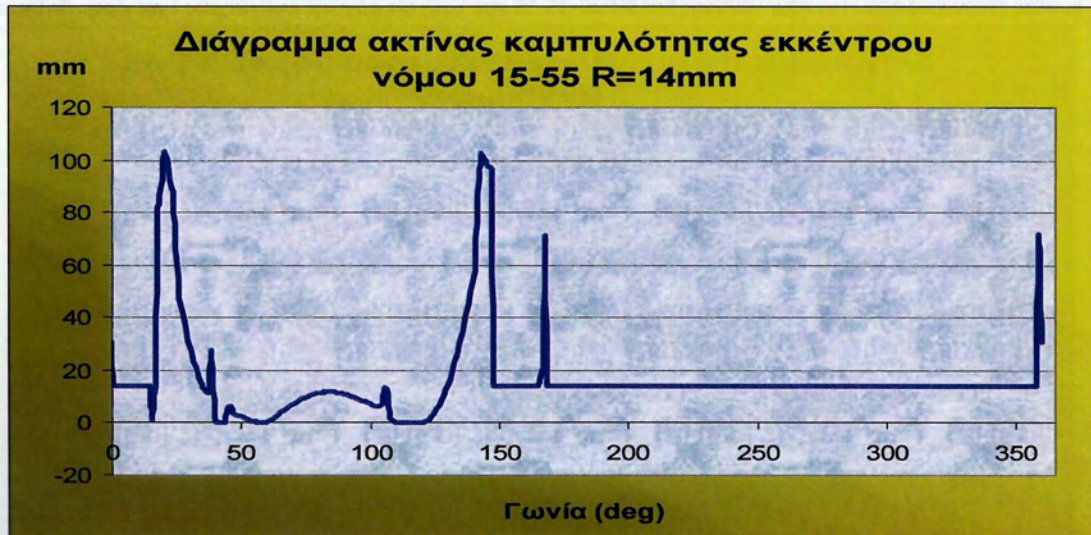
Σχήμα Π2.29 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



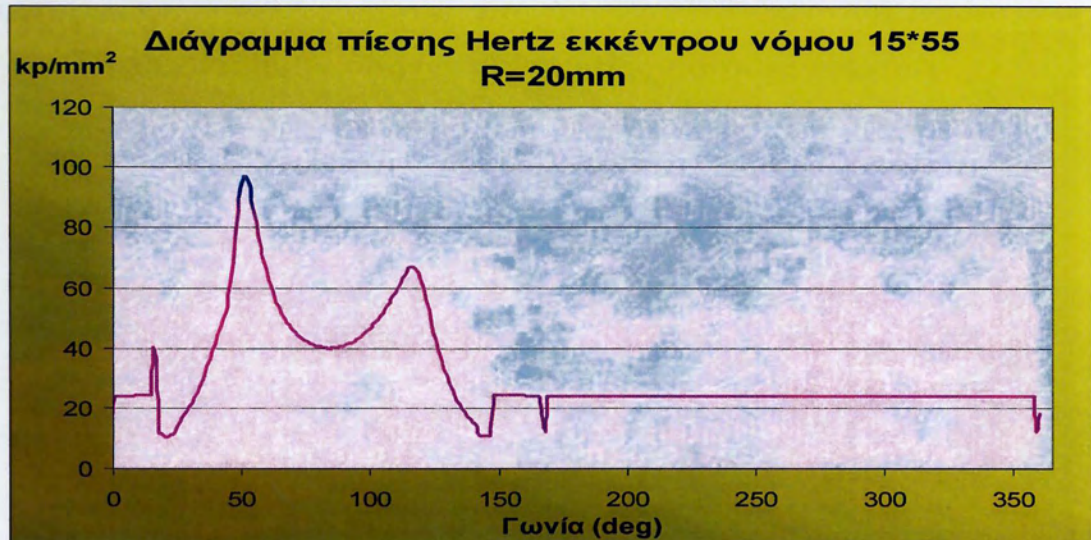
Σχήμα Π2.30 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.



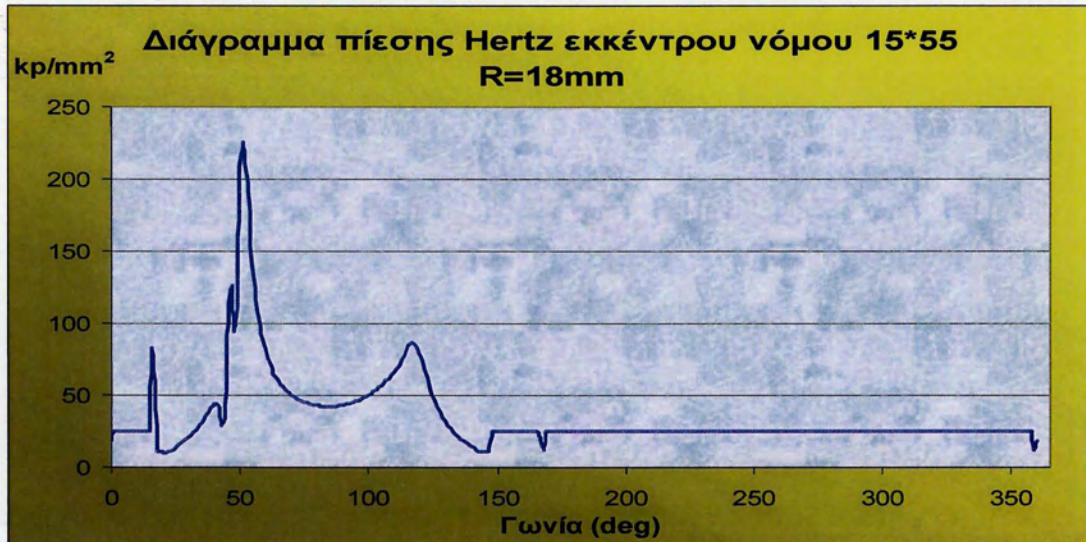
Σχήμα Π2.31: Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm.



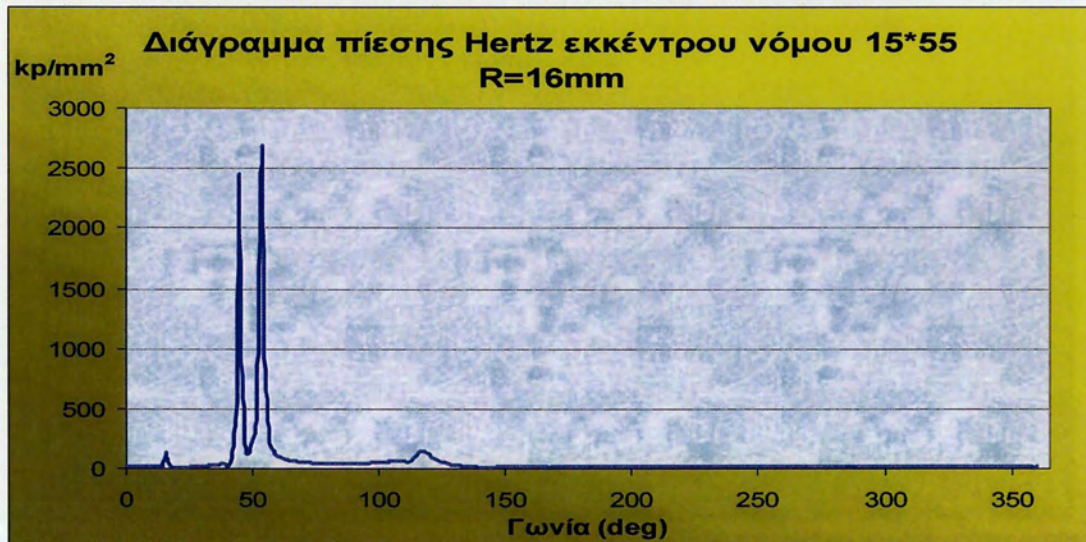
Σχήμα Π2.32: Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=14mm.



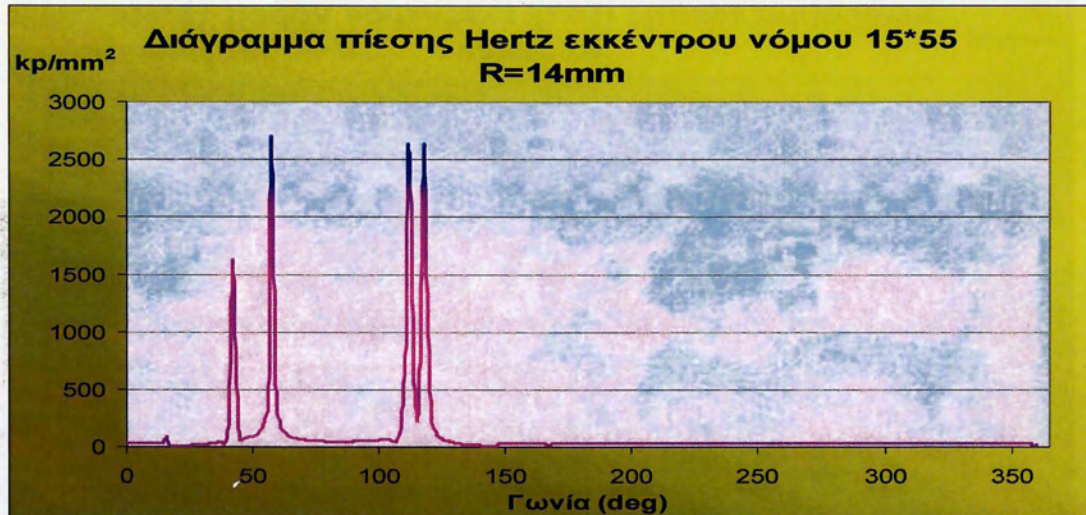
Σχήμα Π2.33: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



Σχήμα Π2.34: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου  $R=18\text{mm}$ .

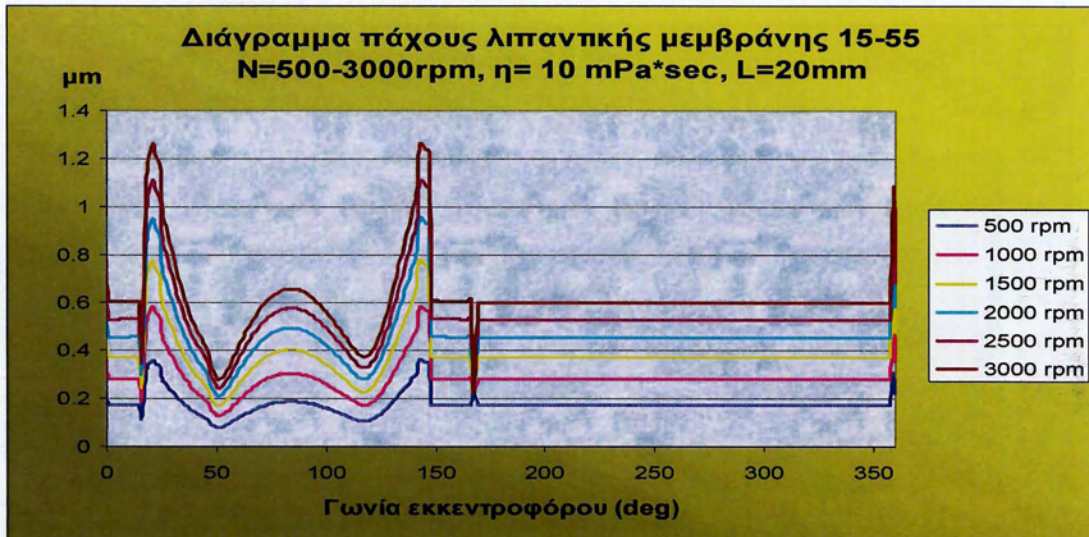


Σχήμα Π2.35: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου  $R=16\text{mm}$ .

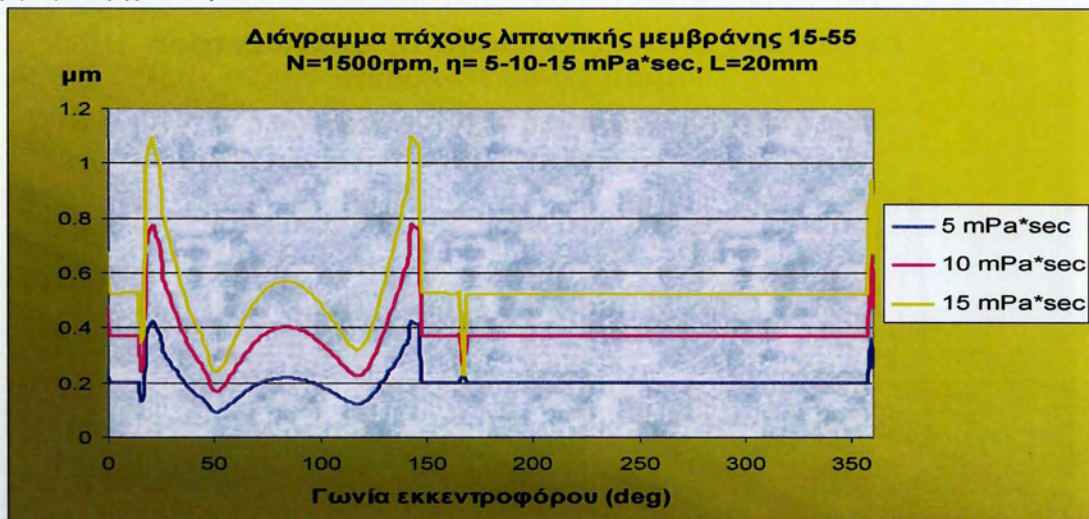


Σχήμα Π2.36: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου  $R=14\text{mm}$ .

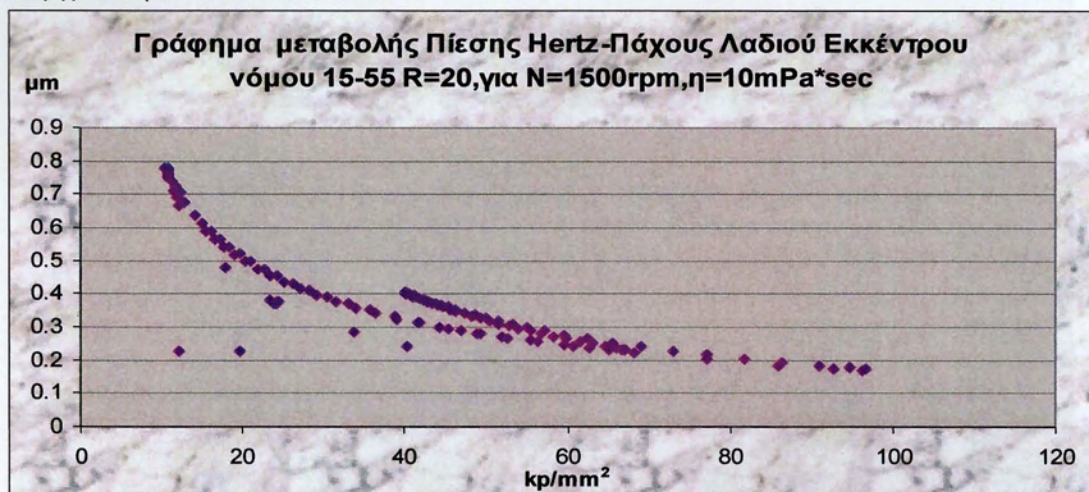




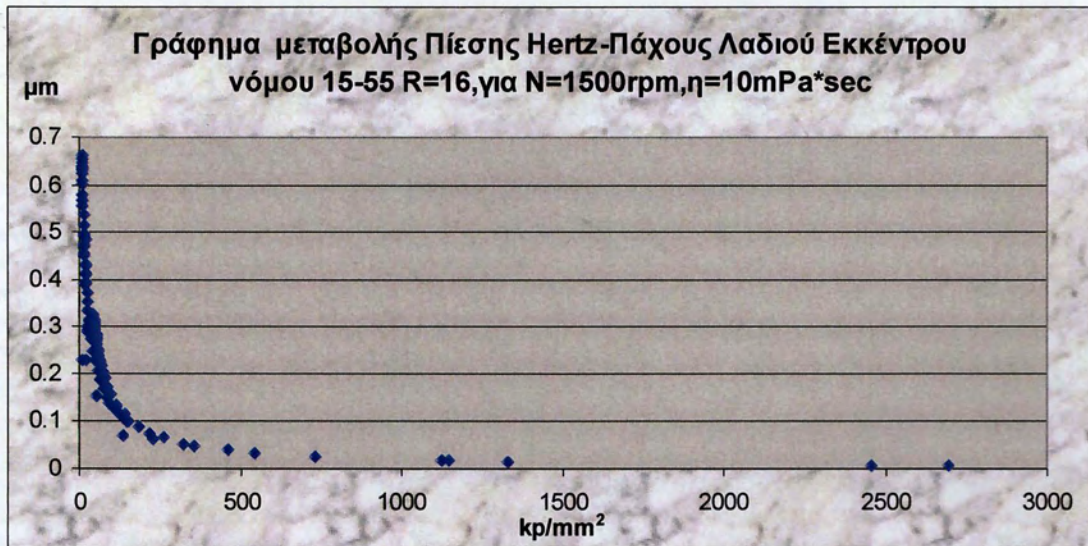
Σχήμα Π2.37 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 15-55 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για εύρος στροφών εκκεντροφόρου  $N=500-3000rpm$ , ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10mPa*sec$  και μήκος επαφής εκκέντρου- ακολούθου  $L=20mm$ .



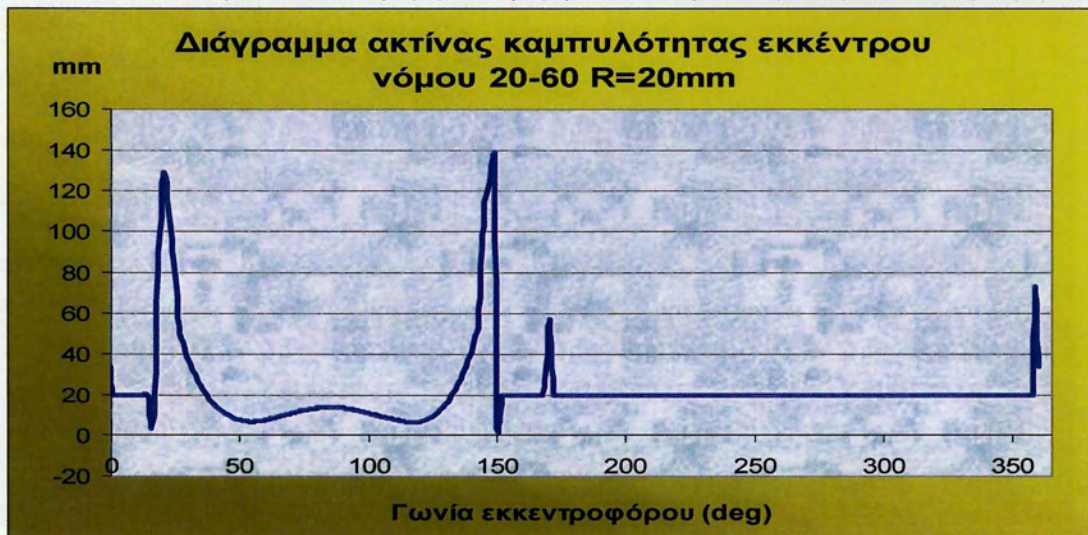
Σχήμα Π2.38: Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 15-55 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για  $N=1500rpm$  (στροφές εκκεντροφόρου) ιξώδους λιπαντικού  $\eta=5-10-15mPa*sec$  και μήκος επαφής εκκέντρου -ακολούθου  $L=20mm$



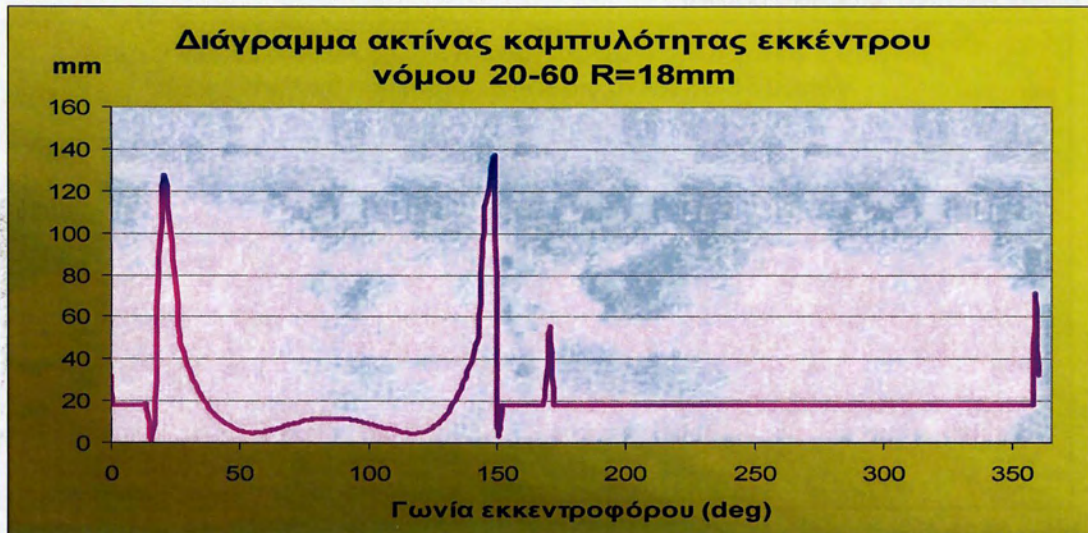
Σχήμα Π2.39: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 15-55, αρχικής ακτίνας εκκέντρου  $R=20mm$  στροφές εκκεντροφόρου  $N=1500rpm$  και ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10mPa*sec$



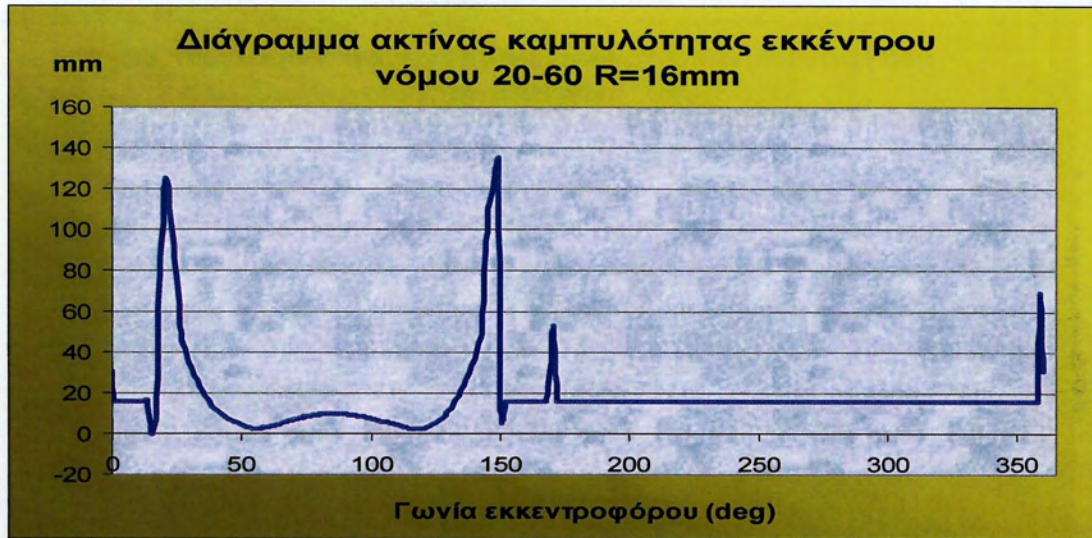
Σχήμα Π2.40: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 15-55, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=16mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm και ιξώδους λιπαντικού η=10mPa\*sec



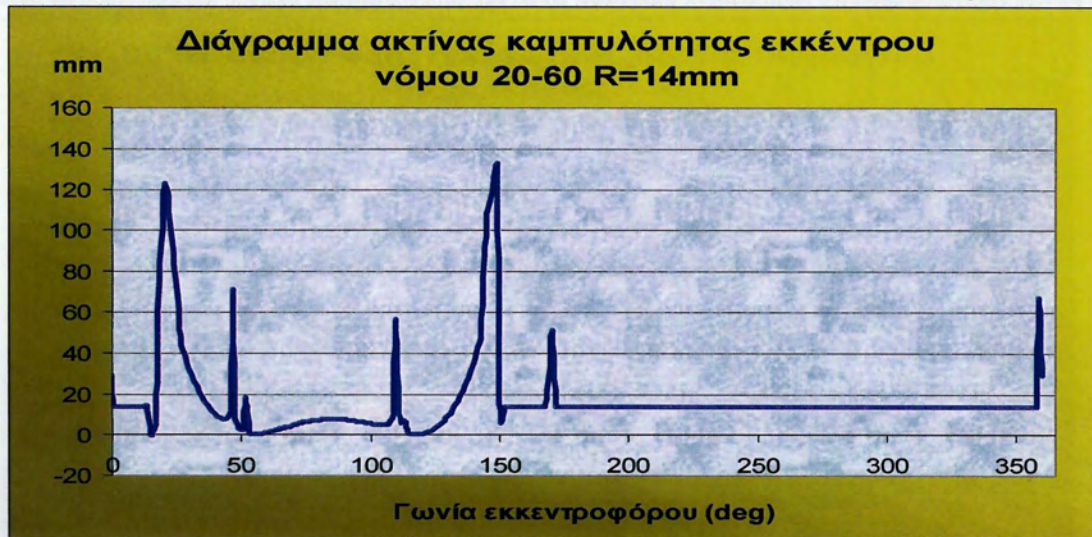
Σχήμα Π2.41 : Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



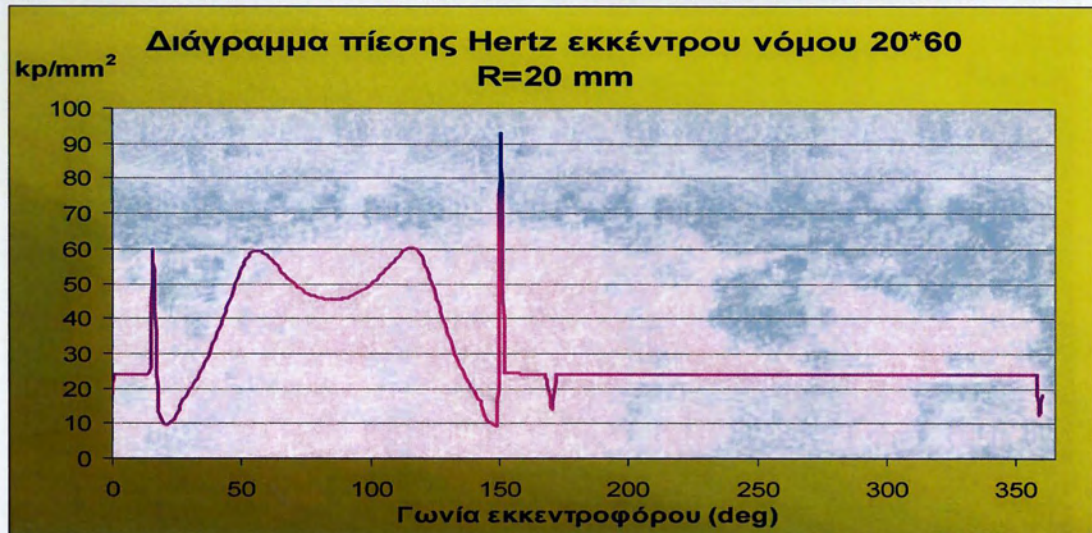
Σχήμα Π2.42: Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 15-55 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.



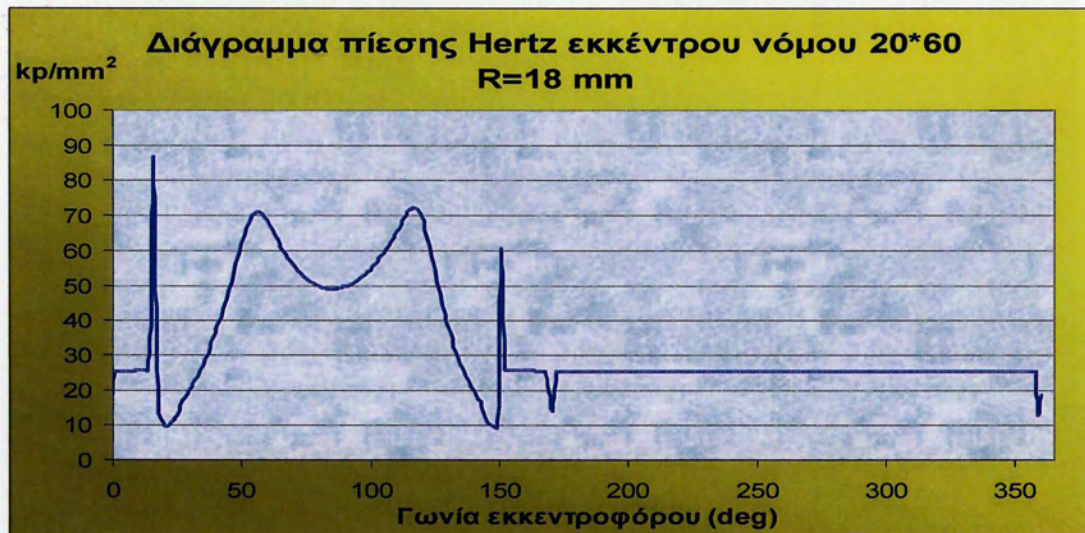
Σχήμα Π2.43: Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm.



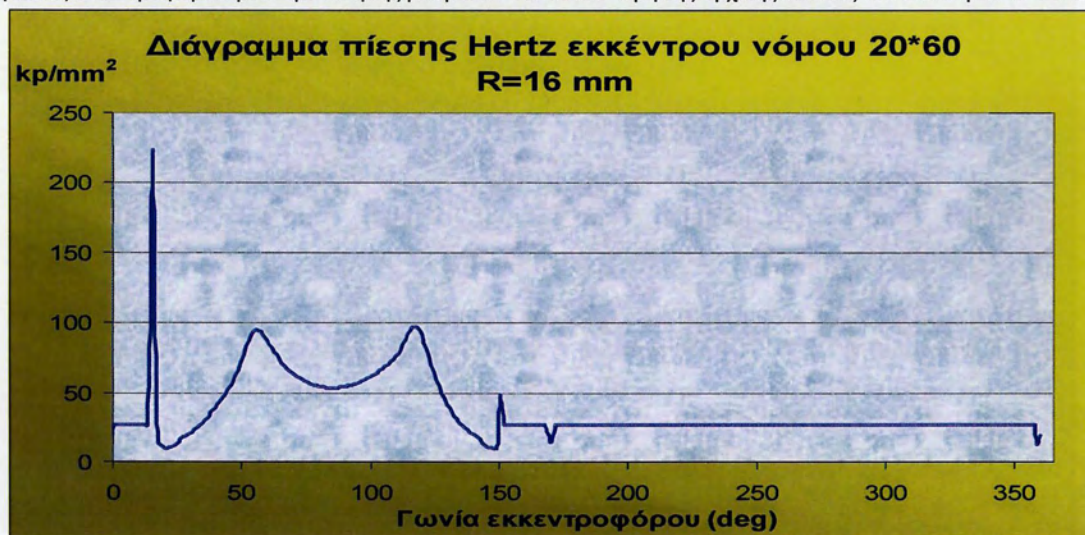
Σχήμα Π2.44: Διάγραμμα μεταβολής τιμής ακτίνας καμπυλότητας επαφής εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=14mm.



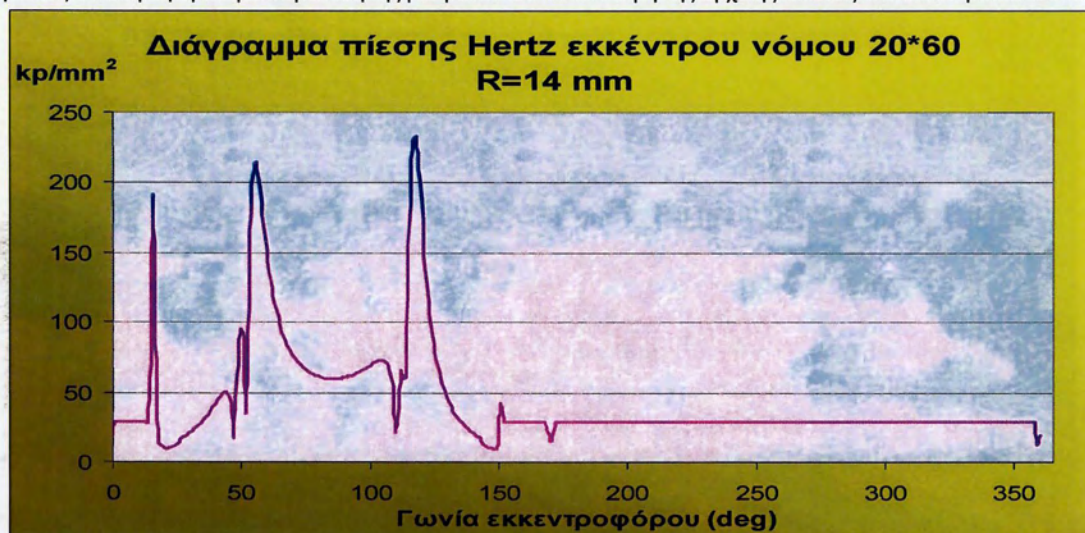
Σχήμα Π2.45: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσεως της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=20mm.



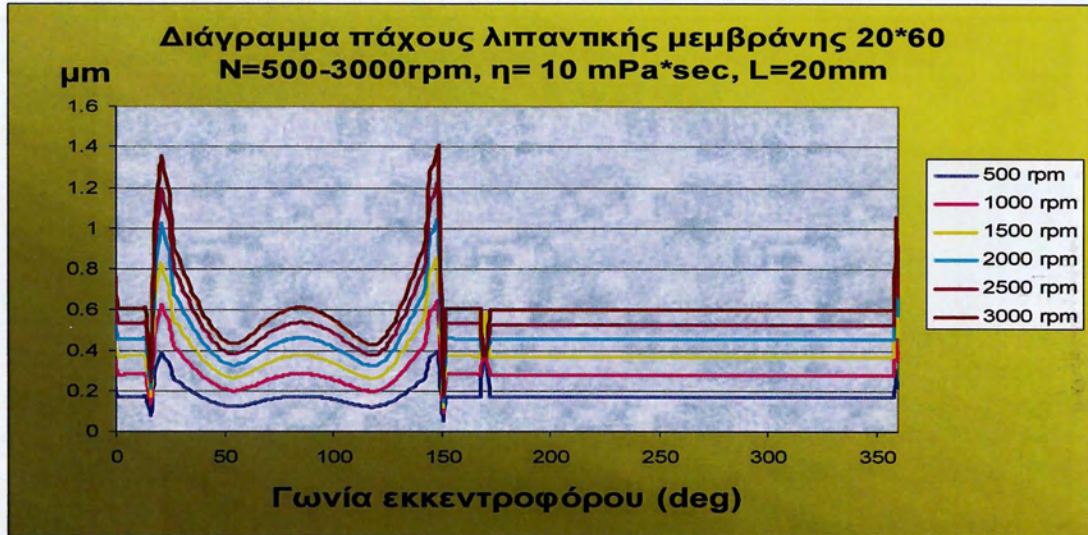
Σχήμα Π2.46: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=18mm.



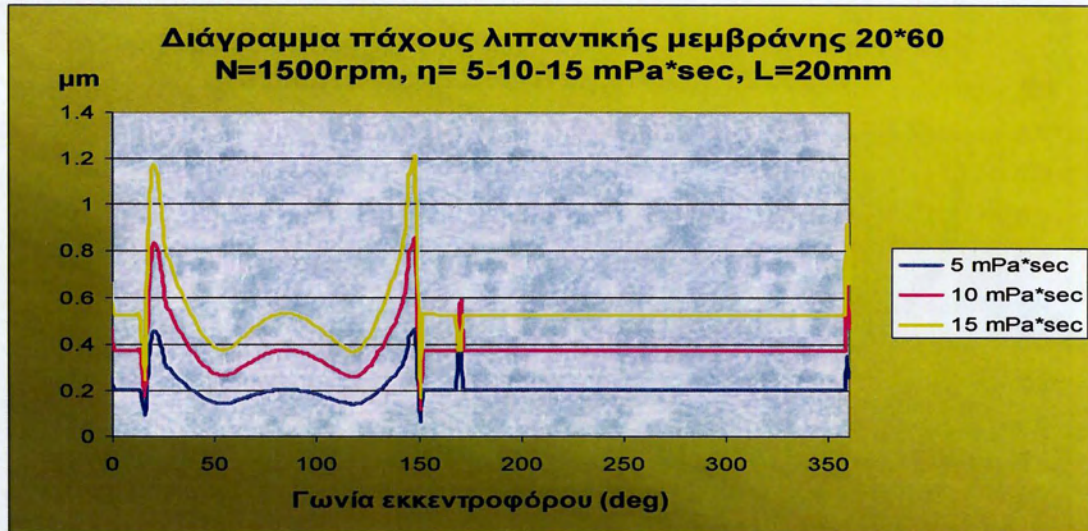
Σχήμα Π2.47: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=16mm.



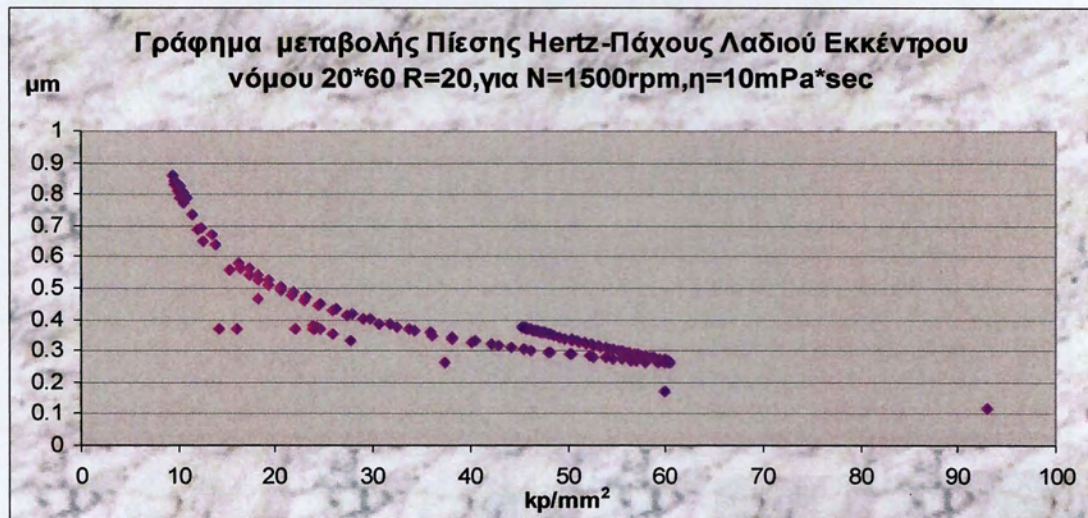
Σχήμα Π2.48: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πίεσης Hertz στη διεπιφάνεια εκκέντρου-ακολουθού συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου για νόμο κίνησης βαλβίδων 20-60 και τιμή της αρχικής ακτίνας του εκκέντρου R=14mm.



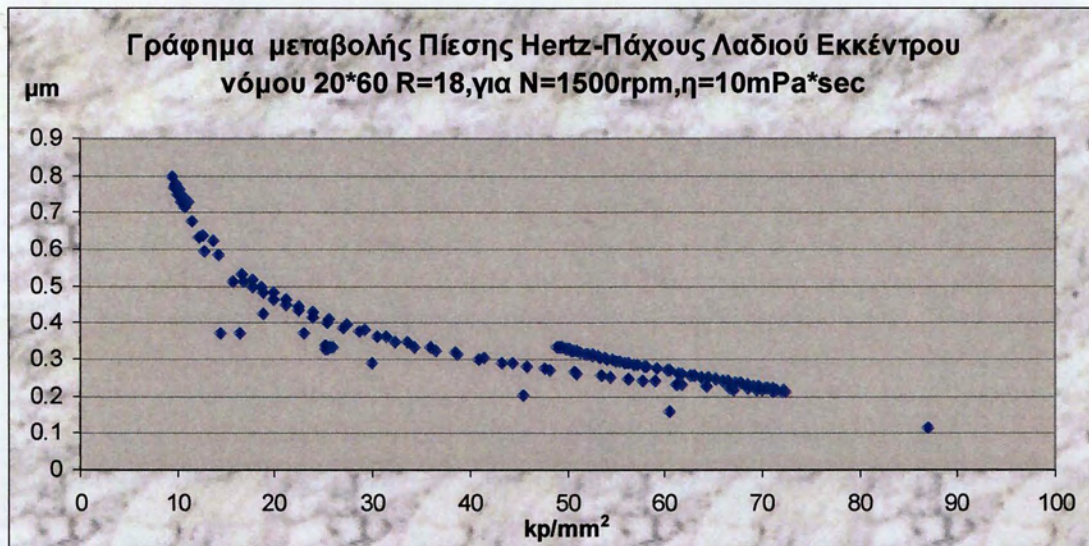
**Σχήμα Π2.49:** Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 20-60 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για εύρος στροφών εκκεντροφόρου N=500-3000rpm, ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10\text{mPa} \cdot \text{sec}$  και μήκος επαφής εκκέντρου- ακολούθου L=20mm.



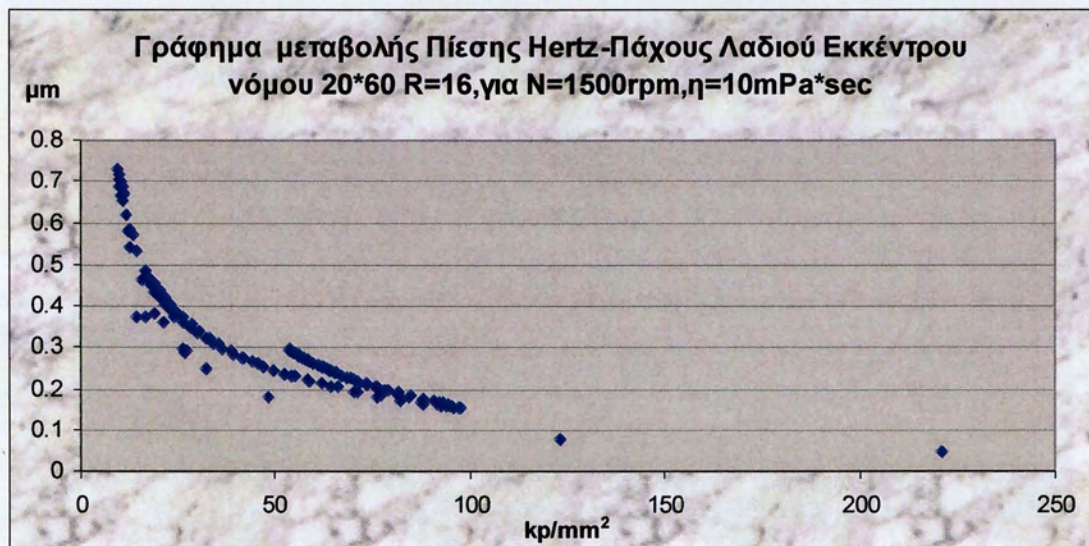
**Σχήμα Π2.50:** Συγκριτικό διάγραμμα πάχους λιπαντικής μεμβράνης νόμου 20-60 συναρτήσει γωνίας εκκεντροφόρου για N=1500rpm (στροφές εκκεντροφόρου) ιξώδους λιπαντικού  $\eta=5-10-15\text{mPa} \cdot \text{sec}$  και μήκος επαφής εκκέντρου -ακολούθου L=20mm



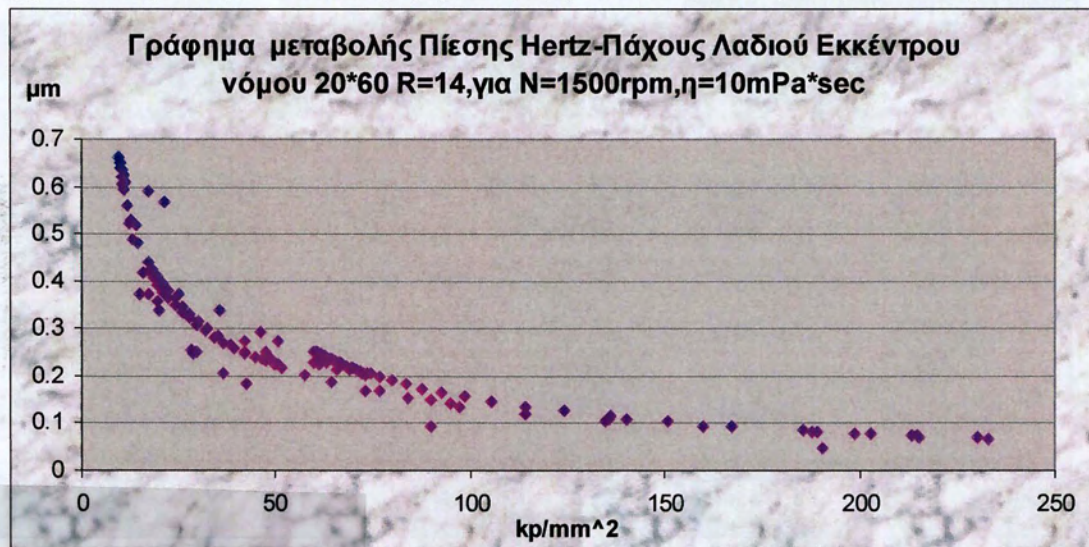
**Σχήμα Π2.51:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 20-60, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=20mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm και ιξώδους λιπαντικού  $\eta=10\text{mPa} \cdot \text{sec}$



Σχήμα Π2.52: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 20-60, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=18mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm ιξώδους λιπαντικού η=10mPa\*sec



Σχήμα Π2.53: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 20-60, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=16mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm και ιξώδους λιπαντικού η=10mPa\*sec



Σχήμα Π2.54: Διάγραμμα μεταβολής τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει πίεσης Hertz νόμου 20-60, αρχικής ακτίνας εκκέντρου R=14mm στροφές εκκεντροφόρου N=1500rpm ιξώδους λιπαντικού η=10mPa\*sec

