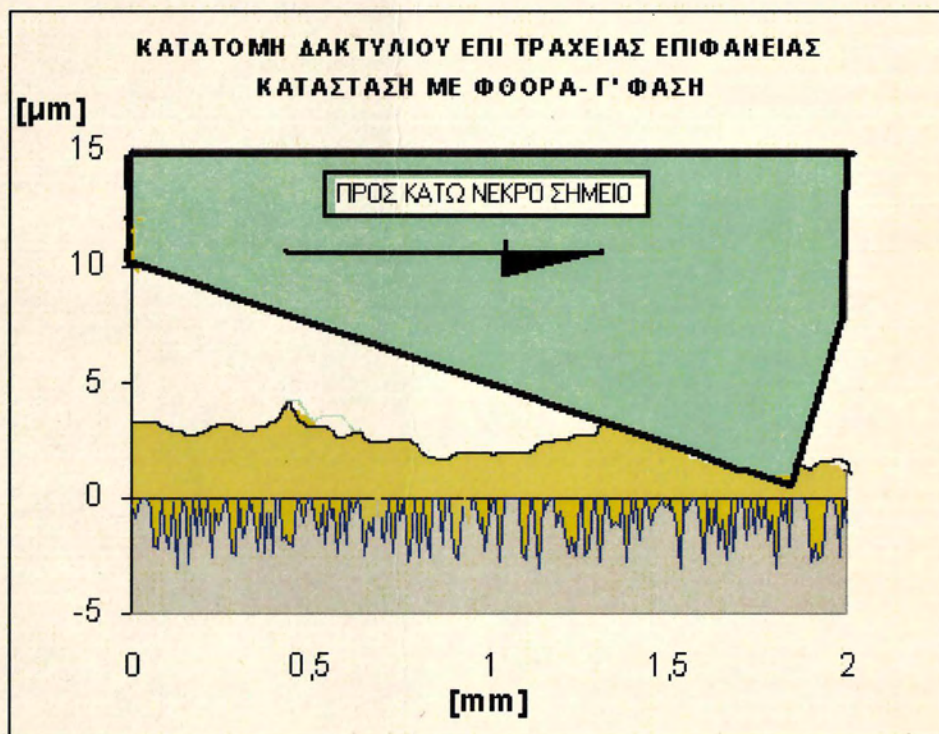


**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ**

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

Διπλωματική Εργασία  
**Χαρτογράφηση τριβολογικής συμπεριφοράς  
δευτέρου δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ**



**Σωτηρίου Σωτήρης**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των  
απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού Βιομηχανίας  
**Βόλος 2011**



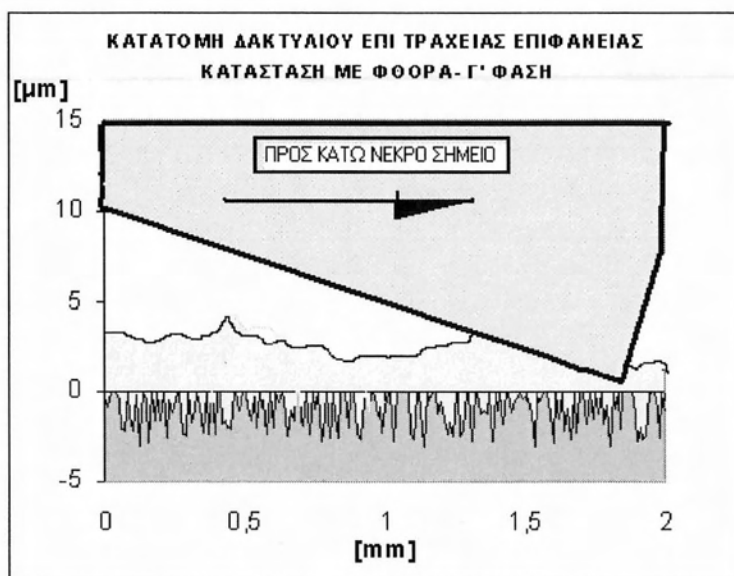
**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ & ΚΕΝΤΡΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ  
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 11140/1  
Ημερ. Εισ.: 24-10-2012  
Δωρεά: Συγγραφέα  
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ - ΜΜ  
2011  
ΣΩΤ

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ**

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

Διπλωματική Εργασία  
Χαρτογράφηση τριβολογικής συμπεριφοράς  
δευτέρου δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ



**Σωτηρίου Σωτήρης**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των  
απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού Βιομηχανίας  
**Βόλος 2011**

© 2011 Σωτηρίου Σωτήρης

*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. Πανταζάρας Κωνσταντίνος  
(Επιβλέπων) Διδάσκων, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Καραμάνος Σπυρίδων  
Αναπληρωτής καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Σταματέλος Αναστάσιος  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας



## Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, Διδάσκοντα κ. Κωνσταντίνο Πανταζάρα για την πολύτιμη βοήθεια, καθοδήγησή και συμπαράστασή του κατά τη διάρκεια της δουλειάς μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, Καθηγητές κκ Σπύρο Καραμάνο και Αναστάσιο Σταματέλο, για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και για τις πολύτιμες υποδείξεις τους. Οφείλω ευχαριστίες σε όλους τους καθηγητες 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. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τους συνοδοιπόρους μου στα δύσβατα μονοπάτια που διασχίσαμε όλα αυτά τα χρόνια, Αντρέα Τζαμτζή, Πολατίδη Μάκη, Αντωνίου Θεοδωρή, Εύη Νικολακάκη, Μερκούρη Οδυσσέα και τα Κορμιά. Πάνω από όλα ,είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Χαράλαμπο και Πανωραία και την αδερφή μου Κατερίνα Σωτηρίου ,γιατί με την αγάπη τους και την φροντίδα τους όλα αυτά τα χρόνια ,κατάφερα να επιτύχω το πιο σημαντικό όνειρο της ζωής μου.

Σωτηρίου Σωτήρης





## **ΠΕΡΙΛΗΨΗ**

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει σαν στόχο μέσα από μια θεωρητική προσομοίωση να μελετήσει τη τριβολογική συμπεριφορά του δευτέρου δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ.

Χωρίζεται σε τέσσερα κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο, δίνεται η εισαγωγή και η ανάλυση του προβλήματος της φθοράς – τριβής του δευτέρου δακτυλίου, ενώ παράλληλα καθίσταται σαφής η ανάγκη χρήσης νέων στοιχείων- δεδομένων του προβλήματος που συνδέονται κυρίως με την μικρογεωμετρία των τραχειών επιφανειών κυλίνδρου- δακτυλίων.

Στο δεύτερο κεφάλαιο, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που υπολογίζονται με βάση τον υπολογιστικό κώδικα *oil film* .

Στο τρίτο κεφάλαιο, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της επεξεργασίας στοιχείων του δευτέρου κεφαλαίου με τη μέθοδο της ταχείας προσέγγισης και τέλος στο τέταρτο κεφάλαιο, αναφέρονται τα συμπεράσματα της παρούσας μελέτης και οι προοπτικές για μελλοντικές εξελίξεις της μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε με τελικό σκοπό τη βελτιστοποίηση του συστήματος, βελτιστοποίηση που οφείλει παράλληλα να επικυρωθεί μέσα και από ένα πειραματικό μοντέλο- χρήση προσομοιωτή φθοράς τριβής.



## ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

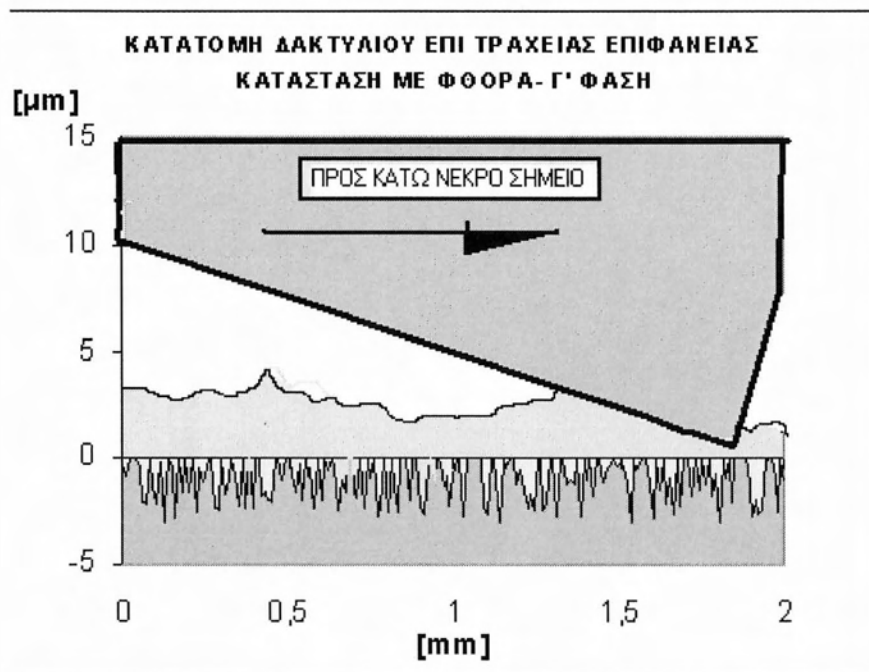
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. Η θεωρία της επαφής δακτυλίου-χιτωνίου. Μαθηματικό μοντέλο υπολογισμού πάχους λιπαντικής μεμβράνης και συντελεστή τριβής.....</b>	<b>11</b>
1. Εισαγωγή :.....	12
1.1 Δεδομένα.....	13
1.2 Επιλογή μεθοδολογίας για την θεωρητική προσομοίωση.....	34
1.3 Το θεωρητικό Μοντέλο- επεξηγήσεις- λεπτομέρειες.....	41
1.3.1 Σύγκριση με την βιβλιογραφία και υποθέσεις επίλυσης.....	41
1.3.2 Επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος.....	43
1.4 Παρατηρήσεις :.....	54
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. Αποτελέσματα υπολογισμών και πολυωνυμικές προσεγγίσεις..</b>	<b>55</b>
2.1 Εισαγωγή.....	56
2.2 Αποτελέσματα υπολογισμών.....	59
$N = 500 - 3500 \text{ rpm}$ , $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ .....	59
2.3 Αποτελέσματα υπολογισμών.....	63
$N = 500 - 3500 \text{ rpm}$ , $\Delta h = 30 \mu\text{m}$ .....	63
2.4 Πολυωνυμικές προσεγγίσεις.....	66
$N = 500 - 3500 \text{ rpm}$ , $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ , $1^{\text{η}}$ - $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς.....	66
2.5 Πολυωνυμικές προσεγγίσεις.....	70
$N = 500 - 3000 \text{ rpm}$ , $\Delta h = 30 \mu\text{m}$ , $1^{\text{η}}$ - $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς.....	70
2.6 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα -, $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ , $1^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3000 \text{ rpm}$ .....	73
2.7 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα για $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ , $1^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	84
2.8 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα για $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ , $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	93
2.9 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα για $\Delta h = 30 \mu\text{m}$ , $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	104
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. Μέθοδος ταχείας προσέγγισης τριβολογικών χαρακτηριστικών <math>2^{\text{ου}}</math> δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ. ....</b>	<b>117</b>
3.1 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=10\mu\text{m}$ , $1^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	119
3.2 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , $1^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	124
3.3 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=10\mu\text{m}$ , $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	128
3.4 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$ .....	132
3.5 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=10\mu\text{m}$ , στην $1^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς με $N=500-3000 \text{ rpm}$ .....	136
3.6 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , στην $1^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς με $N=500-3000 \text{ rpm}$ .....	140
3.7 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=10\mu\text{m}$ , στην $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς με $N=500-3000 \text{ rpm}$ .....	143
3.8 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , στην $2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς με $N=500-3000 \text{ rpm}$ .....	146
3.9 Διαγράμματα τύπου Striebeck.....	149
3.10 Σχόλιασμός διαγραμμάτων (Σχήμα 3.9.1-3.9.4).....	152

3.11: Συγκριτικά αποτελέσματα λειτουργικών χαρακτηριστικών 2 <sup>ο</sup> δακτυλίου με βάση τη μέση δύναμη τριβής.....	153
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. Συμπεράσματα - Προοπτικές.....</b>	<b>1587</b>
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....</b>	<b>169</b>
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1. ....</b>	<b>175</b>
<i>Αποτελέσματα υπολογισμών –βάση δεδομένων .....</i>	<i>175</i>
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2. ....</b>	<b>189</b>
<i>Βοηθητικοί συντελεστές πολυωνύμων μεθόδου ταχείας προσέγγισης .....</i>	<i>189</i>

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ Ι.

## ΕΙΣΑΓΩΓΗ-ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΥΠΟΒΑΘΡΟ

1. Η θεωρία της επαφής δακτυλίου-χιτωνίου. Μαθηματικό μοντέλο υπολογισμού πάχους λιπαντικής μεμβράνης και συντελεστή τριβής.



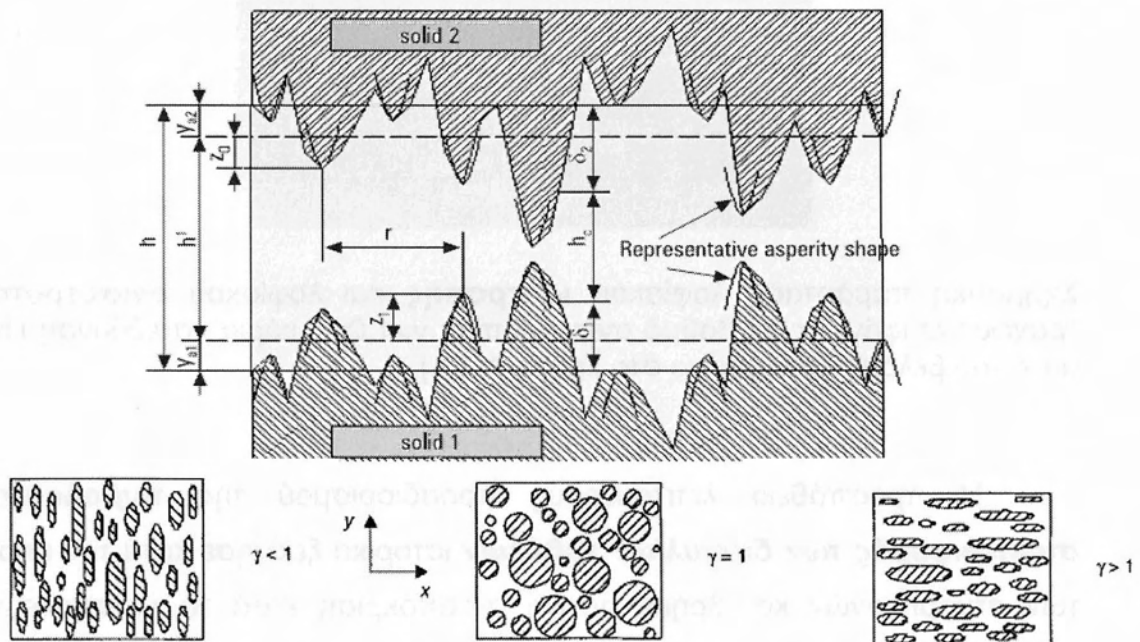
## **1. Εισαγωγή**

Η παρούσα διπλωματική αποτελεί αναπόσπαστο τμήμα μιας σειράς προπτυχιακών θεμάτων και διπλωματικών εργασιών που εμφανίζουν κοινό θεωρητικό υπόβαθρο, πάνω στο οποίο βασίζεται η δημιουργία υπολογιστικού κώδικα , με τη βοήθεια του οποίου γίνεται διερεύνηση της συμπεριφοράς δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ. με τελικό στόχο τη βελτιστοποίηση της μηχανής. Συνεπώς στο 1<sup>ο</sup> γενικό – θεωρητικό τμήμα του κεφαλαίου, που ακολουθεί ,υπάρχουν κοινά στοιχεία με προηγούμενες διπλωματικές εργασίες που αφορούσαν στο ίδιο αντικείμενο , ενώ παράλληλα γίνεται λεπτομερέστερη και πιο εμπειρισταωμένη αναφορά στο 2<sup>ο</sup> δακτύλιο , γνωστό ως στεγανοποιητικό ή στεγανωτικό του οποίου η συμπεριφορά δεν έχει διερευνηθεί σε βάθος στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας.

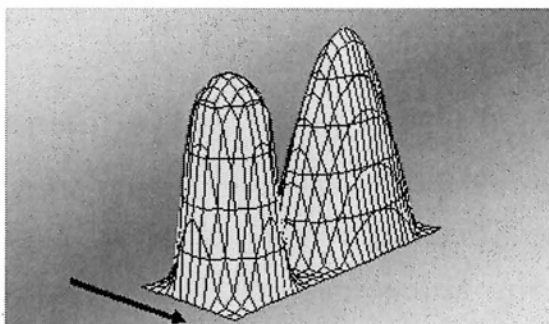
## 1.1 Δεδομένα

Κατά τη δεκαετία του 1980 μέχρι τις μέρες μας αναπτύσσονται θεωρητικά μοντέλα στα οποία γίνεται συνδυασμός δύο θεωριών για τον λεπτομερέστερο προσδιορισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών λιπανόμενης τραχείας επιφάνειας κατά τη λειτουργία ποικίλων μηχανισμών (περιστροφή, παλινδρόμηση κλπ).

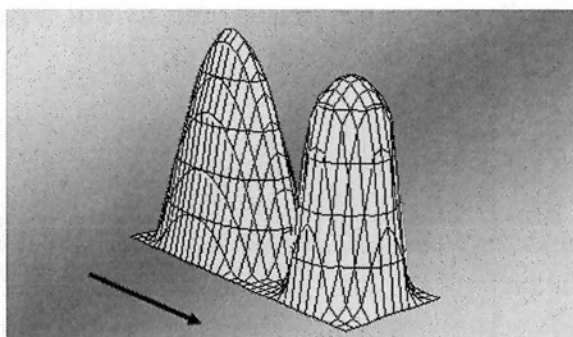
Έτσι, αφενός γίνεται χρήση για την λίπανση μιας εξίσωσης του **Reynolds** στην οποία λαμβάνονται υπόψη μεγέθη της λιπαντικής μεμβράνης με στοχαστικό χαρακτήρα των **Patir** και **Cheng**, καθώς και ενός μοντέλου τραχύτητας που προτάθηκε από τους **Greenwood** και **Tripp**.



**Σχήμα 1.1.1** Το μοντέλο των λοφίσκων τραχύτητας και τα χαρακτηριστικά ανισοτροπίας που ελήφθησαν σε συνδυασμό κατά την ανάπτυξη του υπολογιστικού κώδικα.



Σχηματική παράσταση λοφίσκου **ισότροπης** και λοφίσκου **ανισότροπης** τραχείας επιφάνειας με βαθμό ανισοτροπίας  $\gamma < 1.00$  , κύρια κατεύθυνση είναι αυτή του βέλους (συνημμένο στο Σχήμα 1.1)



Σχηματική παράσταση λοφίσκου **ισότροπης** και λοφίσκου **ανισότροπης** τραχείας επιφάνειας με βαθμό ανισοτροπίας  $\gamma > 1.00$  , κύρια κατεύθυνση είναι αυτή του βέλους (συνημμένο στο Σχήμα 1.1.1)

Η προσπάθεια λεπτομερούς προσδιορισμού της **τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων** ιστορικά ξεκίνησε κατά την εποχή των ατμομηχανών και βρήκε έντονη ανταπόκριση κατά τα μεταπολεμικά χρόνια. Από τότε έως τις μέρες μας, πληθώρα πειραματικών, θεωρητικών αλλά και μικτού τύπου προσεγγίσεων βλέπουν το φως της δημοσιότητας, αναδεικνύοντας σημαντικά αποτελέσματα από τα βήματα που έχουν ήδη επιτευχθεί.

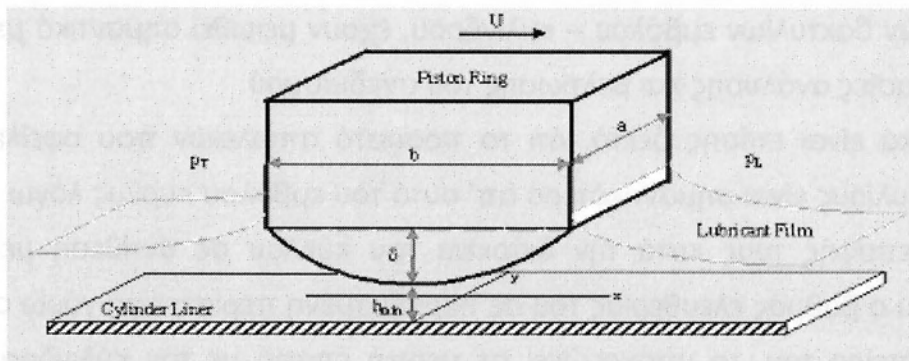
Η ποικιλία των δραστηριοτήτων σχετικά με το συγκεκριμένο αντικείμενο φαίνεται ότι δεν έχει ακόμη δώσει τις απαιτούμενες πλήρεις, σαφείς και τελεσίδικες απαντήσεις και για το λόγο αυτό εμφανίζεται συνεχής έρευνα για τον προσδιορισμό της συμπεριφοράς των δακτυλίων, για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, διαφορετικούς τύπους δακτυλίων, διαφορετικά και νέα



υλικά, ποικίλη τοπογραφία των τραχειών συνεργαζομένων επιφανειών, υφιστάμενες μεταβολές στο πεδίο του χρόνου κ.α.

Η σημαντική απόκλιση της πραγματικής λειτουργίας των δακτυλίων σε σχέση με τις βασικές υποθέσεις που λαμβάνονται υπ' όψη στην θεωρητική ερμηνεία/αποσαφήνιση της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ οφείλεται στα παρακάτω στοιχεία:

- Η τραχύτητα των τριβομένων επιφανειών πρέπει οπωσδήποτε να λαμβάνεται υπ' όψη και μάλιστα με ρεαλιστική συνάρτηση κατανομής υψομέτρων σημείων και υψομέτρων κορυφών λόφων και όχι θεωρούμενη ότι ακολουθεί κανονική κατανομή (Gauss).
- Το συνολικό πρόβλημα απαιτεί λύση λαμβανομένης υπ' όψη της αλληλεπίδρασης των δακτυλίων μέσα στην πλήρη συστοιχία τους, γεγονός που απαιτεί αλληπάλληλους διαδοχικούς υπολογισμούς, αποτελέσματα των οποίων οφείλουν να τροφοδοτούν, υπό την μορφή δεδομένων πλέον, τους υπολογισμούς που έπονται.



**Σχήμα 1.1.2** Κλασικό μοντέλο που χρησιμοποιείται κατά την ανάλυση του προβλήματος λίπανσης (πρώτου) δακτυλίου εμβόλου ΜΕΚ.

Επειδή όμως, η θεωρητική προσομοιωτική επεξεργασία αποτελεί κατ' εξοχήν χρήσιμο εργαλείο για την πλήρη κατανόηση της τριβολογικής λειτουργίας των δακτυλίων εμβόλου ΜΕΚ, η συνεχής επικοινωνία με την πειραματική επιβεβαίωση ή διαφοροποίηση, θεωρείται ικανή και αναγκαία συνθήκη για κάθε προσεχές βήμα.

Στα πλαίσια λοιπόν μίας συνεχούς ροής πληροφοριών μεταξύ θεωρίας και πράξης στην παρούσα εργασία παρουσιάζονται θεωρητικά αποτελέσματα

που χαρακτηρίζουν την τριβολογική συμπεριφορά μεμονωμένων δακτυλίων, και τριάδας (συστοιχίας) δακτυλίων εμβόλων MEK (πηγαίος κώδικας OIL FILM).

Η συγκεκριμένη γεωμετρία και κινηματική καθώς και οι συνθήκες λίπανσης του κυλίνδρου που επελέγησαν, χαρακτηρίζουν πραγματικό κινητήρα MEK, χωρίς καμία επιπρόσθετη μετατροπή.

Ο δακτύλιος του εμβόλου είναι ένα πολύπλοκης συμπεριφοράς τριβολογικό στοιχείο που συναντάται ευρύτατα στις εμβολοφόρους MEK. Υφίσταται ευρείες και ταχείες μεταβολές του φορτίου του, της ταχύτητάς του, της θερμοκρασίας και της διαθεσιμότητας λιπαντικού, με αποτέλεσμα μια λειτουργία κάτω από συνθήκες οριακής, μικτής, πλήρως υδροδυναμικής αλλά ακόμη και μικροελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης σε περιπτώσεις κινητήρων Diesel ή βενζίνης κατά τη φάση της εκτόνωσης μετά την ανάφλεξη του μίγματος.

Έχει ήδη γίνει κοινή αντίληψη ότι στους σύγχρονους κινητήρες, οι απώλειες ισχύος λόγω τριβών στους κυλίνδρους οφειλόμενες εν μέρει στο τριβοσύστημα εμβόλου-κυλίνδρου και εν μέρει στο τριβοσύστημα ελατηριωτών δακτυλίων εμβόλου – κυλίνδρου, έχουν μειωθεί σημαντικά μέσα από διαδικασίες ανάλυσης και βελτίωσης του σχεδιασμού.

Γενικά είναι επίσης δεκτό, ότι το ποσοστό απωλειών που οφείλεται στους δακτυλίους είναι σημαντικότερο απ' αυτό του εμβόλου κυρίως λόγω της συνεχούς επαφής τους κατά την διάρκεια του κύκλου σε αντίθεση με το έμβολο που ο βαθμός ελευθερίας του σε περιορισμένη περιστροφή γύρω από τον άξονα/πείρο του, το υποχρεώνει σε μερική επαφή με τον κύλινδρο σε συγκεκριμένες περιοχές της διαδρομής του (εξ ου και η ιδιαίτερη μορφή της ποδιάς του, σχήμα μπομπέ - οβάλ, αφαίρεση πλαϊνών για μείωση τριβής κλπ).

**Το ποσοστό αυτό των απωλειών που οφείλονται στους δακτυλίους και μόνο αγγίζει το 20% των συνολικών μηχανικών απωλειών ενός κινητήρα.**

Οι απώλειες συνήθως χαρακτηρίζονται από την τιμή της  $p_{mf}$  (kPa). Η  $p_{mf}$  είναι η απώλεια μέσης πίεσης λόγω τριβών μέσα στον πλήρη κύκλο 4-χρονου κινητήρα:

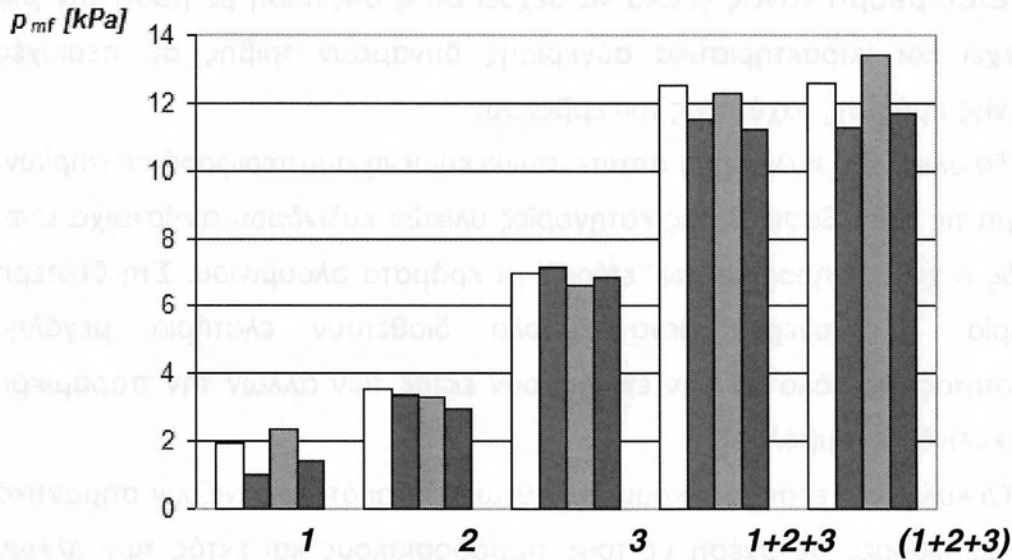
$$p_{mf} = \int_0^{4\pi} F(\beta)U(\beta)db / V$$

Όπου: **F**: η δύναμη τριβής,

**U**: η γραμμική ταχύτητα κίνησης του εμβόλου,

**β**: η γωνία περιστροφής του στροφαλοφόρου

και **V**: ο όγκος του κυλίνδρου.



**Σχήμα 1.1.3** Απώλειες από τριβή  $p_{mf}$  [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας\* (μετρήσεις Πανταζάρας).

**1**: ο πρώτος δακτύλιος (της φωτιάς)

**2**: ο δεύτερος δακτύλιος (στεγάνωσης)

**3**: ο τρίτος δακτύλιος (στράγγισης)

**1+2+3** : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

**(1+2+3)**: ολικές απώλειες συστοιχίας, οι τρεις δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

\* Συνθήκες λειτουργίας: περιστροφική ταχύτητα/ιξώδες λιπαντικού

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Μετρήσεως σε προσομοιωτή πρώτης γενιάς, γεωμετρία MEK Renault 851-541cm<sup>3</sup>/κύλινδρος

Είναι αυτονόητο ότι στον υπολογισμό της  $p_{mf}$  σημαντική είναι η συνεισφορά της δύναμης τριβής στο μέσο της διαδρομής παρά στις περιοχές των νεκρών σημείων (ΑΝΣ και ΚΝΣ), και αυτό διότι ενώ στις περιοχές αυτές οι δυνάμεις τριβής αυξάνονται λόγω επαφών των μεταλλικών στοιχείων, οι μικρές ή μηδενικές τιμές της ταχύτητας έχουν σαν συνέπεια τον μηδενισμό της ισχύος απωλειών άρα της τιμής του γινομένου  $F(\beta)U(\beta)$  μέσα στο ολοκλήρωμα της  $p_{mf}$ .

Έτσι, μπορεί κανείς γενικά να δεχθεί ότι η σύγκριση με βάση την  $p_{mf}$  εμπεριέχει και χαρακτηριστικά σύγκρισης δυνάμεων τριβής σε περιοχές αυξημένης τιμής της ταχύτητας του εμβόλου.

Το υλικό του κυλίνδρου απαιτεί συγκεκριμένη συμπεριφορά ελατηρίων. Βάση για τις δύο βασικότερες κατηγορίες υλικών κυλίνδρου αντίστοιχα είναι αφ' ενός ο χυτοσίδηρος και αφ' ετέρου τα κράματα αλουμινίου. Στη δεύτερη κατηγορία, τα συνεργαζόμενα έμβολα διαθέτουν ελατήρια μεγάλης στιβαρότητας, με ρόλο να μην επιτρέπουν εκτός των άλλων την παραμικρή επαφή κυλίνδρου-εμβόλου.

Οι κύλινδροι ελαφρών κραμάτων θεωρούνται ότι εμφανίζουν σημαντικά μειωμένες φθορές σε σχέση με τους παραδοσιακούς και εκτός των άλλων συγκριτικών πλεονεκτημάτων τους αναφέρονται οι παρόμοιοι συντελεστές θερμικής διαστολής εμβόλου-κυλίνδρου που οδηγούν σε μικρότερα διάκενα συναρμολόγησης-λειτουργίας, βελτιωμένη στεγανότητα, μειωμένη κατανάλωση λαδιού, μικρότερο βάρος και καλύτερη θερμική αγωγιμότητα.

Στη γενικότητά τους όμως, οι κύλινδροι ΜΕΚ κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο. Χυτοσίδηρος (ή και χάλυβας) χρησιμοποιείται και για την κατασκευή των ελατηριωτών δακτυλίων του εμβόλου.

Η ποιότητα που απαιτείται για τον χυτοσίδηρο των δακτυλίων είναι βελτιωμένη έτσι ώστε να τους προσδίδει την απαιτούμενη ελαστικότητα και να καθίσταται δυνατή η χωρίς πρόβλημα τοποθέτησή τους στις αντίστοιχες εγκοπές/φωλιές του εμβόλου, τοποθέτηση που απαιτεί σημαντικό «άνοιγμα» του δακτυλίου.

Ο διακριτός ρόλος κάθε δακτυλίου χαρακτηρίζεται από την θέση, την διατομή του που καθορίζει και τα χαρακτηριστικά επαφής του με τον κύλινδρο, καθώς και την ελαστική του επενέργεια που στοχεύει στην δημιουργία φορτίου επαφής και δίνει την δυνατότητα ώστε σε συστοιχία με τους υπόλοιπους

δακτυλίους να επιτελέσει το σύνθετο έργο του, δηλαδή την στεγανοποίηση του θαλάμου καύσης και την αποφυγή blow by, την οδήγηση του εμβόλου, τον έλεγχο της λίπανσης ολοκλήρου του παλινδρομούντος συστήματος εμβόλου-δακτυλίων, καθώς και τον έλεγχο κατανάλωσης λιπαντικού.

Κάθε δακτύλιος, μετά την τοποθέτησή του σε θέση λειτουργίας δρα αναλόγως ή με ομοιόμορφα κατανεμημένη ή ακόμη και μεταβαλλόμενη ακτινική πίεση πάνω στην επιφάνεια του κυλίνδρου.

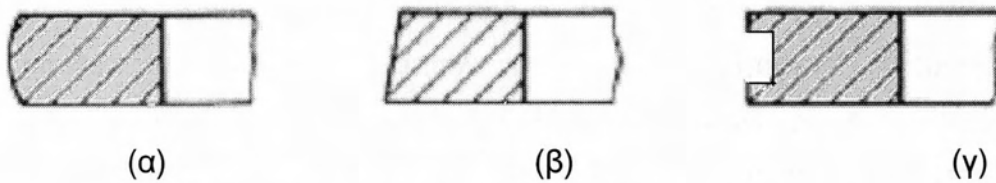
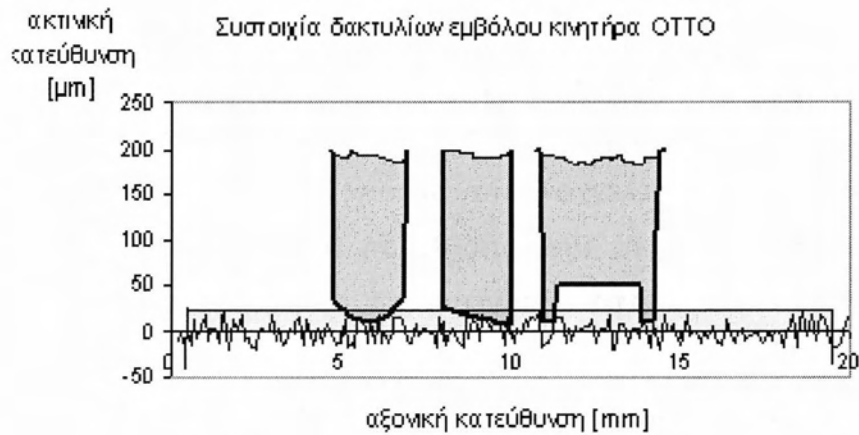
Εμφανίζοντας διάκενο, το οποίο του αφαιρεί την κυλινδρική του συμμετρία, ξεπερνά αστοχίες κατά το άνοιγμα και την τοποθέτησή του πάνω στο έμβολο (άνοιγμα 8 φορές το ονομαστικό διάκενο χωρίς προβλήματα παραμενουσών παραμορφώσεων και λοιπές αστοχίες) με εσωτερική σφυρηλασία και ισχυρότερα κτυπήματα στην περιοχή που βρίσκεται αντιδιαμετρικά της τομής/διακένου.

Το ελεύθερο διάκενο στην περιοχή τομής του δακτυλίου, αντιστοιχεί σε ποσοστό 0.25 % της διαμέτρου του κυλίνδρου και οφείλει να παραμένει, έστω και μερικώς, ανοικτό κατά την λειτουργία της MEK κάτω από εξόχως έντονα θερμοκρασιακά πεδία.

Τα ελατήρια-δακτύλιοι κατατάσσονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες: στα ελατήρια συμπίεσης-στεγανοποίησης του θαλάμου καύσης και στα ελατήρια λαδιού, σκοπός των οποίων είναι η απόξεση του κυλίνδρου.

Τα τελευταία χαρακτηρίζονται από σπές διέλευσης λιπαντικού, ώστε το λάδι να επιστρέφει μέσα από διαύλους στην κάτω του εμβόλου περιοχή και τελικά στην ελαιολεκάνη.

Οι δακτύλιοι της δεύτερης κατηγορίας συναντώνται είτε στο πάνω μέρος του εμβόλου, τελευταίοι σε συστοιχία με τους υπόλοιπους, είτε και μεμονωμένοι στην κάτω περιοχή της ποδιάς του εμβόλου.



**Σχήμα 1.1.4:** α) δακτύλιος πρώτος «της φωτιάς»

β) δακτύλιος δεύτερος «στεγανωτικός»

γ) δακτύλιος τρίτος «αποξεστικός»

Κατά το λεγόμενο Αμερικανικό μοντέλο, ο αριθμός των δακτυλίων είναι 3. Οι δύο πρώτοι (προς τον Θάλαμο Καύσης) είναι δακτύλιοι στεγανοποίησης και ο τρίτος (προς την ελαιολεκάνη) είναι δακτύλιος απόξεσης.

Ο πρώτος (**N<sup>ο</sup> 1**) δακτύλιος ονομάζεται και «της φωτιάς», ο δεύτερος (**N<sup>ο</sup> 2**), ο μεσαίος, είναι ο κατ' εξοχήν «στεγανωτικός» όπως συνηθίζεται να ονομάζεται, και ο τρίτος (**N<sup>ο</sup> 3**) καλείται «αποξεστικός» ή «του λαδιού».

Η λίπανση των δακτυλίων αυτών επιτελούμενη με την βοήθεια υγρού λιπαντικού που συγχρόνως πρέπει να ικανοποιεί και απαιτήσεις λίπανσης εδράνων καθώς και ωστηρίων - έκκεντρων, μπορεί να θεωρηθεί μικτού χαρακτήρα με σημαντική συνιστώσα αυτή της μη υδροδυναμικής λίπανσης-τριβής.

Ο **πρώτος δακτύλιος «της φωτιάς»**, δέχεται κατά την φάση της εκτόνωσης εντονότερα αλλά και κατά την συμπίεση λιγότερο έντονα, την επιπρόσθετη πίεση του αερίου μίγματος που προστίθεται στην ελαστική του πίεση.

Έτσι, το φορτίο επαφής του μεταβάλλεται σημαντικά μέσα στον θερμοδυναμικό κύκλο, γεγονός που εμφανίζεται πολύ πιο υποβαθμισμένης

σημασίας στον δεύτερο δακτύλιο (έως και αμελητέο, αν και υπαρκτό λόγω blow by).

Ο δακτύλιος της φωτιάς είναι ο μόνος που παρουσιάζεται με κατατομή που εμφανίζει συγκλίνουσα και αποκλίνουσα περιοχή, με αποτέλεσμα να δύναται να παραλάβει υδροδυναμικό φορτίο, δηλαδή να λιπανθεί υδροδυναμικά, υπό την προϋπόθεση ότι του παρέχεται η απαιτούμενη ποσότητα λιπαντικού και κατά τις δύο φάσεις κίνησης (ανόδου και καθόδου), από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) και αντίστροφα. Κατά τους χρόνους εξαγωγής και εισαγωγής μίγματος στον κύλινδρο ΜΕΚ, ο δακτύλιος αυτός λόγω της μορφής του και του μειωμένου φορτίου επαφής παρουσιάζει, αν και μερικά λιπαινόμενος, τις περισσότερες πιθανότητες υδροδυναμικής λίπανσης.

Ειδικότερα σ' ότι αφορά σε κινητήρες βενζίνης, κυβισμού από 277-541 cm<sup>3</sup>/κύλινδρο, οι δακτύλιοι της φωτιάς έχουν πλάτος της τάξης του mm (πχ 1.75 mm), με τάση μείωσής του, ώστε να μειωθεί και το επιπρόσθετο φορτίο λόγω πίεσης αερίων.

Η κατατομή (profil) τους, κατασκευαστικά επιτυγχάνεται με αρχικές ακτίνες καμπυλότητας της τάξης μερικών δεκάδων χιλιοστών (πχ 20-50 mm).

Η καμπυλότητα αυτή αυξάνεται με την φθορά κατά τον χρόνο λειτουργίας και έχει σαν αποτέλεσμα η φθαρμένη διατομή του δακτυλίου να εμφανίζεται τελικά περίπου επίπεδη.

Η ελαστική πίεση που οι κατασκευαστές συνήθως προτείνουν κυμαίνεται από 0.50 έως 2.0 10<sup>5</sup> Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500–6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPa.s (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση από 4-9 μm σε συνθήκες επαρκούς λίπανσης.

Αντίστοιχες τιμές για κινητήρα Diesel, το έμβολο του οποίου έχει 4 δακτυλίους δίνονται για αρχικό στάδιο φθοράς, 3-6 μm, για μεμονωμένο δακτύλιο, ενώ η εκτίμηση του πάχους μεμβράνης λιπαντικού κατά την λειτουργία συστοιχίας πέφτει στην τιμή 0.25 – 0.80 μm και ακόμη περισσότερο με τη φθορά μετά από 120 – 630 h λειτουργίας.

Ο δακτύλιος της φωτιάς γενικά λόγω της κατατομής του δύναται να λειτουργεί ακόμη και όταν το έμβολο περιστρέφεται ελαφρά κατά την

διαδρομή του. Η απουσία ακμών απομακρύνει την πιθανότητα διακοπής της λιπαντικής μεμβράνης και η μικρή επιφάνεια επαφής του με τον κύλινδρο λόγω της σχεδόν γραμμικής επαφής, μειώνει την περίοδο «του στρωσίματος» του κινητήρα.

Δακτύλιοι της φωτιάς κυκλοφορούν στο εμπόριο κατασκευασμένοι από χυτοσίδηρο σφαιροειδούς γραφίτη ή/και επενδυμένοι περιφερειακά με μολυβδαίνιο, φωσφατωμένοι ή ακόμη και επιχρωμιωμένοι.

Για τους επιχρωμιωμένους βαρελοειδούς κατατομής, ενδείκνυται κατ' αρχάς η δημιουργία εσωτερικού στρώματος από σκληρό χρώμιο, πάχους 60-90 μm, ενώ ένα εξωτερικό στρώμα πάχους 40-60 μm από πορώδες χρώμιο δίνει το τελικό επιθυμητό προφίλ στον δακτύλιο. Έντονες κοιλάδες που παρατηρούνται στην μικροτοπογραφία είναι πόροι/συνέπειες της κατεργασίας του.

Ο **δεύτερος δακτύλιος** συνήθως είναι κολουρο-κωνικής φυσιογνωμίας με διατομή ορθογωνίου τραπεζίου, πλάτους περίπου 2 mm, με κωνικότητα που χαρακτηρίζεται από περίπου 35 μm ακτινική απόσταση ακμών.

Η αιχμηρή περιοχή του είναι τοποθετημένη-στραμμένη προς το κάτω νεκρό σημείο με στόχο την αποφυγή υδροδυναμικού σφήνα κατά την κάθοδο του εμβόλου και παράλληλα την επίτευξη στράγγισης του λιπαντικού. Η ελαστική πίεση που ενδείκνυται είναι περίπου  $2.0 \cdot 10^5$  Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500 – 4500 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPas (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση για την άνοδο από 8-13 μm και για την κάθοδο σταθερό πάχος 2 μm.

Αντίστοιχες τιμές για κινητήρα Diesel, το έμβολο του οποίου έχει 4 δακτυλίους δίνονται για αρχικό στάδιο φθοράς, κατά την άνοδο 6.5 μm και για την κάθοδο (σταθερό πάχος) 1 μm για μεμονωμένο δακτύλιο, ενώ η εκτίμηση του πάχους μεμβράνης λιπαντικού κατά την λειτουργία συστοιχίας πέφτει στην τιμή 0.80 μm και ακόμη περισσότερο με τη φθορά μετά από 120 – 630 h λειτουργίας.

Δακτύλιοι αυτού του τύπου γενικά κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο ή χάλυβα, υφίστανται επιφανειακή κατεργασία ή επικάλυψη περιφερειακά και σπανιότερα στην επίπεδες επιφάνειές τους για αύξηση της αντίστασής τους σε φθορά.



Ο δακτύλιος στεγάνωσης θεωρείται επίσης ότι μειώνει την περίοδο στρωσίματος λόγω της εξ αρχής γραμμικής του επαφής με τον κύλινδρο και ότι δρα συμπληρωματικά με τον τρίτο δακτύλιο (του λαδιού) στον έλεγχο κατανάλωσης λιπαντικού.

Ο **τρίτος δακτύλιος** είναι σχεδόν αδύνατο να λειτουργήσει κάτω από συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης, εκτός των περιπτώσεων παρέκκλισης από την ονομαστική του γεωμετρία επαφής λόγω φθοράς ή παραμορφώσεων.

Γενικά, η υψηλή τιμή της πίεσης επαφής του δεν είναι δυνατό να αντισταθμισθεί από υδροδυναμικό μηχανισμό ώστε να αποκολληθεί ο δακτύλιος αυτός από τον κύλινδρο, αν και είναι ο μόνος που του παρέχεται λιπαντικό σε αφθονία.

Συνήθως εμφανίζει δύο χείλη πλάτους δέκατων χιλιοστού πχ 0.2-0.4mm, συνολικό πλάτος περίπου 4.5mm και ελαστική πίεση  $7.8 \times 10^5$  Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500 – 6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPas (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση της τάξης των 3 μm.

Η μεγάλη τιμή της ελαστικής πίεσης στον 3<sup>ο</sup> δακτύλιο επιτυγχάνεται με εσωτερικό ελατηριωτό εκτατήρα. Τέτοιου τύπου εκτατήρες χρησιμοποιούνται και για τους άλλους δακτυλίους σε περιπτώσεις πολύ φθαρμένων κυλίνδρων (έως 0.50mm φθορά στην διάμετρό τους) προς αποφυγή ανεπιθύμητων συμβάντων (διαρροή λιπαντικού, υπερβολική κατανάλωση λιπαντικού, αύξηση blow by) χωρίς να είναι και η βέλτιστη ενδεδειγμένη λύση από την άποψη τριβής-φθοράς.

Η βασική προϋπόθεση στην πλειονότητα των θεωρητικών μοντέλων βασίζεται στην υδροδυναμική λίπανση. Σύγκριση της τιμής του συντελεστή τριβής του συγκεκριμένου συνόλου με αυτή των υδροδυναμικών εγκάρσιων εδράνων, δίνει τιμές περίπου πενήντα φορές μεγαλύτερες στο υπό μελέτη σύνολο

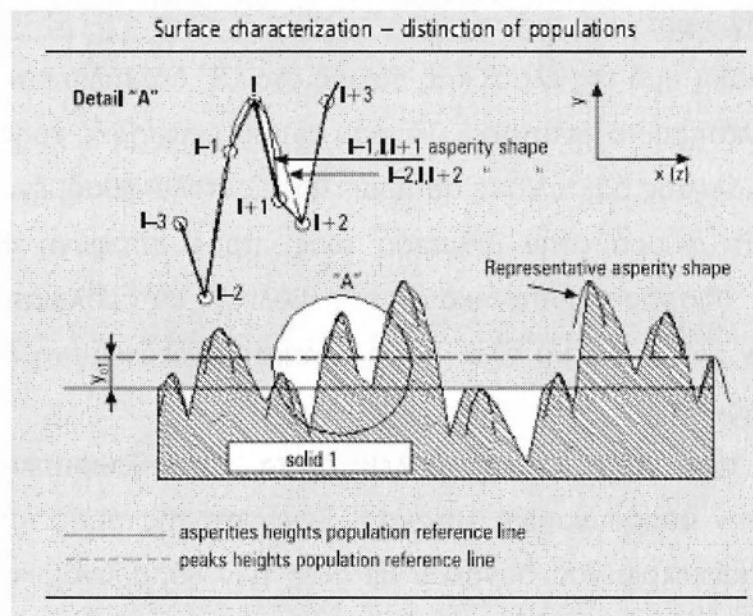
Μεταξύ των μελετών που επικεντρώθηκαν στον προσδιορισμό του συντελεστή τριβής ενδιαφέρον παρουσιάζουν αυτές των Volarovitch, Eilon, Dowson, και Cameron.

Για το θεωρητικό μοντέλο που σχετίζεται με τον υπολογισμό της δύναμης τριβής του δακτυλίου, όπως προαναφέρθηκε, δέχονται υδροδυναμική λίπανση για τον δακτύλιο του εμβόλου.

Οι διαφορές τους οφείλονται σε μεγάλο μέρος στη εξίσωση του Reynolds που επιλύουν (γεωμετρία δύο διαστάσεων – τριών διαστάσεων) με ή χωρίς τραχύτητα των λιπαινόμενων επιφανειών, στις συνοριακές συνθήκες που λαμβάνονται υπόψη καθώς και στη μέθοδο επίλυσης του προβλήματος που απαιτεί κυρίως μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων ή πεπερασμένων διαφορών (FEM ή FDM).

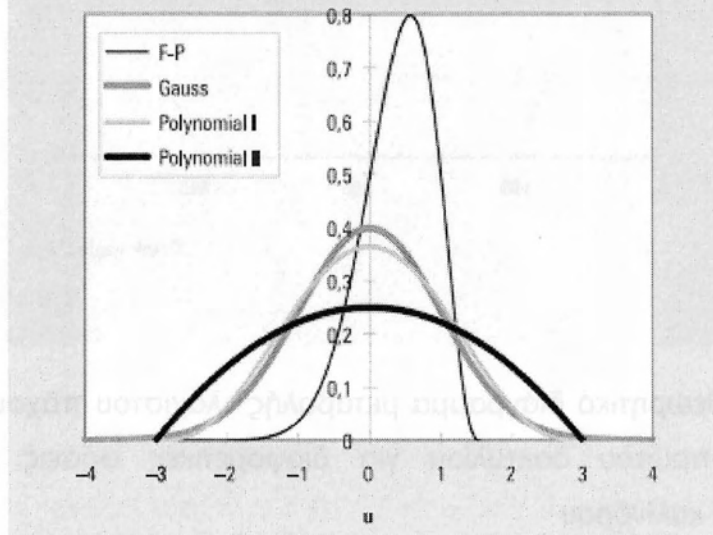
Κατά τη δεκαετία του 1980 μέχρι τις μέρες μας αναπτύσσονται θεωρητικά μοντέλα που βασίζονται κυρίως στη μελέτη όπου γίνεται συνδυασμός δύο θεωριών για τον λεπτομερέστερο εξοπλισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών κατά τη λειτουργία του συνόλου.

Έτσι, αφενός γίνεται χρήση μιας εξίσωσης του Reynolds στην οποία λαμβάνονται υπόψη μεγέθη της λιπαντικής μεμβράνης με στοχαστικό χαρακτήρα **Patir και Cheng**, καθώς και ενός μοντέλου τραχύτητας που προτάθηκε από τους **Greenwood και Trip** (σχήμα 1.1)



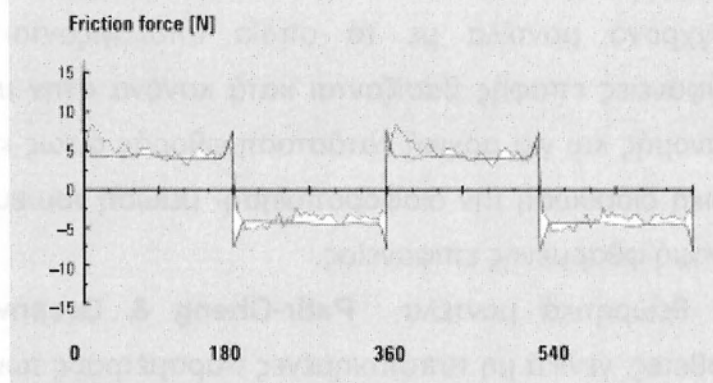
**Σχήμα 1.1.5** Το μοντέλο των λοφίσκων τραχύτητας και τα χαρακτηριστικά των κορυφών των λόφων που ελήφθησαν σε συνδυασμό κατά την ανάπτυξη του υπολογιστικού κώδικα.

Comparison between standardized probability density functions proposed for surface asperities heights or peaks heights distribution and a representative worn liner Fisher-Pearson peaks heights distribution curve

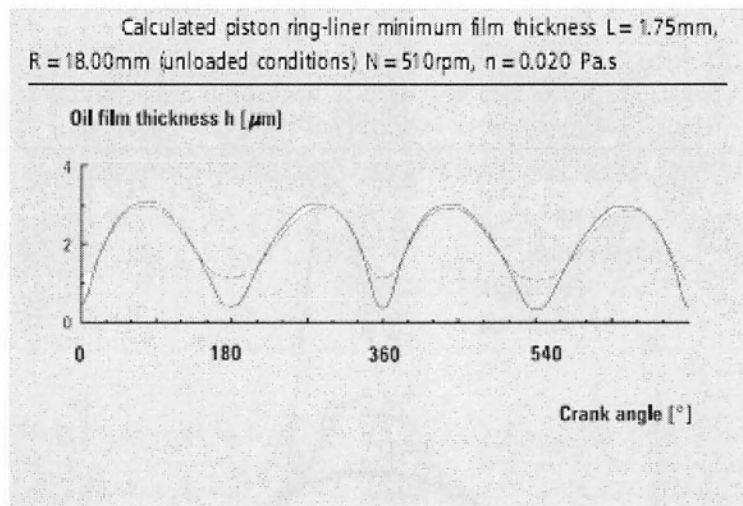


**Σχήμα 1.1.6** Κατανομές που χρησιμοποιούνται σε θεωρητικά προσωμειοτικά μοντέλα για σύγχρονους ισχυρούς υπολογιστικούς κώδικες.

Measured and calculated via real wornliner roughness integral functions piston ring-liner friction force L = 1.75mm, R = 18.00mm (unloaded conditions)  $\sigma_{p01} = 0.62 \mu\text{m}$ ,  $\sigma_{pl1} = 0.40 \mu\text{m}$ ,  $\gamma_1 = 0.60$ , N = 510rpm,  $\eta = 0.020 \text{Pa}\cdot\text{s}$



**Σχήμα 1.1.7** Θεωρητικό και πειραματικό διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής πρώτου δακτυλίου.



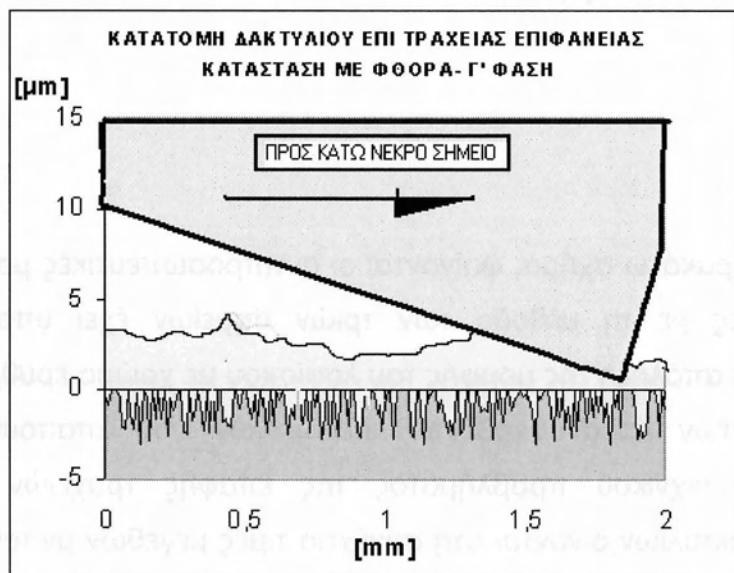
**Σχήμα 1.1.8** Θεωρητικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης πρώτου δακτυλίου για διαφορετικές φάσεις φθοράς της επιφάνειας του κυλίνδρου

Στη διεπιφάνεια μεταξύ τεμαχίων μηχανολογικής χρήσης, ως προς την τριβολογική τους συμπεριφορά πρωταγωνιστικό ρόλο αφενός το υλικό (μέτρο ελαστικότητας, λόγος του Poisson, σκληρότητα), αφετέρου χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας των μικροεπιφανειών που κατά κανόνα συμπεριλαμβάνονται μέσα στις τυποποιημένες τιμές που δίνονται από τα λογισμικά τραχυμέτρησης.

Στα σύγχρονα μοντέλα με τα οποία υπολογίζονται φορτία και ρεαλιστικές επιφάνειες επαφής βασίζονται κατά κανόνα στην υπόθεση μιας κανονικής κατανομής και για αρχική κατάσταση φθοράς όπως και για τελική, με ίσως μοναδική διόρθωση την διαφοροποίηση- μείωση του εύρους για την κανονική κατανομή φθαρμένης επιφάνειας.

Τα δυο θεωρητικά μοντέλα **Patir-Cheng & Greenwood -Tripp** απαιτούν πρόσθετες, γενικά μη τυποποιημένες παραμέτρους των κατανομών. Η απαίτηση αυτή λαμβάνεται υπόψη στην παρούσα διπλωματική εργασία κατά την οποία γίνεται αφενός διάκριση μεταξύ των πληθυσμών των υψόμετρων όλων των σημείων του προφίλ-κατατομής (τραχυμέτρηση) και υψομέτρων των κορυφών των λόφων και αφετέρου λεπτομερής αποκωδικοποίηση της επίδρασης της καμπυλότητας στην κορυφή του λοφίσκου.

Η τεκμηρίωση των συμπερασμάτων και προτάσεων που έπονται γίνεται όπως έχει ήδη προαναφερθεί με βάση υπολογιστικό κώδικα που αναπτύσσεται συνεχώς και εξελίσσεται στο τμήμα μηχανολόγων μηχανικών του πανεπιστημίου Θεσσαλίας ώστε να γίνει πλήρως κατανοητή η αξία της συγκεκριμένης προσέγγισης.



**Σχήμα 1.1.9** Λεπτομέρεια επιφάνειας επαφής 2<sup>ου</sup> δακτυλίου και κυλίνδρου ΜΕΚ. Κατατομή δακτυλίου κωνική, επιφάνεια κυλίνδρου τραχεία .

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται χαρακτηριστικές παράμετροι τραχύτητας, οι οποίες οφείλουν να λαμβάνονται υπόψη για το θεωρητικό μοντέλο που προσεγγίζει ο υπολογιστικός κώδικας OIL FILM 2010.

Οι παράμετροι αυτοί είναι :

Η **μέση ακτίνα καμπυλότητας** των κορυφών των λοφίσκων, η οποία θεωρείται ότι αντιπροσωπεύει κάθε λοφίσκο τα υψόμετρα, του οποίου και μόνο, μεταβάλλονται πάνω στην επιφάνεια  $\Delta x \Delta y$ .

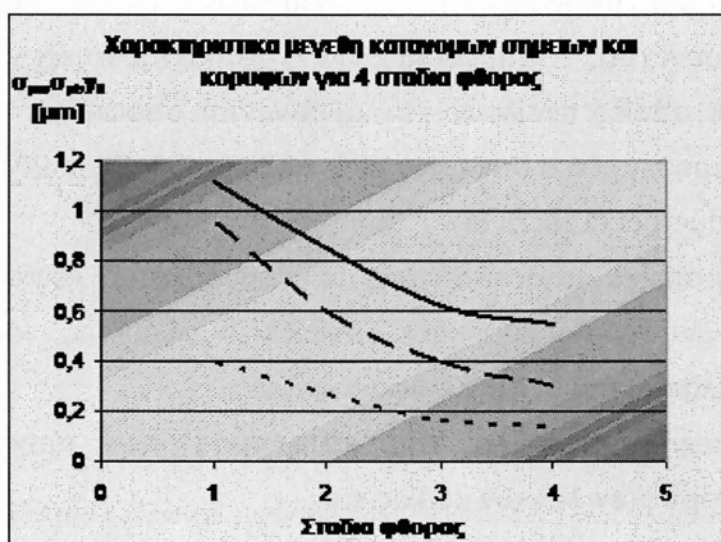
Η **συνεχής καμπύλη της κατανομής** των προαναφερθέντων **υψομέτρων κορυφών λόφων** καθώς και

Η αντίστοιχη **καμπύλη κατανομής** όλων των **υψομέτρων των σημείων** του προφίλ της τραχείας επιφάνειας.

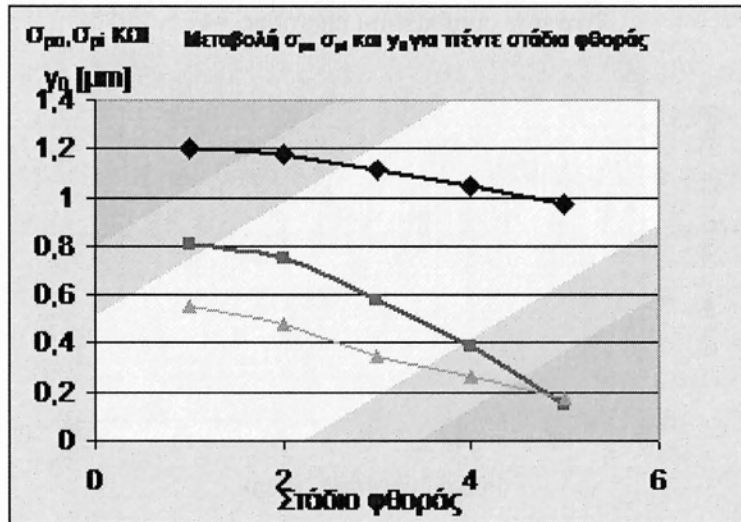
Δυσκολία αντιμετωπίζεται κυρίως στον προσδιορισμό της **ακτίνας καμπυλότητας** των κορυφών των λοφίσκων και τούτο διότι σε περίπτωση φθαρμένης επιφάνειας, τα οροπέδια που δημιουργούνται μετά τη φθορά έχουν πάρα πολύ μεγάλη ακτίνα καμπυλότητας, που τείνει στο άπειρο οδηγώντας το αντίστοιχο ιστόγραμμα σε πολύ μεγάλη εξάπλωση μεταξύ ελάχιστης και μέγιστης τιμής, γεγονός που οδηγεί στη μορφή καμπύλης τύπου "J" που δε μπορεί να περιγράψει με σαφήνεια και ακρίβεια σειρά πειραματικών αποτελεσμάτων.

Στο παρακάτω σχήμα, φαίνονται οι αντιπροσωπευτικές μορφές λόφων για τις οποίες με τη μέθοδο των τριών σημείων έχει υπολογιστεί και τοποθετηθεί η απόληξη της μορφής του λοφίσκου με χρώμα ερυθρό.

Εκτός των προαναφερθέντων δεδομένων που απαιτούνται για την επίλυση του τεχνικού προβλήματος της επαφής τραχειών επιφανειών κυλίνδρου- δακτυλίων δίνονται στη συνέχεια τιμές μεγεθών μικτού χαρακτήρα όπως  **$\eta\beta\sigma$** ,  **$\sigma/\beta$** , καθώς και των μεγεθών  $\sigma_{p1}$  και  $\sigma_{p0}$  και  $\gamma_0$  που αναφέρονται αντίστοιχα στους πληθυσμούς των κορυφών και των σημείων καθώς και στην διαφορά των μέσων όρων τους.



(A)



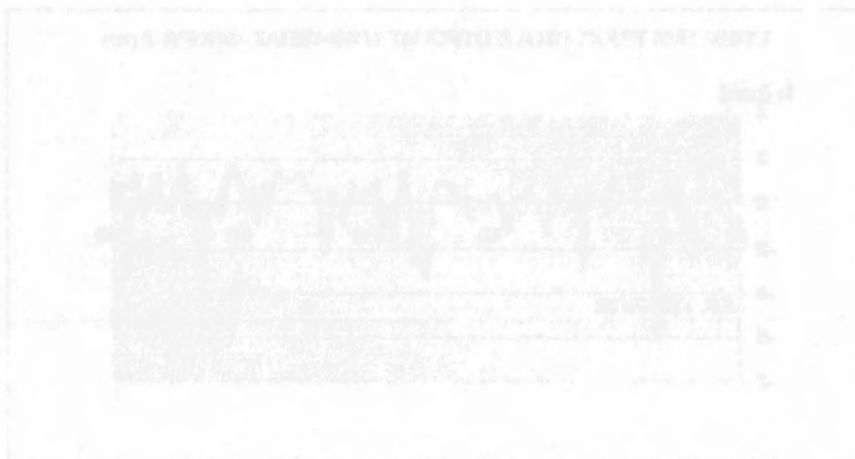
(B)

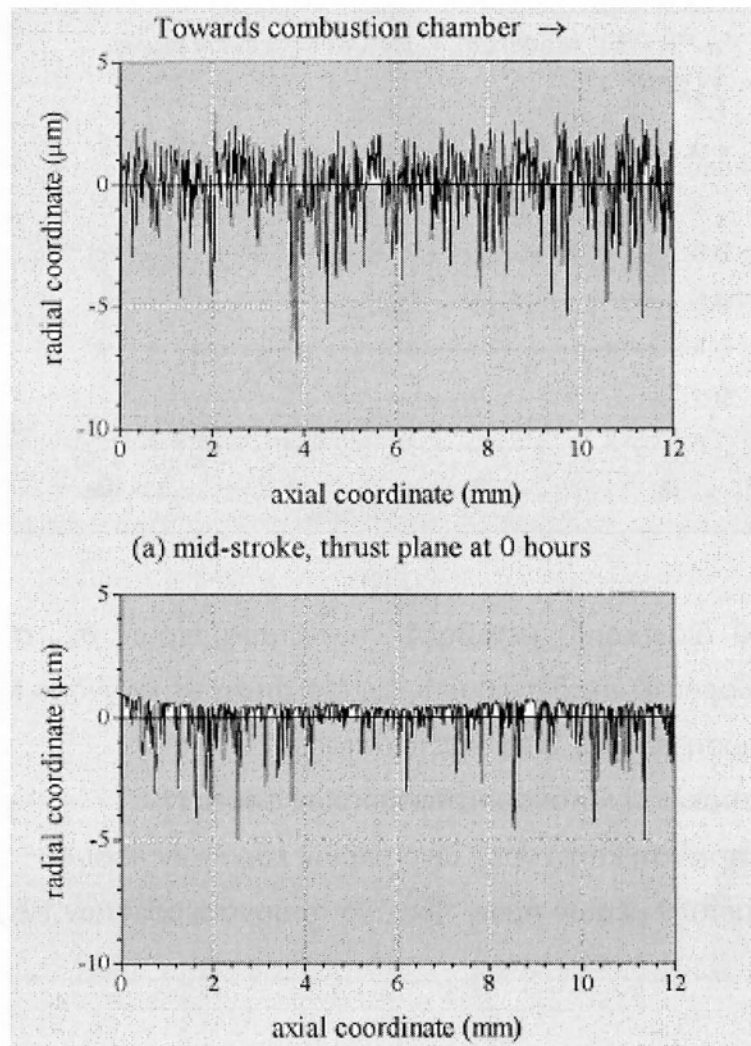
**Σχήμα 1.1.10** Διάγραμμα μεταβολής των παραμέτρων  $\sigma_{\rho}$ ,  $\sigma_{\phi}$  και  $\gamma_0$  για τέσσερα διαφορετικά στάδια φθοράς. (α) **Μέτρηση** σε κύλινδρο MEK Renault. (β) Προσομοίωση φθοράς σε συνθετικά προφίλ.

$\sigma_{\rho}$  : τυπική απόκλιση κατανομής υψομέτρων σημείων

$\sigma_{\phi}$  : τυπική απόκλιση κατανομής υψομέτρων κορυφών λόφων

$\gamma_0$  : διαφορά μεταξύ μέσων τιμών των δύο προαναφερθέντων πληθυσμών



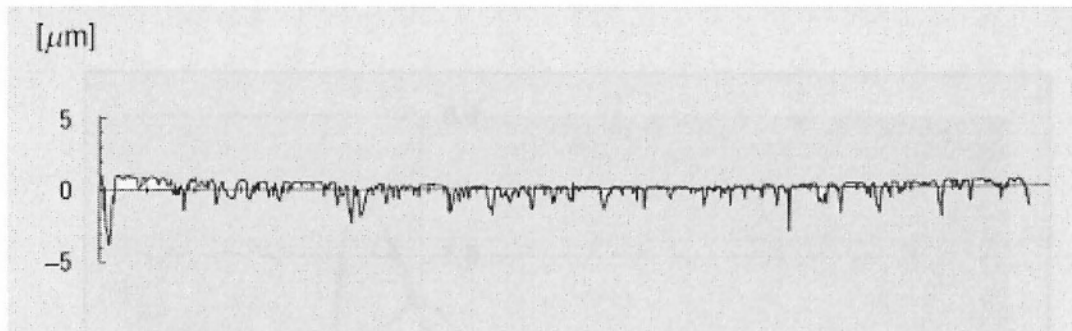


**Σχήμα 1.1.11** Αντίγραφο αποτελεσμάτων τραχυμέτρησης (βιβλιογραφία) για επιφάνεια κυλίνδρου πριν τη χρήση (a) ( 0 ώρες λειτουργίας ) και μετά (b) ( 120 ώρες λειτουργίας) στο μέσο της διαδρομής του εμβόλου.

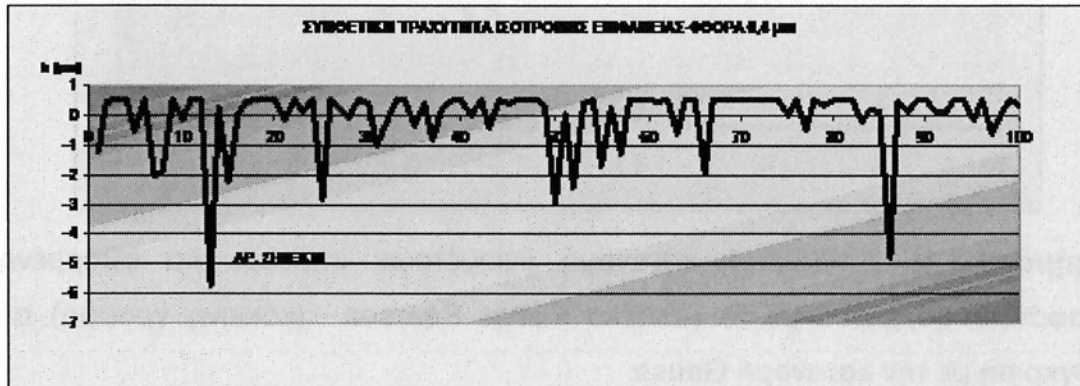


**Σχήμα 1.1.12** Συνθετική τραχύτητα (προσομοίωση) που λαμβάνεται υπόψη στον υπολογιστικό κώδικα.



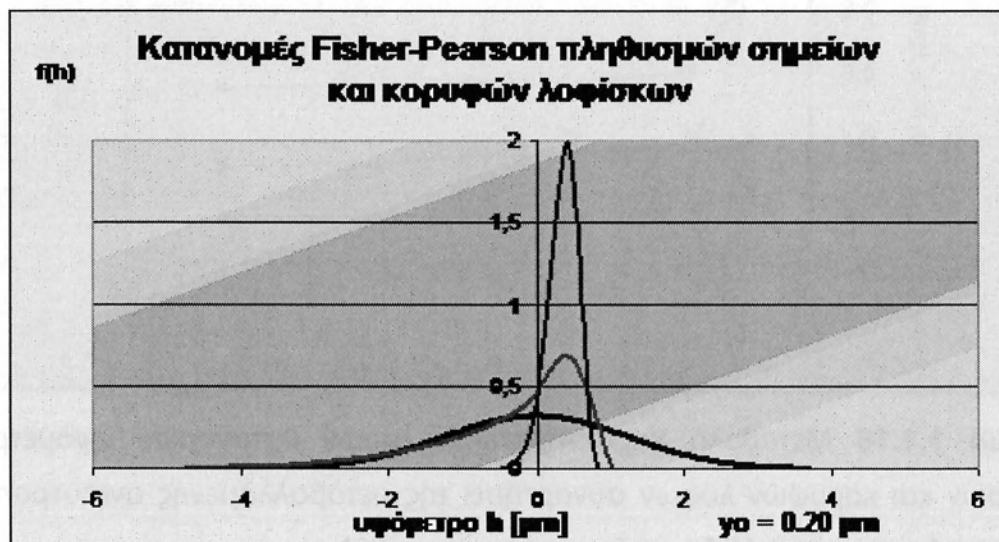


(α)

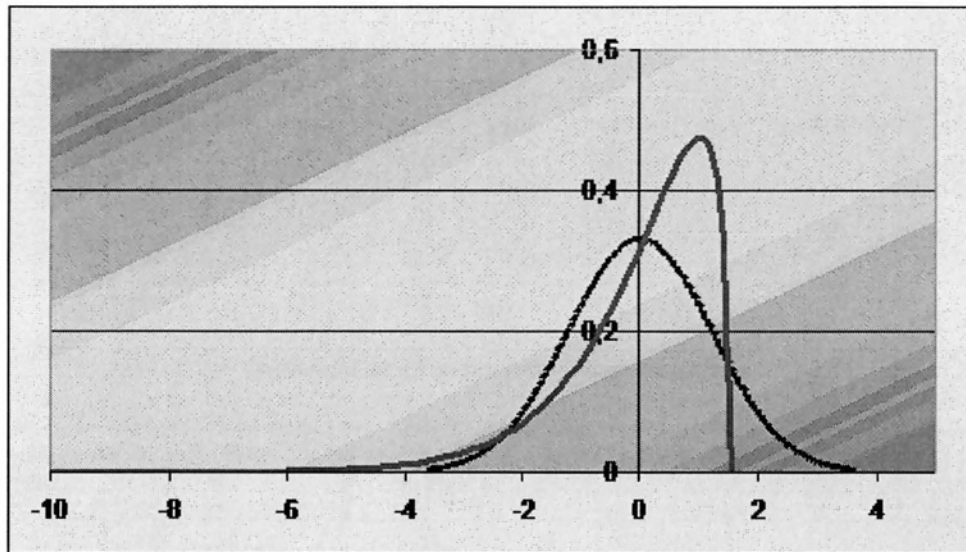


(β)

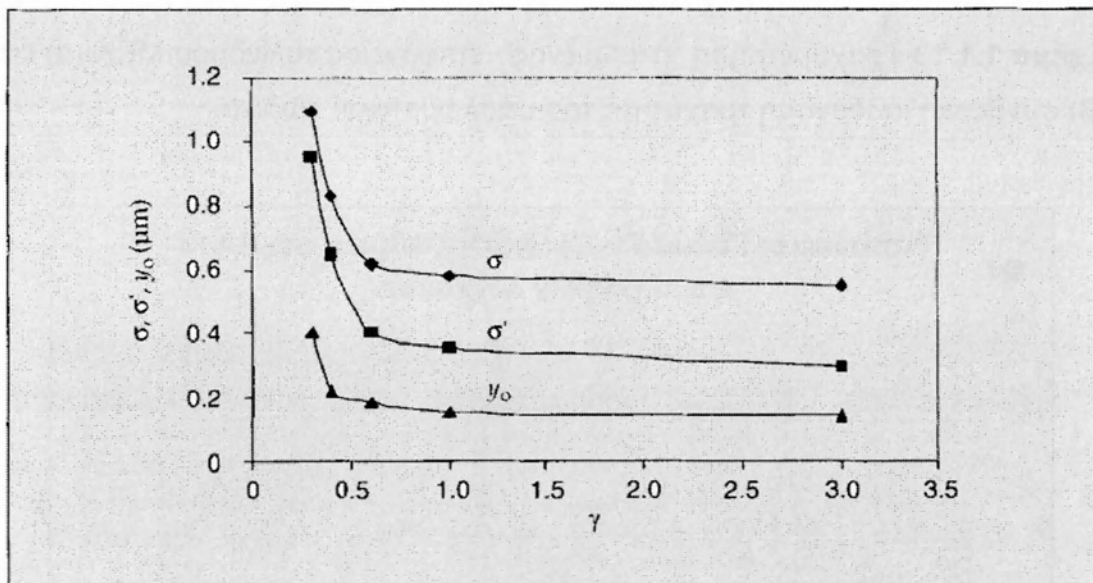
**Σχήμα 1.1.13** Τραχυμέτρηση “στρωμένης” επιφάνειας κυλίνδρου MEK (α) και (β) συνθετική ισοδύναμη τραχύτητα του υπολογιστικού κώδικα.



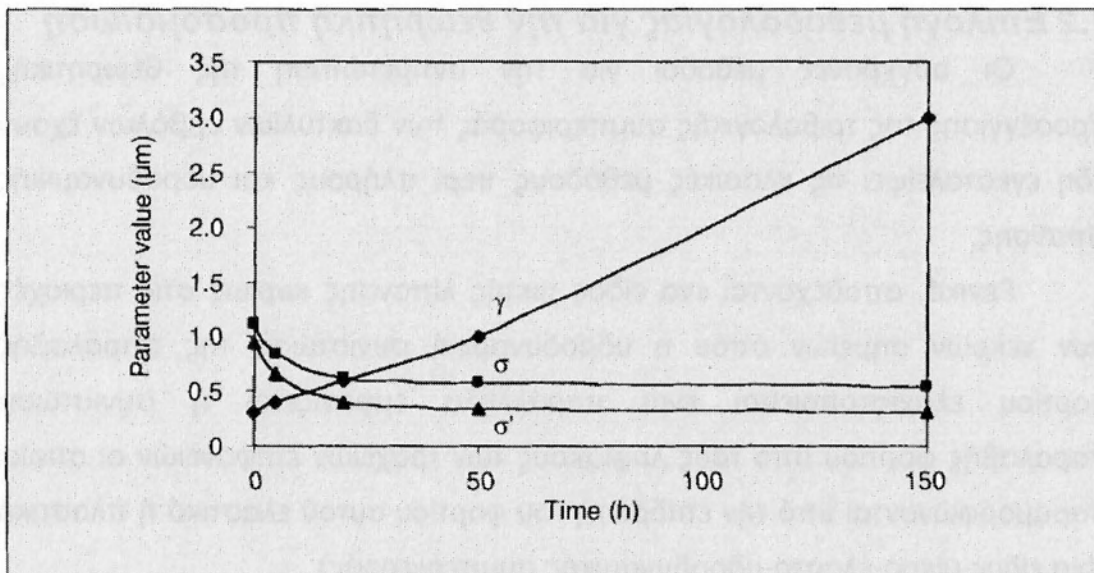
**Σχήμα 1.1.14** Κατανομές υψομέτρων σημείων (κόκκινη γραμμή) και υψομέτρων κορυφών λοφίσκων (μπλε γραμμή) σε σύγκριση με την κατανομή Gauss που προτείνεται και για τους δυο πληθυσμούς για λόγους απλότητας στην διεθνή βιβλιογραφία. (βλέπε κεφάλαιο2-κεφάλαιο3)



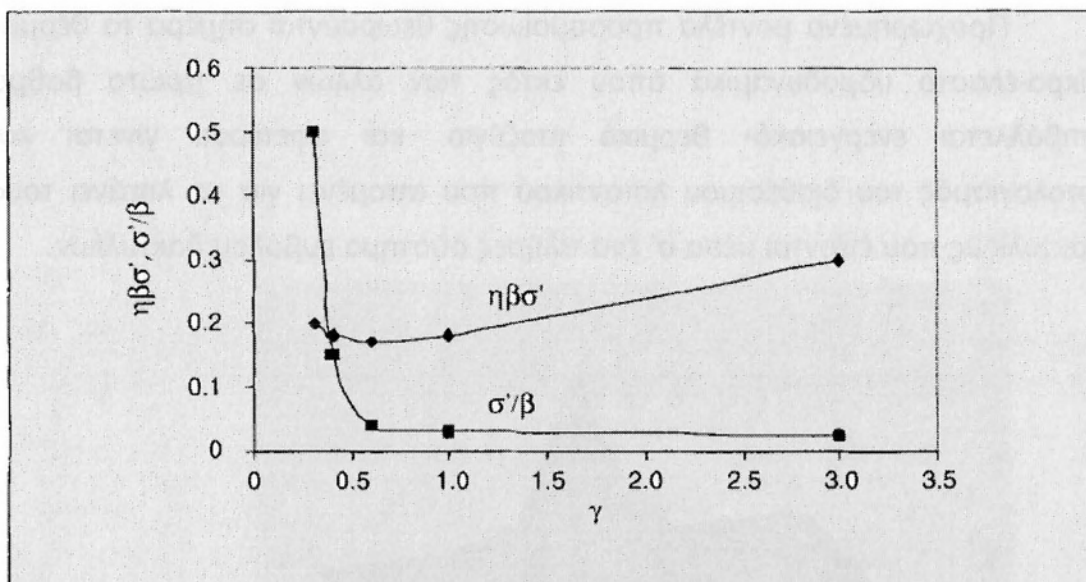
**Σχήμα 1.1.15** Ασύμμετρη κατανομή υψομέτρων σημείων για φθαρμένη επιφάνεια σύμφωνα με το μοντέλο Fisher Pearson (κόκκινη γραμμή) σε σύγκριση με την κατανομή Gauss.



**Σχήμα 1.1.16** Μεταβολή χαρακτηριστικών τιμών κατανομών υψομέτρων σημείων και κορυφών λόφων συναρτήσει της μεταβαλλόμενης ανισοτροπίας της επιφάνειας του κυλίνδρου. ( $\sigma_{p0} \rightarrow \sigma$ ,  $\sigma_{pi} \rightarrow \sigma'$ )



**Σχήμα 1.1.17** Μεταβολή χαρακτηριστικών τιμών κατανομών υψομέτρων σημείων και κορυφών λόφων και ανισοτροπίας συναρτήσει του χρόνου φθοράς. ( $\sigma_{po} \rightarrow \sigma$ ,  $\sigma_{pi} \rightarrow \sigma'$ )



**Σχήμα 1.1.18** Μεταβολή χαρακτηριστικών τιμών κατανομών υψομέτρων σημείων και κορυφών λόφων συναρτήσει της μεταβαλλόμενης ανισοτροπίας της επιφάνειας του κυλίνδρου. ( $\sigma_{po} \rightarrow \sigma$ ,  $\sigma_{pi} \rightarrow \sigma'$ )

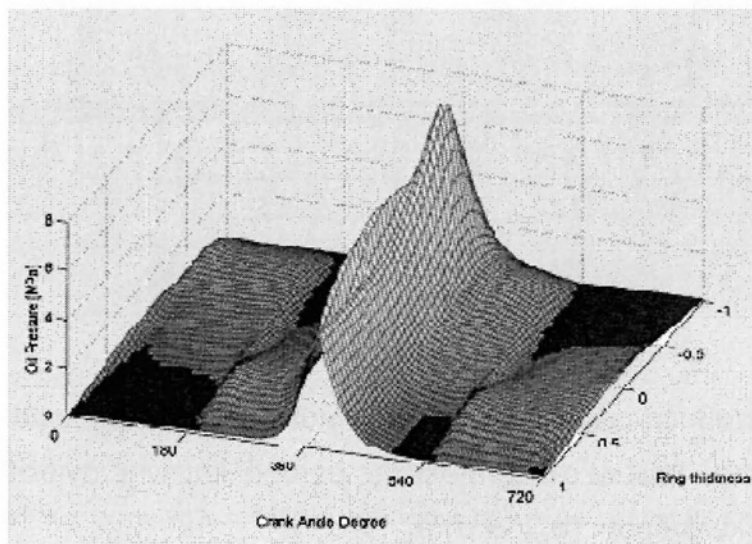
## 1.2 Επιλογή μεθοδολογίας για την θεωρητική προσομοίωση

Οι σύγχρονες μέθοδοι για την αντιμετώπιση της θεωρητικής προσέγγισης της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων έχουν ήδη εγκαταλείψει τις κλασικές μεθόδους περί πλήρους και υδροδυναμικής λίπανσης.

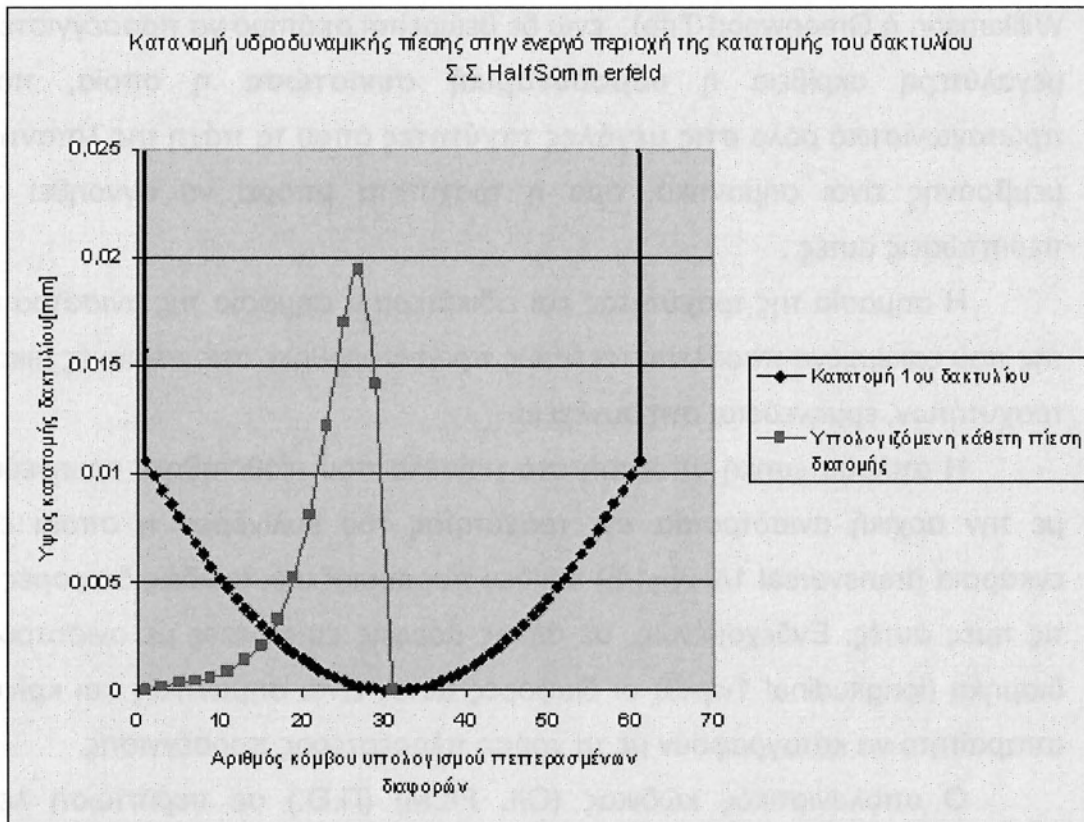
Γενικά, αποδέχονται ένα είδος μικτής λίπανσης κυρίως στις περιοχές των νεκρών σημείων όπου η υδροδυναμική συνιστώσα της παραλαβής φορτίου ελαχιστοποιείται ενώ παράλληλα εμφανίζεται η συνιστώσα παραλαβής φορτίου από τους λοφίσκους των τραχειών επιφανειών οι οποίοι παραμορφώνονται υπό την επίδραση του φορτίου αυτού ελαστικά ή πλαστικά (ένα είδος μικρο-έλαστο-υδροδυναμικής συμπεριφοράς).

Επιπλέον στα μοντέλα αυτά λαμβάνεται υπόψη ο ισότροπος ή ανισότροπος χαρακτήρας των τραχειών επιφανειών με αποτέλεσμα την διόρθωση της εξίσωσης του Reynolds με χρήση παραμέτρων ροής (παροχής) του λιπαντικού. Τα μοντέλα αυτά θεωρούνται στην πιο απλή μορφή τους ισόθερμα.

Προχωρημένα μοντέλα προσομοίωσης θεωρούνται σήμερα τα θέρμο-μικρο-έλαστο υδροδυναμικά όπου εκτός των άλλων σε πρώτο βαθμό επιβάλλεται ενεργειακό-θερμικό ισοζύγιο, και αφετέρου γίνεται και υπολογισμός του διαθέσιμου λιπαντικού που απομένει για να λιπάνει τους δακτυλίους που έπονται μέσα σ' ένα πλήρες σύστημα εμβόλου δακτυλίων.



**Σχήμα 1.2.1:** Κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση δακτυλίου εμβόλου - δεδομένο από βιβλιογραφία.



**Σχήμα 1.2.2:** Τυπική κατατομή 1<sup>ου</sup> δακτυλίου με την κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση προς τα αριστερά-από κάτω νεκρό σημείο προς άνω νεκρό σημείο (**προτεινόμενο μοντέλο**).

Επειδή η υλοποίηση ενός υπολογιστικού κώδικα με το βάθος των προαναφερθέντων υπερβαίνει κατά πολύ τα όρια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, θεωρήθηκε σκόπιμο να αναπτυχθεί καταρχήν ένα δραστικό μοντέλο με μεγάλη ακρίβεια στους υπολογισμούς και λεπτομερή περιγραφή της γεωμετρία με χρήση πυκνού πλέγματος.

Έτσι ο τεχνικός συμβιβασμός οδήγησε στην χρήση των **δύο θεωριών** κάθε μία των οποίων αντιμετωπίζει μία συνιστώσα παραλαβής φορτίου και κατά συνέπεια και μία συνιστώσα της ολικής δύναμης τριβής.

Επειδή οι δύο μηχανισμοί παραλαβής φορτίου συνυπάρχουν γενικά, αλλά η απουσία του ενός ή του άλλου είναι σχεδόν αναπόφευκτη, στις περιοχές, όπου ο ένας μηχανισμός παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο ο άλλος λαμβάνεται υπόψη αλλά με μικρότερο συντελεστή βαρύτητας.

Δηλαδή, **στις περιοχές μικρών ταχυτήτων** λαμβάνεται υπόψη το λεπτομερές μοντέλο γνωστό σα **μοντέλο του Greenwood** (ή Greenwood-

Williamson ή Greenwood-Trip), ενώ δε θεωρείται σκόπιμο να προσεγγιστεί με μεγαλύτερη ακρίβεια η **υδροδυναμική συνιστώσα** η οποία, παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο **στις μεγάλες ταχύτητες** όπου τα πάχη της λιπαντικής μεμβράνης είναι σημαντικά, άρα η τραχύτητα μπορεί να αγνοηθεί στις περιπτώσεις αυτές .

Η σημασία της τραχύτητας και ειδικότερα η σημασία της ανισοτροπίας της που εσκεμμένα παραλείπεται όπως προαναφέρθηκε στις περιοχές μικρών τραχυτήτων, ερμηνεύεται στη συνέχεια.

Η απλουστευτική υπόθεση στο μοντέλο που υιοθετήθηκε ερμηνεύεται με την αρχική ανισοτροπία της τραχύτητας του κυλίνδρου η οποία είναι εγκάρσια ( $\text{transversal } 1/9 < \gamma < 1/3$ ) και δεν παρουσιάζει ουσιώδεις διαφορές για τις τιμές αυτές. Ενδεχομένως, σε άλλης μορφής επιφάνειες με ανισοτροπία διαμήκη ( $\text{longitudinal } 1 < \gamma < 9$ ) οι διαφορές αυτές είναι σημαντικές και κρίνεται απαραίτητο να καταγραφούν με τη χρήση πληρέστερης προσέγγισης.

Ο υπολογιστικός κώδικας (OIL FILM) (Π.Θ.) σε περίπτωση λείων επιφανειών απαιτεί δεδομένο μία ελάχιστη αλλά μη μηδενική τιμή της τραχύτητας (τυπική απόκλιση της κατανομής των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων), ενώ στη γενική περίπτωση απαιτεί την γνώση επιπλέον των παρακάτω χαρακτηριστικών:

- **Πυκνότητα λοφίσκων** (αριθμός λοφίσκων ανά μονάδα επιφάνειας)
- **Μέση ακτίνα καμπυλότητας του πληθυσμού των κορυφών των λοφίσκων.**

Θεωρείται σημαντικό να αναφερθεί ότι τελικά στην διαδικασία υπολογισμού των απωλειών λόγω τριβών στο υπό μελέτη σύστημα σημαντικό ρόλο παίζει η ισχύς τριβής η οποία ελαχιστοποιείται στις περιοχές των άνω και κάτω νεκρών σημείων , όπου μηδενίζεται η τραχύτητα. Άρα για τον υπολογισμό της παραμέτρου  $P_{mf}$  (μέση πίεση που αντιστοιχεί στις μηχανικές απώλειες) η ακρίβεια με βάση την υδροδυναμική συνιστώσα θεωρείται ικανοποιητική .

Αντίθετα, στις περιοχές των **νεκρών σημείων** το μοντέλο φιλοδοξεί να ερμηνεύσει το μηχανισμό της φθοράς. Σημειωτέων, ότι ο κώδικας που υποστηρίζει την παρούσα εργασία είναι εφαρμόσιμος σε περίπτωση ανοιχτού κυλίνδρου αλλά και σε περίπτωση προσομοίωσης ρεαλιστικής λειτουργίας με

διακεκριμένους τους τέσσερις χρόνους λειτουργίας τετράχρονης ΜΕΚ εφαρμόζεται σε διαφορετικές γεωμετρίες κινητήρων και κατατομών δακτυλίων (κυρτών-κολουροκωνικών- επίπεδων), καθώς και σε διαφορετικά στάδια φθοράς των διεπιφανειών (χωρίς ώρες λειτουργίας, μετά το στρώσιμο και φθαρμένες).

Στο **μοντέλο του Greenwood-Tripp** λαμβάνεται υπόψη συντελεστής τριβής τάξεως μεγέθους 0,08-0,16 που αφορά στο μηχανισμό τριβής των κορυφών των λοφίσκων. Η τιμή αυτή ευελπιστούμε ότι θα καθοριστεί και πειραματικά στον πειραματικό προσομοιωτή. Η δεύτερη παράμετρος που αντιστοιχεί στην διατμητική δύναμη που «απαιτείται» για την υπερνίκηση της αντίστασης της λεγόμενης επιφανειακής μονομοριακής μεμβράνης  $t_0$  στο μοντέλο μας, θεωρείται αμελητέα.

$$W_{tot} = W_{tota} + W_{toth}$$

$W_{tot}$  = Ολικό φορτίο επαφής

$W_{tota}$  = Φορτίο που παραλαμβάνεται από την τραχύτητα

$W_{toth}$  = Υδροδυναμικό φορτίο

$$F_{tot} = F_{tota} + F_{toth}$$

$F_{tot}$  = ολική δύναμη τριβής

$F_{tota}$  = Συνιστώσα της τριβής που οφείλεται στην παραμόρφωση της τραχύτητας

$F_{toth}$  = υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής

$$F_{tota} = a W_{tota} + t_0 * A$$

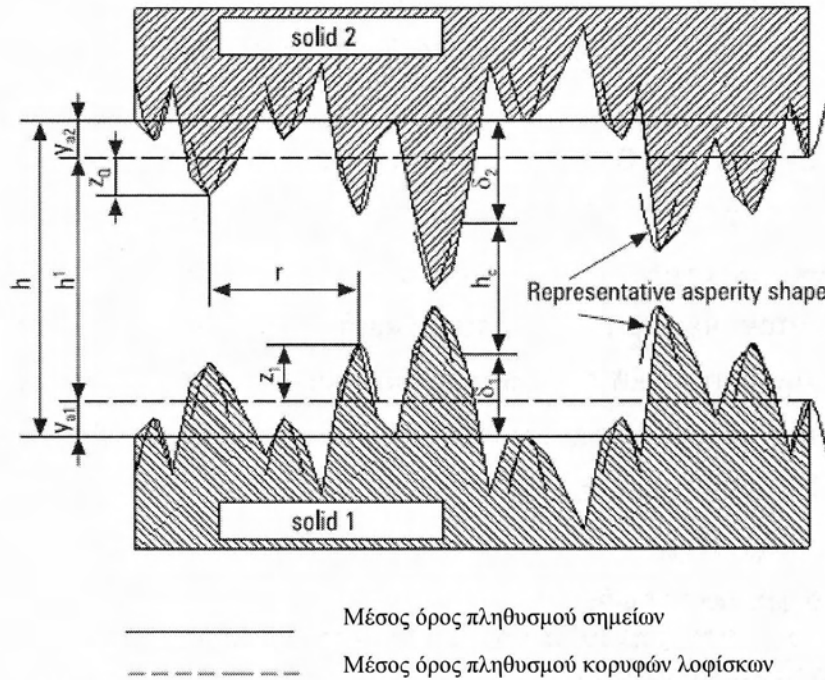
**Όπου:** **A:** πραγματική επιφάνεια επαφής Greenwood

$$A = \pi D L: \text{φαινόμενη επιφάνεια επαφής}$$

Τα προηγούμενα, όπως προαναφέρθηκε προτείνονται από την ομάδα του Greenwood και αφορούν σε συμμετρικές κατανομές υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων που στη γενικότητα τους λαμβάνονται κανονικές (Gauss).

Στις περιπτώσεις αυτές συνάρτηση του μεγέθους που καθορίζει το διαχωρισμό των μέσων τιμών του υψομέτρου των λοφίσκων των δύο τραχειών επιφανειών είναι αφενός το φορτίο που παραλαμβάνεται από τις ελαστικά παραμορφωμένες μικρογεωμετρικές ανωμαλίες των επιφανειών και

αφετέρου η πραγματική επιφάνεια επαφής καθώς και ο αριθμός των επαφών ανά μονάδα επιφάνειας.



**Σχήμα 1.2.3** Σχηματική αναπαράσταση επαφής τραχειών επιφανειών παρουσία λιπαντικού μέσου.

Αυτό που αναφέρεται στη θεωρία Greenwood σαν διαχωρισμός των επιφανειών (surface separation- $d$ ) θα μπορούσε να ισοδυναμεί με το αντίστοιχο μέγεθος του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης αν οι δύο πληθυσμοί υψομέτρων δηλαδή ο πληθυσμός υψομέτρων όλων των σημείων της κατατομής της επιφάνειας ( $\sigma_{po}$ : τυπική απόκλιση) και το υποσύνολο του δηλαδή ο πληθυσμός των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων ( $\sigma_p$ : τυπική απόκλιση) εμφανίζουν τον ίδιο μέσο όρο.

Σε αντίθετη περίπτωση όπως συμβαίνει στην πράξη υπάρχει διαφορά μη μηδενική των μέσων όρων των δύο πληθυσμών ( $y_0 > 0$ ) με την τιμή του μέσου όρου των πληθυσμού των pick μεγαλύτερη.

Έτσι το  $d$  γίνεται :

$$d = h - y_0 \text{ ή } (d(i,j) = h(i,j) + y_0)$$

Συνεπώς, λαμβάνουμε αντίστοιχα για το φορτίο  $W(d)$  την πραγματική επιφάνεια επαφής  $A(d)$  και τον πραγματικό αριθμό λοφίσκων σε επαφή  $N(d)$ :



$$W(d) = \pi(\eta\beta\sigma)^2 A[F_{5/2}(d/\sigma)](1/15)\sqrt{2}E_{\text{copm}}\sqrt{\sigma/\beta}$$

$$A(d) = \pi^2(\eta\beta\sigma)^2 A[F_2(d/\sigma)]$$

$$N(d) = 4\pi(\eta\beta\sigma)A\eta[F_1(d/\sigma)]$$

Εννοείται ότι σε περίπτωση διαφοροποίησης των τιμών  $\sigma_{\text{po}}$  και  $\sigma_{\text{pi}}$  τότε στους παραπάνω τύπους όπου  $\sigma = \sigma_{\text{pi}}$

Όπου  $F_n(U) = \int \int_U (s - U^n \Phi_s) ds$  όπου  $\Phi_s$  η κανονικοποιημένη κατανομή,  $s = d/\sigma$

Οι συναρτήσεις που λαμβάνονται υπόψη στον υπολογισμό του  $F_{5/2}$  και  $F_2$  προτείνεται να παίρνουν τις ακόλουθες τιμές.

$$F_2(H) = \begin{cases} d_1 e^{\left( d_2 \log(H^* - H) + d_3 (\log(H^* - H))^2 \right)}, & H \leq 3,5 \\ d_1^H (H^* - H)^{d_2^H}, & H^* \geq H \geq 3,5 \\ 0, & H \geq H^* \end{cases}$$

$$F_{5/2}(H) = \begin{cases} f_1 e^{\left( f_2 \log(H^* - H) + f_3 (\log(H^* - H))^2 \right)}, & H \leq 3,5 \\ f_1^H (H^* - H)^{f_2^H}, & H^* \geq H \geq 3,5 \\ 0, & H \geq H^* \end{cases}$$

Όπου:  $H^* = 4, d_1 = 1.705 \times 10^{-4}, d_2 = 4.05419, d_3 = 1.37025, d_1^H = 8.8123 \times 10^{-5}$   
 $d_2^H = 2.1523, f_1 = 2.1339 \times 10^{-4}, f_2 = 3.804467, f_3 = 1.341516, f_1^H = 1.1201 \times 10^{-4}$   
 $f_1^H = 1.9447$

Οι συναρτήσεις  $F_{5/2}$  και  $F_2$  στο πεδίο ορισμού τους λαμβάνουν διαφορετικές μορφές σε τρεις διακριτές περιοχές :

A) για  $d/\sigma \leq 3,5$

B) για  $d/\sigma \leq 4$  και  $\geq 3,5$

Γ) για  $d/\sigma \geq 4$

Η βασικότερη των υποθέσεων στην περίπτωση της θεωρητικής προσομοίωσης συνδέεται με την κυλινδρική συμμετρία που αποδεχόμαστε ότι χαρακτηρίζει το υπό μελέτη σύστημα. Δηλαδή σε πρώτη προσέγγιση δεχόμαστε ότι το διάκενο που εμφανίζει ο κάθε δακτύλιος είναι αμελητέου μεγέθους και δεν επηρεάζει τη λειτουργία του δακτυλίου, υπόθεση που θεωρείται αρκούντως ρεαλιστική.

Ο κώδικας όμως μπορεί να δεχθεί μια βελτίωση-συμπλήρωση έτσι ώστε στο μέλλον η παρουσία του διακένου να ληφθεί υπόψη ώστε να είναι δυνατή η μελέτη συμπεριφοράς κάθε δακτυλίου, είτε κατά τη λειτουργία εν κενό, είτε κατά τη λειτουργία με φορτίο.

Από τη μελέτη της βιβλιογραφίας εξάγεται το συμπέρασμα ότι:

A) Δεν μπορούμε να υποστηρίξουμε ότι υπάρχει βέλτιστη μέθοδος για την αξιολόγηση-αποτίμηση και πλήρη καθορισμό των τριβών στο σύστημα εμβόλου δακτυλίων.

B) Κάθε μέθοδος είναι σε μεγάλο βαθμό συνδεδεμένη στενά με τον αντίστοιχο κινητήρα.

Γ) Εξαρτάται από μία ομάδα παραμέτρων που δεν έχουν ακόμη μέχρι σήμερα πλήρως καθοριστεί και μελετηθεί.

Συνήθως, θεωρούμε ότι στη γενική ανάλυση του προβλήματος των απωλειών λόγω τριβής, εμφανίζονται οι παρακάτω βασικοί άξονες και οι επιδράσεις τους. Ειδικότερα αναφέρουμε την επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος, των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, παραμέτρων που σχετίζονται με το έμβολο το χιτώνιο και τους δακτυλίους καθώς και την επίδραση της εξέλιξης των τιμών τους αυτών μέσα στο πεδίο του χρόνου.

## 1.3 Το θεωρητικό Μοντέλο- επεξηγήσεις- λεπτομέρειες

### 1.3.1 Σύγκριση με την βιβλιογραφία και υποθέσεις επίλυσης

Η μοντελοποίηση της τριβής δακτυλίου-χιτωνίου, που παρουσιάζεται στη συνέχεια όπως προαναφέρθηκε, βασίζεται στην ιδέα του Rhode (General Motors) που πρώτος πρότεινε το συνδυασμό δύο ανεπτυγμένων στοχαστικών θεωριών, που περιγράφουν τη λιπαινόμενη επαφή μεταξύ δύο τραχειών τριβόμενων επιφανειών.

Στοχαστικές θεωρίες που εμφανίστηκαν σε μηχανισμό παραλαβής φορτιών, κατά την επαφή δύο στερεών και μάλιστα στην περίπτωση επιφανειών που εμφανίζουν ανισοτροπία τραχύτητας αναπτύχθηκαν από τον Christensen.

Οι **Patir-Cheng** προτείνουν την μορφή μιας εξίσωσης του Reynolds εισάγοντας διορθωτικούς συντελεστές ροής οι οποίοι εξάγονται βάσει θεωρητικής προσομοίωσης. Αυτή η εξίσωση που ισχύει για λιπαντικό ισόθερμο και ασυμπύεστο, οδηγεί στον προσδιορισμό το πεδίου των πιέσεων λαμβάνοντας υπόψη τις συναρτήσεις κατανομής των υψομέτρων των σημείων καθεμιάς από τις δύο επιφάνειες, καθώς και τους αντίστοιχους χαρακτήρες, ως προς την ανισοτροπία των τραχυτήτων αυτών.

Παράλληλα ο Elrod και μετέπειτα ο Trip έχουν προτείνει μία θεωρία τοπικών μεταβολών προτείνοντας την εισαγωγή σφαλμάτων, που οφείλονται στην τραχύτητα των επιφανειών, μέσα από την εφαρμογή μετασχηματισμών Fourier. Εντούτοις, τα αποτελέσματα αυτών των θεωριών συγκλίνουν, όπως είναι προφανές, είτε για τιμές της τραχύτητας πολύ μικρές, είτε για σημαντικές τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

Στις περιπτώσεις που υπάρχουν επαφές έχει παρατηρηθεί μια αμελητέα διασπορά αποτελεσμάτων αναλόγως με τις συναρτήσεις κατανομής των υψομέτρων των σημείων των επιφανειών. Η διασπορά αυτή οφείλεται επίσης στον υπολογισμό συνθετικών τραχειών επιφανειών βάσει των οποίων υπολογίζονται οι υπόλοιποι συντελεστές. Στο θεωρητικό μοντέλο που ακολουθεί σαν πρώτο βήμα στην θεωρία **Patir-Cheng** θα λάβουμε υπόψη επιφάνειες που χαρακτηρίζονται από κανονική συνάρτηση (Gauss) και στη

συνέχεια θα ληφθούν υπόψη επιφάνειες με ρεαλιστικότερες συναρτήσεις κατανομής που υπολογίζονται με βάση το μοντέλο Fisher-Pearson.

Όσον αφορά στη μελέτη του φορτίου που παραλαμβάνεται από τους παραμορφώσιμους λοφίσκους των δύο επιφανειών και εν συνεχεία τον υπολογισμό της αντίστοιχης συνιστώσας της τριβής θα γίνει χρήση της θεωρίας Greenwood και Trip για επιφάνειες όχι κανονικές όπου οι λοφίσκοι είναι παραβολοειδή εκ περιστροφής, σταθερής ακτίνας καμπυλότητας, αλλά μεταβαλλόμενου ύψους και φορτίζονται αξονικά με απουσία μεμονωμένων συγκρούσεων των λοφίσκων αυτών κατά τη σχετική κίνηση των επιφανειών αυτών.

Σημειώνεται ότι η θεωρία αυτή βασίζεται σε μια γενίκευση της επαφής τύπου Hertz, μεταξύ δυο παραβολοειδών εκ περιστροφής, λαμβάνοντας υπόψη κριτήρια που συνδέονται αυστηρά με τον πληθυσμό των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων, της επιφανειακής πυκνότητάς τους, καθώς και την καμπυλότητα των κορυφών τους.

Οι τιμές αυτές θεωρούνται τυχαίες και εργοδεικτικές. Στα σημεία των επαφών η παροχή μηδενίζεται, ενώ παράλληλα θεωρούμε ότι στις περιοχές αυτές υπάρχει ένα επιφανειακό φιλμ λιπαντικού πχ του τύπου μονοστρωματικό, δηλαδή σε μοριακά μορφή.

Το πάχος της μεμβράνης αυτής είναι της τάξεως nm και επιδέχεται μια διατμητική τάση της τάξης  $10^6$  έως  $10^8$  Pa. Σε περίπτωση απουσίας ακριβέστερων δεδομένων στο μαθηματικό μοντέλο είναι αποδεκτή μια συμπεριφορά, σύμφωνα με τη μελέτη που αναφέρεται σε οργανικής υφής λιπαντικές μεμβράνες χαμηλού πάχους.

### **Υποθέσεις:**

Στο συγκεκριμένο μοντέλο παίρνουμε τις παραδοχές:

1. Το λιπαντικό μέσο είναι συνεχές.
2. Το λιπαντικό ακολουθεί το νόμο του Νεύτωνα ,παρουσιάζει ισότροπη συμπεριφορά και είναι ασυμπίεστο.
3. Η ροή είναι στρωτή (Υπόθεση που δικαιολογείται σχεδόν πάντοτε).
4. Δεν υπάρχει ολίσθηση στην επαφή λιπαντικού μεταλλικής επιφάνειας.

5. Το βάρος της ποσότητας του λιπαντικού είναι αμελητέο όπως επίσης και τα αδρανειακά φαινόμενα (Αυτή η υπόθεση δικαιολογείται από την πολύ μικρή τομή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης).
6. Το λιπαντικό θεωρείται ισόθερμο και η θερμοκρασία του συμπίπτει με τη θερμοκρασία που μετράται κατά τη είσοδο του λιπαντικού στην είσοδο των εδράνων του στροφαλοφόρου.
7. Η υδροδυναμική πίεση δεν μεταβάλλεται κατά την ακτινική κατεύθυνση δηλαδή μέσα στο πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.
8. Ο δακτύλιος λιπαίνεται πλήρως σε μία περιοχή σταθερού πλάτους κατά τη διαδρομή (γεγονός που δεν επαληθεύεται στην πράξη).
9. Υπάρχει παραλληλότητα μεταξύ των αξόνων του κυλίνδρου και του δακτυλίου και το διάκενο του δακτυλίου παραμένει σταθερό κατά τη διαδρομή.
10. Ο δακτύλιος είναι παραμορφώσιμος και ακολουθεί το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.

### **1.3.2 Επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος.**

#### **Α) Λίπανση δακτυλίου-χιτωνίου**

Στο γενικό πρόβλημα της λίπανσης δύο γενικά τραχειών επιφανειών που βρίσκονται σε σχετική κίνηση διακρίνουμε δύο τρόπους λίπανσης:

1. Τη μη υδροδυναμική λίπανση που περιλαμβάνει την οριακή λίπανση και τη μεικτή λίπανση.
2. Την υδροδυναμική λίπανση που ονομάζεται και λίπανση με μεγάλο πάχος λιπαντικής μεμβράνης.

Κατά τις βέλτιστες συνθήκες λίπανσης η λιπαντική μεμβράνη διαχωρίζει σαφώς τις δύο τραχείες επιφάνειες και εμποδίζει κάθε επαφή μεταξύ των λοφίσκων της τραχύτητας.

Στην πράξη στο σύστημα δακτυλίου χιτωνίου παρατηρούμε ένα τύπο λίπανσης με έντονο μεταβατικό χαρακτήρα που τον χαρακτηρίζουμε σαν

λίπανση μεικτού χαρακτήρα στην περίπτωση αυτή αν και το λιπαντικό υφίσταται πάντοτε, υπάρχει συγχρόνως επαφή μεταξύ των δυο στερεών σε περιπτώσεις χαμηλών γραμμικών ταχυτήτων, δηλαδή στις περιοχές πλησίον των νεκρών σημείων καθώς και σε περιπτώσεις ισχυρών φορτίων στη διεπιφάνεια κυρίως κατά τη φάση εκτόνωσης. Είναι αποδεκτό λοιπόν ότι το φορτίο στη διεπιφάνεια παραλαμβάνεται αφενός μεν από τη λιπαντική μεμβράνη αφετέρου από τους παραμορφώσιμους λοφίσκους των τραχυτήτων.

Αυτοί οι δύο μηχανισμοί παραλαβής του φορτίου περιγράφονται από μαθηματικά μοντέλα ανεξάρτητα μεταξύ τους. Γίνεται λοιπόν αποδεκτό ότι τα δύο μοντέλα συνυπάρχουν με τη δυνατότητα απουσίας του ενός ή του άλλου. Η μετάβαση από το ένα μηχανισμό, παραλαβής φορτίου, στον άλλο, προφανώς γίνεται προοδευτικά προς τη μία ή την άλλη κατεύθυνση.

Η συνολική δύναμη τριβής είναι συνισταμένη επίσης δύο ανεξάρτητων συνιστωσών που αναφέρονται αντίστοιχα στην υδροδυναμική συνιστώσα και στη συνιστώσα που συνδέεται με τη διάτμηση μίας επιφανειακής μεμβράνης που εμφανίζεται στις περιοχές επαφής των λοφίσκων.

## **Β) Επίδραση της μικρογεωμετρίας των επιφανειών κυλίνδρου και δακτυλίου.**

Κατά τη θεωρητική προσομοίωση της μικτής λίπανσης συστήματος δακτύλιος χιτώνιο συνηθίζεται αντί της μελέτης της επαφής μεταξύ δύο τραχειών επιφανειών να γίνεται προσέγγιση της μικρογεωμετρίας στην περιοχή της επιφάνειας με το ισοδύναμο μοντέλο μικτής λίπανσης μεταξύ λείας κινούμενης και τραχείας σταθεράς επιφάνειας.

Στη συγκεκριμένη υπό μελέτη περίπτωση θεωρούμε κατά συνέπεια ότι ο δακτύλιος είναι λείος ενώ παράλληλα το χιτώνιο εμφανίζει ισοδύναμη τραχύτητα τέτοια ώστε  $\sigma_1^2 = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)$ .

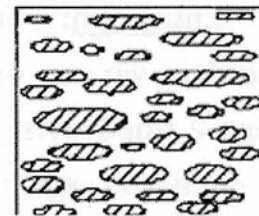
Όπου  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  οι τυπικές αποκλίσεις των κατανομών για το χιτώνιο και τον δακτύλιο αντίστοιχα. Αντιπροσωπευτικά πειραματικά αποτελέσματα δίνουν για τα χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας αυτής, ότι η μεταβολή τους σε τρία διαφορετικά στάδια φθοράς συμφωνεί με τα παρακάτω δεδομένα.

**Στάδιο 1:** Πριν από τη λειτουργία

$$\sigma_i = 1,1\mu\text{m}$$

$$\eta_{\beta\sigma} = 0,20$$

$$\sigma/\beta = 0,05$$



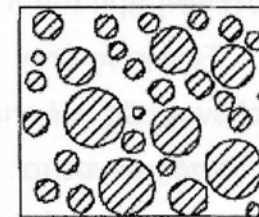
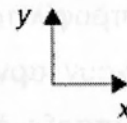
$$\gamma > 1$$

**Στάδιο 2:** Μετά από 10 ώρες λειτουργία

$$\sigma_i = 0,40\mu\text{m}$$

$$\eta_{\beta\sigma} = 0,17$$

$$\sigma/\beta = 0,004$$



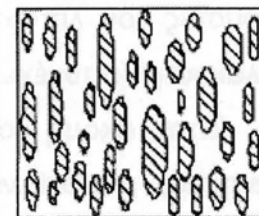
$$\gamma = 1$$

**Στάδιο 3:** Μετά από 100 ώρες λειτουργίας

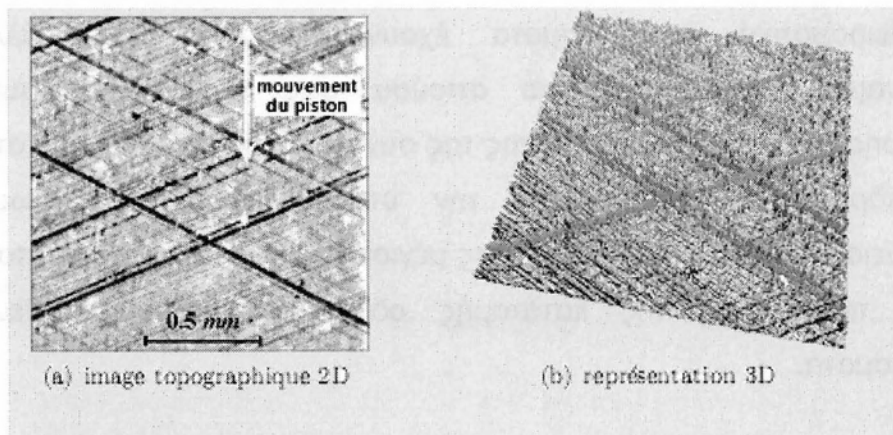
$$\sigma_i = 0,30\mu\text{m}$$

$$\eta_{\beta\sigma} = 0,30$$

$$\sigma/\beta = 0,0028$$



$$\gamma < 1$$



**Σχήμα 1.3.1:** Τυπική μικρογεωμετρία επιφάνειας κυλίνδρου (κατεργασία honning), με εμφανή τα πλέγματα παραλλήλων γραμμών και το σχήμα των ρόμβων με μικρή την διαγώνιο κατά το μήκος του κυλίνδρου. Τυπική ανισότροπη επιφάνεια με  $\gamma < 1$  (εγκάρσια ανισοτροπία). (α) διδιάστατη απεικόνιση (β) τρισδιάστατη απεικόνιση

**Σημείωση:** Το θεωρητικό μοντέλο ως προς την υδροδυναμική συνιστώσα για τον υπολογισμό της δύναμης τριβής λαμβάνει ως γνωστόν υπόψη 2 παράγοντες. Ο πρώτος εξαρτάται από την ομαλότητα του προφίλ του δακτυλίου και το ιξώδες, ενώ ο δεύτερος εξαρτάται κυρίως από αντίστροφη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

Συνεπώς όταν το προφίλ του δακτυλίου τείνει σε επίπεδο δακτύλιο οι υδροδυναμικές πιέσεις έχουν αρνητική τιμή δεν λαμβάνονται υπόψη και ο όρος αυτός αγνοείται. Η ύπαρξη όμως αρνητικών πιέσεων τις οποίες μπορεί για μικρές αρνητικές τιμές να παραλάβει το λιπαντικό οδηγεί σε αβεβαιότητα παρουσίας του λιπαντικού στη διεπιφάνεια λόγω ενδεχομένως φαινομένων σπηλαίωσης (ασυνέχεια του λιπαντικού, φουσαλίδες κλπ).

Έτσι, ακόμη και στο δεύτερο όρο η αβεβαιότητα της παρουσίας του λιπαντικού, μπορεί να οδηγήσει στο συμπέρασμα ότι η συνιστώσα της υδροδυναμικής τριβής καθορίζεται με μια μέγιστη τιμή της και έχει πεδίο ορισμού για κάθε τιμή της γωνίας του στροφαλοφόρου το διάστημα από την τιμή μηδέν έως τη μέγιστη που υπολογίζεται από το πρόβλημα.

Πειραματικά αποτελέσματα έχουν καταδείξει ότι μάλλον η υδροδυναμική συνιστώσα είναι απύσχα στις περιπτώσεις αυτές. Η παρατήρηση μιας ελαφριάς μείωσης της συνολικής δύναμης τριβής στο μέσο της διαδρομής ερμηνεύεται με την υποτιθέμενη παραμόρφωση της διεπιφάνειας κυρίως στην περιοχή της μέγιστης μεταφορικής ταχύτητας όπου ελαφρά περιστροφή της κατατομής οδηγεί σε παρόμοια θεωρητικά αποτελέσματα.

#### **Δ)Τραχύτητα και πάχος της λιπαντικής μεμβράνης**

Τοπικά το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης  $h_T$  είναι συνάρτηση:

- του τοπικού πάχους της λιπαντικής μεμβράνης  $h$  που αντιστοιχεί στην τοπική απόσταση μεταξύ των μέσων γραμμών των δύο κατατομών. Το μέγεθος μπορεί να καθοριστεί και από μέτρηση.
- των μεγεθών  $\delta_1, \delta_2$  των υψομέτρων των σημείων των επιφανειών 1 και 2 αντίστοιχα που μετρώνται από τις μέσες γραμμές. Οι κατανομές  $F_i(\delta)$  με  $i=1,2$  είναι γενικά μη κανονικές.



- Της απόστασης  $y_{0,i}$ ,  $i=1,2$  που αντιστοιχεί στη απόσταση μεταξύ των μέσων γραμμών των πληθυσμών που λαμβάνονται υπόψη για κάθε επιφάνεια. Δηλαδή, αφενός του πληθυσμού των υψομέτρων των σημείων και αφετέρου του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων, απόσταση που είναι γενικά αρνητική.
- Τις  $\sigma_{\rho 0}$  και  $\sigma_{\rho i}$  δηλαδή τις τυπικές αποκλίσεις των δυο προαναφερθέντων πληθυσμών.

Έτσι λοιπόν έχουμε:  $h_T = h + \delta_1 + \delta_2$

Η συνθετική τραχύτητα  $\delta_1 + \delta_2$  έχει τυπική απόκλιση έχει  $\sigma_{\rho 0}$  έτσι ώστε:

$$\sigma_{\rho 0}^2 = \sigma_{\rho 01}^2 + \sigma_{\rho 02}^2$$

Δεχόμαστε γενικά ότι για  $h/3 \sigma_{\rho 0} > 1$  η επίδραση στην τραχύτητα είναι αμελητέα. Η κατατομή κάθε λοφίσκου θεωρείται ότι περιγράφεται με μία παραβολική συνάρτηση  $y = f(x)$ .

Αν  $v$  η απόσταση μεταξύ δύο γειτονικών λοφίσκων δύο σωμάτων υπάρχει επαφή όταν το  $h + y_{01} + y_{02} < z_1 + z_2 - 2f(r/2)$ , όπου  $z_1$  και  $z_2$  είναι τα υψόμετρα των λοφίσκων που μετρώνται από την μέση της γραμμής αναφοράς. Ορίζεται λοιπόν το μέγεθος  $-w-$  όπου :

- 1)  $w = z_1 + z_2 - 2f(r/2) - (h + y_{01} + y_{02})$ , [m]

- 2)  $\beta$  είναι η μέση τιμή της ακτίνας καμπυλότητας της ακτίνας των λοφίσκων. [m]

- 3)  $n$  η πυκνότητα των λοφίσκων. [m<sup>-2</sup>]

## Ε) Υδροδυναμική συνιστώσα

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:

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

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:

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

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

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

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:

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

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

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

Αν η 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:

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

Επειδή θεωρήθηκε βασικό στοιχείο της παρούσας διπλωματικής εργασίας μία θεωρητική προσομοίωση ταχείας σύγκλισης που όμως να δίνει αποτελέσματα αξιόπιστα αποφασίστηκε να γίνει μια βασική υπέρβαση που ορίζεται ως εξής:

Αν θεωρηθεί με βάση την κεκτημένη εμπειρία ότι οι συγκεκριμένες περιοχές που γειτνιάζουν με τα «νεκρά» σημεία, αντιστοιχούν σε τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης από συγκεκριμένη οριακή τιμή, τότε στην περιοχή αυτή θα θεωρήσουμε μοναδική συνιστώσα της τριβής με μορφή  $f_a = \mu U$  (όπου  $\mu$ : ο συντελεστής τριβής και  $U$ : το φορτίο). Αντιθέτως στην περιοχή που αναφέρεται στο μέσον της διαδρομής η μοναδική συνιστώσα είναι υδροδυναμικής φύσης και έχει τη μορφή:

$$F_H = \iint_s \tau_h ds$$

Το άθροισμα λοιπόν αυτών των δύο συνιστωσών θα μας δίνει την:

$$F_{\text{total}} = F_a + F_H$$

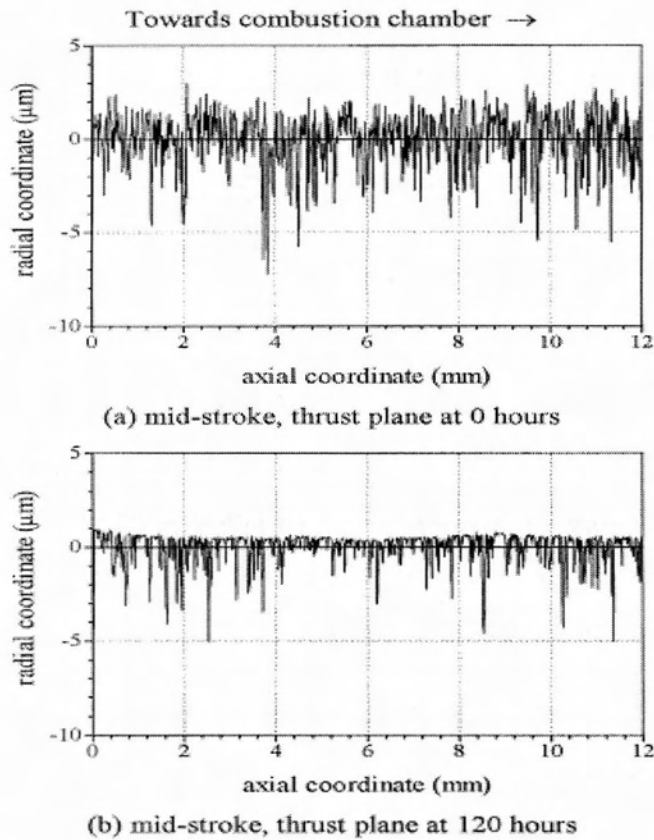
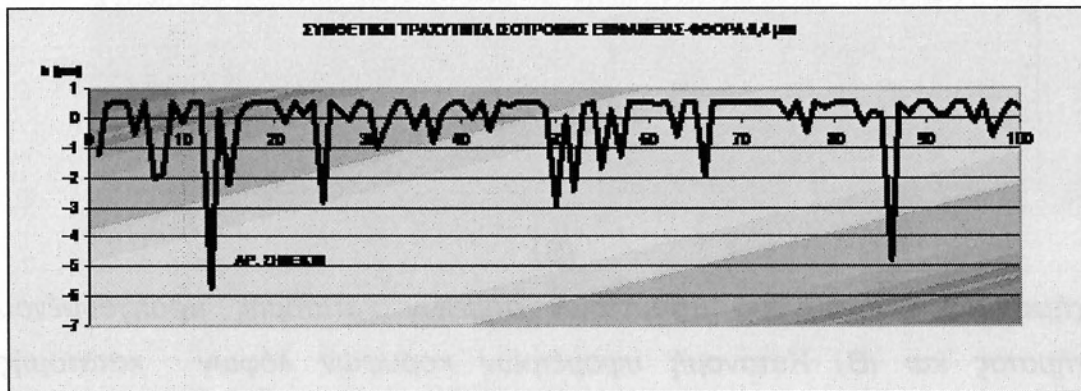
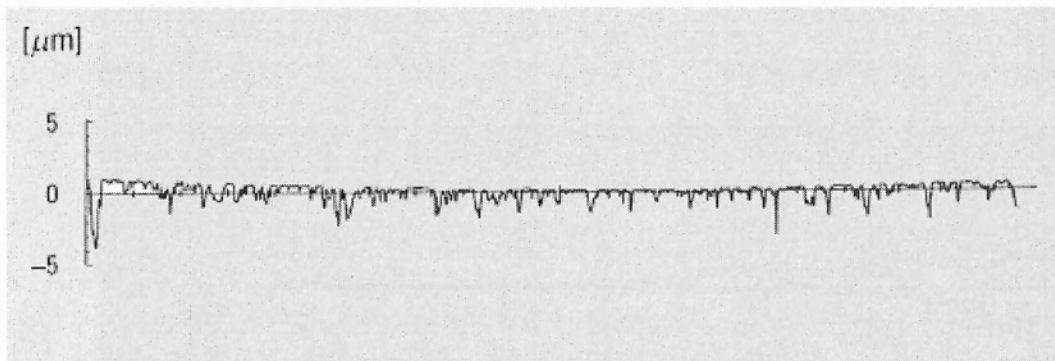


Fig. 7. Cylinder wall topography variation [21].

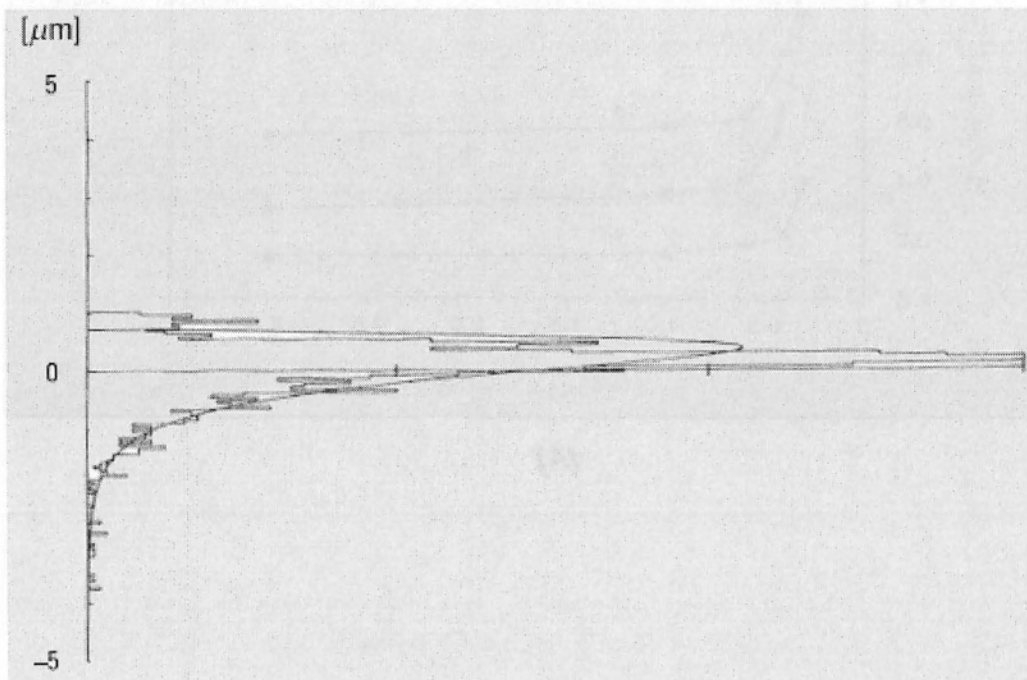
**Σχήμα 1.3.2** Χαρακτηριστικό παράδειγμα κατατομών επιφάνειας κυλίνδρου ΜΕΚ σε αρχική κατάσταση και σε κατάσταση μετά το στρώσιμο αντίστοιχα(βιβλιογραφία).

Επειδή θεωρήθηκε δόκιμο να πραγματοποιηθεί μεγάλος αριθμός μετρήσεων τραχειών επιφανειών έγινε προσπάθεια που είχε θετικό αποτέλεσμα χρήσης συνθετικών τραχυτήτων με συγγενή χαρακτηριστικά. Ένα παράδειγμα φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.

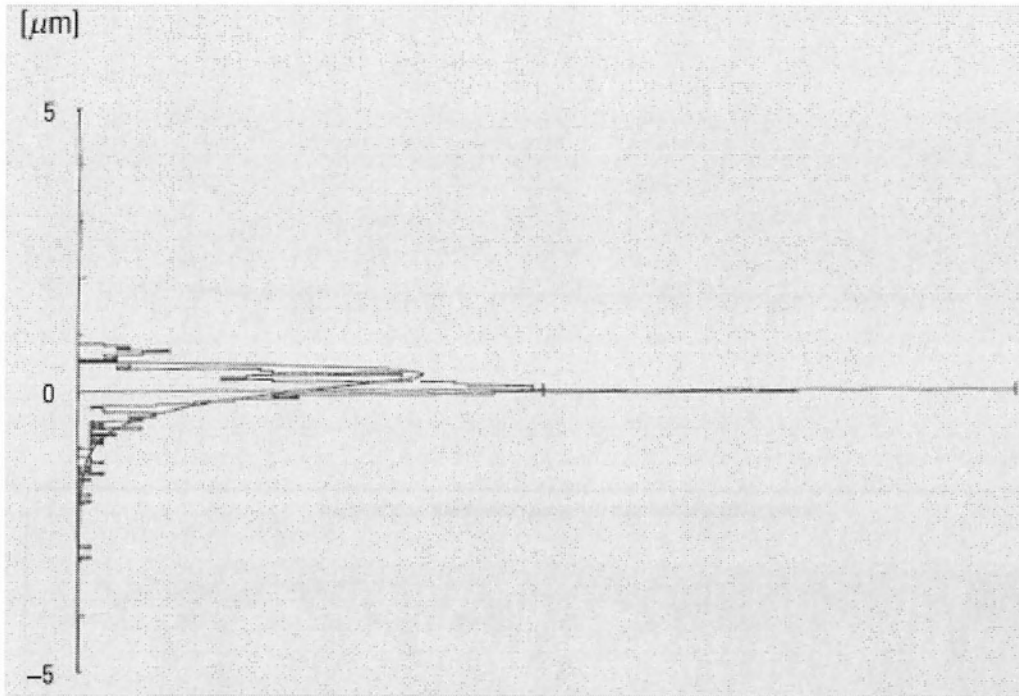
Από τη βιβλιογραφία και προηγούμενες μελέτες αποδείχθηκε η επιτυχής προσέγγιση ιστογραμμάτων πληθυσμών με ασύμμετρα χαρακτηριστικά ,με τη βοήθεια του συστήματος Fisher-Pearson όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί. Στοιχεία από τους πληθυσμούς που αντιπροσωπεύουν οι καμπύλες αυτές δίνονται στο σχήμα που ακολουθεί και σχετίζονται με δεδομένα που απαιτούνται κατά τη θεωρητική προσομοίωση είτε με το μοντέλο Greengood-trirp(επαφές λοφίσκων), είτε για το μοντέλο Patir και Cheng(υδροδυναμική συμπεριφορά παρουσία τραχύτητας)



**Σχήμα 1.3.3** Χαρακτηριστικό παράδειγμα κατατομών επιφάνειας κυλίνδρου ΜΕΚ σε κατάσταση μετά το στρώσιμο (βιβλιογραφία Renault Πανταζαρας)- και συνθετική τραχύτητα πρόταση της παρούσας διπλωματικής.

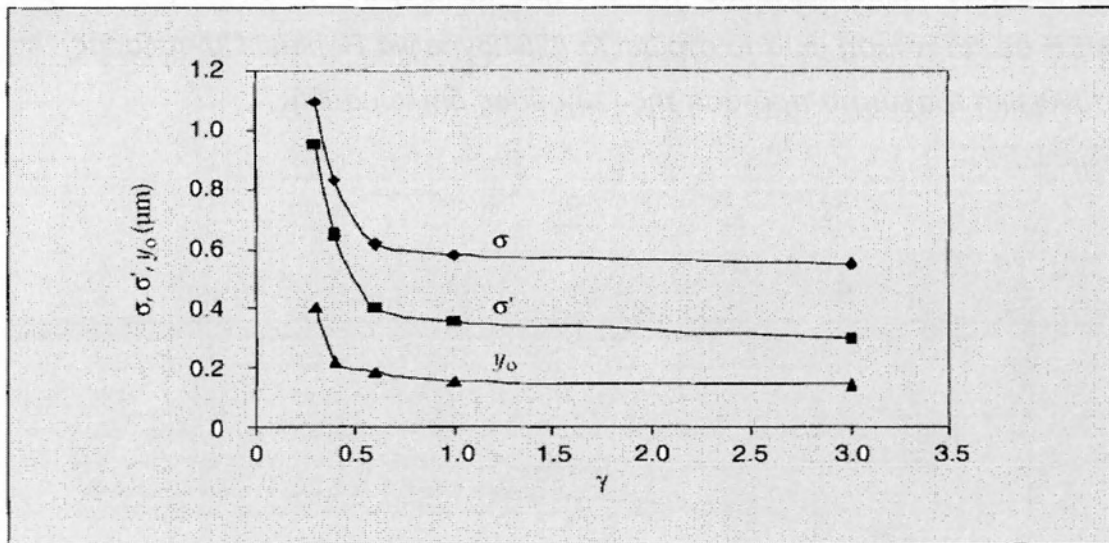


(A)

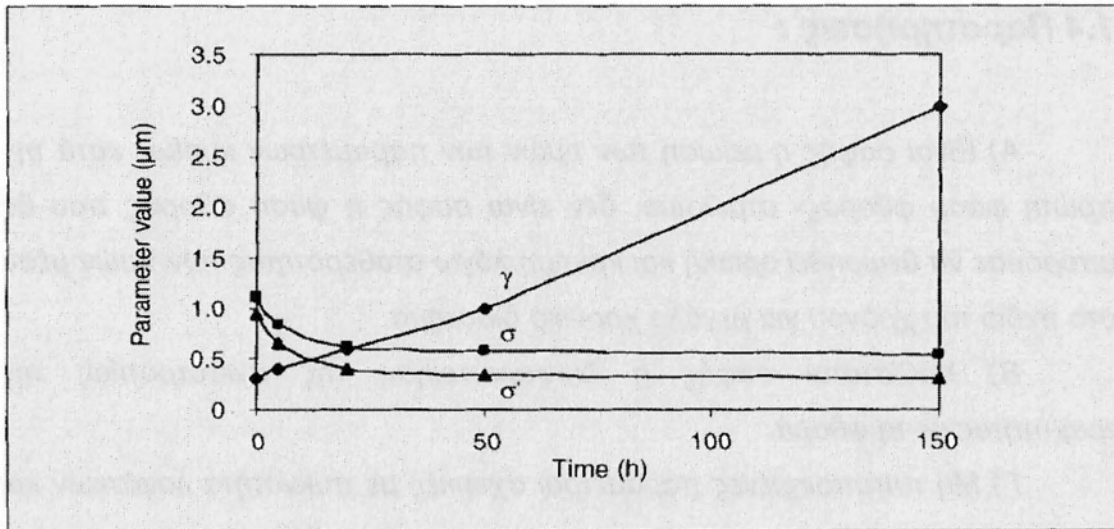


(B)

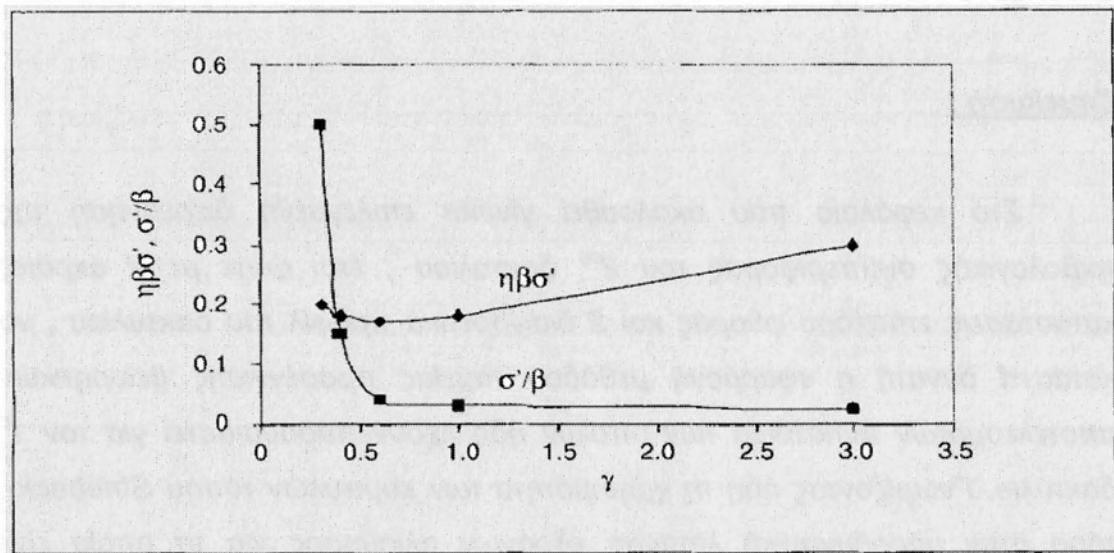
**Σχήμα 1.3.4(A)** Κατανομή υψομέτρων σημείων κατατομής προηγούμενου σχήματος και (B) Κατανομή υψομέτρων κορυφών λόφων κατατομής προηγούμενου σχήματος (βιβλιογραφία renavault Πανταζαρας)



(A)



(B)



(Γ)

**Σχήμα 1.3.5** Χαρακτηριστικά διαγράμματα μεταβολής μη τυποποιημένων παραμέτρων τραχύτητας στο πεδίο του χρόνου (βιβλιογραφία tribotest Πανταζαρας-Πετρόπουλος).

$\sigma = \sigma_{po}$  η τυπική απόκλιση του πληθυσμού όλων των σημείων της κατατομής  
 $\sigma' = \sigma_{pi}$  η τυπική απόκλιση του πληθυσμού των κορυφών των λόφων της κατατομής  
 $\eta$  η πυκνότητα κορυφών λόφων (αριθμός λόφων ανά μονάδα επιφάνειας)  
 $B$  μέσος όρος πληθυσμού ακτίνων καμπυλότητας κορυφών λοφίσκων  
 $y_0$  απόσταση μεταξύ μέσων τιμών υψομέτρων των δύο προαναφερθέντων πληθυσμών σημείων και κορυφών

## 1.4 Παρατηρήσεις :

A) Είναι σαφής η μείωση των τιμών των παραμέτρων κυρίως κατά την πρώτη φάση φθοράς- στρώσιμο, δεν είναι σαφής η φάση φθοράς που θα μπορούσε να θεωρηθεί οριακή και κρίσιμη λόγω σταθερότητας των τιμών μέσα στο πεδίο του χρόνου για μεγάλο χρονικό διάστημα.

B) Καθίσταται σαφής η διαφοροποίηση της ανισοτροπίας της τραχύτητας με τη φθορά.

Γ) Μη τυποποιημένες παράμετροι σχετικές με πυκνότητα λοφίσκων και καμπυλότητα λοφίσκων. Απαιτούνται για την τροφοδότηση του μοντέλου Greengood και Tripp

### Σημείωση :

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί γίνεται επιλεγμένη διερεύνηση της τριβολογικής συμπεριφοράς του 2<sup>ου</sup> δακτυλίου , έτσι ώστε με 2 ακραίες καταστάσεις επιπέδου φθοράς και 2 διαφορετικά προφίλ του δακτυλίου , να καταστεί δυνατή η εφαρμογή μεθόδου ταχείας προσέγγισης θεωρητικών αποτελεσμάτων αντίστοιχα των οποίων ήδη έχουν παρουσιαστεί για τον 1<sup>ο</sup> δακτύλιο. Γνωρίζοντας ήδη τη χρησιμότητα των καμπυλών τύπου Striebeck , τόσο στην υδροδυναμική λίπανση εδράνων ολίσθησης για τα οποία είχε αρχικά αναπτυχθεί ο κώδικας **OIL FILM** , τόσο και σε δακτύλιο εμβόλων Μ.Ε.Κ. που λειτουργούν κάτω από συνθήκες μεικτής λίπανσης , η επιλογή του γράφοντος να κατασκευάσει τα διαγράμματα με τον ελάχιστο αριθμό θεωρητικών αποτελεσμάτων ,εμπεριείχε κινδύνους πιθανής, μερικής αστοχίας της μεθόδου. Προηγούμενα θεωρητικά αποτελέσματα, σε σχέση πάντοτε με το 2<sup>ο</sup> δακτύλιο , χρησιμοποιήθηκαν σαν οδηγός και παρουσιάζονται σε παράρτημα για την πληρότητα της εργασίας και μάλιστα σε συνθήκες με και χωρίς λιπαντικό.(βιβλιογραφική αναφορά Διπλωματικής εργασίας Α. Κρεωνά)





## 2.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό δίνονται όλα τα αποτελέσματα υπολογισμών που σχετίζονται αφενός μεν με την θεωρητική προσομοίωση της συμπεριφοράς του δευτέρου δακτυλίου εμβόλου Μ.Ε.Κ. και αφετέρου τα αποτελέσματα που λαμβάνονται από τη διαδικασία της ταχείας μεθόδου υπολογισμού των χαρακτηριστικών μεγεθών (πάχος λιπαντικής μεμβράνης-δύναμη τριβής-ισχύς απωλειών κ.τ.λ.).

### **ΕΛΑΧΙΣΤΟ ΠΑΧΟΣ ΛΙΠΑΝΤΙΚΗΣ ΜΕΜΒΡΑΝΗΣ**

Στη ταχεία μέθοδο υπολογισμών γίνεται πολυωνυμική προσέγγιση με πολυώνυμα 3<sup>ου</sup> βαθμού όσον αφορά στην φάση της παλινδρόμησης από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ κατά την οποία κωλουροκωνικής φυσιογνωμίας δακτύλιος είναι ενεργός, δηλαδή δημιουργεί συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης με τον συγκεκριμένο προσανατολισμό του.

Κατά τη φάση της καθόδου κατά την οποία ο δεύτερος δακτύλιος είναι ανενεργός η υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής θεωρείται μηδενική λόγω δημιουργίας ασυνεχιών, σπηλαιώσεων, πεδίου αρνητικών πιέσεων. Έτσι η δύναμη τριβής παραμένει σταθερή, δεν εξαρτάται από την ταχύτητα και η τιμή της εξαρτάται κυρίως από την κατάσταση της μικρογεωμετρίας της διεπιφάνειας και την κατατομή του δακτυλίου.

Η θεωρητική προσομοίωση έγινε με δεδομένα για λειτουργία κινητήρα ακόμη και σε κατάσταση πλήρους φορτίου (firing full charge) που συμπίπτει στην περίπτωση του δευτέρου δακτυλίου και με την περίπτωση λειτουργίας motoring, δηλαδή την κίνηση των εμβόλων με εξωτερική πηγή ενέργειας την στιγμή που δεν υπάρχει επίδραση της πίεσης του κυλίνδρου στον δεύτερο δακτύλιο (το ίδιο ισχύει και για τον τρίτο, μηδενικό blow by).

### **ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΔΥΝΑΜΗ ΤΡΙΒΗΣ**

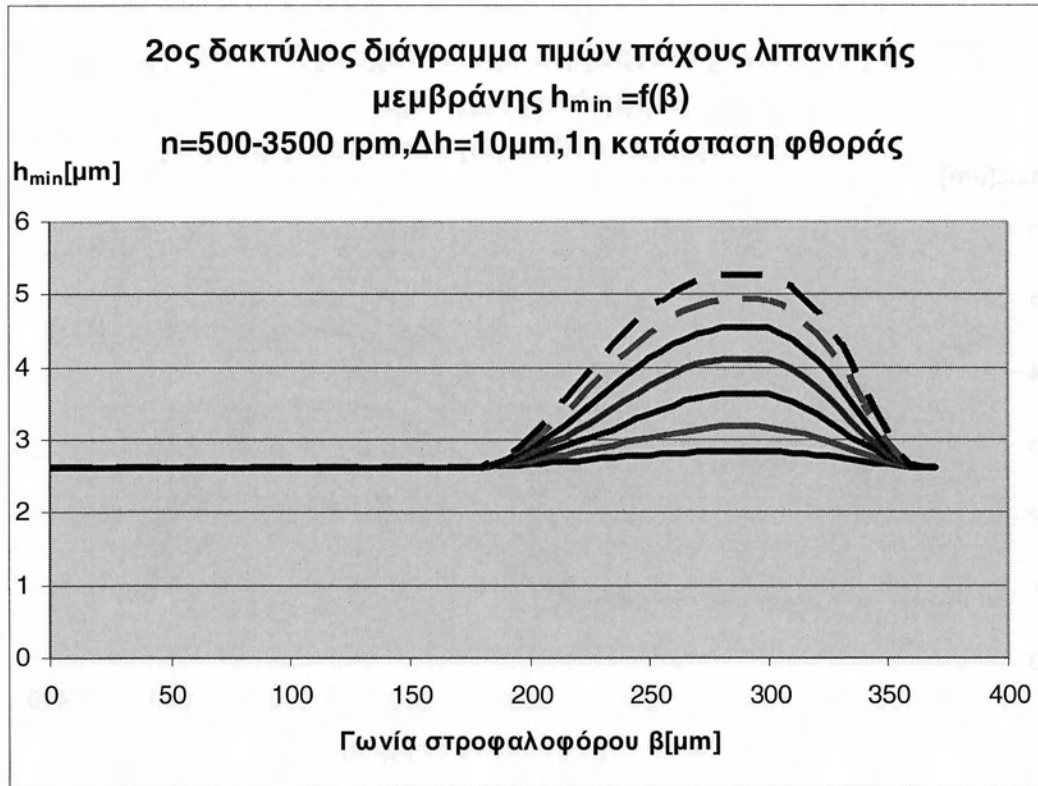
Οι υπολογισμοί έγιναν με τα παρακάτω δεδομένα ..

Επαναλαμβάνεται ότι ο στόχος είναι αφενός η χαρτογράφηση της συμπεριφοράς του συγκεκριμένου δακτυλίου με στόχο την αναζήτηση βέλτιστης ενδεχομένως κατατομής σε συνδυασμό με λειτουργικές συνθήκες για ελαχιστοποίηση των μηχανικών απωλειών που ωφείλονται στον συγκεκριμένο δακτύλιο.

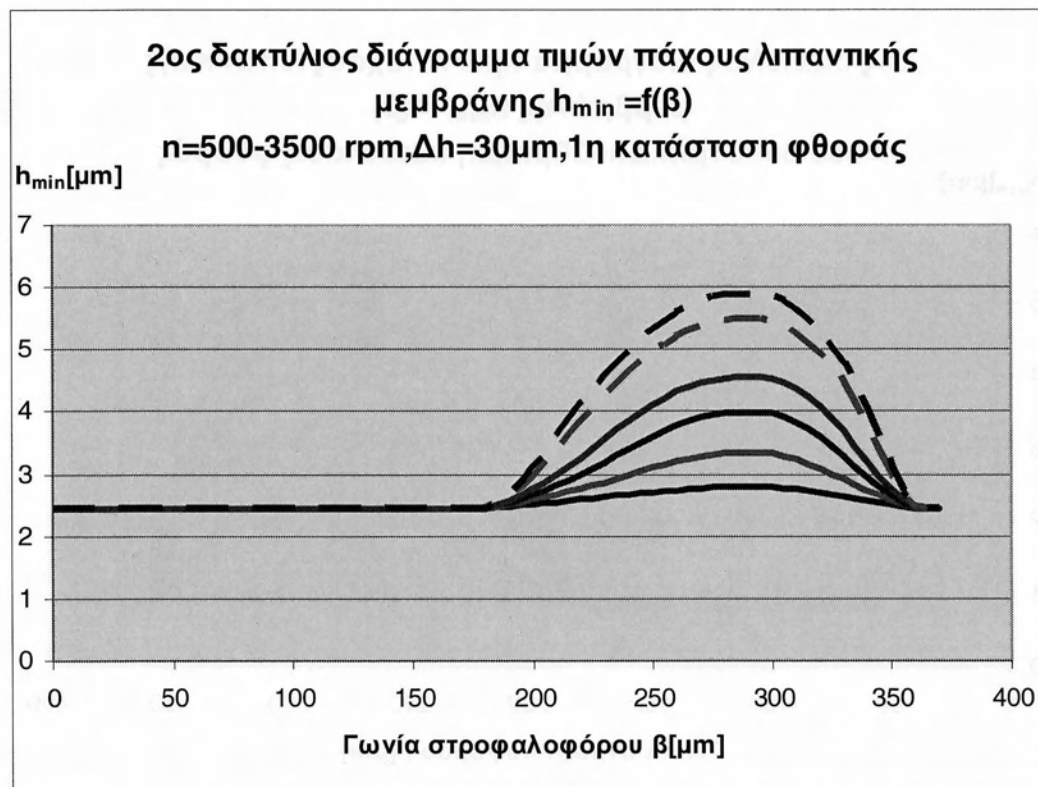
Έγινε επιλογή 2 κατατομών .

Η μεν 1<sup>η</sup> χαρακτηρίζεται από τιμή Δh (ακτινική απόσταση μεταξύ των ακμών των άκρων της) που αντιστοιχεί σε 30 μm για αρχική κατάσταση δακτυλίου χωρίς φθορά καθώς και 10μm για την αντίστοιχη κατατομή που έχει υποστεί φθορά.

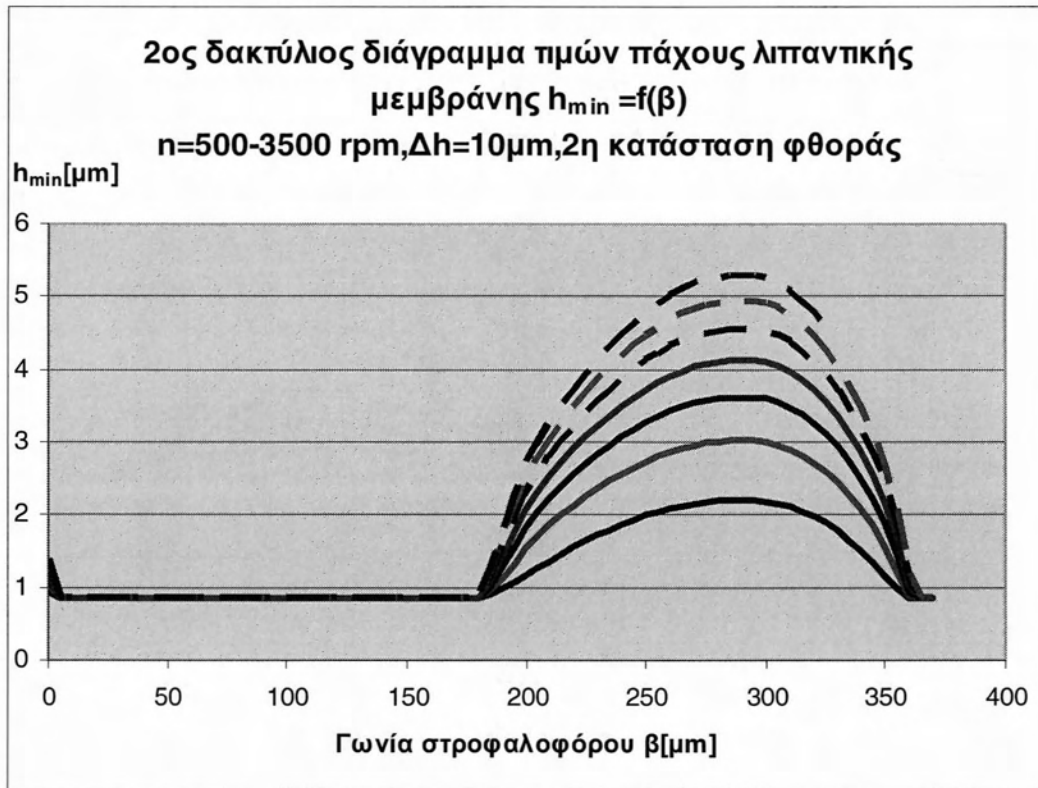
Στα παρακάτω διαγράμματα που έχουν υποστεί επεξεργασία δίνονται τα αποτελέσματα ομαδοποιημένα σύμφωνα με την κατάσταση φθοράς και το χαρακτηριστικό Δh του δακτυλίου.



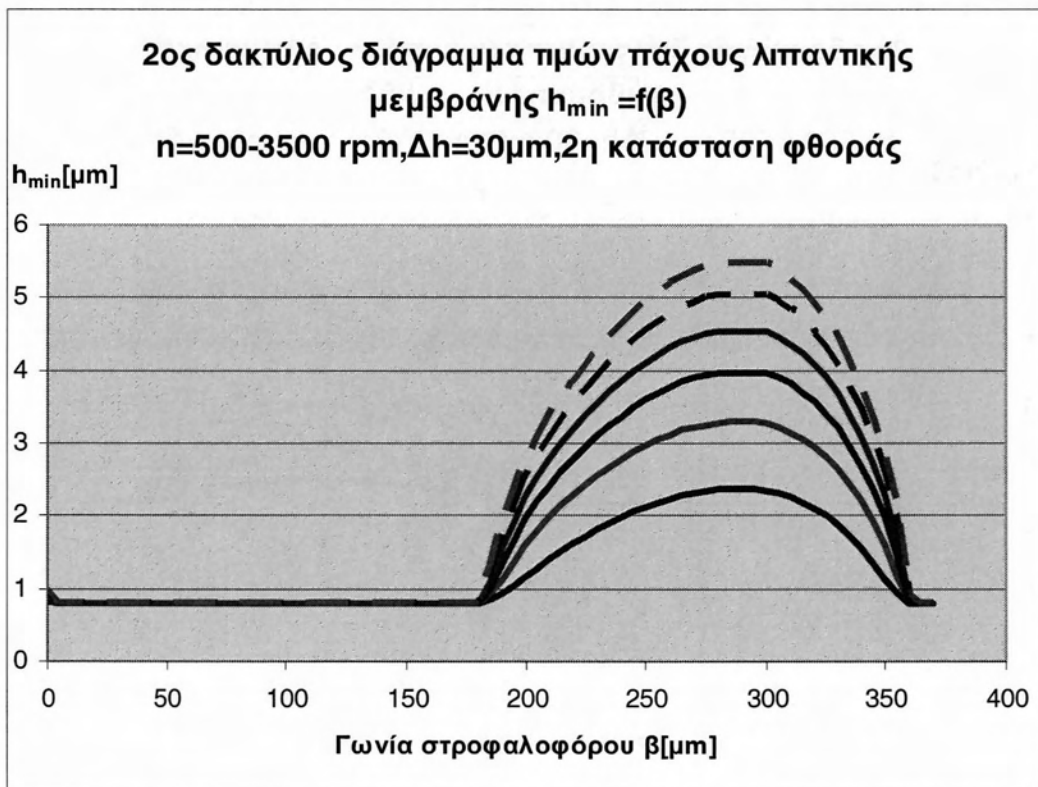
**Σχήμα2.1.1:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=500-3500$  rpm,  $\Delta h=10$   $\mu m$ , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



**Σχήμα2.1.2:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=500-3500$  rpm,  $\Delta h=30$   $\mu m$ , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



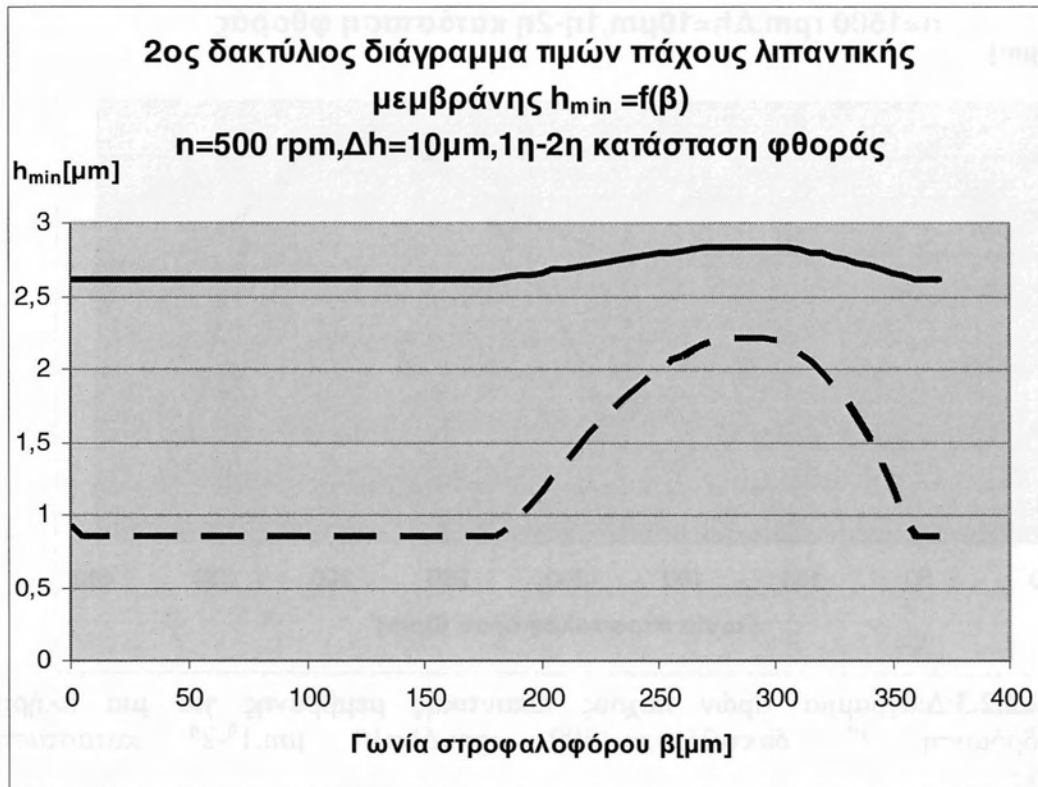
**Σχήμα 2.1.3:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=500-3500$  rpm,  $\Delta h=10$   $\mu\text{m}$ , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



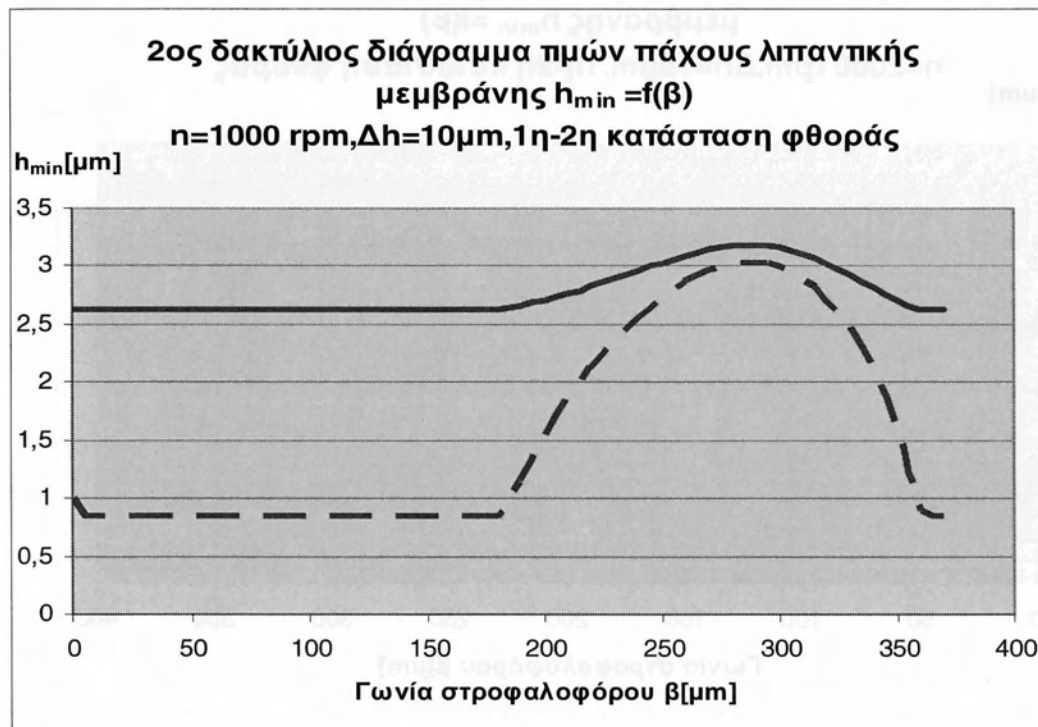
**Σχήμα 2.1.4:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=500-3500$  rpm,  $\Delta h=30$   $\mu\text{m}$ , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς

## 2.2 Αποτελέσματα υπολογισμών

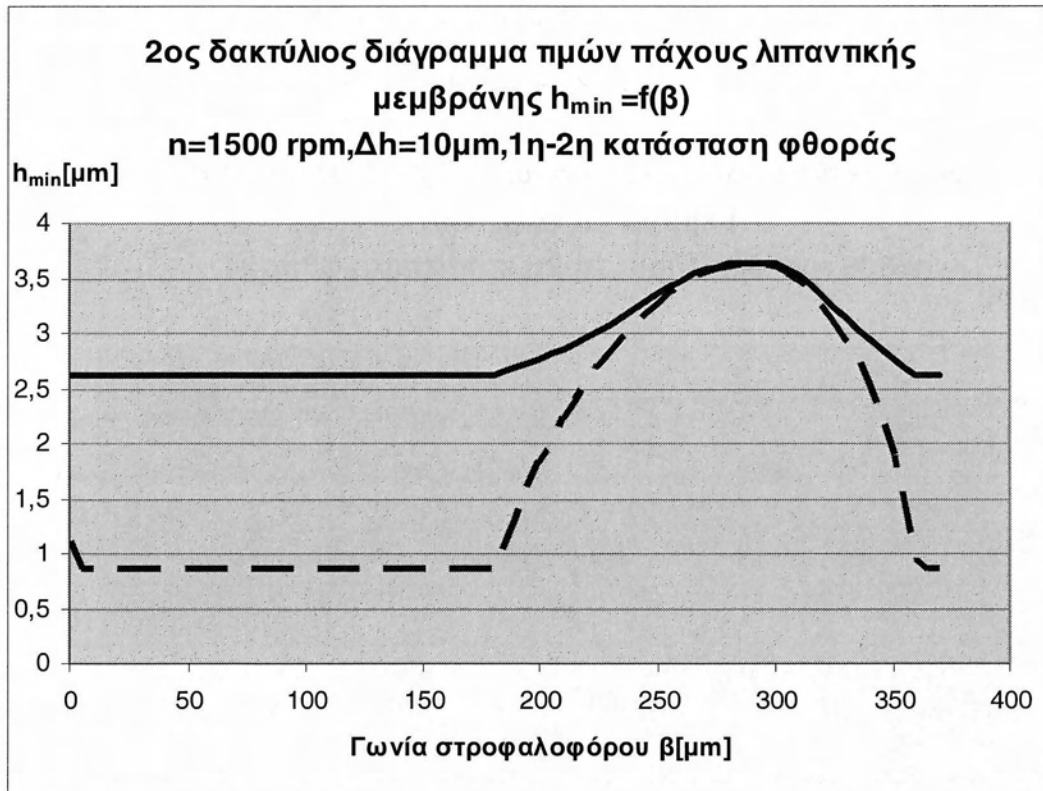
$N = 500 - 3500 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



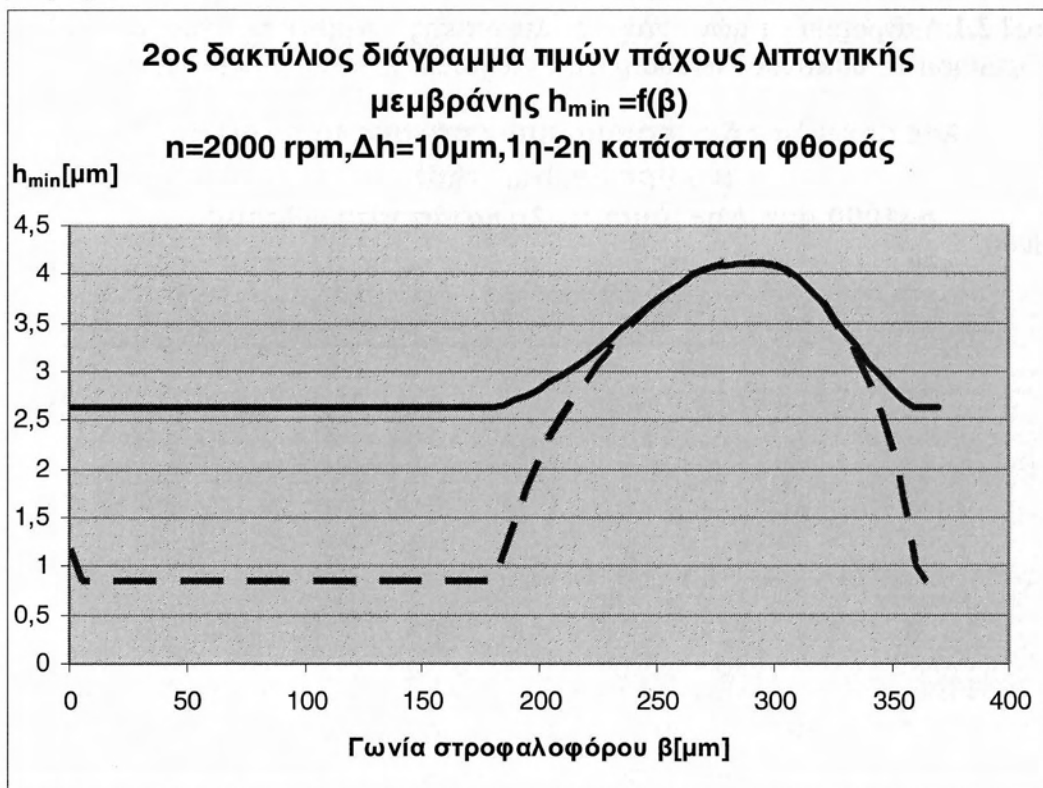
Σχήμα 2.2.1: Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=500 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h=10 \mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



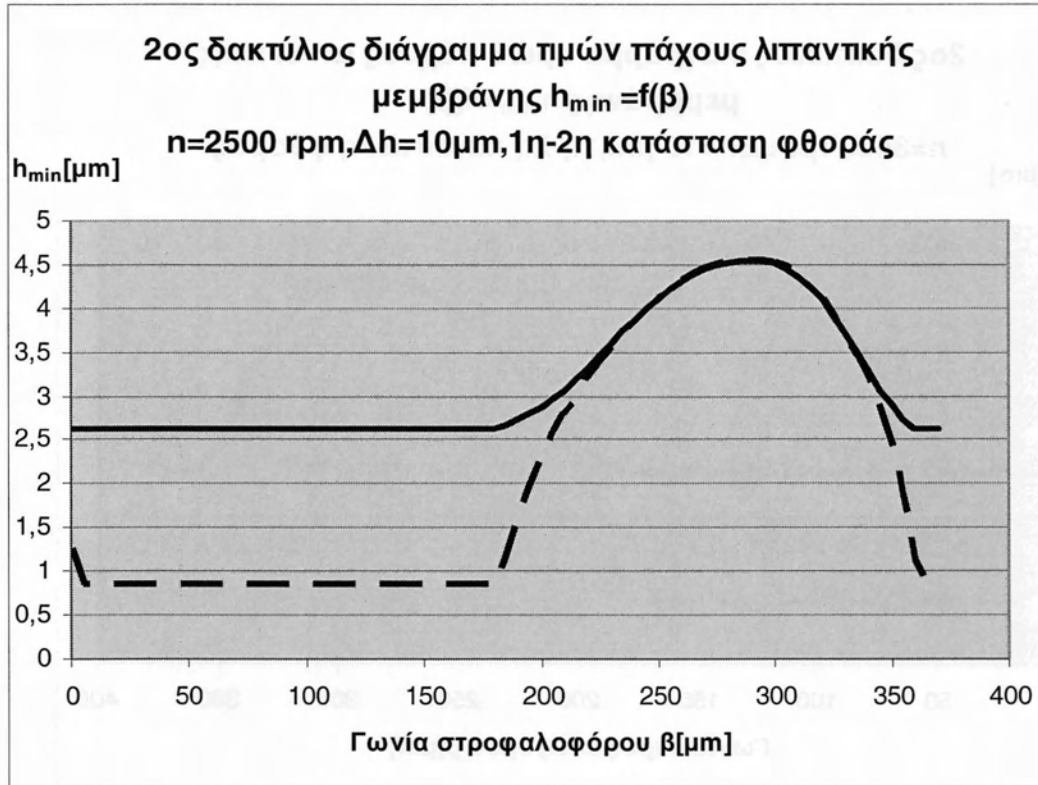
Σχήμα 2.2.2: Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=1000 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h=10 \mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



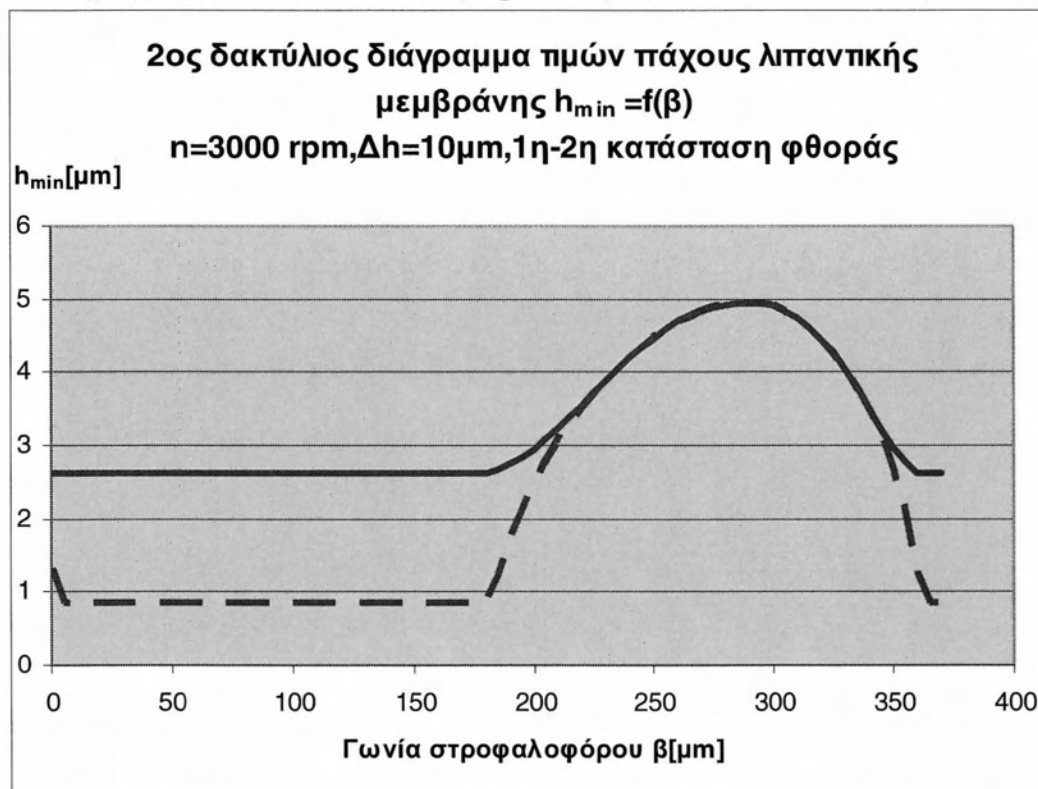
**Σχήμα 2.2.3:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=1500$  rpm,  $\Delta h=10$   $\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



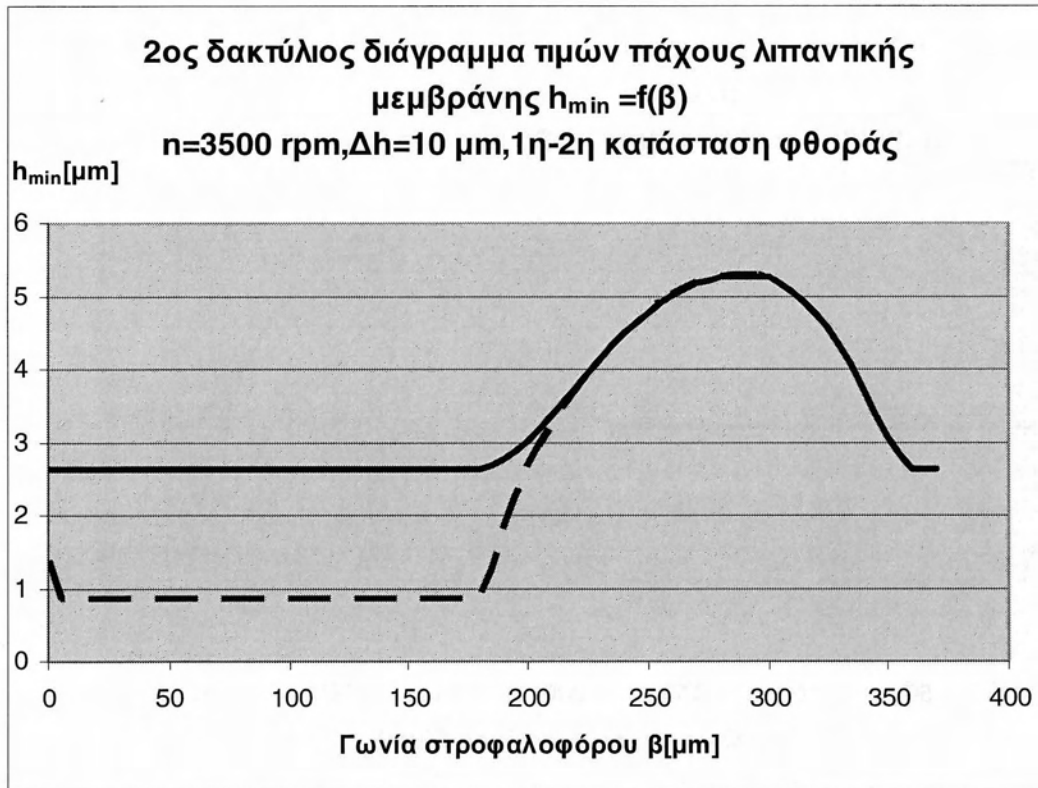
**Σχήμα 2.2.4:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=2000$  rpm,  $\Delta h=10$   $\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



**Σχήμα 2.2.5:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=2500 \text{ rpm}, \Delta h=10 \mu\text{m}, 1^{\eta}-2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς



**Σχήμα 2.2.6:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=3000 \text{ rpm}, \Delta h=10 \mu\text{m}, 1^{\eta}-2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς

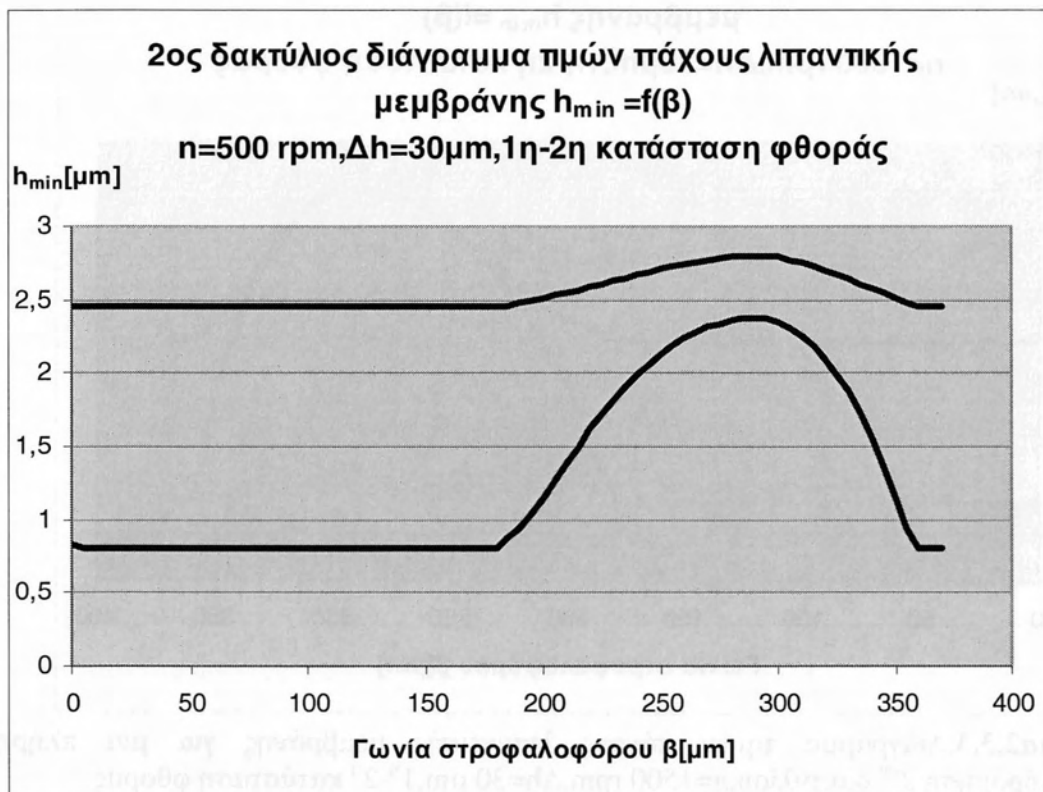


**Σχήμα 2.2.7:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=3500 \text{ rpm}, \Delta h=10 \mu\text{m}, 1\eta-2\eta$  κατάσταση φθοράς

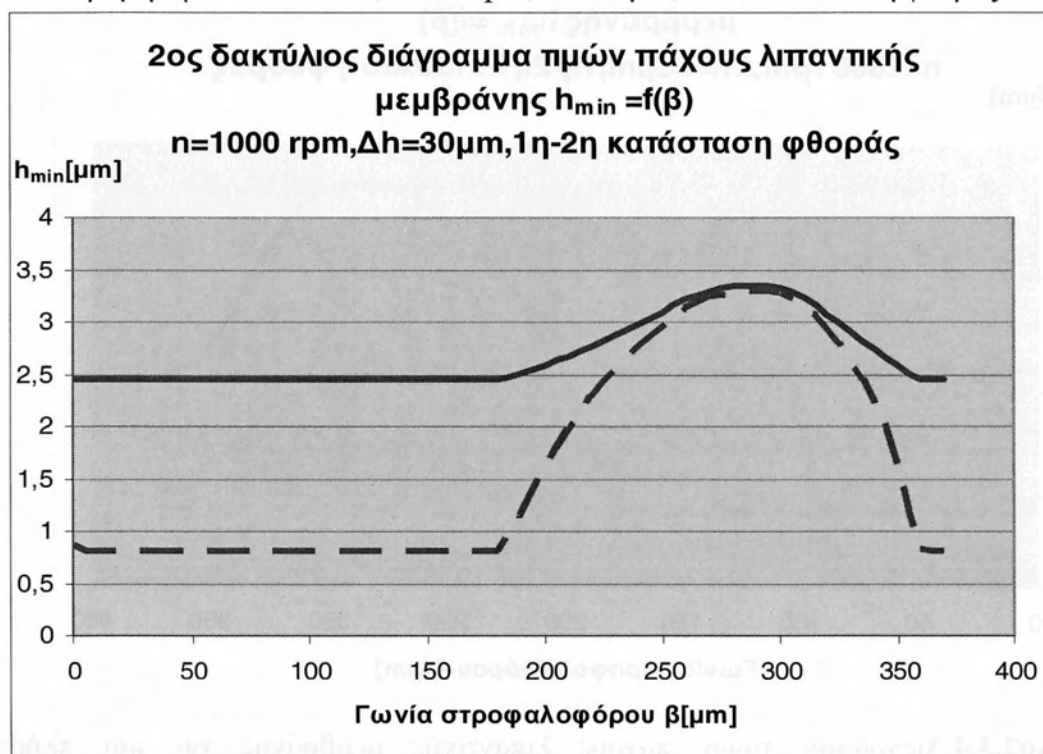


### 2.3 Αποτελέσματα υπολογισμών

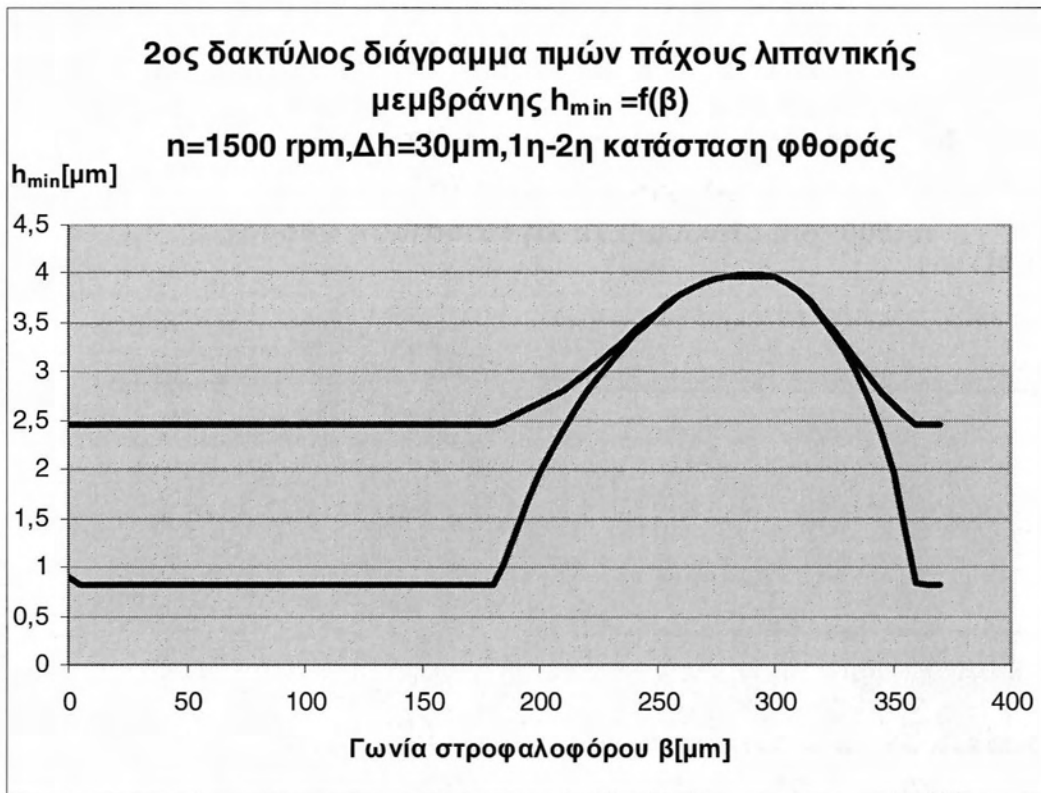
$N = 500 - 3500 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



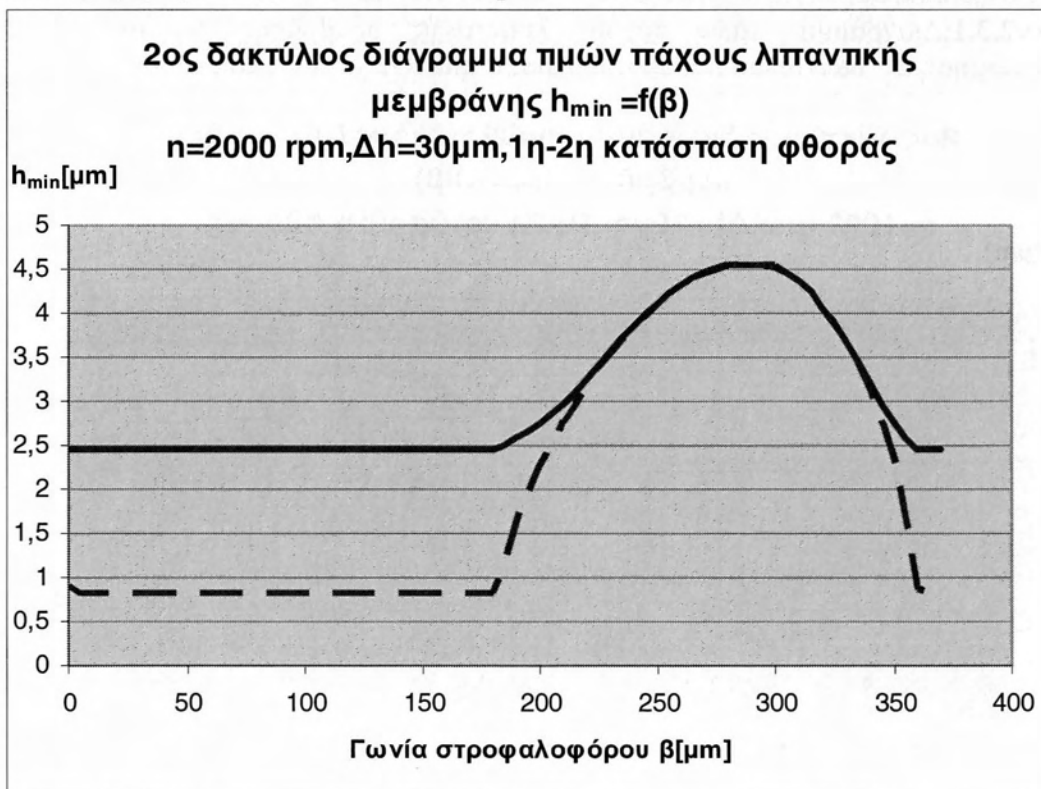
Σχήμα 2.3.1: Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=500 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h=30 \mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



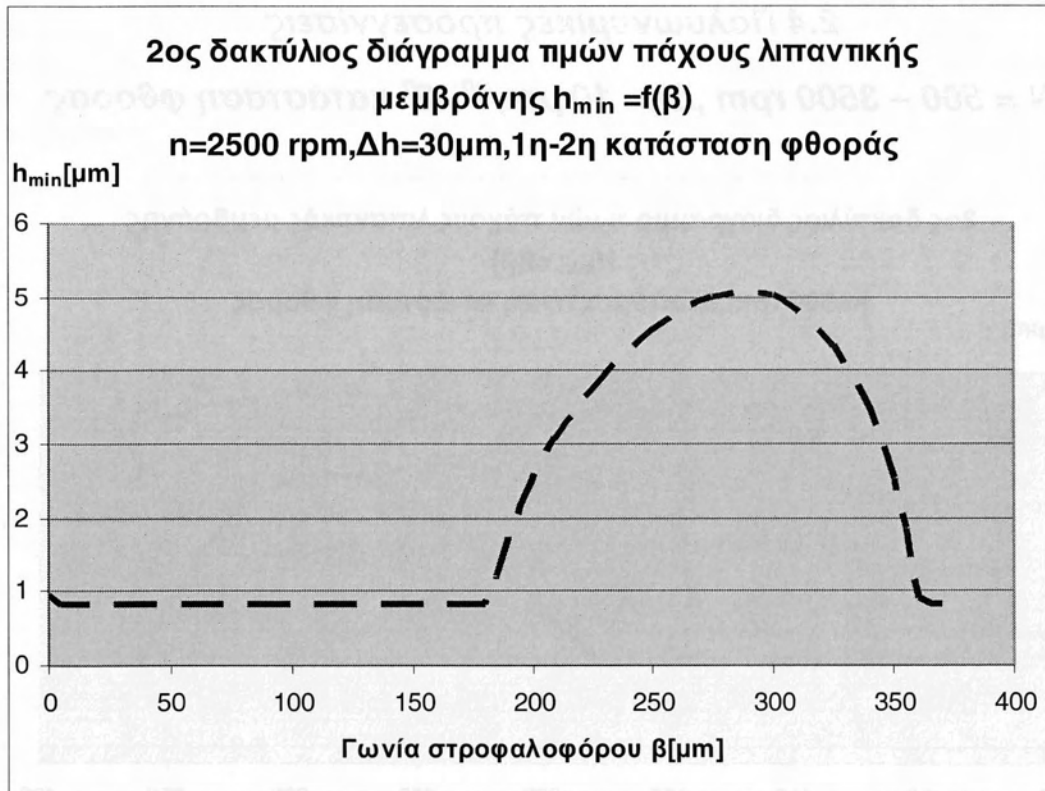
Σχήμα 2.3.2: Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=1000 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h=30 \mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



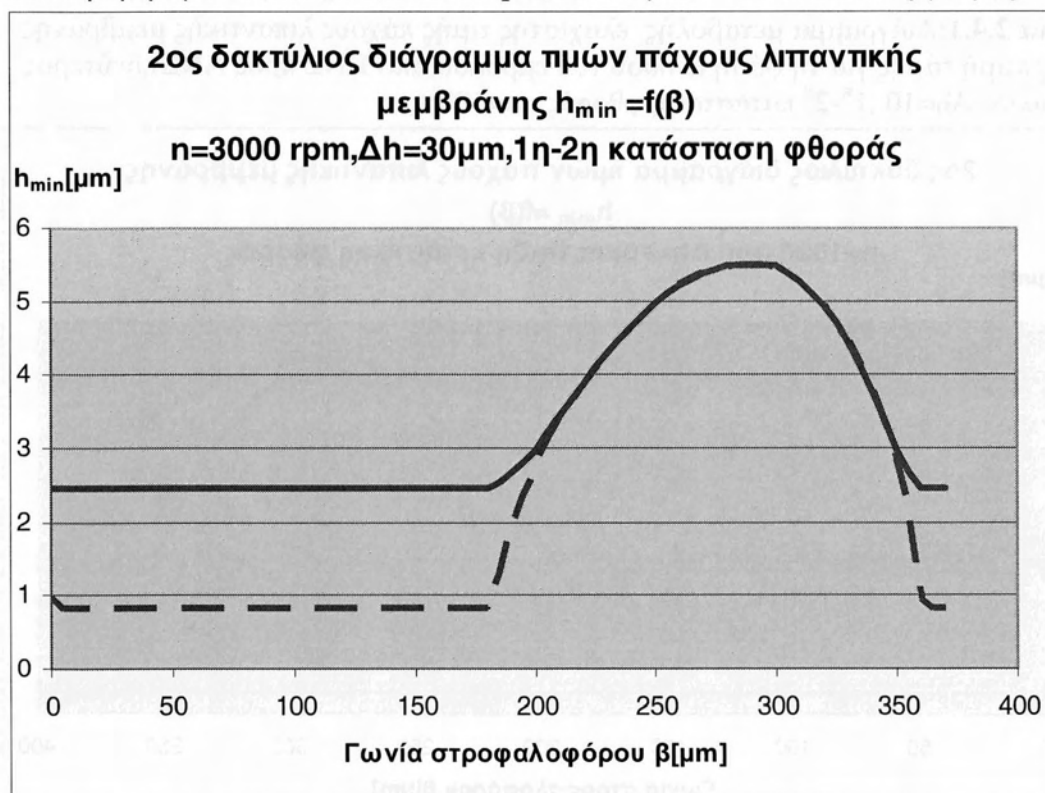
**Σχήμα 2.3.3:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=1500 \text{ rpm}, \Delta h=30 \mu\text{m}, 1^{\eta}-2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς



**Σχήμα 2.3.4:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=2000 \text{ rpm}, \Delta h=30 \mu\text{m}, 1^{\eta}-2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς



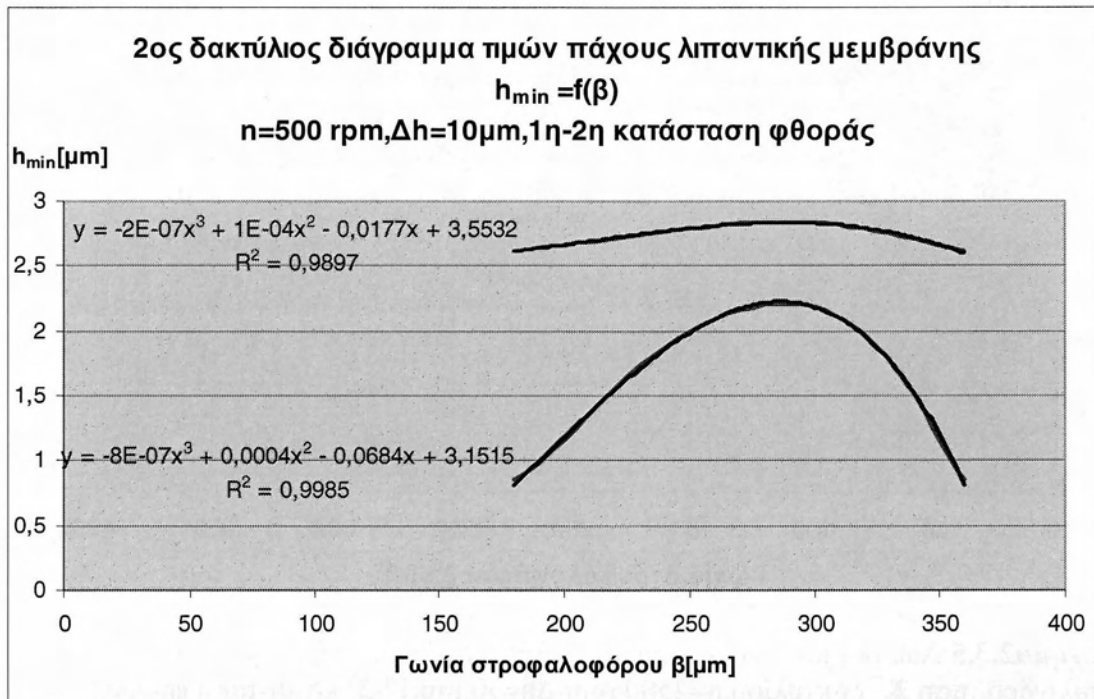
**Σχήμα2.3.5:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=2500 \text{ rpm}, \Delta h=30 \mu\text{m}, 1^{\text{η}}-2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς



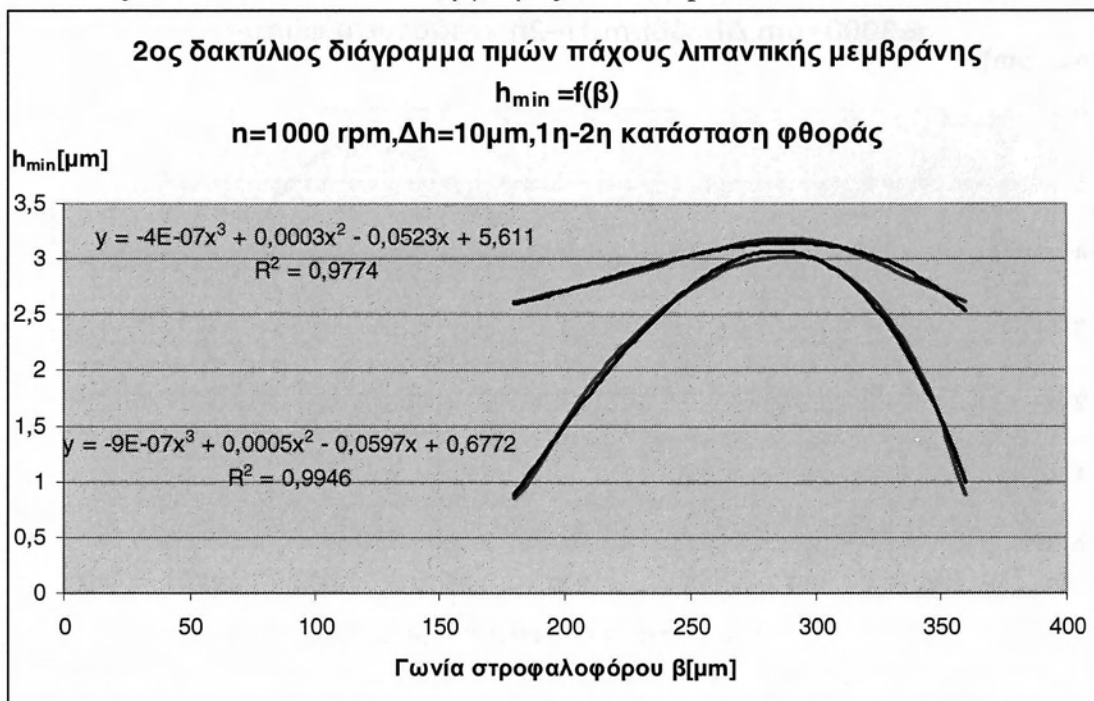
**Σχήμα2.3.6:** Διάγραμμα τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για μια πλήρη παλινδρόμηση 2<sup>ου</sup> δακτυλίου,  $n=3000 \text{ rpm}, \Delta h=30 \mu\text{m}, 1^{\text{η}}-2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς

## 2.4 Πολυωνυμικές προσεγγίσεις

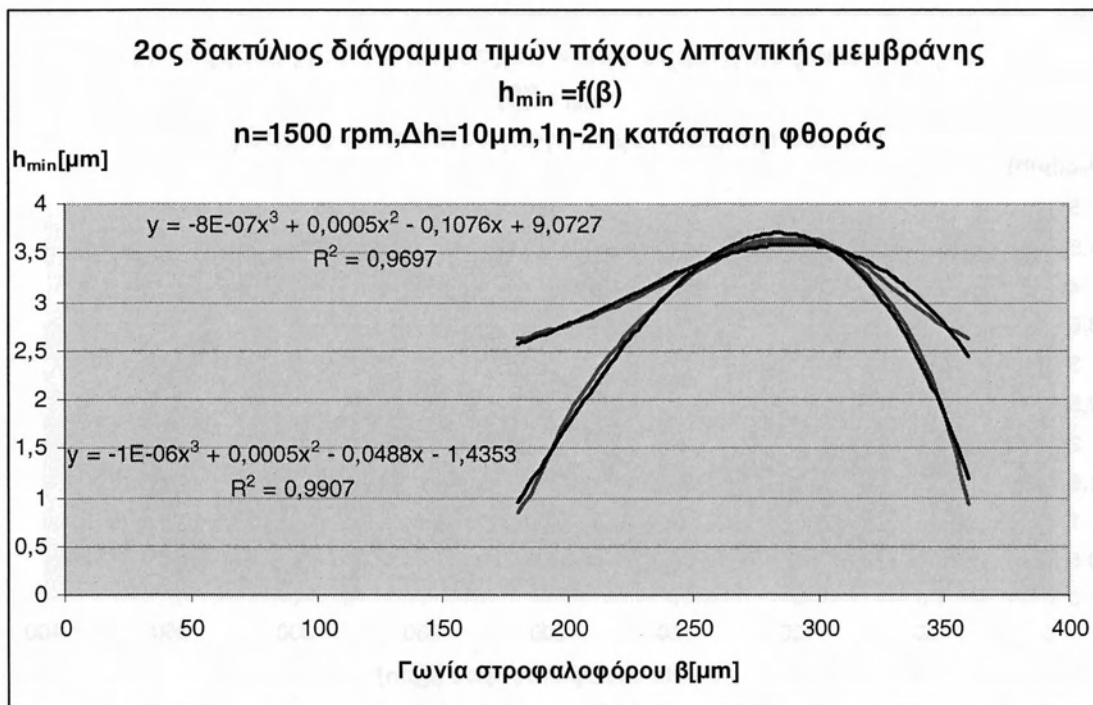
$N = 500 - 3500 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ ,  $1^{\text{η}} - 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς



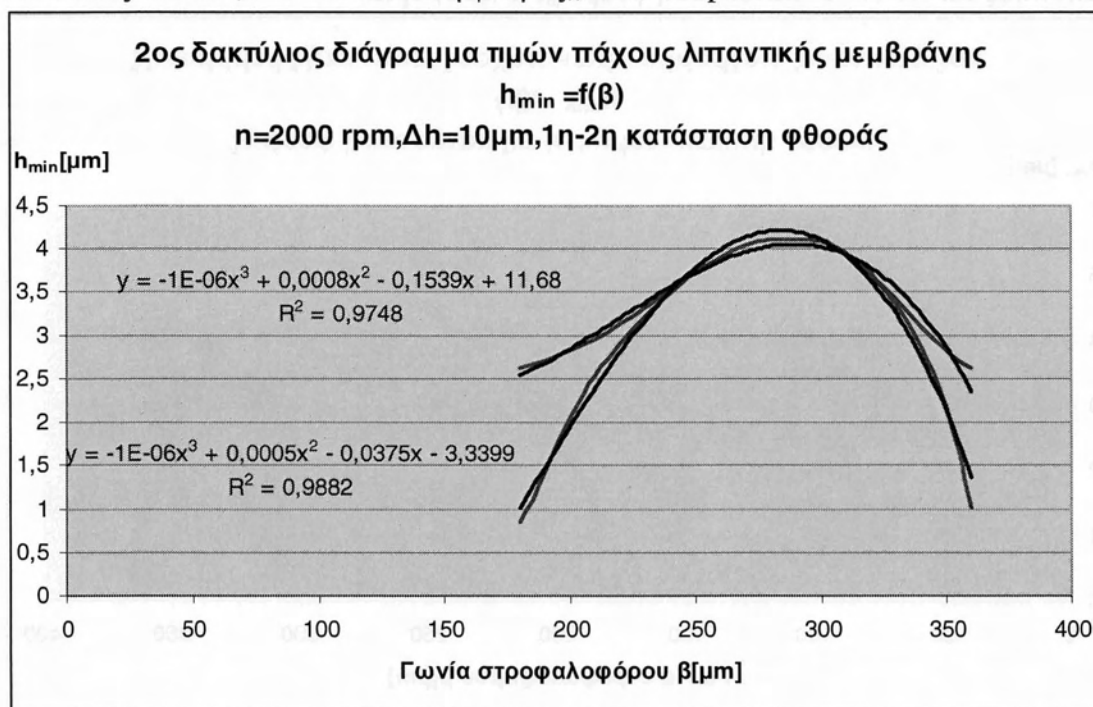
**Σχήμα 2.4.1:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος  $\Delta h = 10$ ,  $1^{\text{η}} - 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $n = 500 \text{ rpm}$



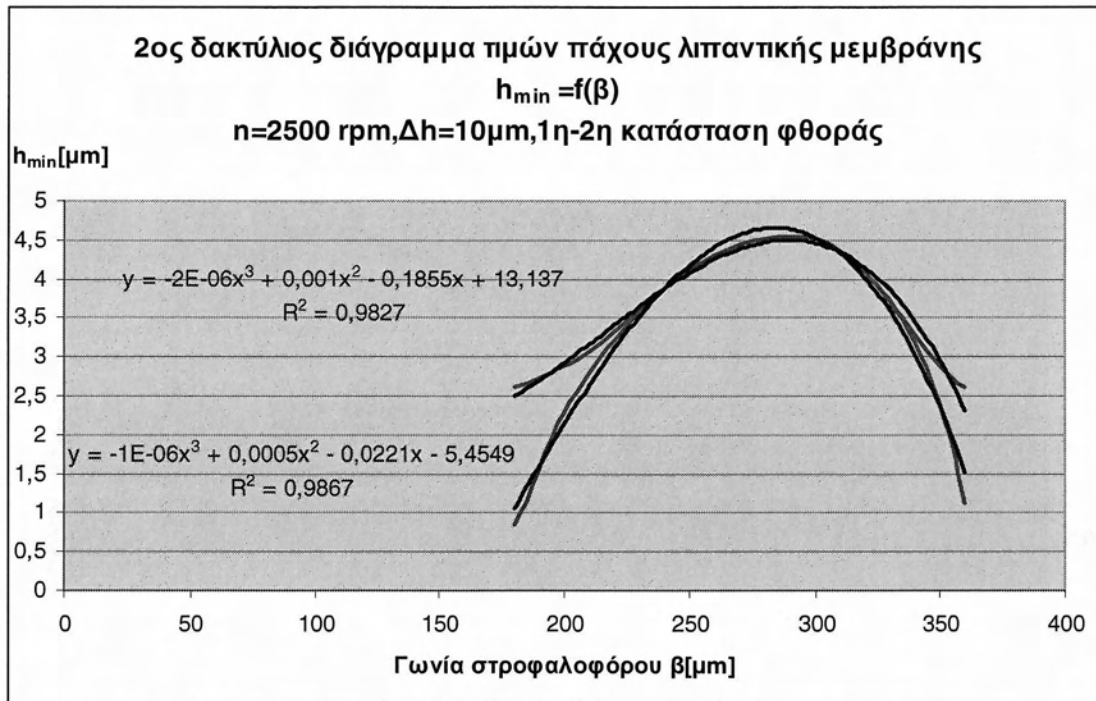
**Σχήμα 2.4.2:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος  $\Delta h = 10$ ,  $1^{\text{η}} - 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $n = 1000 \text{ rpm}$



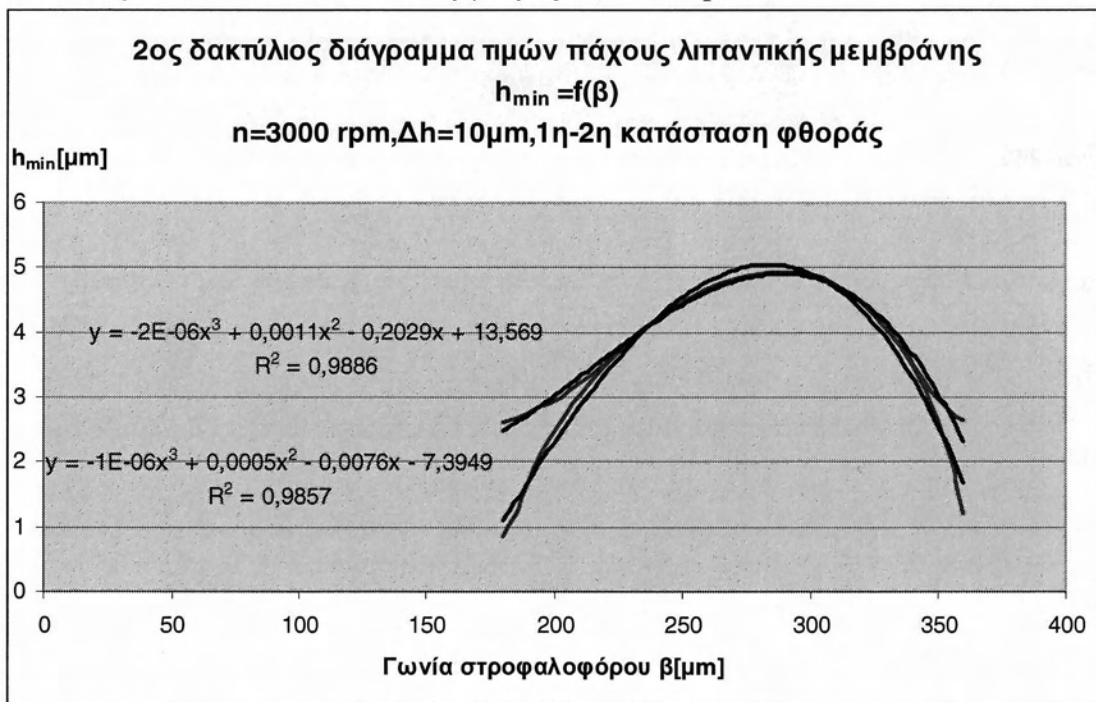
**Σχήμα 2.4.3:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος Δh=10 ,1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,, n=1500 rpm



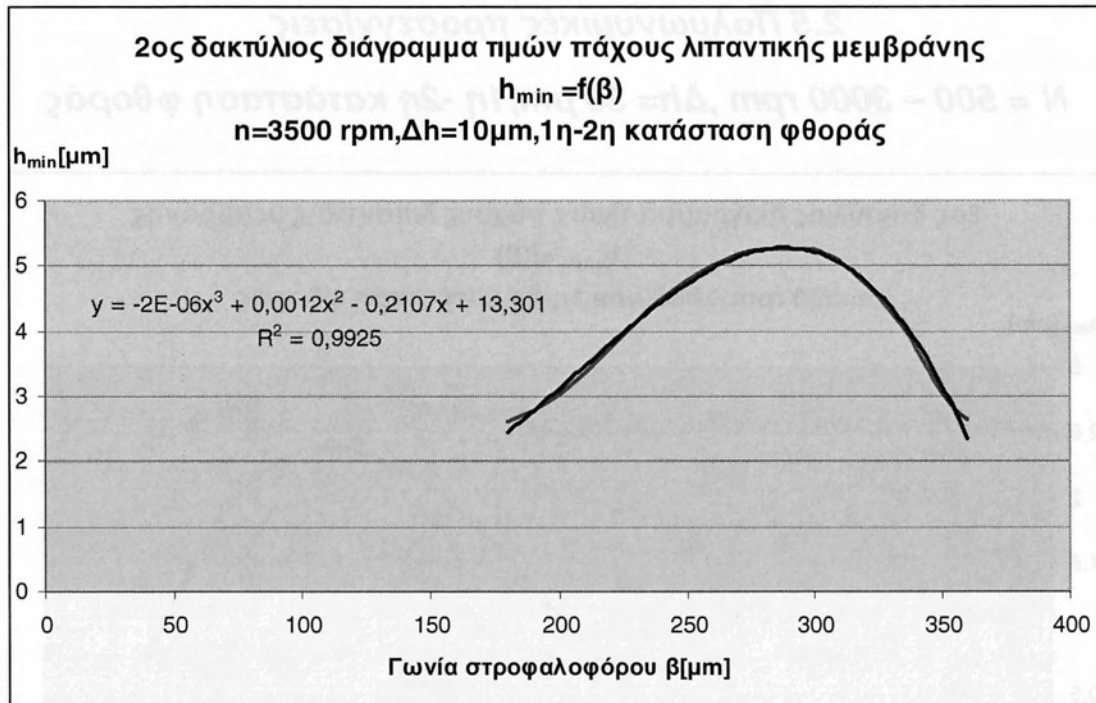
**Σχήμα 2.4.4:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος Δh=10 ,1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,, n=2000 rpm



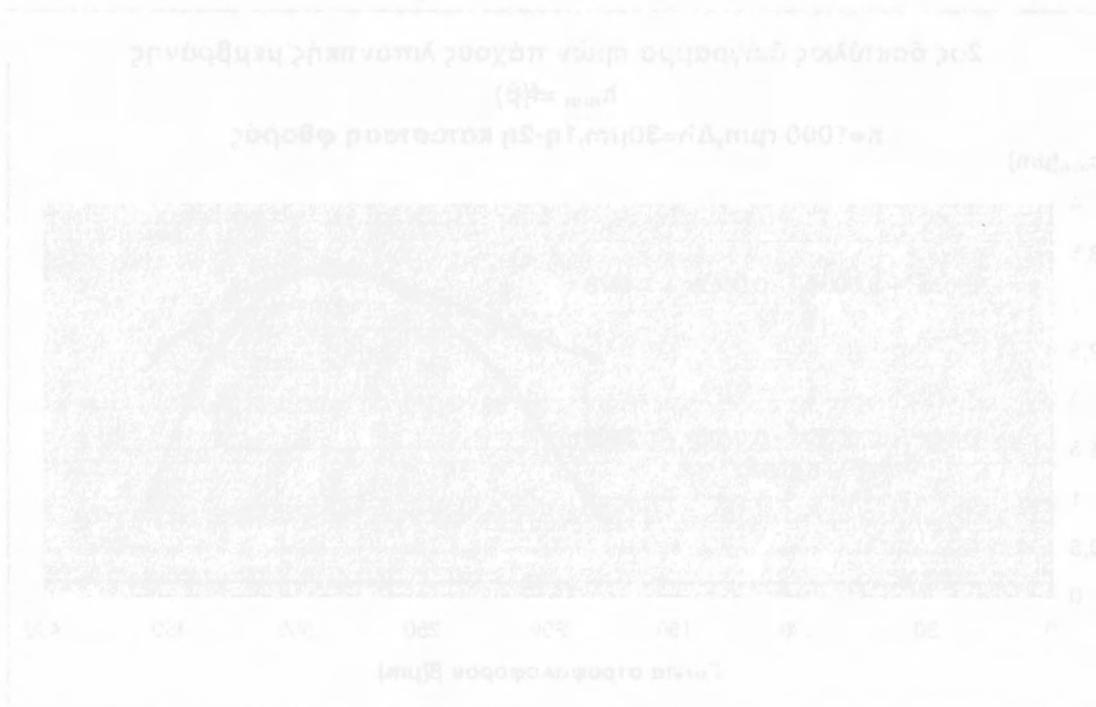
**Σχήμα 2.4.5:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος Δh=10, 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,, n=2500 rpm



**Σχήμα 2.4.6:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος Δh=10, 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,, n=3000 rpm

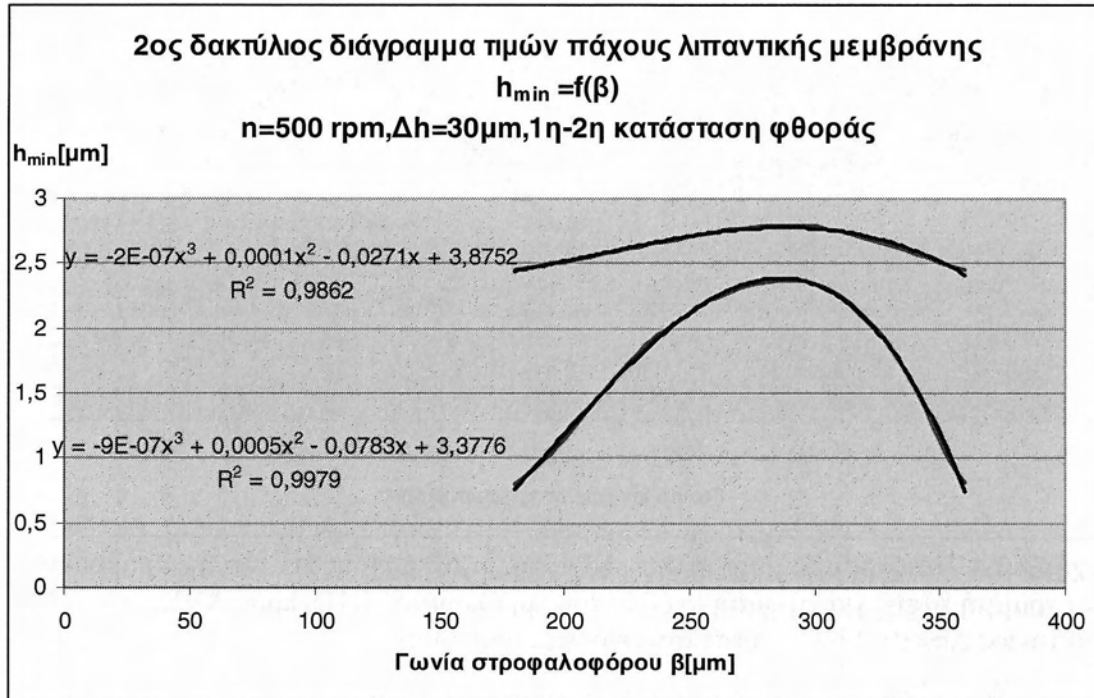


**Σχήμα 2.4.7:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος  $\Delta h=10$ ,  $1^{\eta}-2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,,  $n=3500 \text{ rpm}$

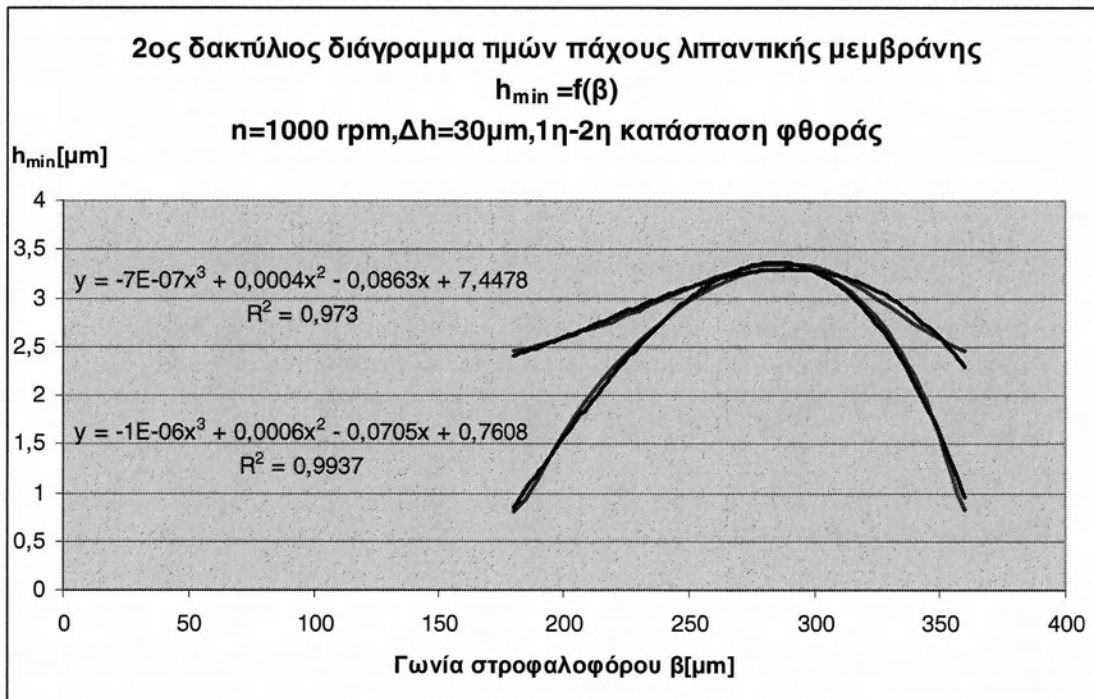


## 2.5 Πολυωνυμικές προσεγγίσεις

$N = 500 - 3000 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$ , 1η-2η κατάσταση φθοράς

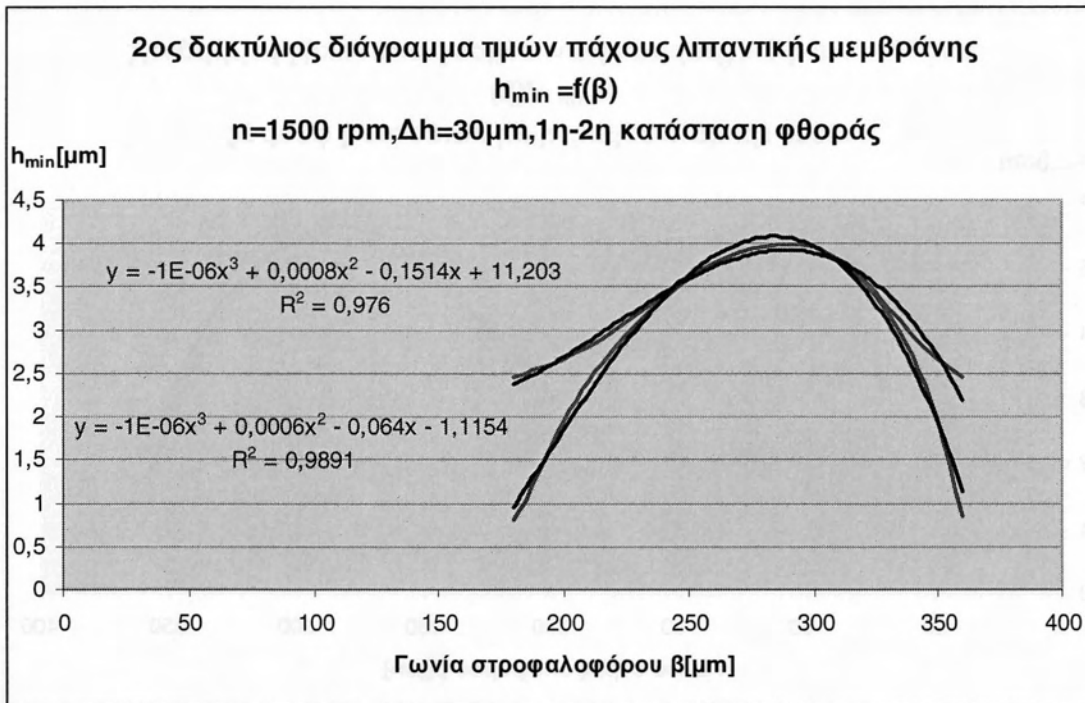


**Σχήμα 2.5.1:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος  $\Delta h = 30$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,  $n = 500 \text{ rpm}$

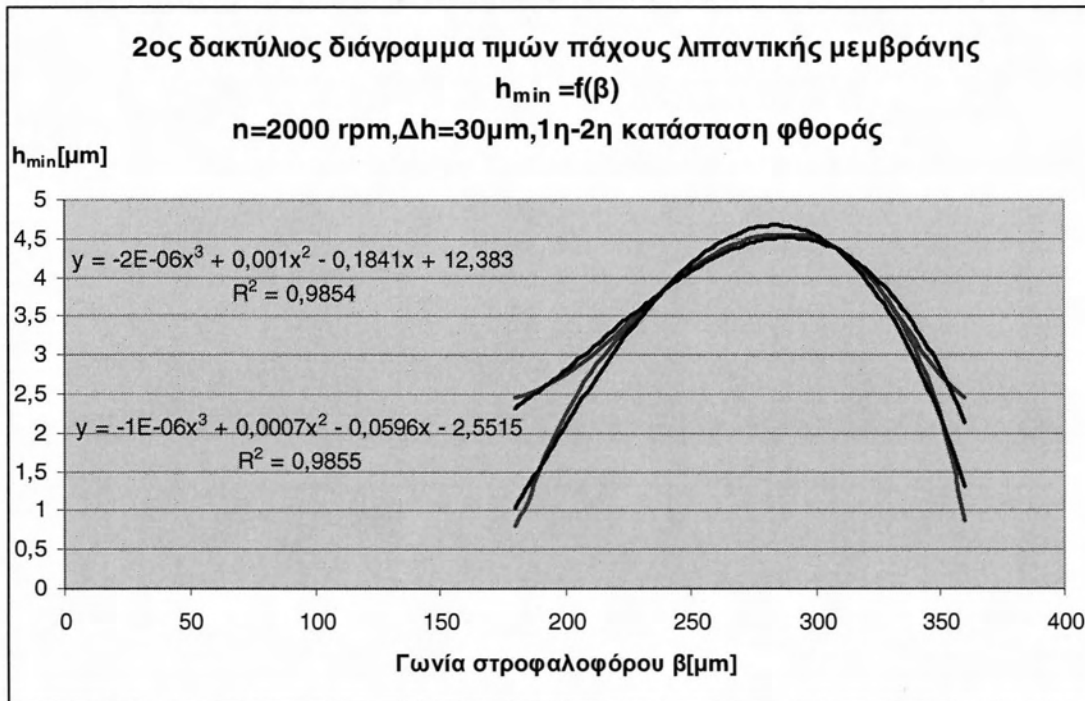


**Σχήμα 2.5.2:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος  $\Delta h = 30$ , 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,  $n = 1000 \text{ rpm}$

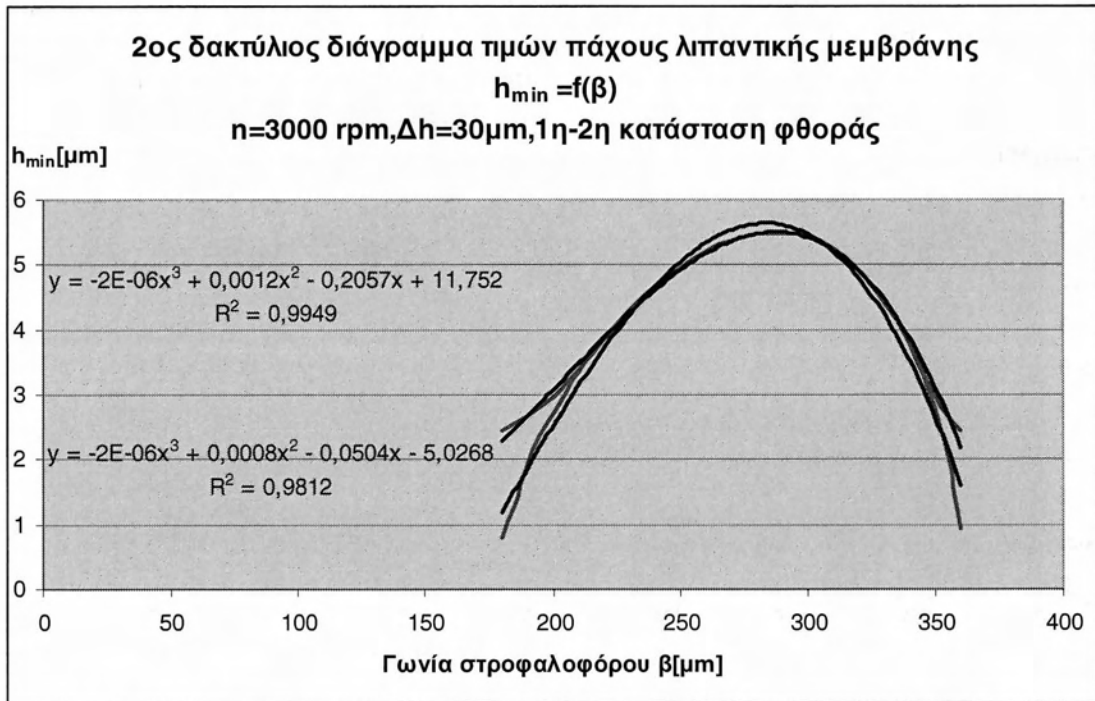




**Σχήμα 2.5.3:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμής τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος Δh=30, 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,, n=1500 rpm



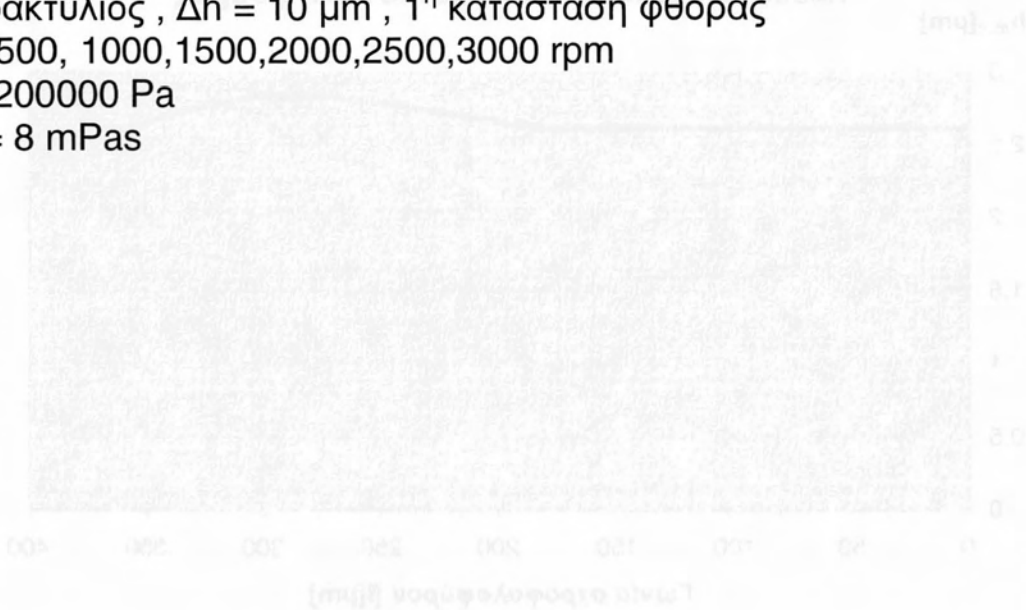
**Σχήμα 2.5.4:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμής τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος Δh=30, 1<sup>η</sup>-2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,, n=2000 rpm



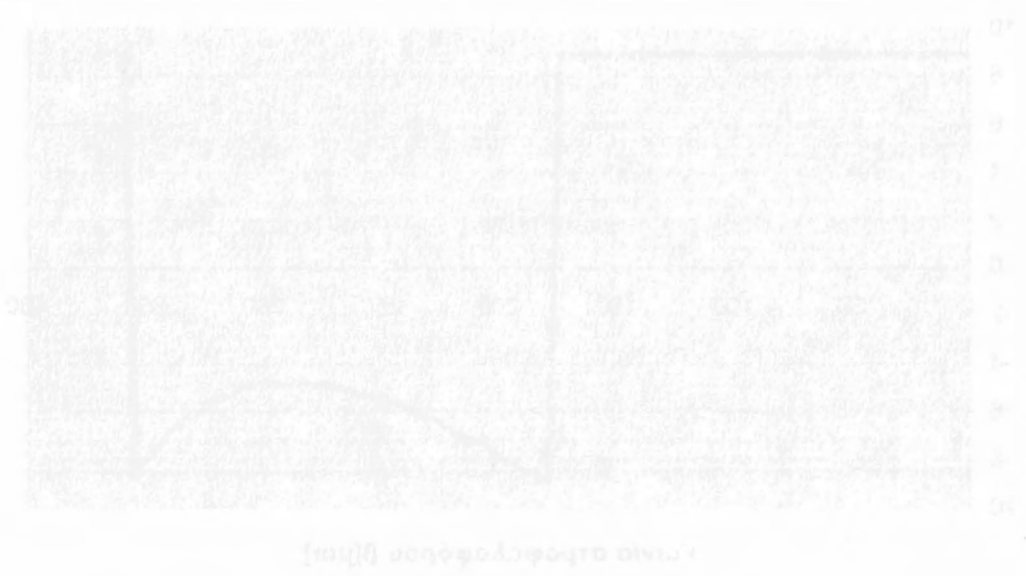
**Σχήμα 2.5.5:** Διάγραμμα μεταβολής ελάχιστης τιμής πάχους λιπαντικής μεμβράνης και γραμμή τάσης για τη φάση ανόδου του εμβόλου (από ΚΝΣ προς ΑΝΣ), δεύτερος δακτύλιος  $\Delta h=10, 1^{\text{η}}-2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,,  $n=3000 \text{ rpm}$

**2.6 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα - ,  $\Delta h = 10 \mu m$  , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς,  $N=500-3000 \text{ rpm}$**

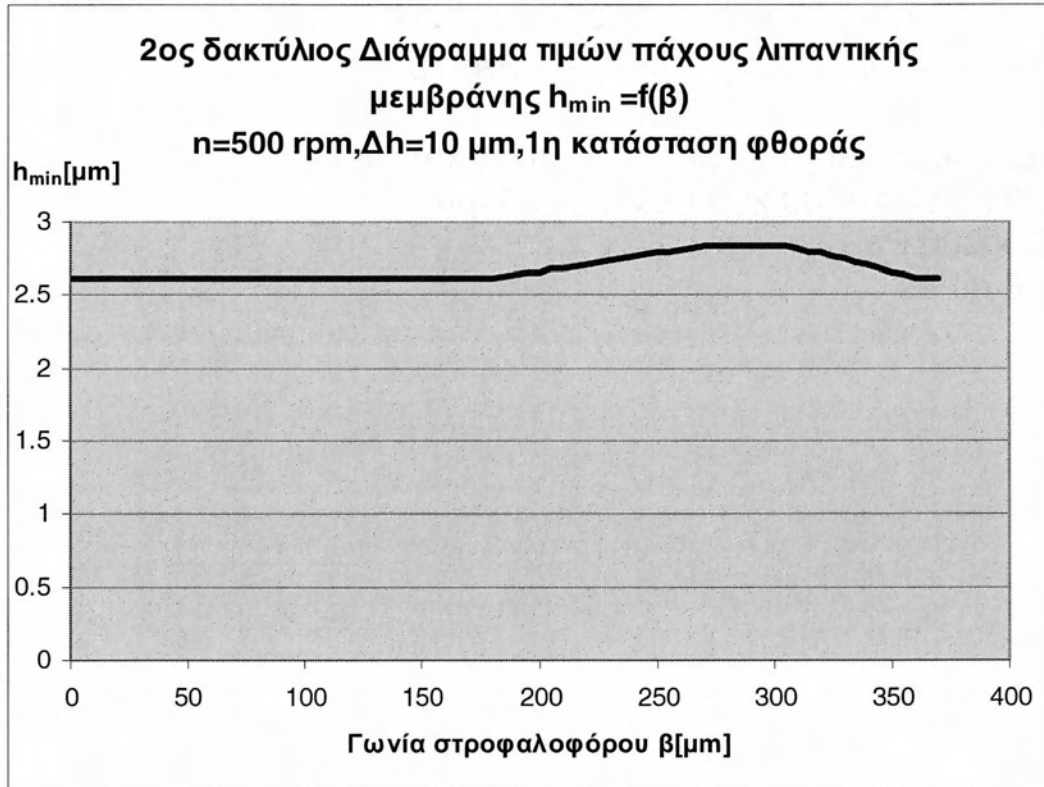
2<sup>ος</sup> δακτύλιος ,  $\Delta h = 10 \mu m$  , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς  
 $N = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000 \text{ rpm}$   
 $P = 200000 \text{ Pa}$   
 $\Delta h = 8 \text{ mPas}$



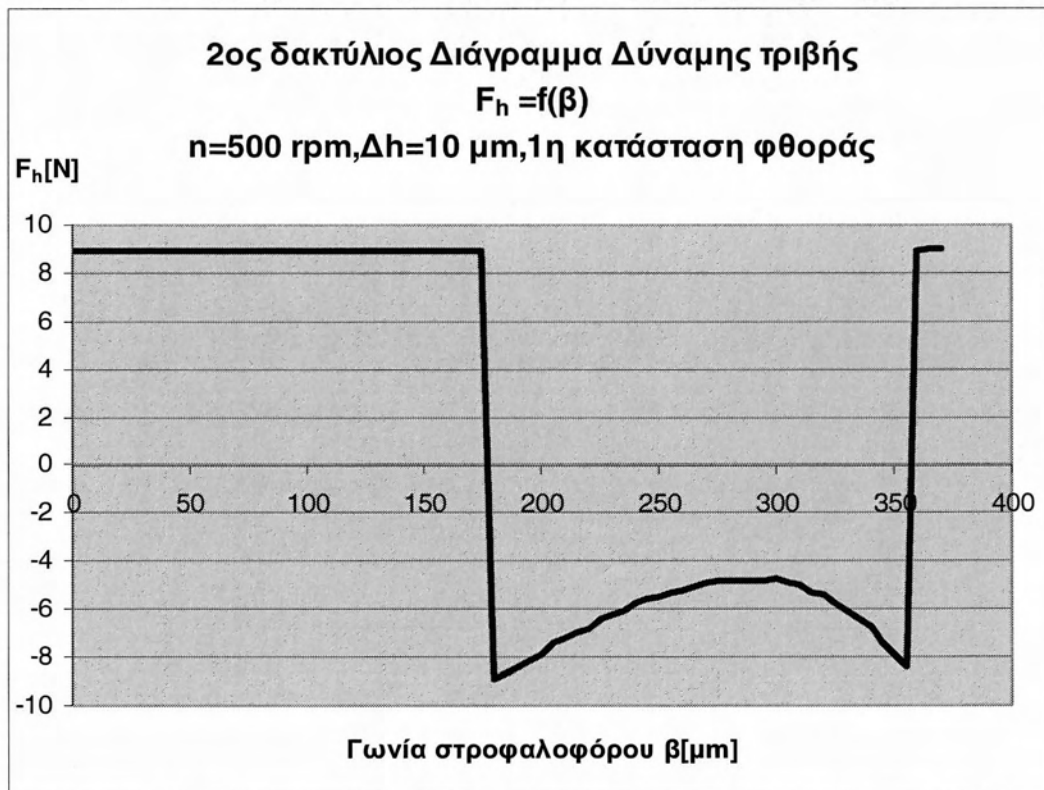
Σχήμα 2.6.1. Διάνομα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης που σχηματίζεται ανάμεσα στα δύο άκρα της άρθρωσης ελαφρής κωνοφόρου δακτύλιου κατά την έναρξη λειτουργίας.  $N=500-3000 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h = 10 \mu m$



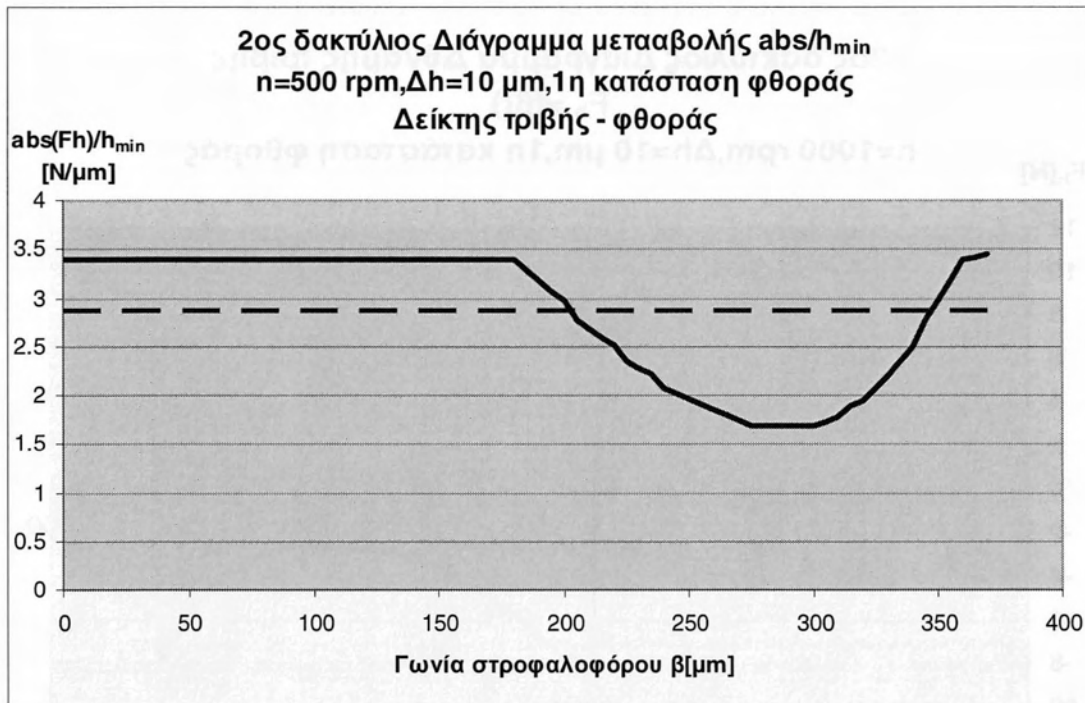
Σχήμα 2.6.2. Διάνομα μεταβολής μέσης ελαφρής κωνοφόρου δακτύλιου κατά την έναρξη λειτουργίας.  $N=500-3000 \text{ rpm}$ ,  $\Delta h = 10 \mu m$



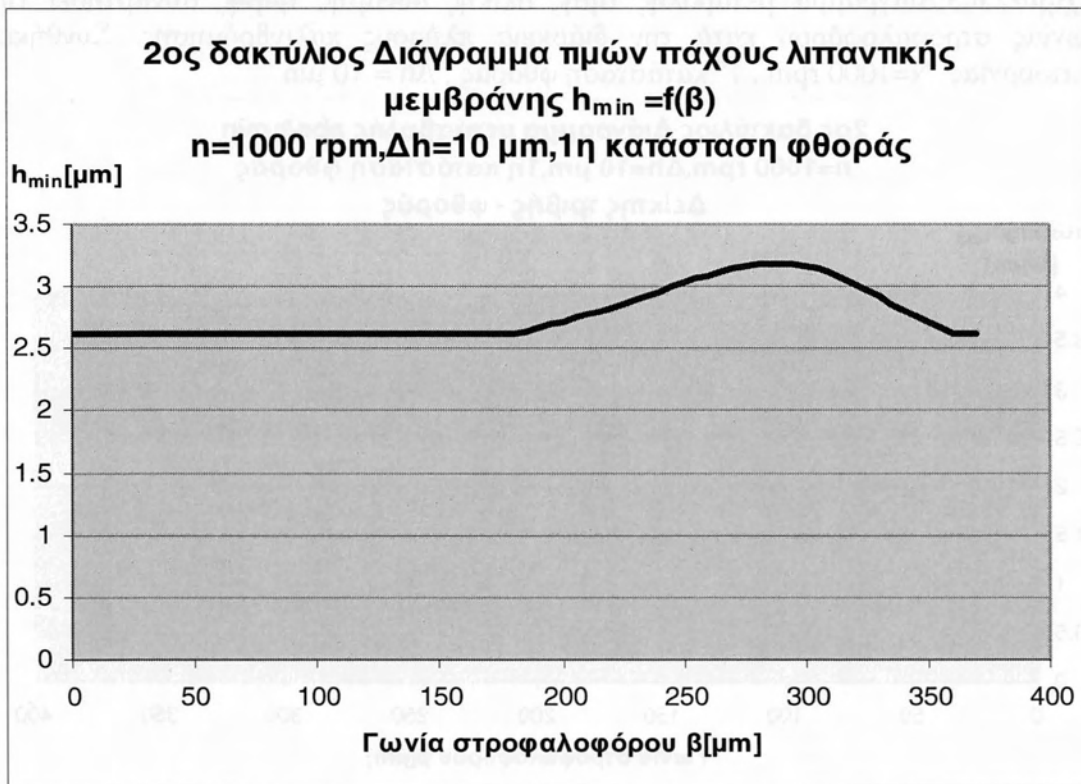
**Σχήμα2.6.1:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



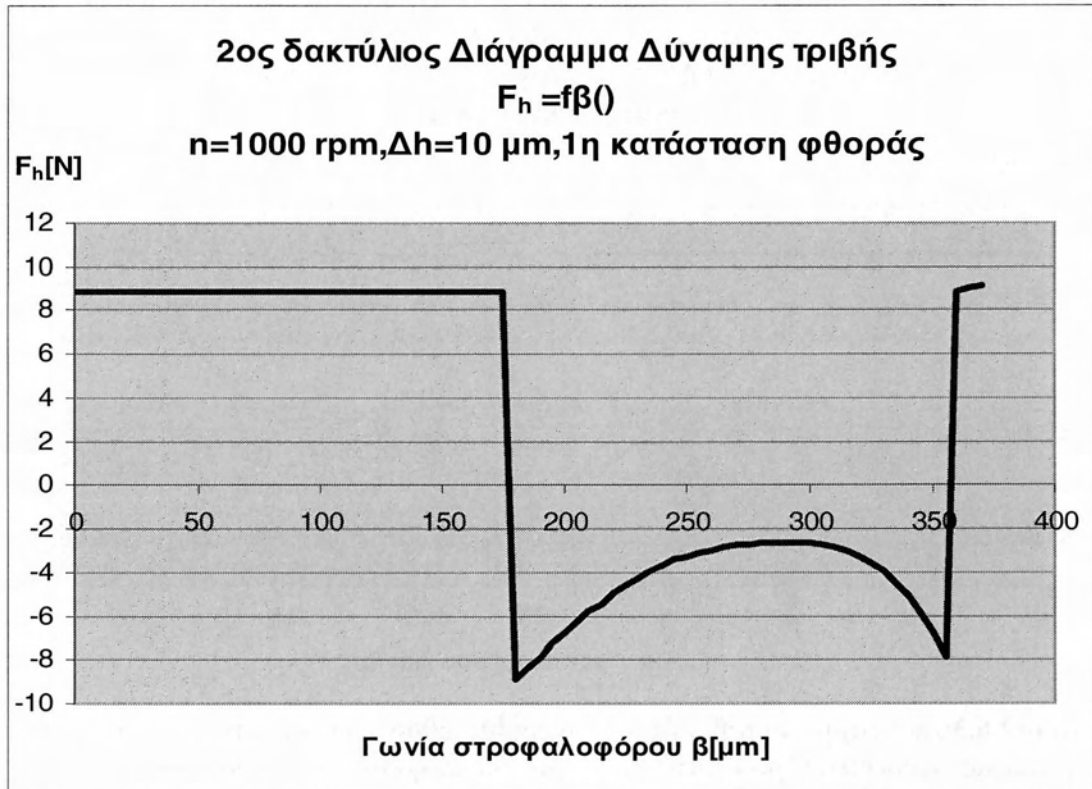
**Σχήμα2.6.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



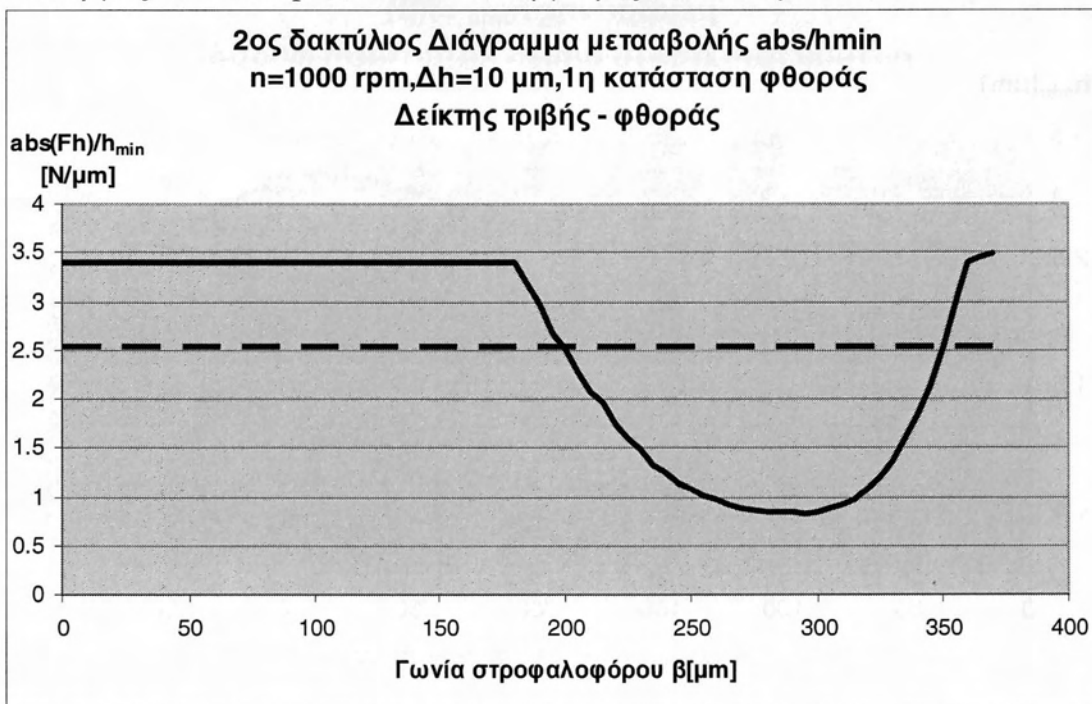
**Σχήμα 2.6.3:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



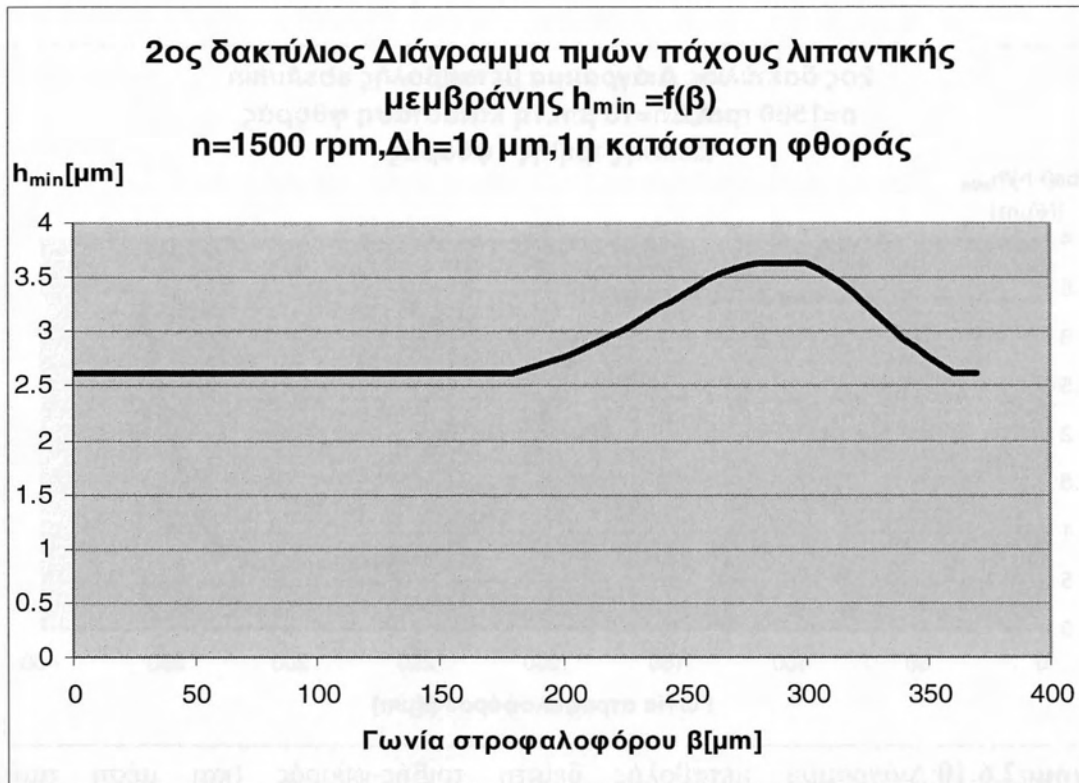
**Σχήμα 2.6.4:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



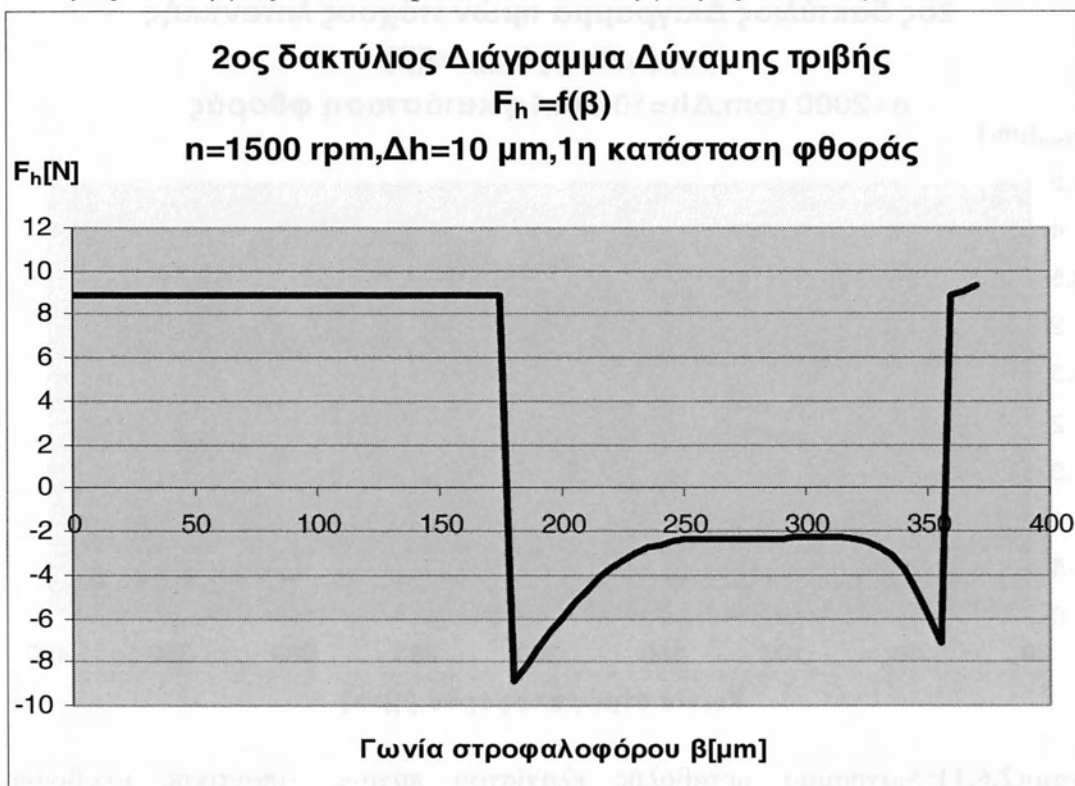
**Σχήμα 2.6.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



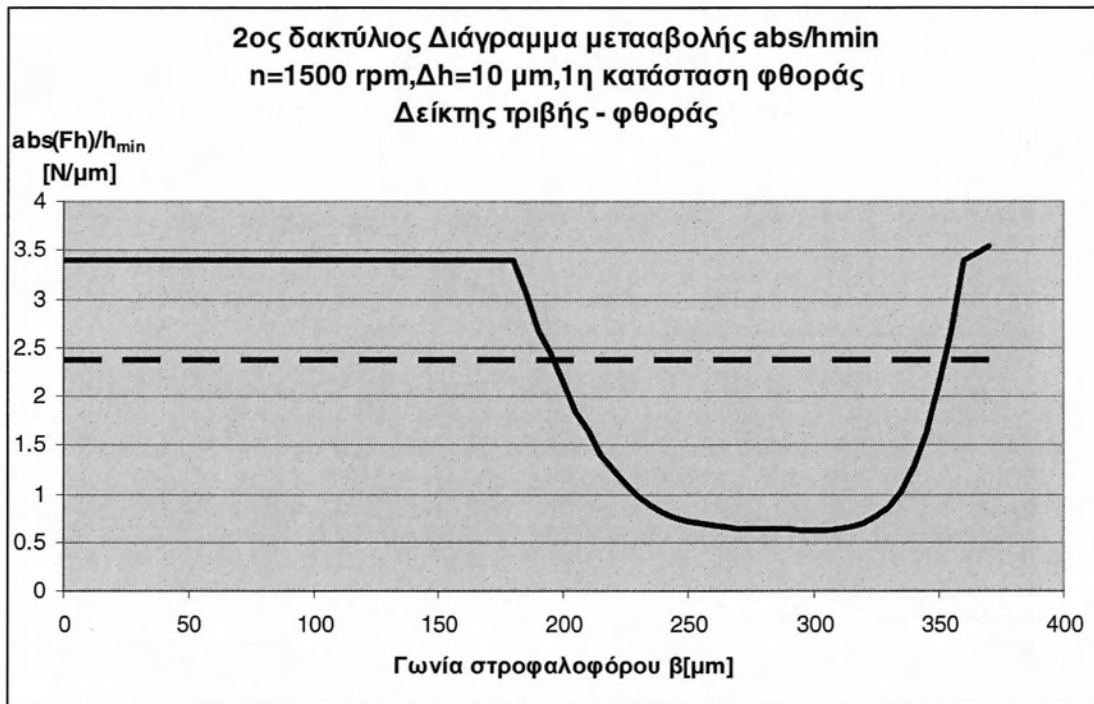
**Σχήμα 2.6.7:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



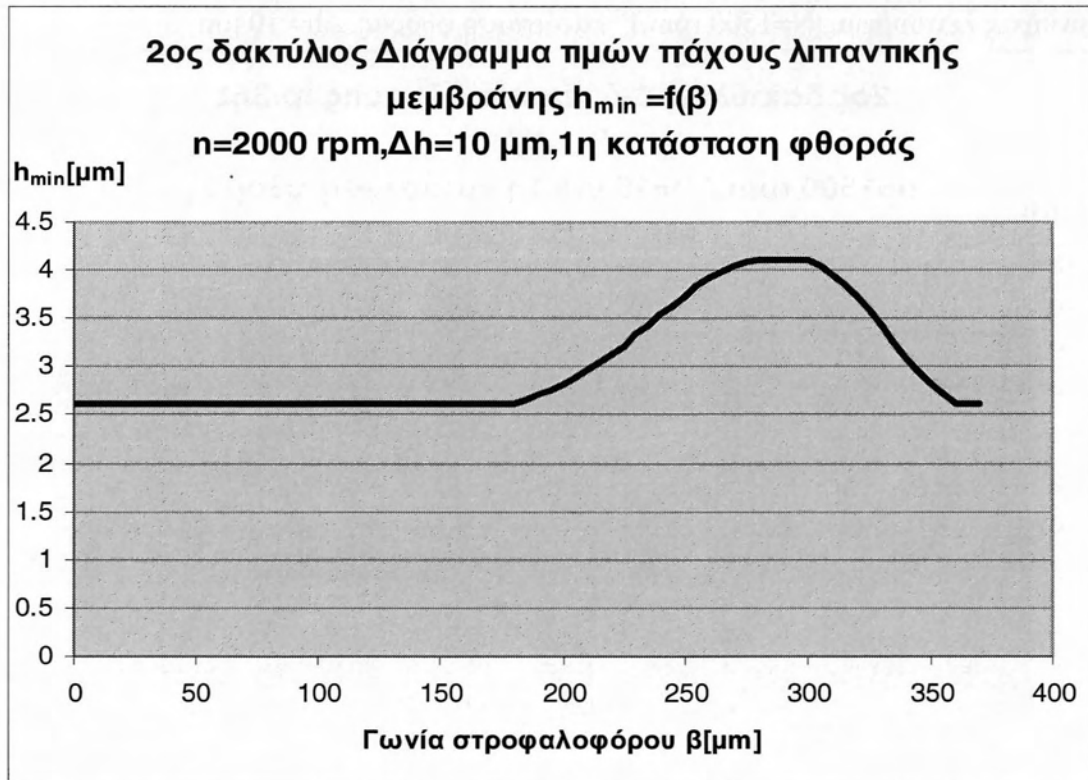
**Σχήμα2.6.8:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}, 1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h= 10 \mu\text{m}$



**Σχήμα2.6.9:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$

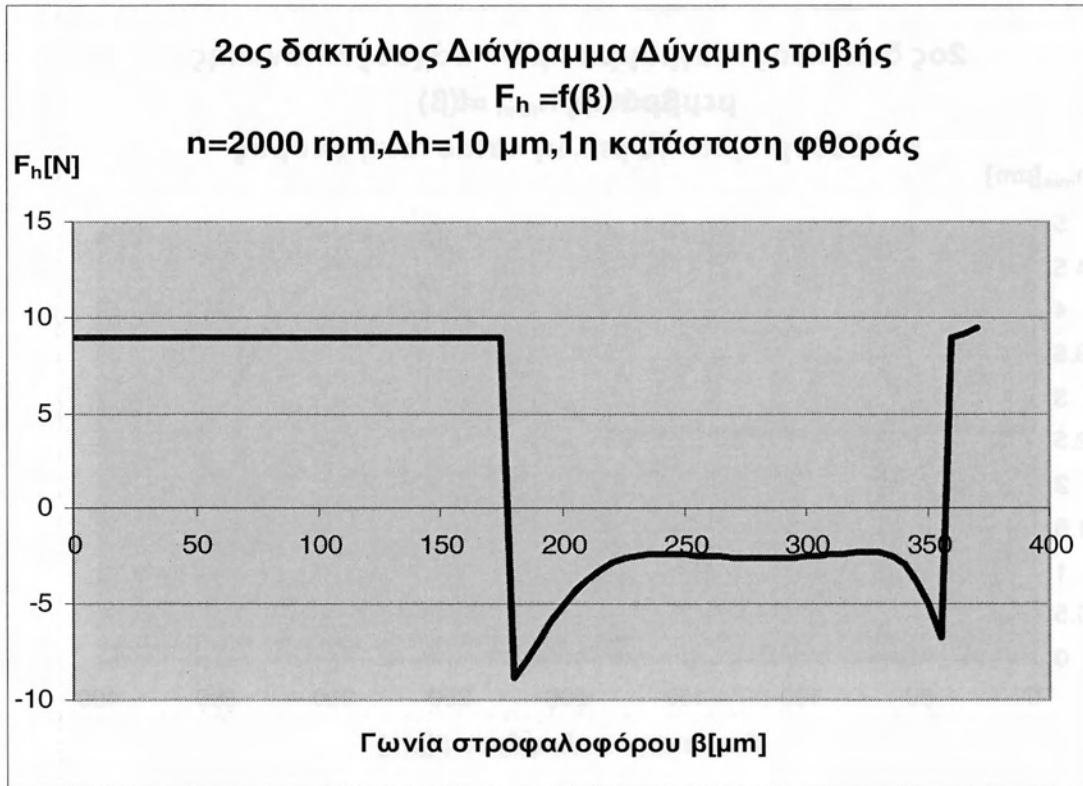


**Σχήμα 2.6.10:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}, 1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=10 \mu\text{m}$

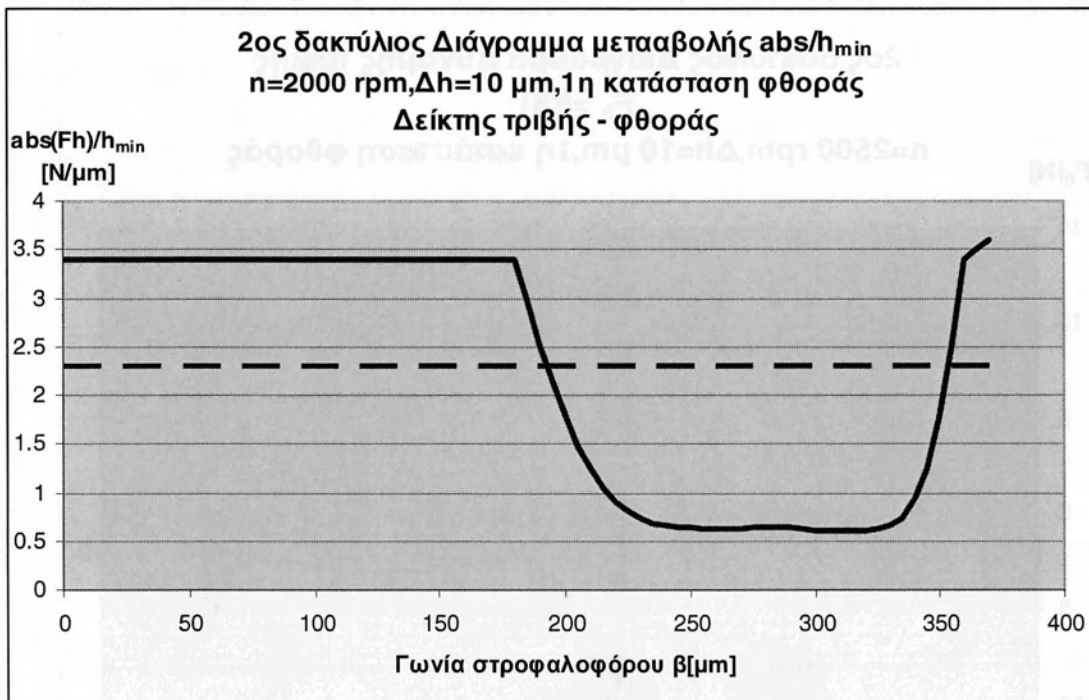


**Σχήμα 2.6.11:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}, 1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$

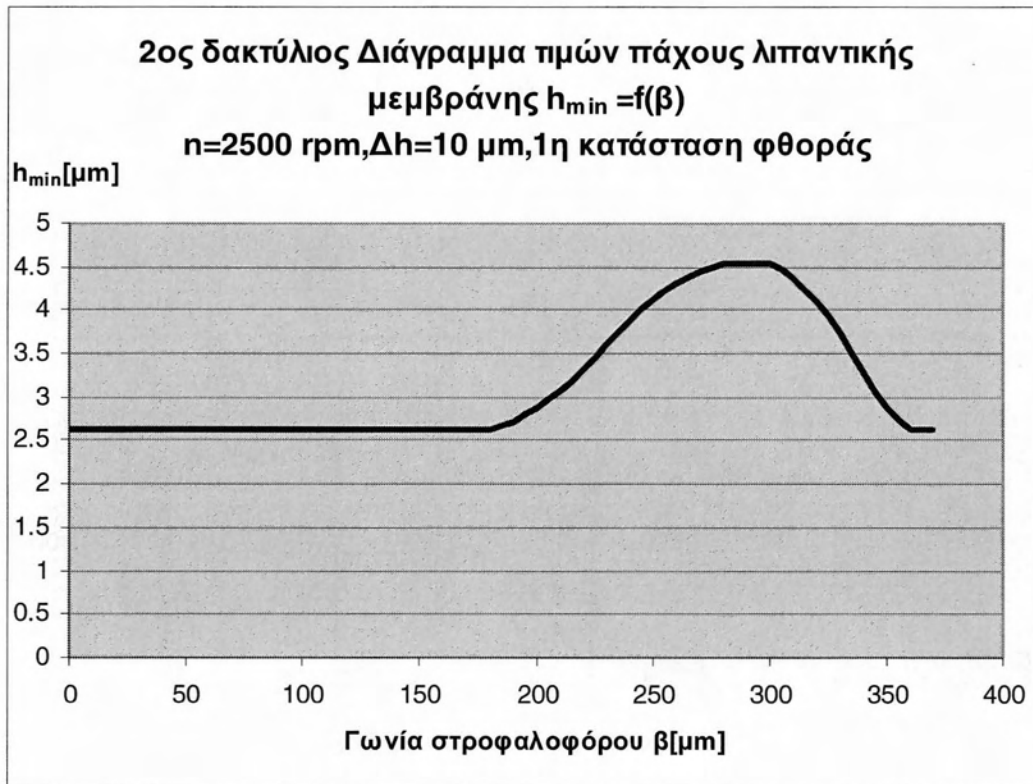




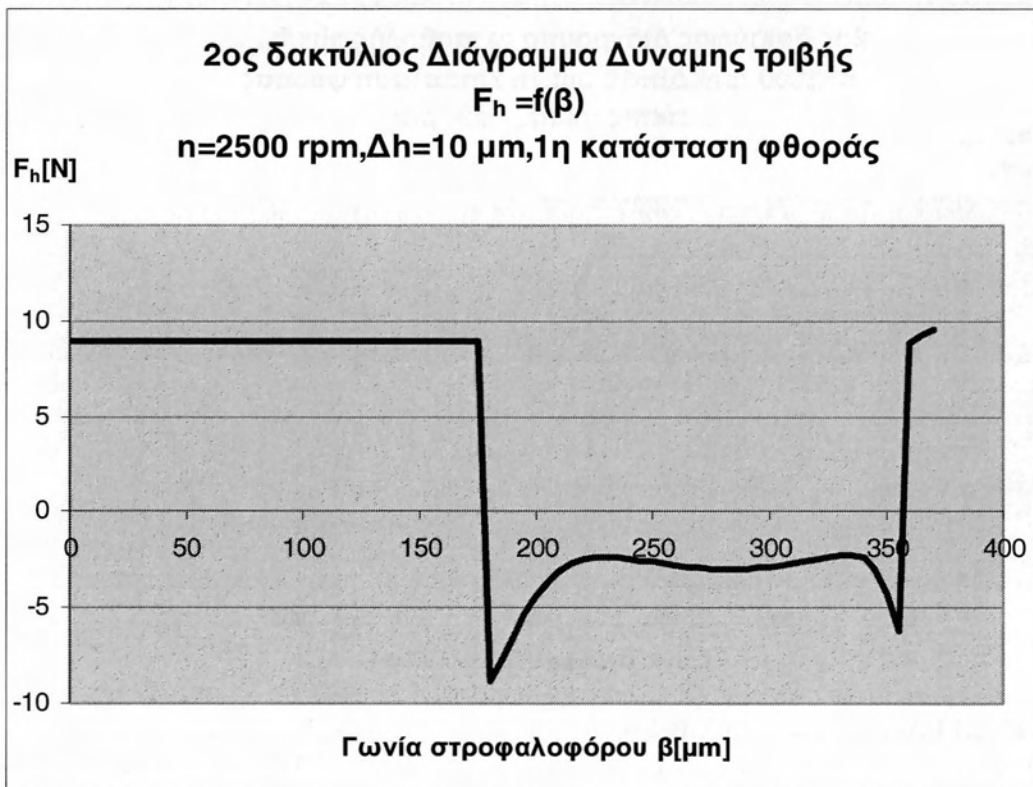
**Σχήμα2.6.12:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας: N=2000 rpm , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς , Δh = 10 μm



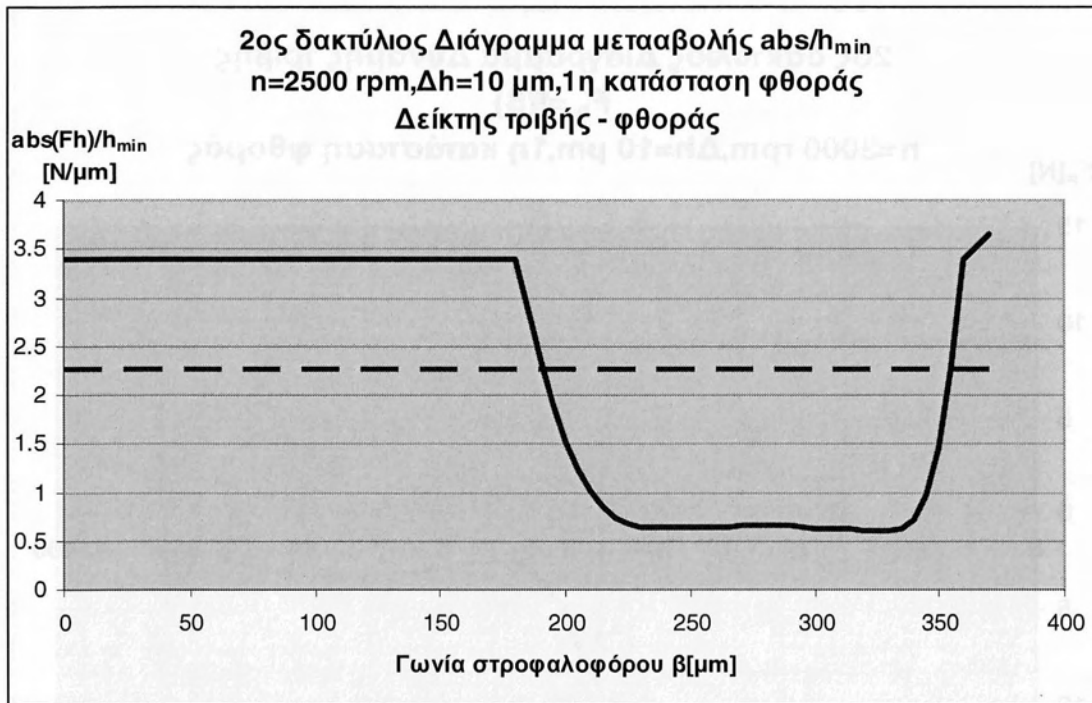
**Σχήμα2.6.13:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας: N=2000 rpm , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς , Δh = 10 μm



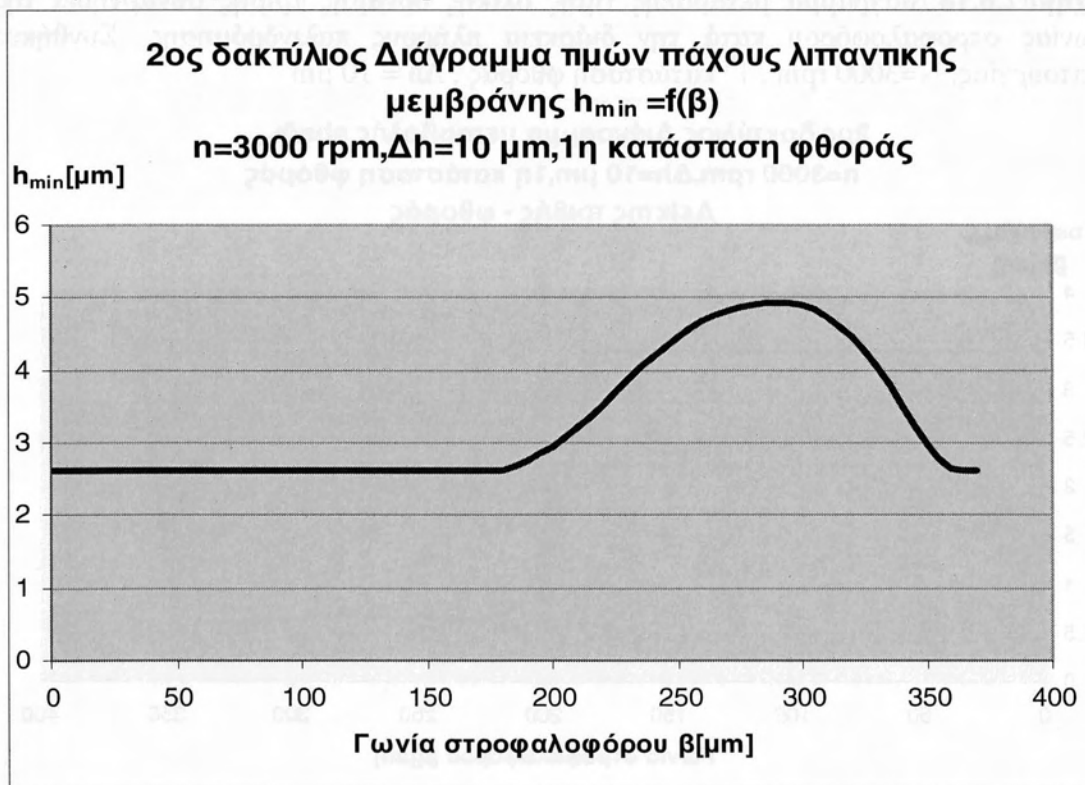
**Σχήμα2.6.14:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}, 1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=10 \mu\text{m}$



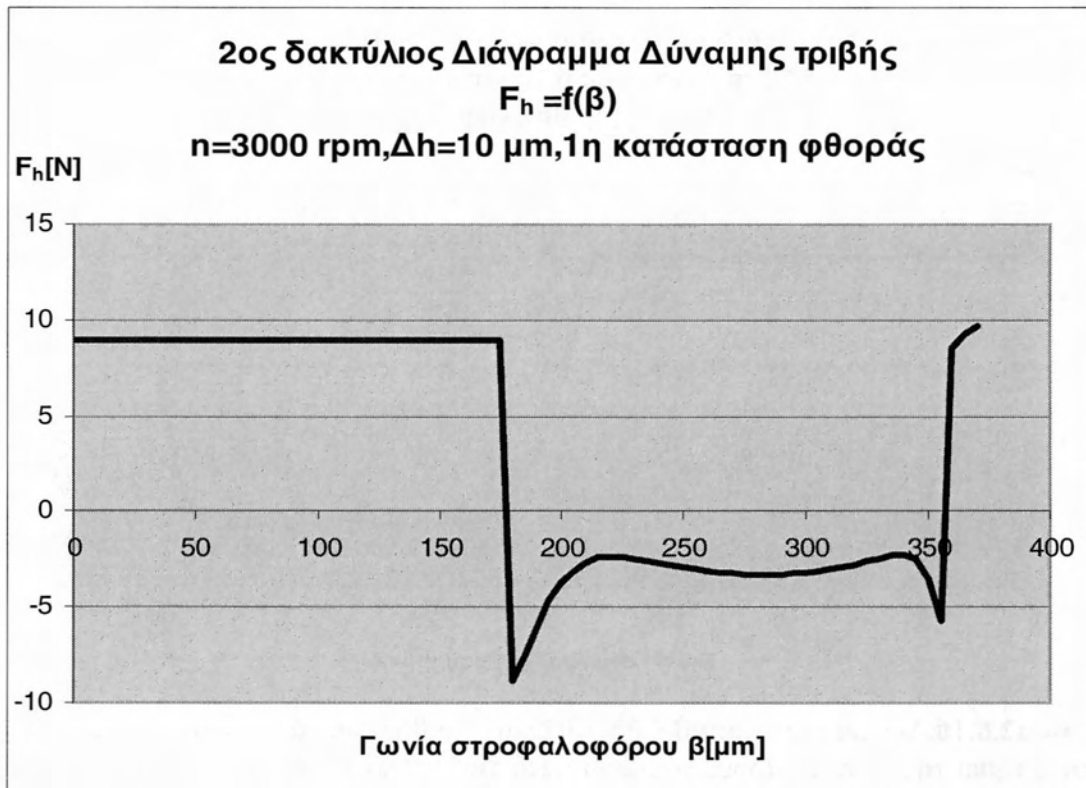
**Σχήμα2.6.15:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}, 1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



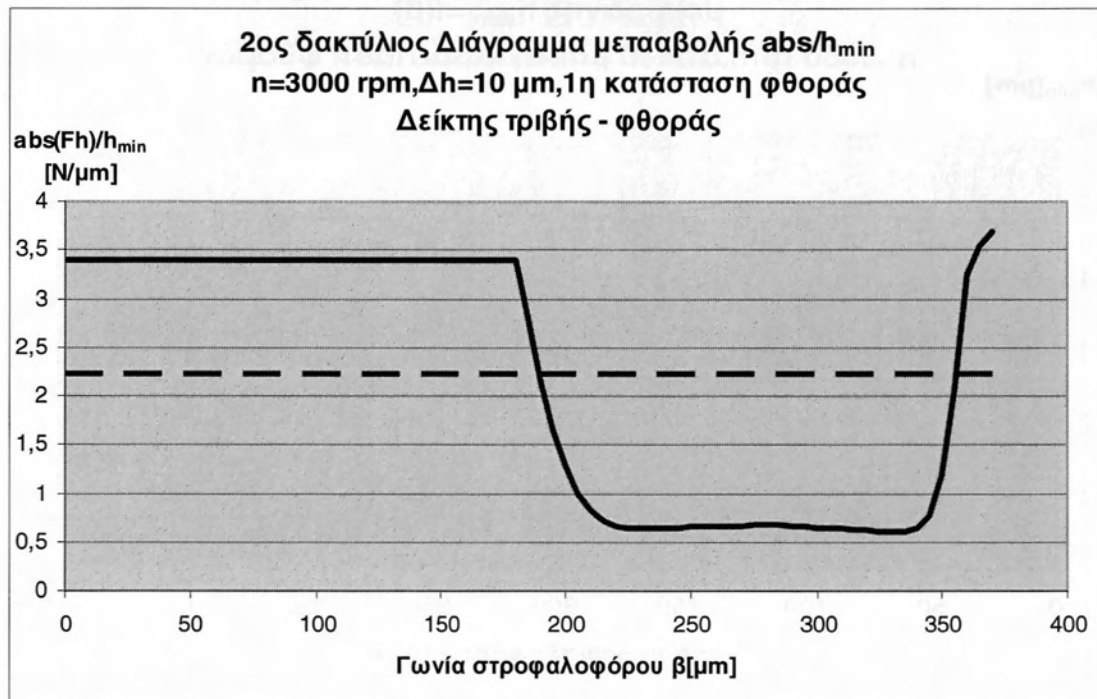
**Σχήμα2.6.16:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500\text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10\ \mu\text{m}$



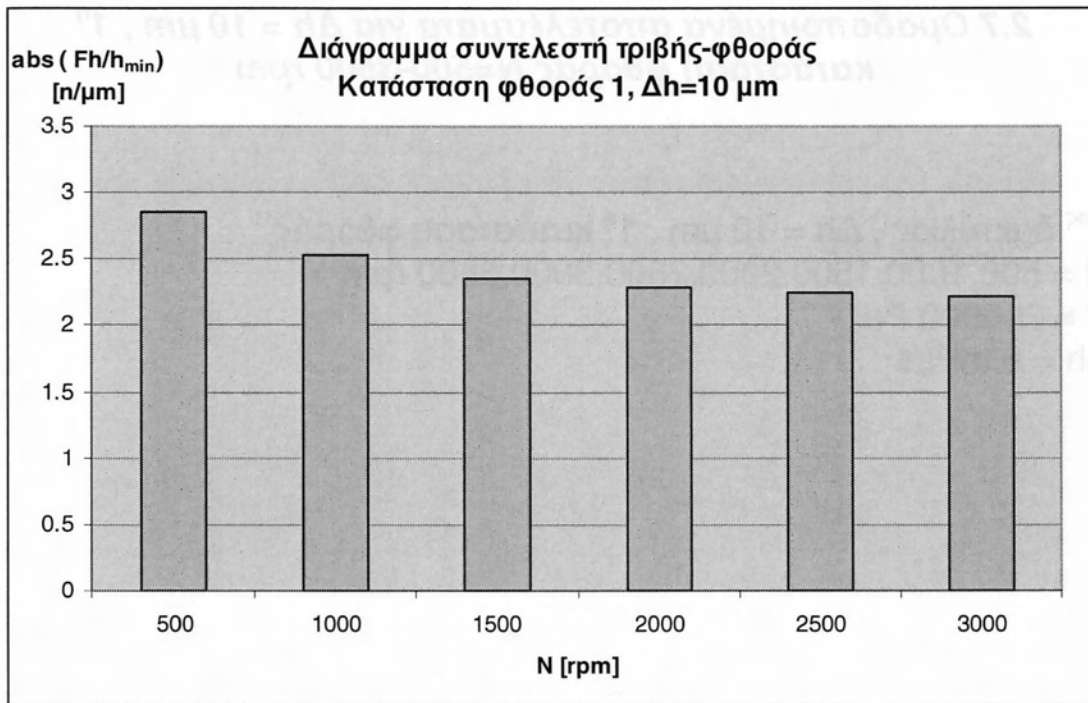
**Σχήμα2.6.17:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000\text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10\ \mu\text{m}$



**Σχήμα 2.6.18:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



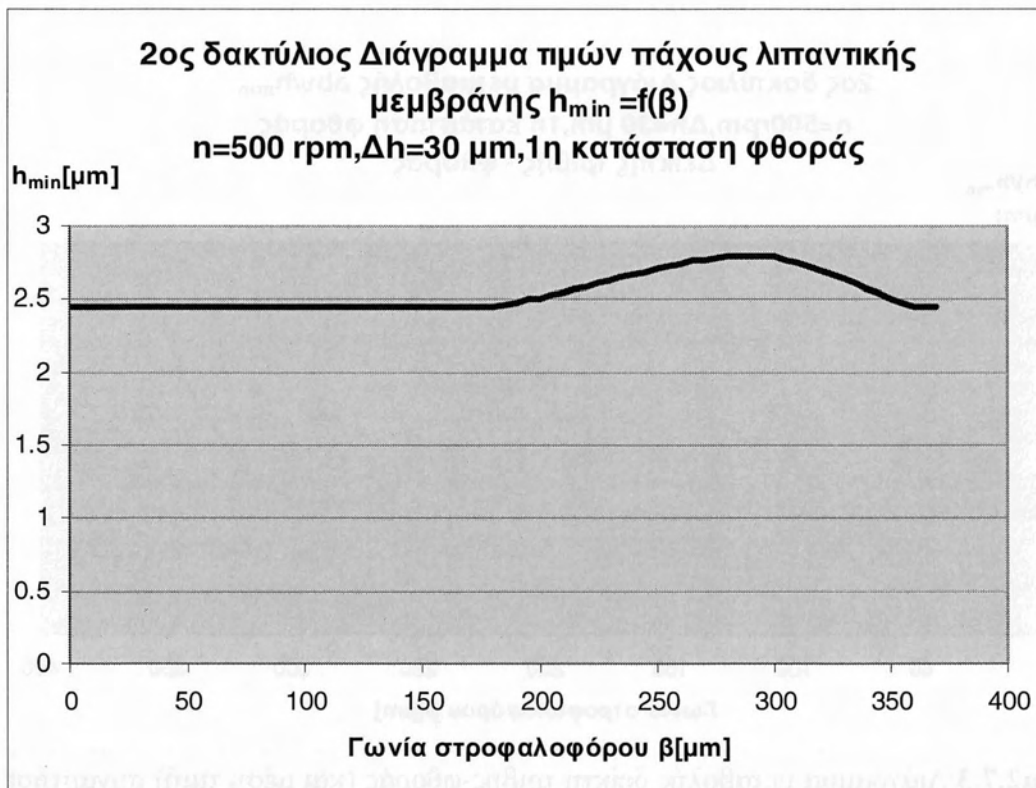
**Σχήμα 2.6.19:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



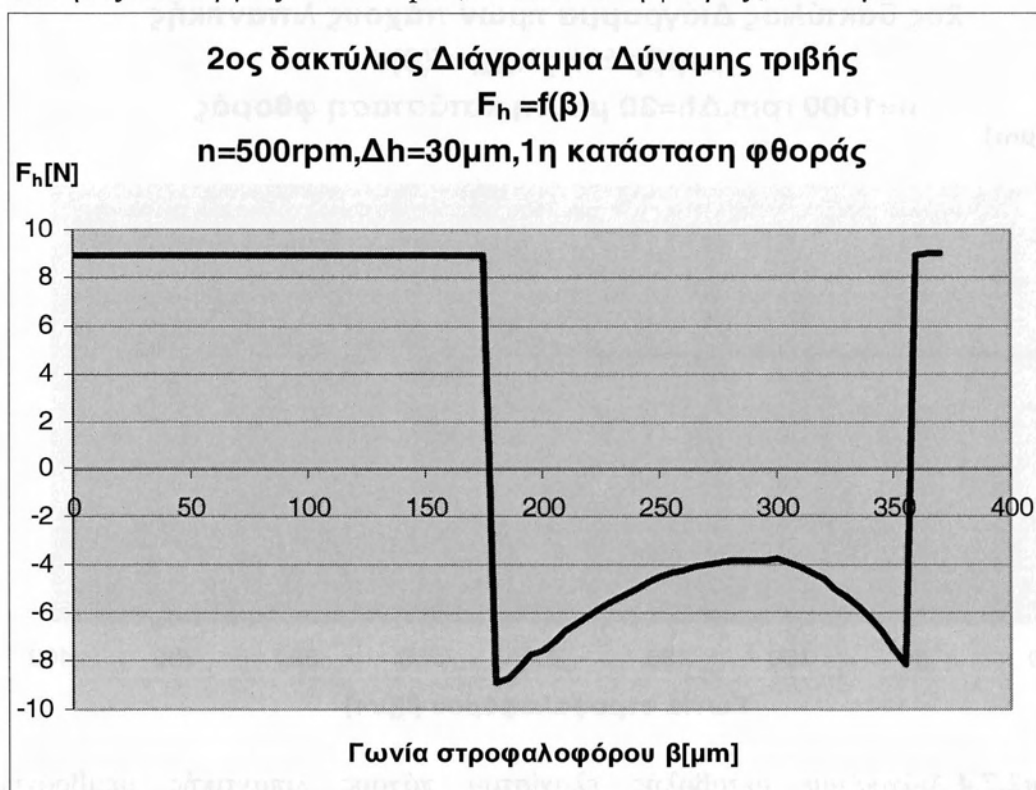
**Σχήμα2.6.20:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του τροφαλοφόρου

**2.7 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα για  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$  , 1<sup>η</sup>  
κατάσταση φθοράς  $N=500-3500 \text{ rpm}$**

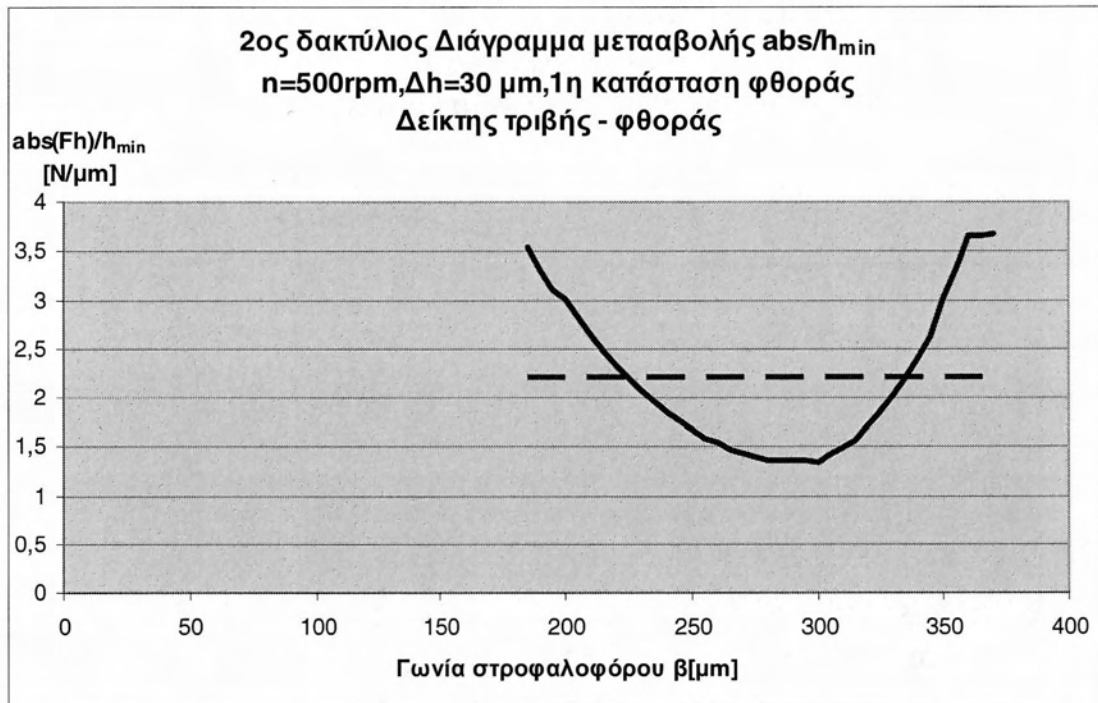
2<sup>ος</sup> δακτύλιος ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$  , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς  
 $N = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 \text{ rpm}$   
 $P = 200000 \text{ Pa}$   
 $\Delta h = 8 \text{ mPas}$



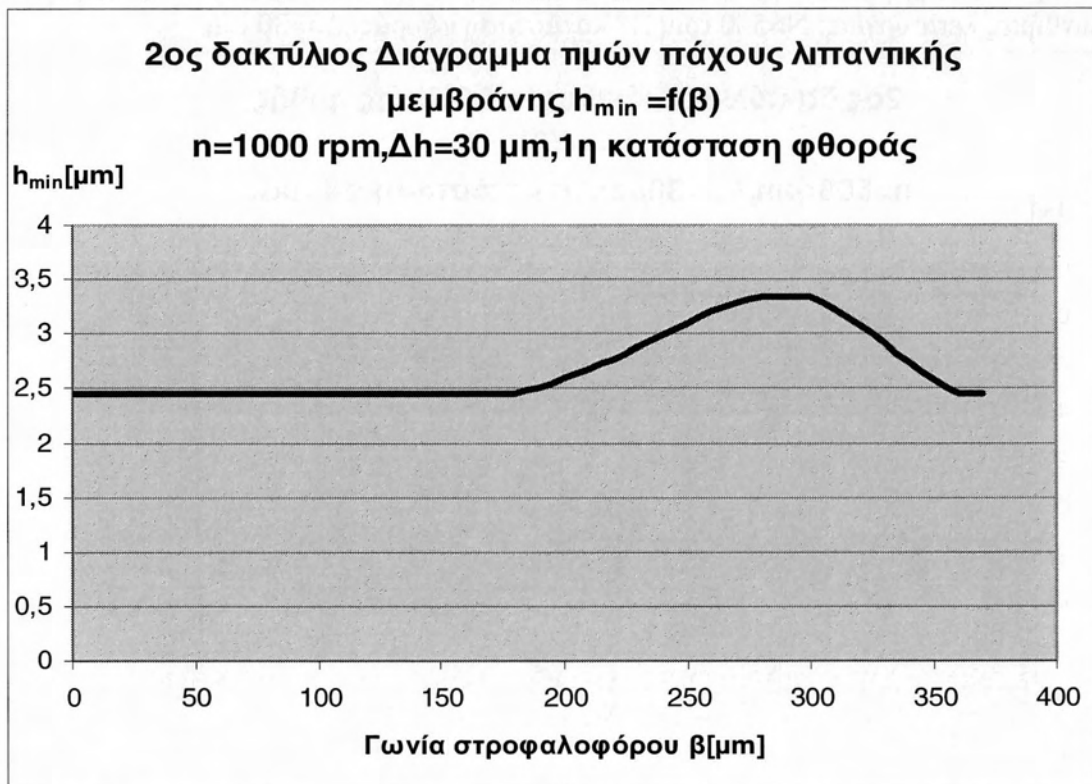
**Σχήμα2.7.1:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=30 \mu\text{m}$



**Σχήμα2.7.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$

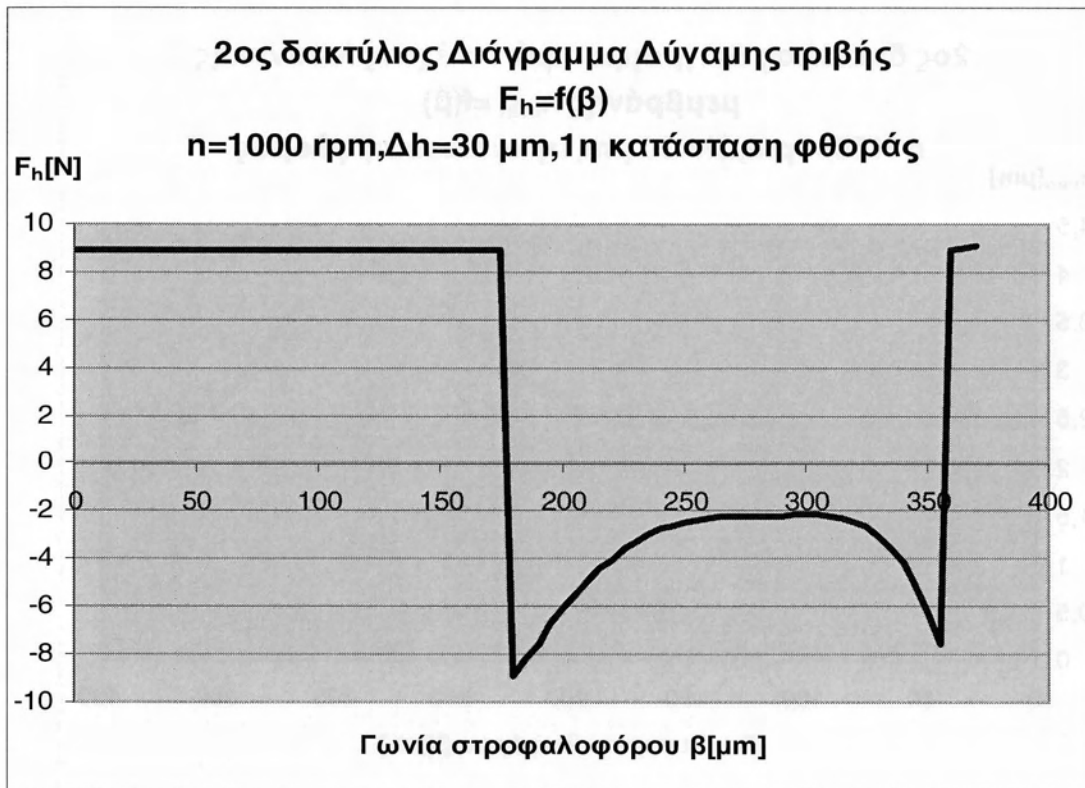


**Σχήμα2.7.3:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$  ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu m$

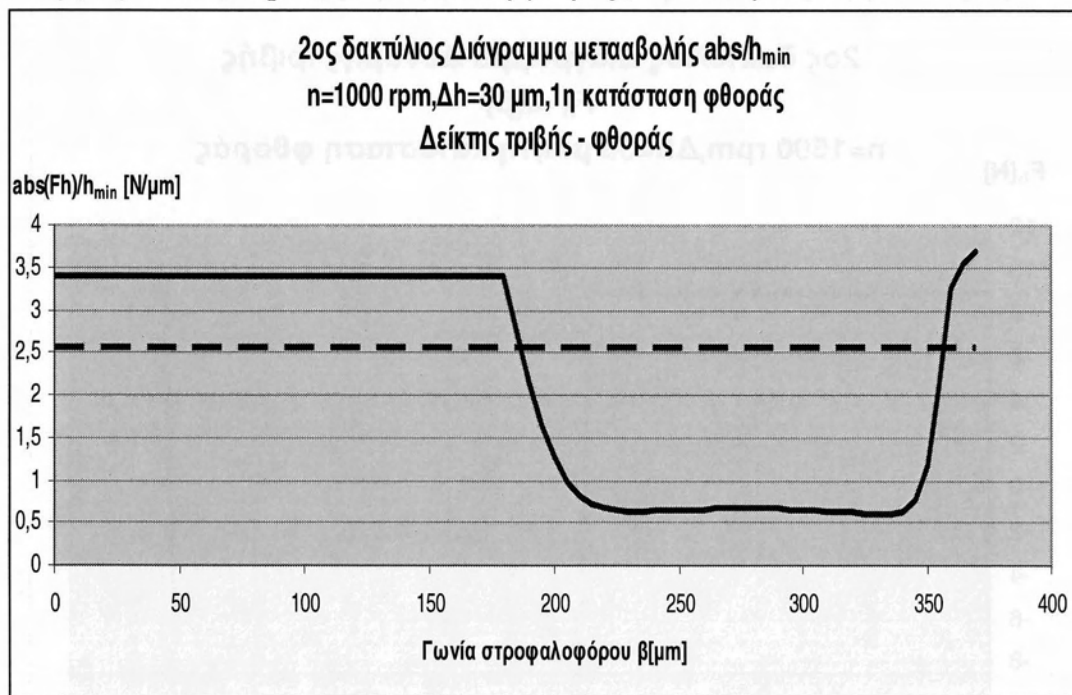


**Σχήμα2.7.4:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$  ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu m$

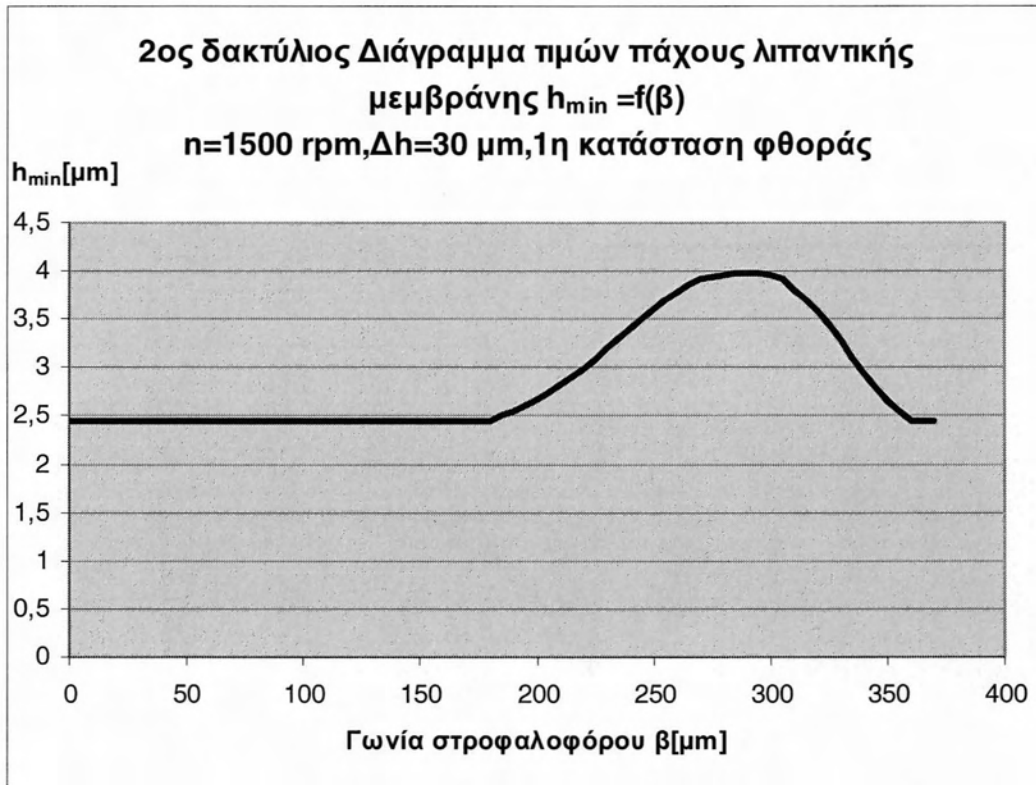




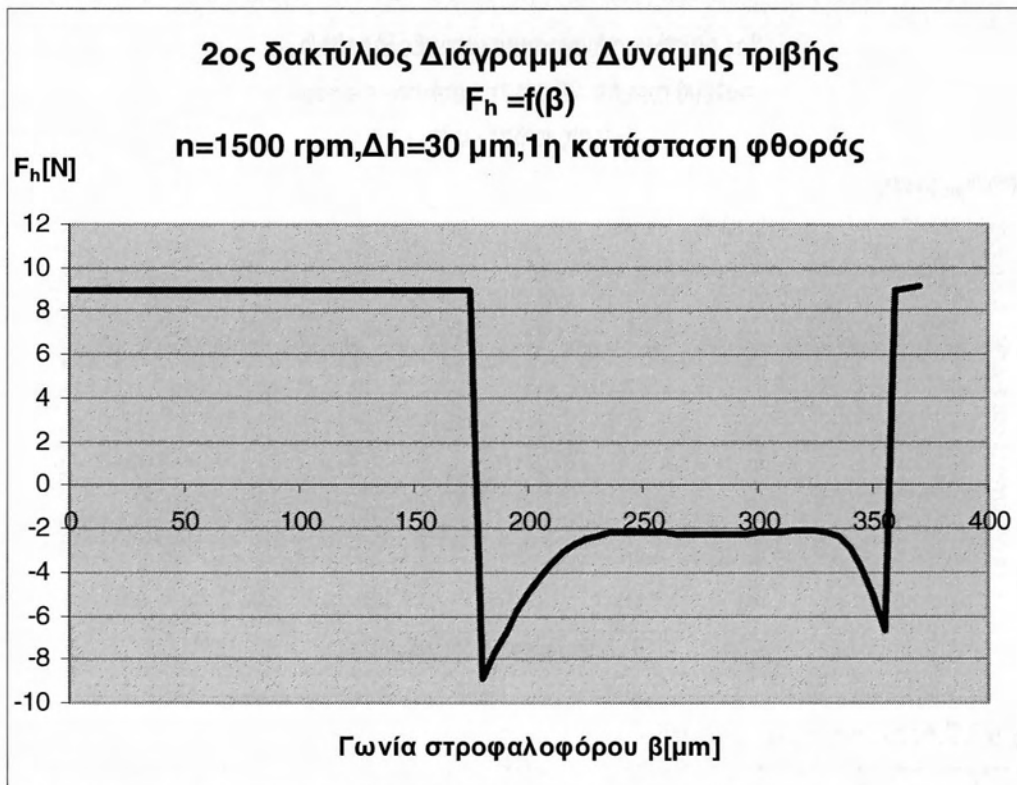
**Σχήμα 2.7.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



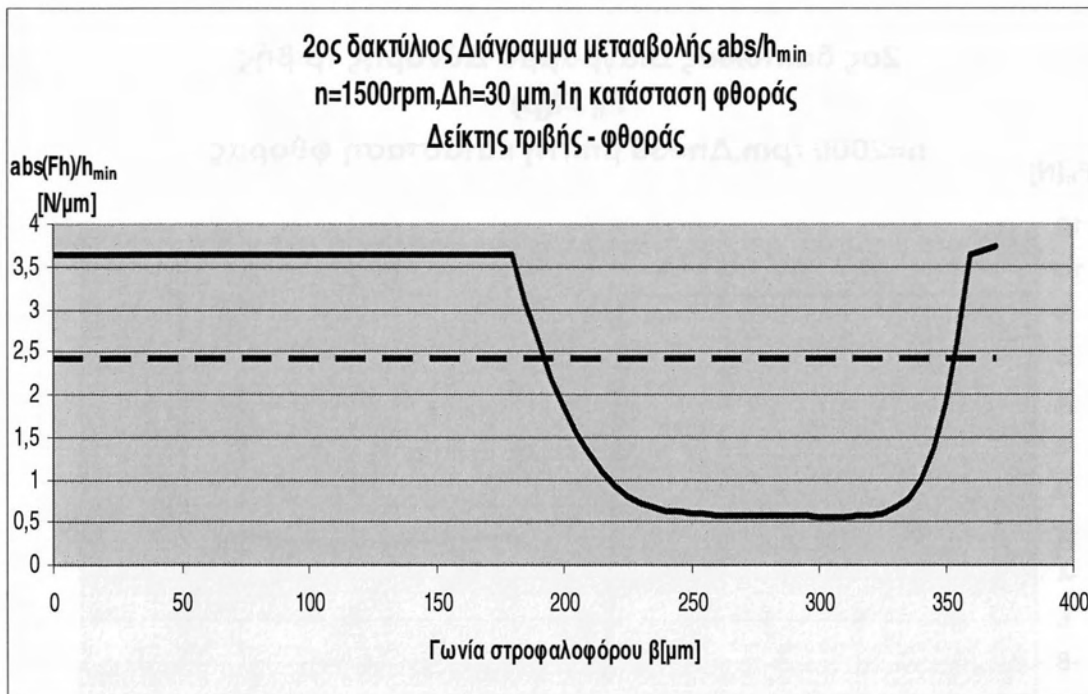
**Σχήμα 2.7.6:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



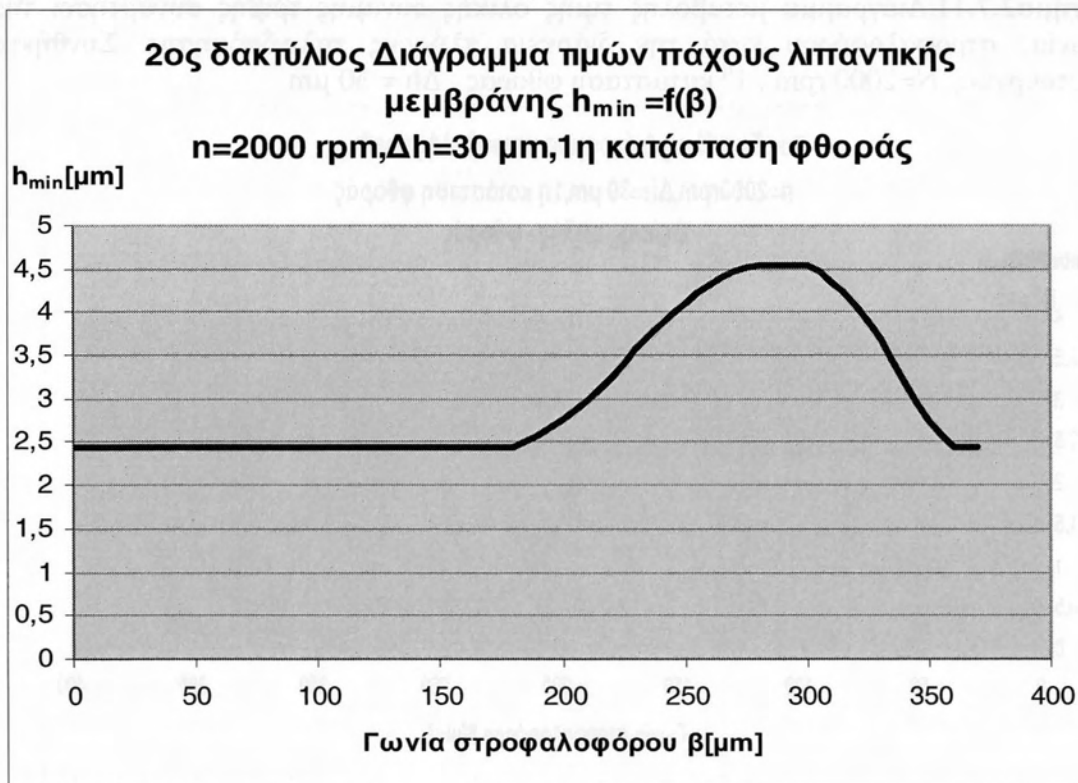
**Σχήμα2.7.7:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}, 1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=30 \mu\text{m}$



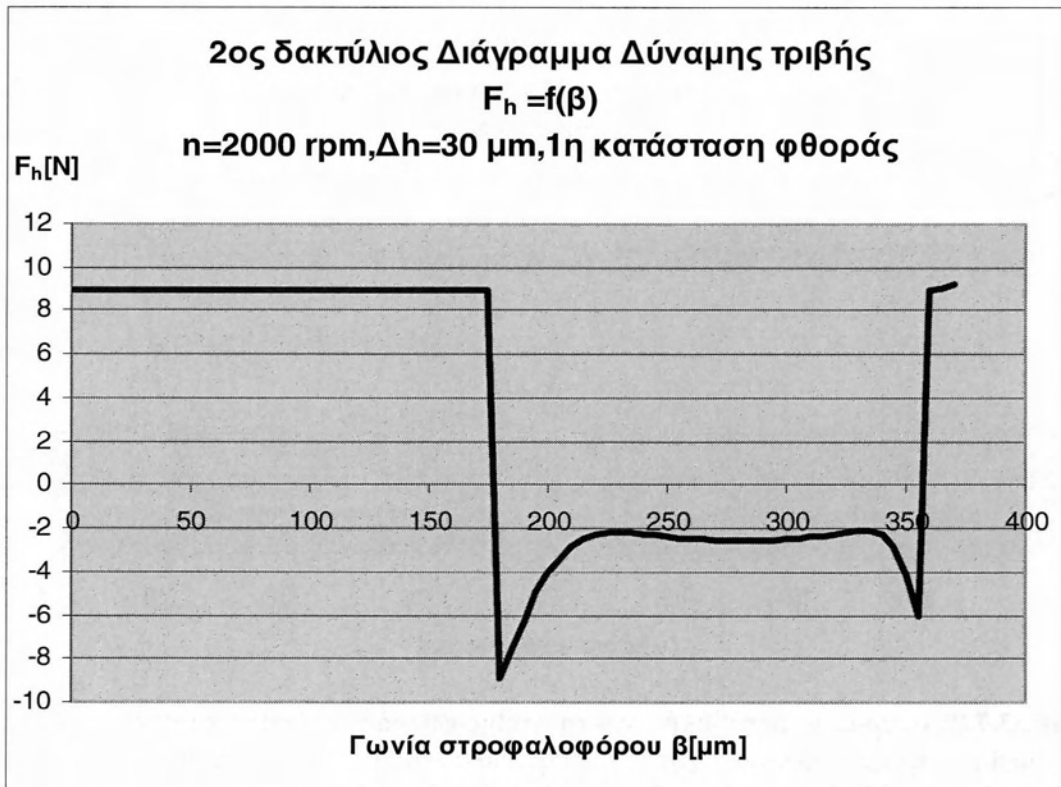
**Σχήμα2.7.8:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}, 1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



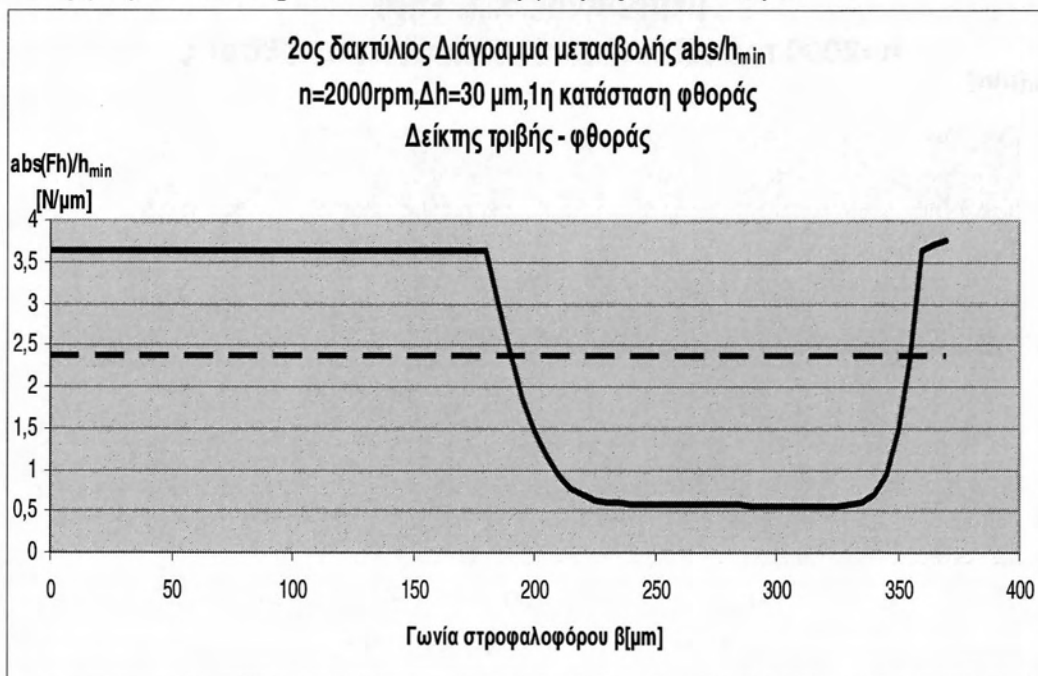
**Σχήμα2.7.9:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$  ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu m$



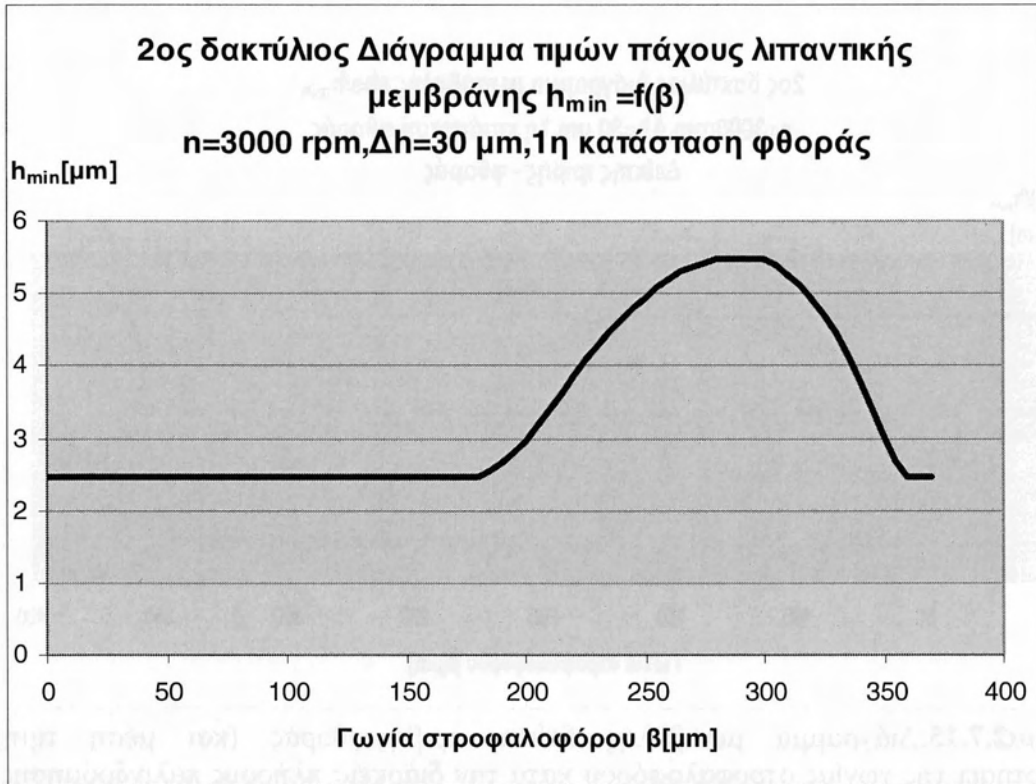
**Σχήμα2.7.10:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu m$



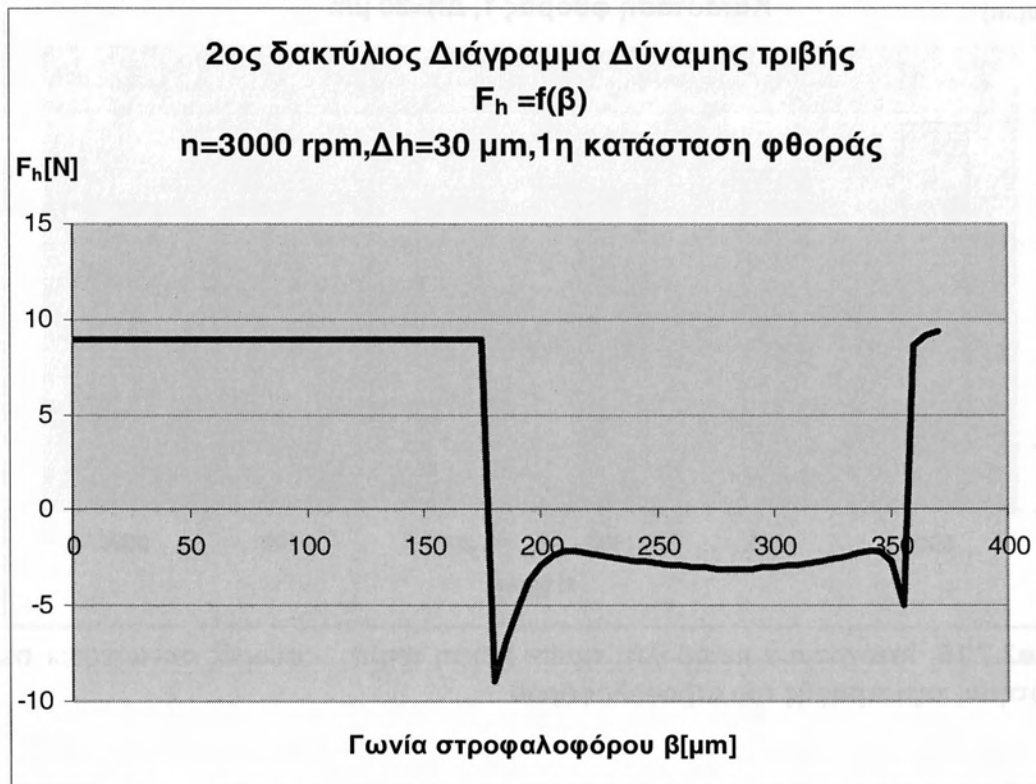
**Σχήμα2.7.11:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \text{ }\mu\text{m}$



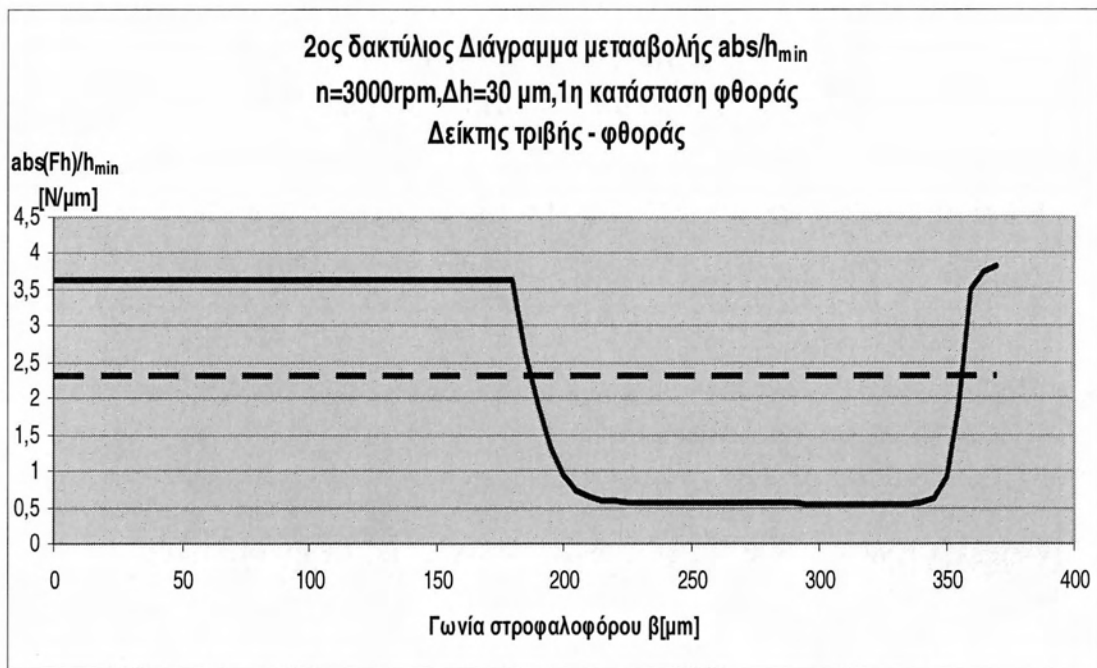
**Σχήμα2.7.12:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \text{ }\mu\text{m}$



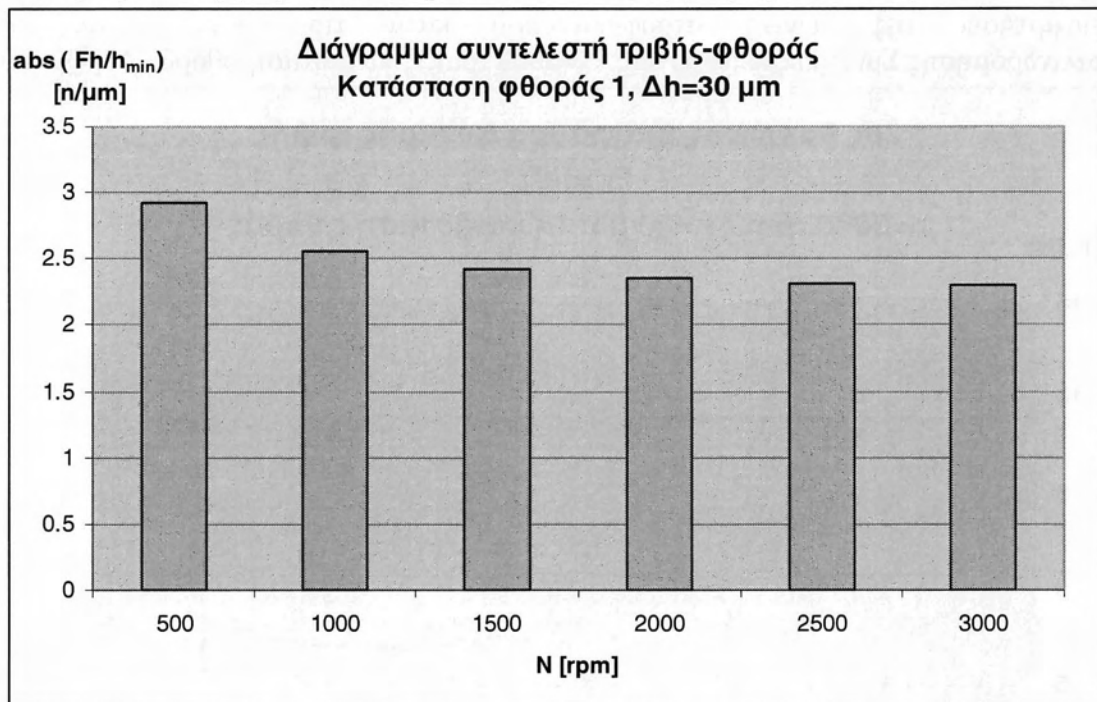
**Σχήμα2.7.13:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=30 \mu\text{m}$



**Σχήμα2.7.14:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$ ,  $1^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



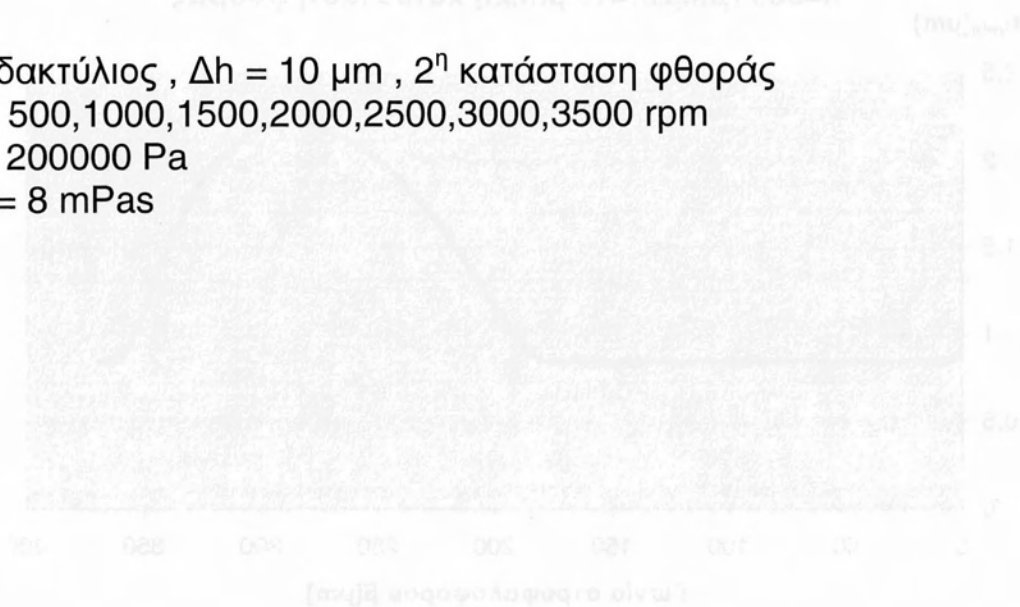
**.Σχήμα2.7.15:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$  ,  $1^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu m$



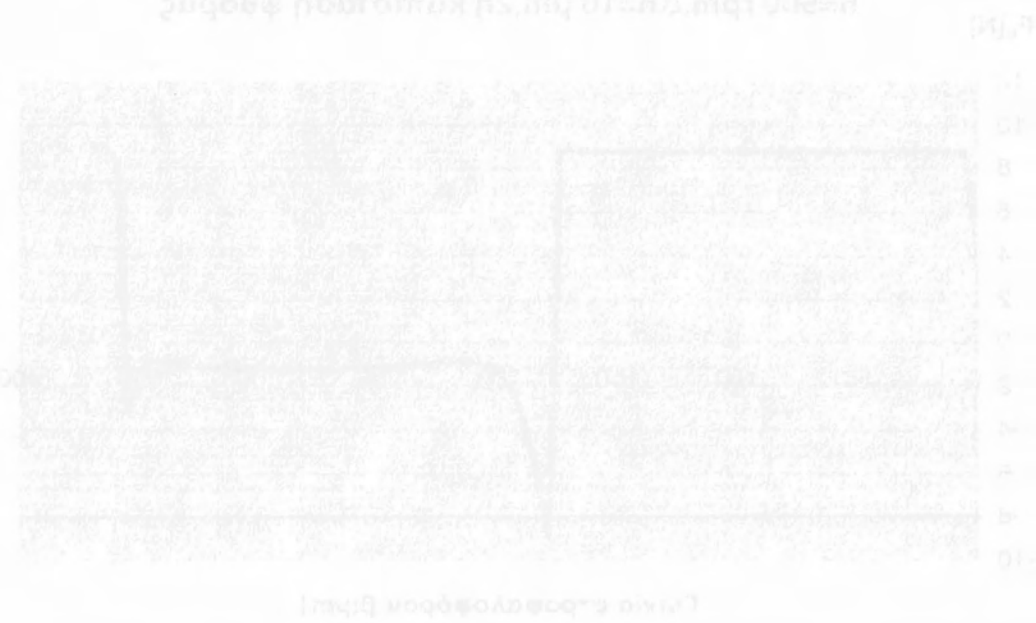
**Σχήμα2.7.16:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου

## 2.8 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα για $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$

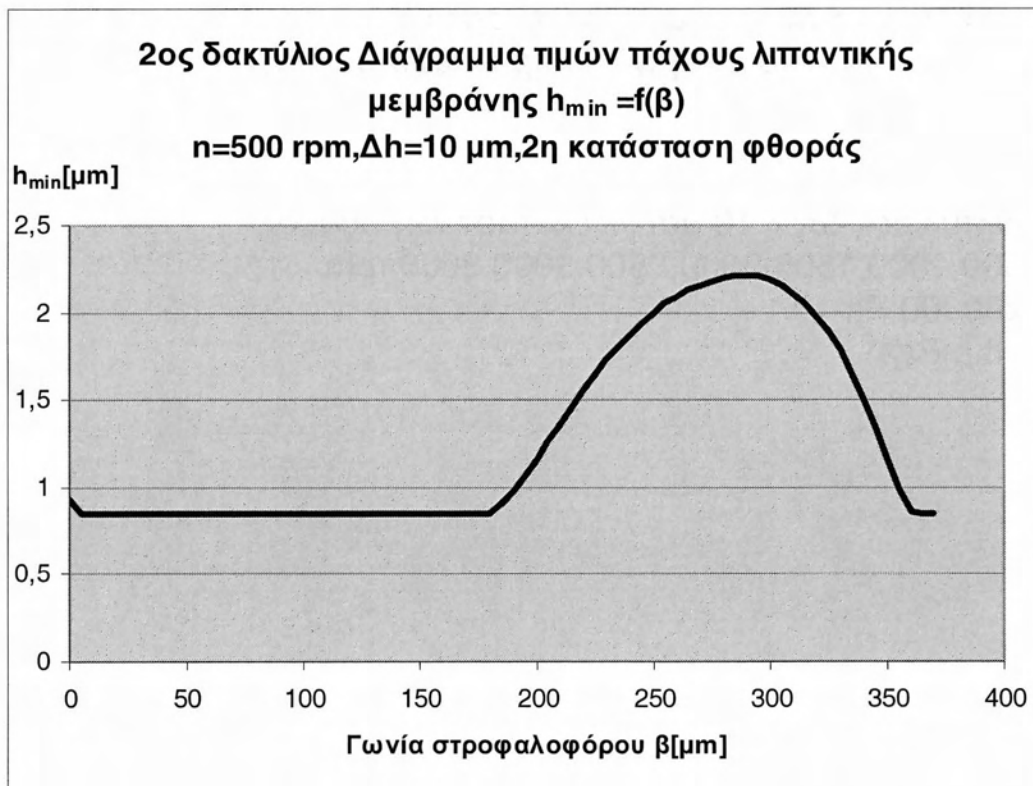
2<sup>ος</sup> δακτύλιος ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$  , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς  
 $N = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 \text{ rpm}$   
 $P = 200000 \text{ Pa}$   
 $\Delta h = 8 \text{ mPas}$



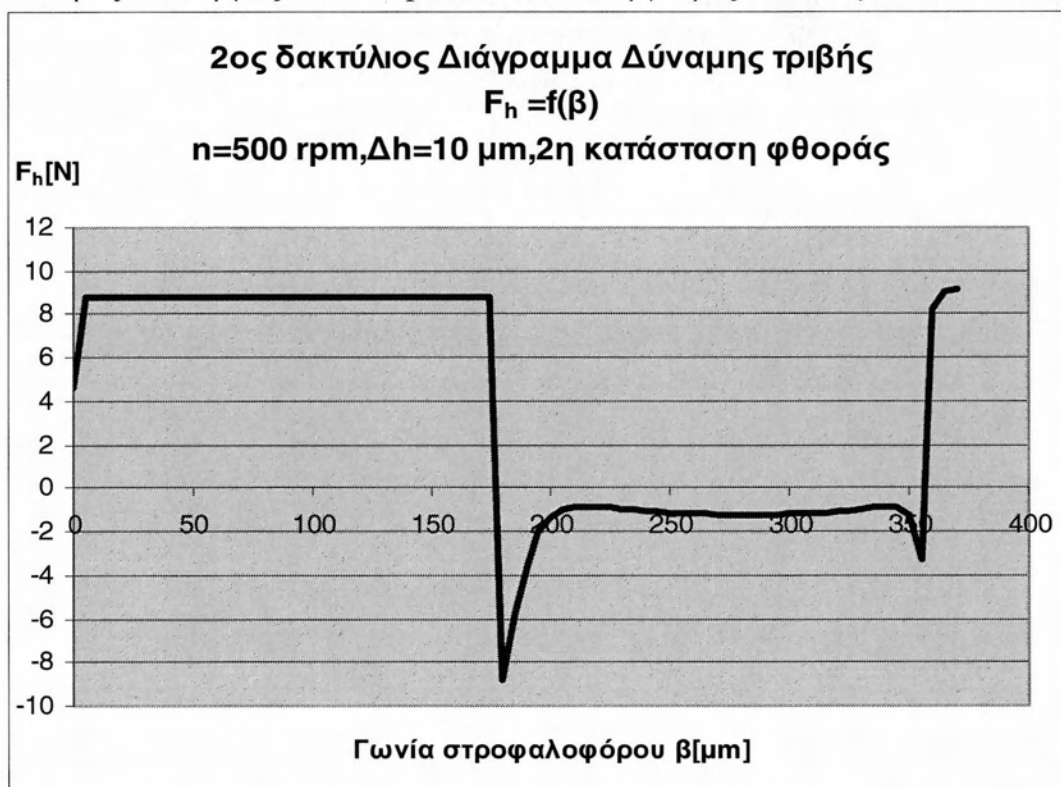
2<sup>ος</sup> δακτύλιος Διάγραμμα Δυναμική φθοράς



2<sup>ος</sup> δακτύλιος Διάγραμμα Δυναμική φθοράς

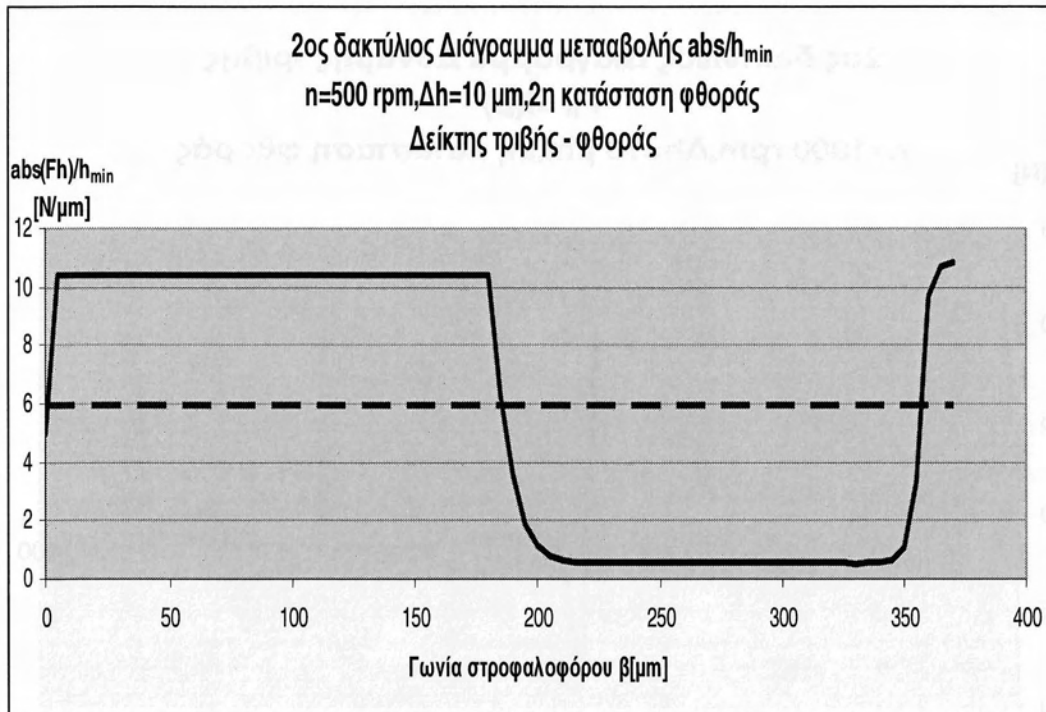


**Σχήμα 2.8.1:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}, 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$

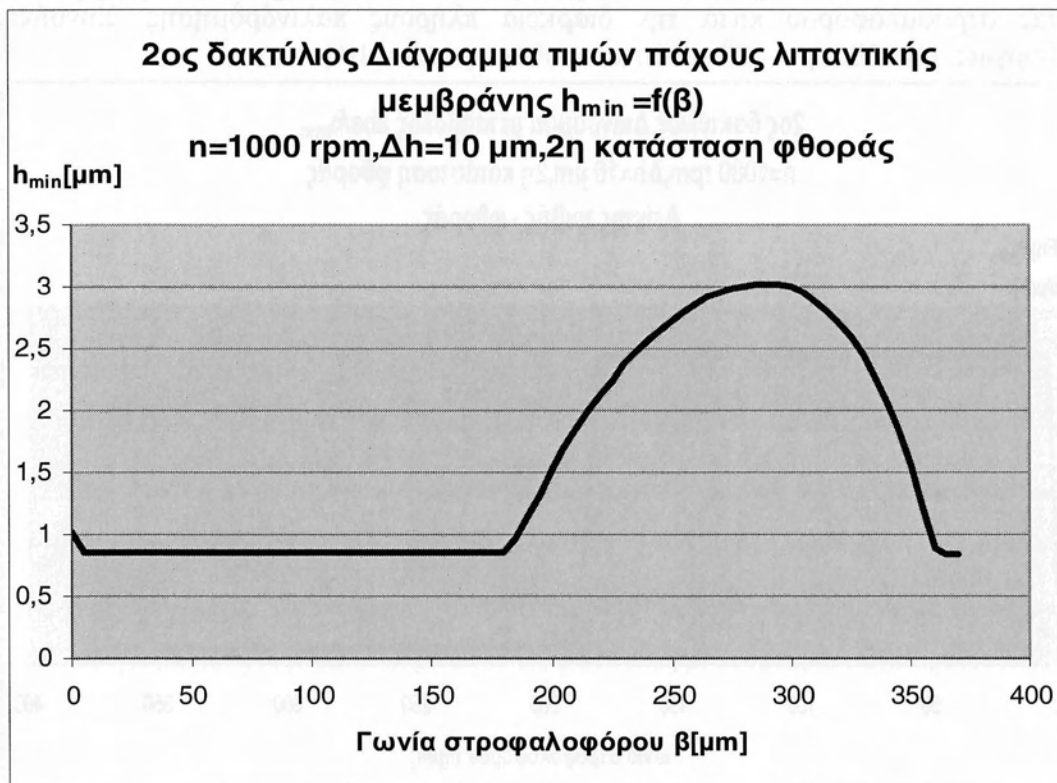


**Σχήμα 2.8.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}, 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$

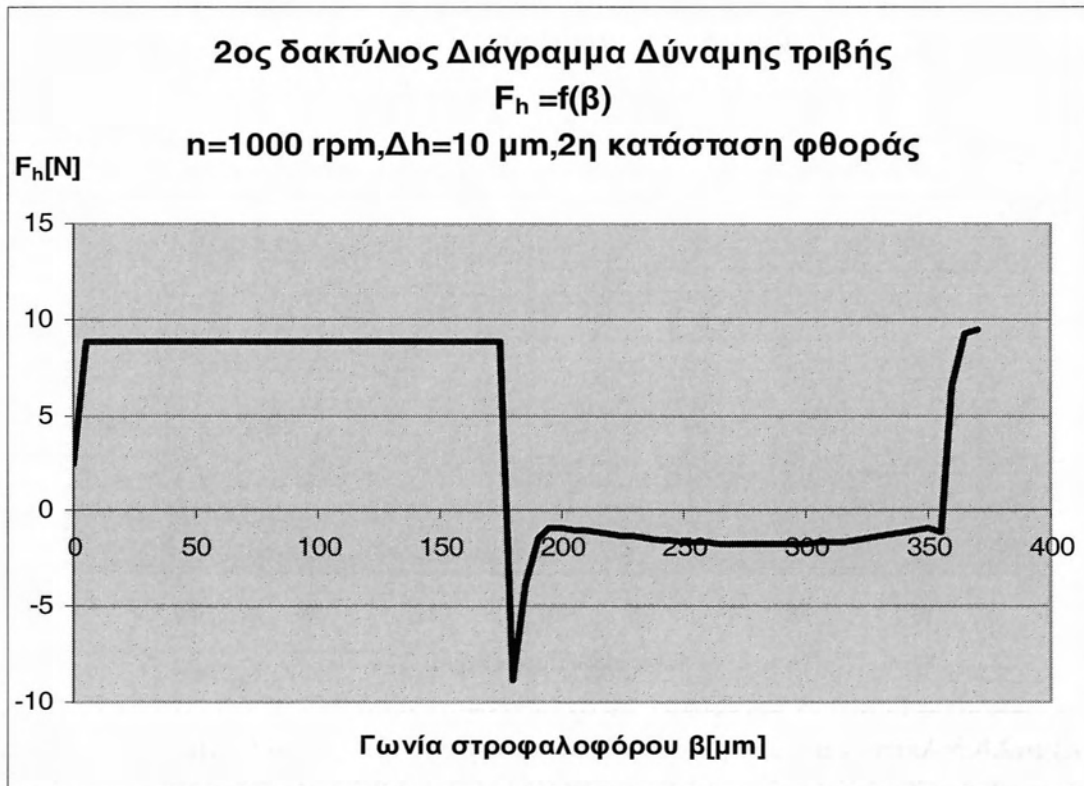




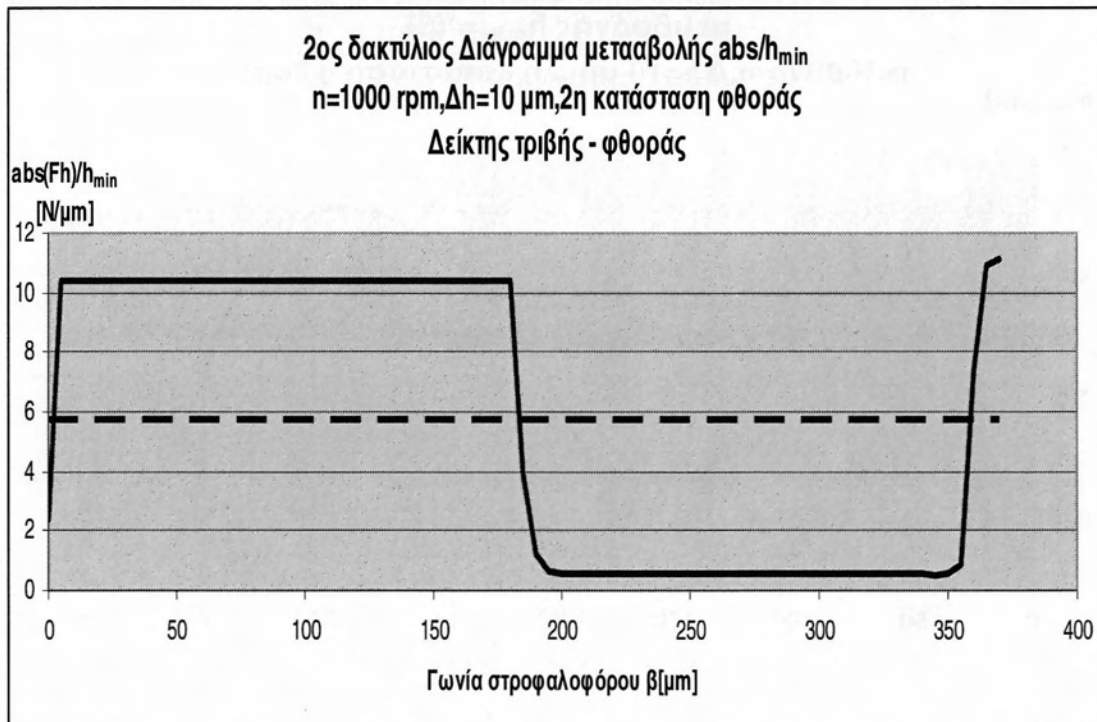
**Σχήμα2.8.3:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



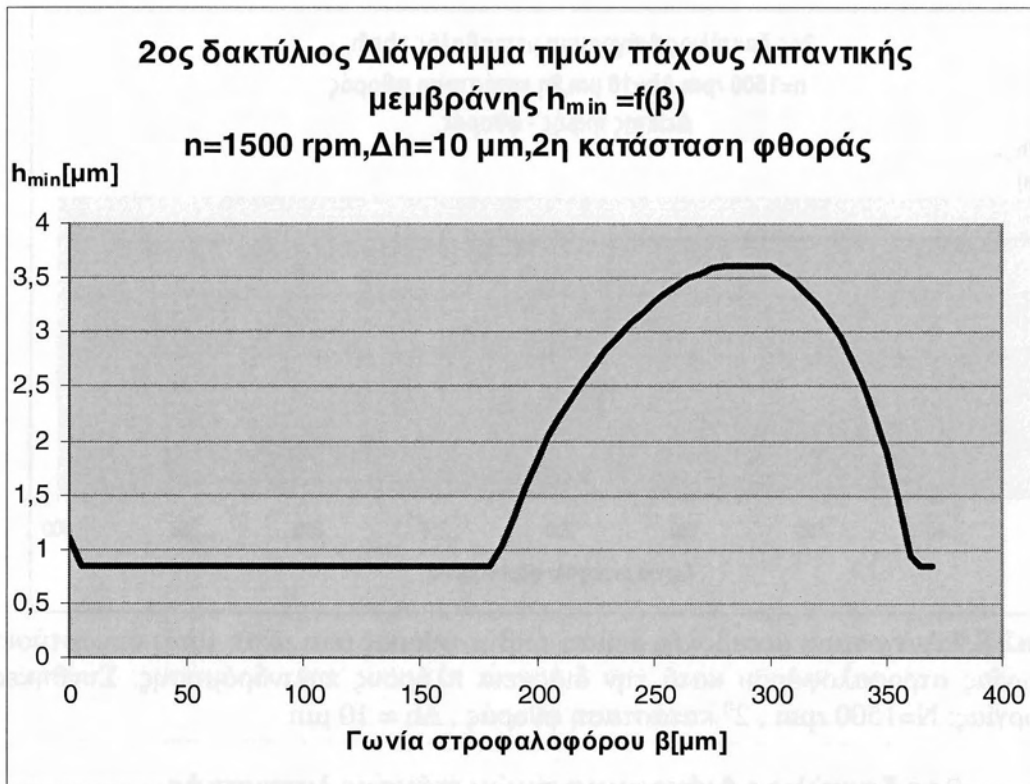
**Σχήμα2.8.4:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



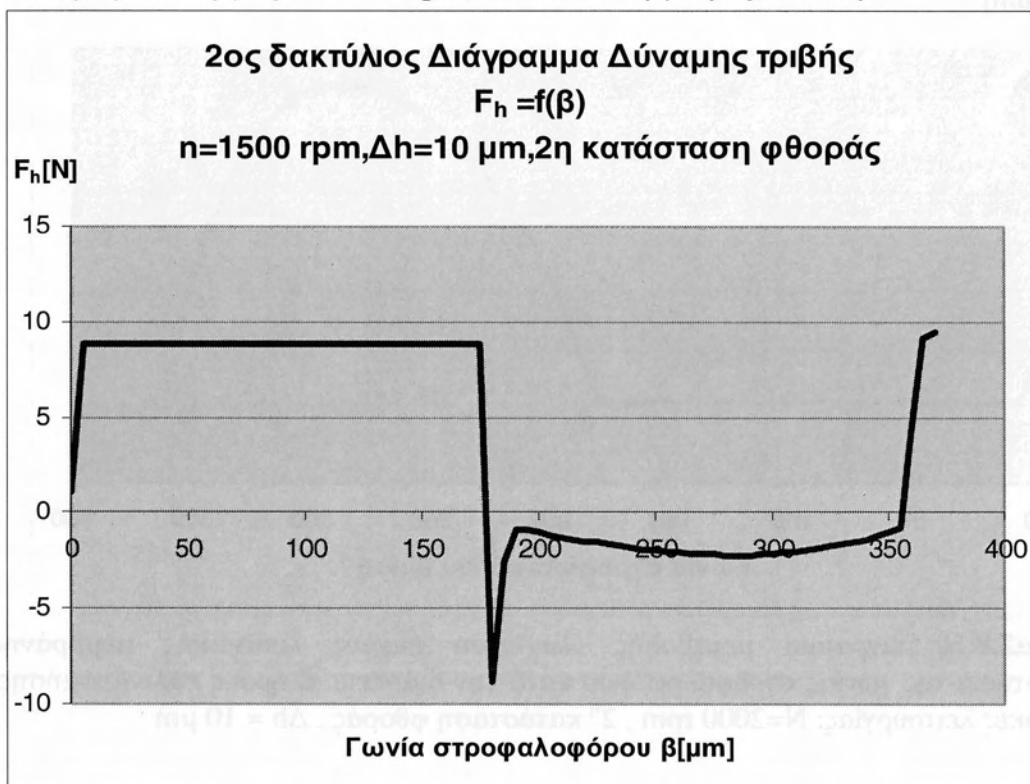
**Σχήμα 2.8.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



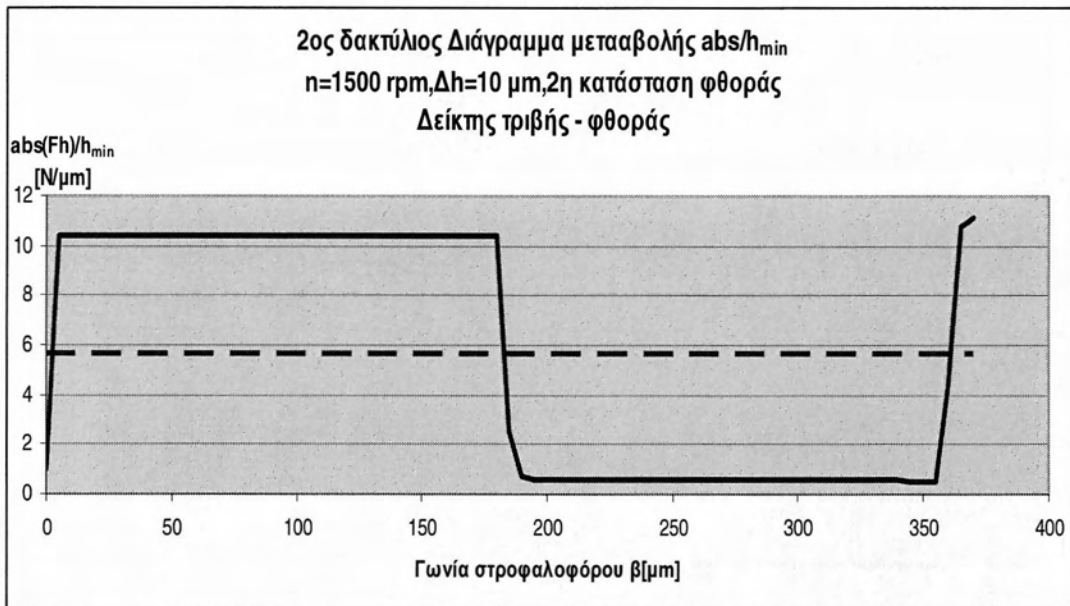
**Σχήμα 2.8.6:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$ ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



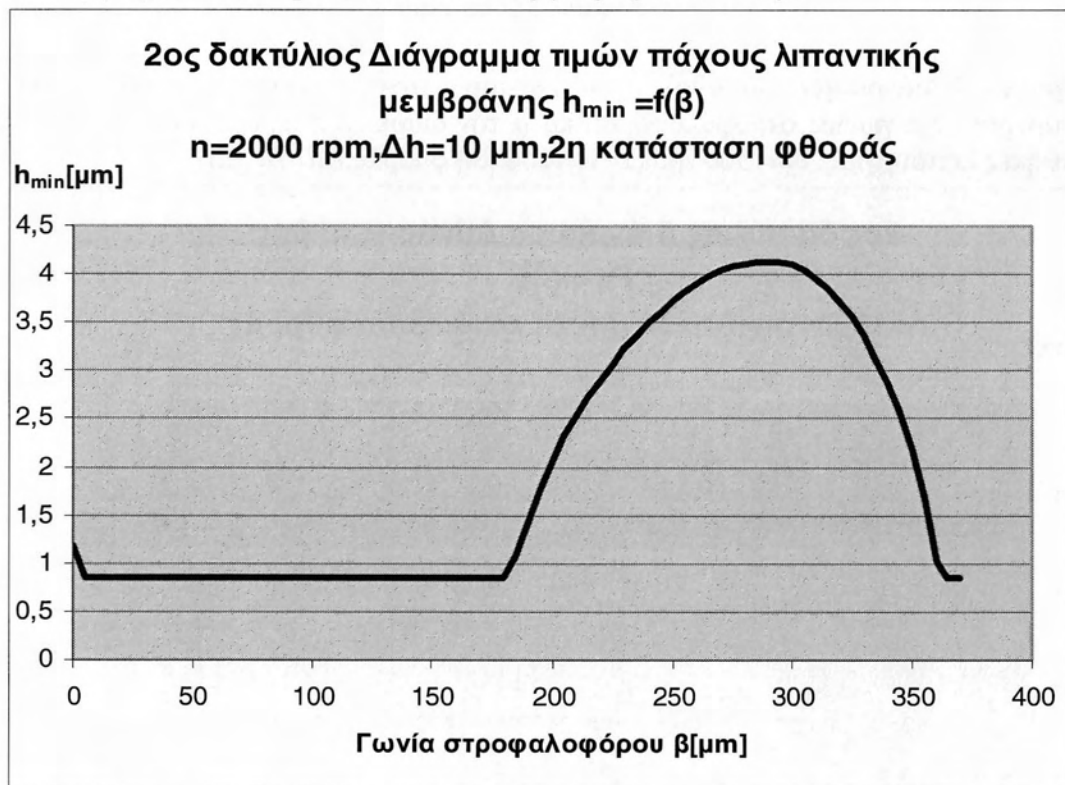
**Σχήμα 2.8.7:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$ ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=10 \mu\text{m}$



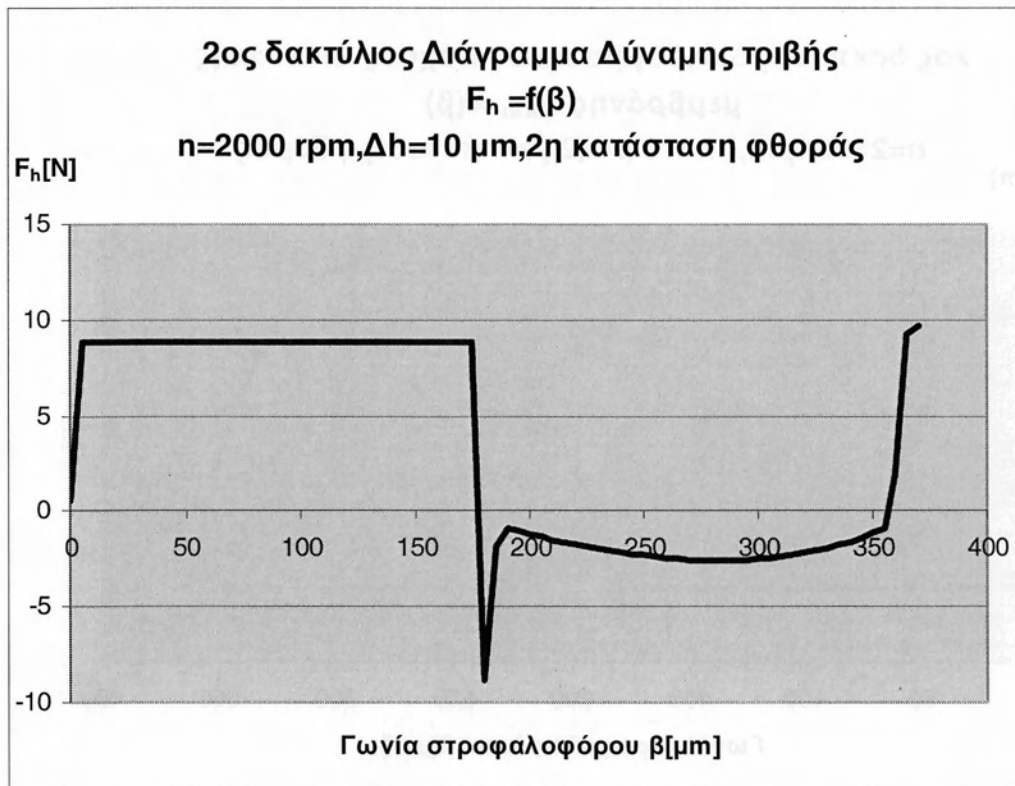
**Σχήμα 2.8.8:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$ ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



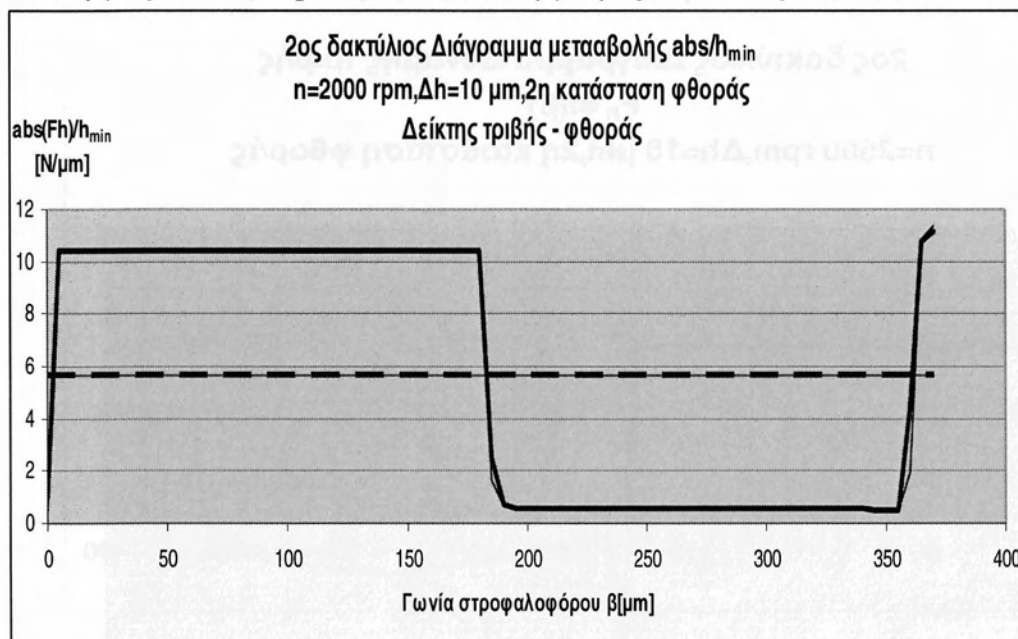
**Σχήμα2.8.9:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$  , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



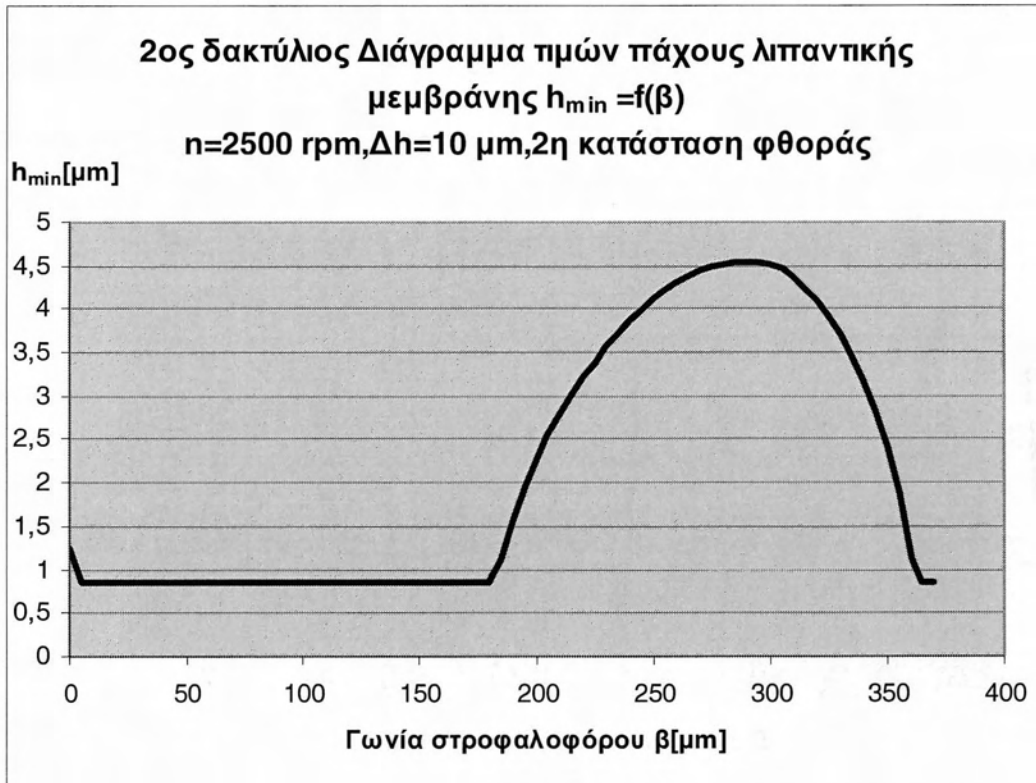
**Σχήμα2.8.10:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



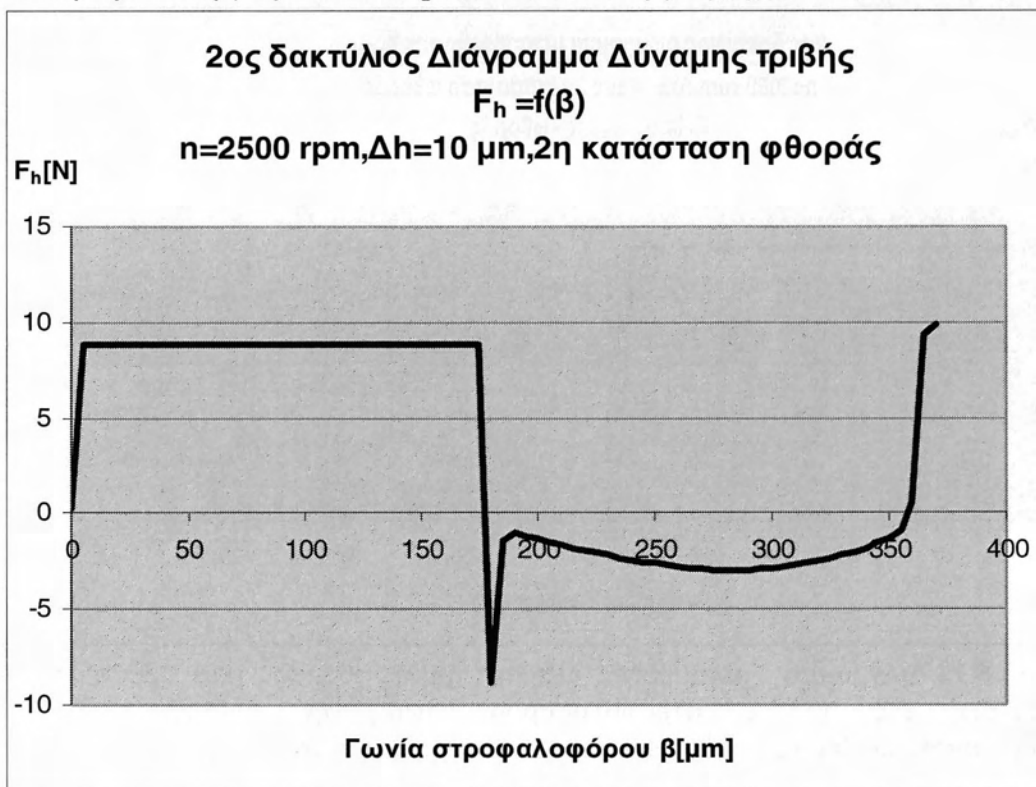
**Σχήμα2.8.11:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



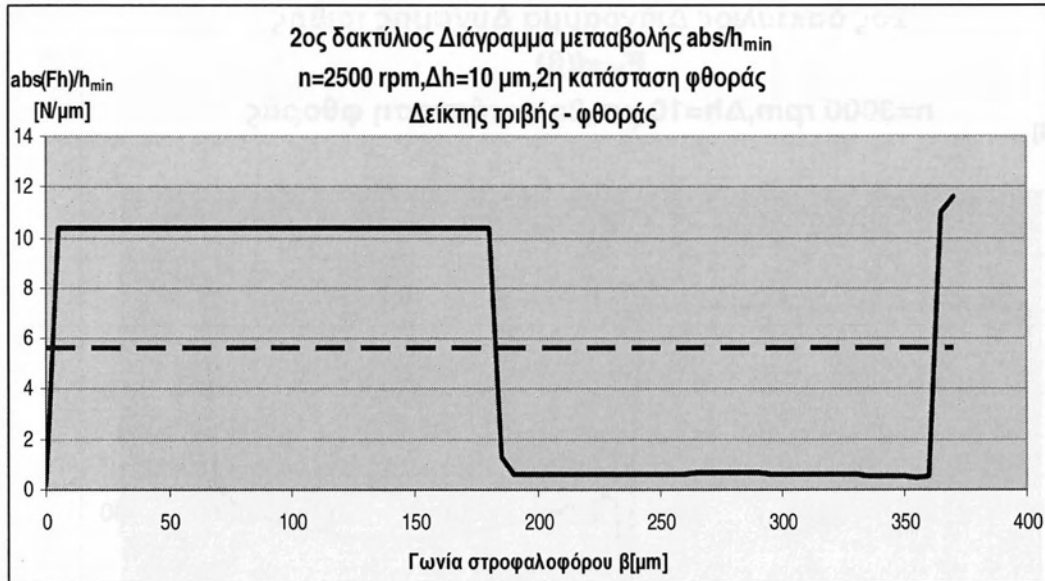
**Σχήμα2.8.12:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



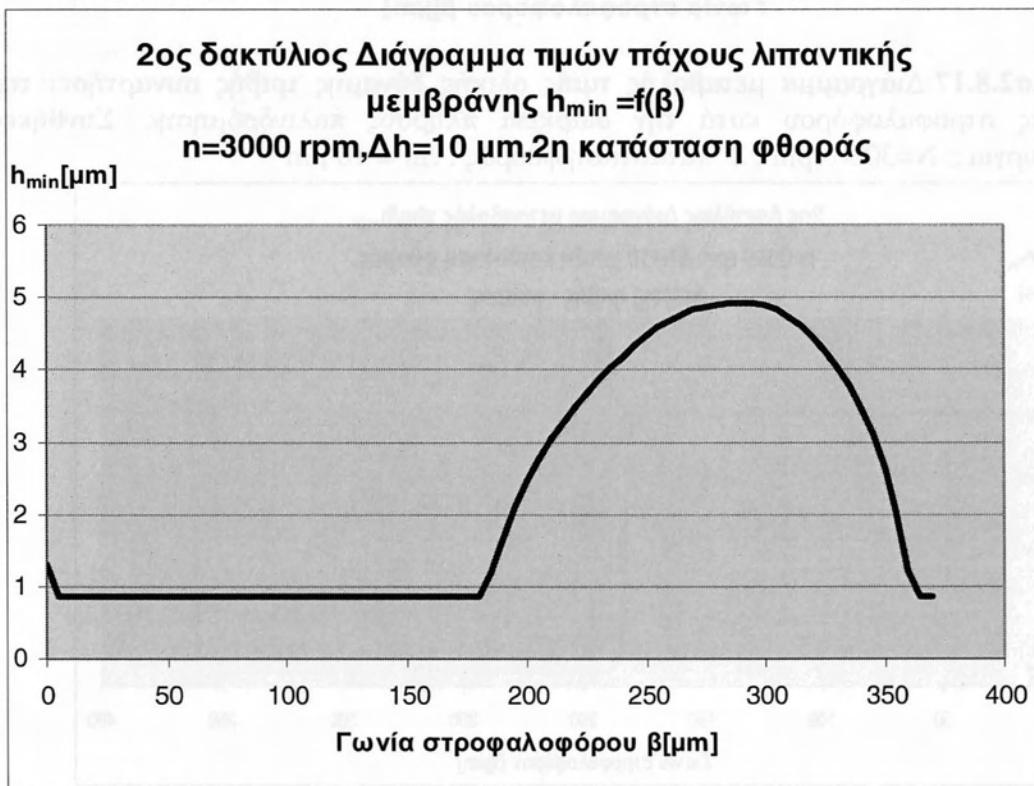
**Σχήμα 2.8.13:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}$ ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h=10 \mu\text{m}$



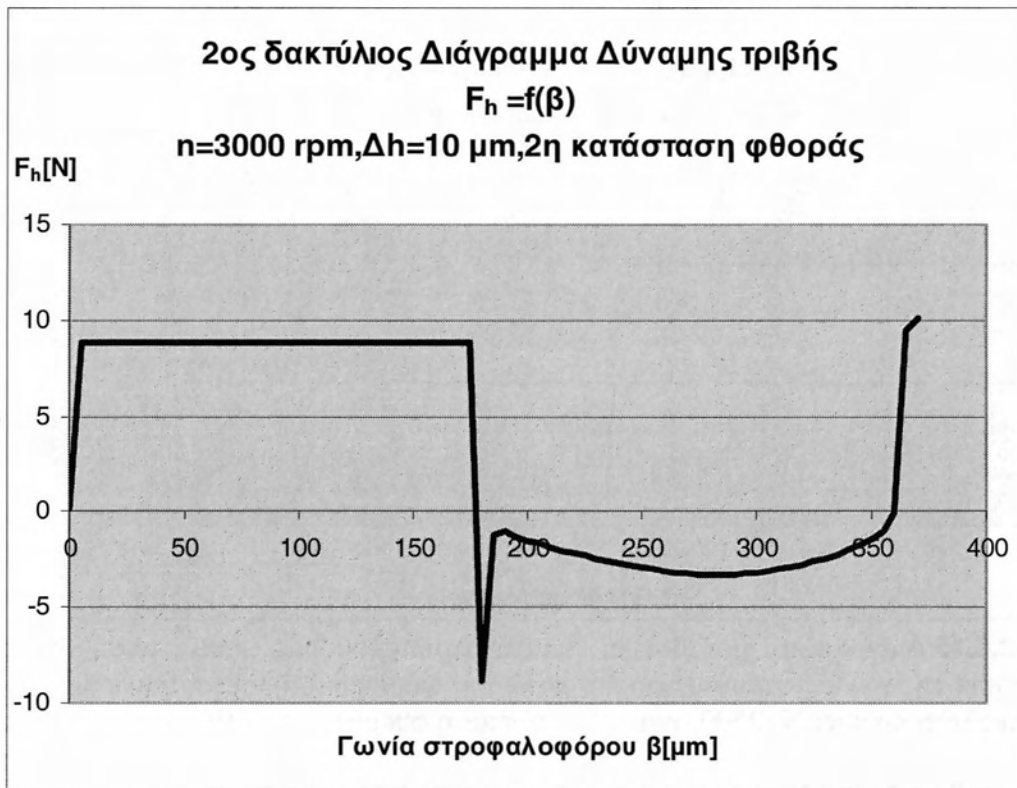
**Σχήμα 2.8.14:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}$ ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



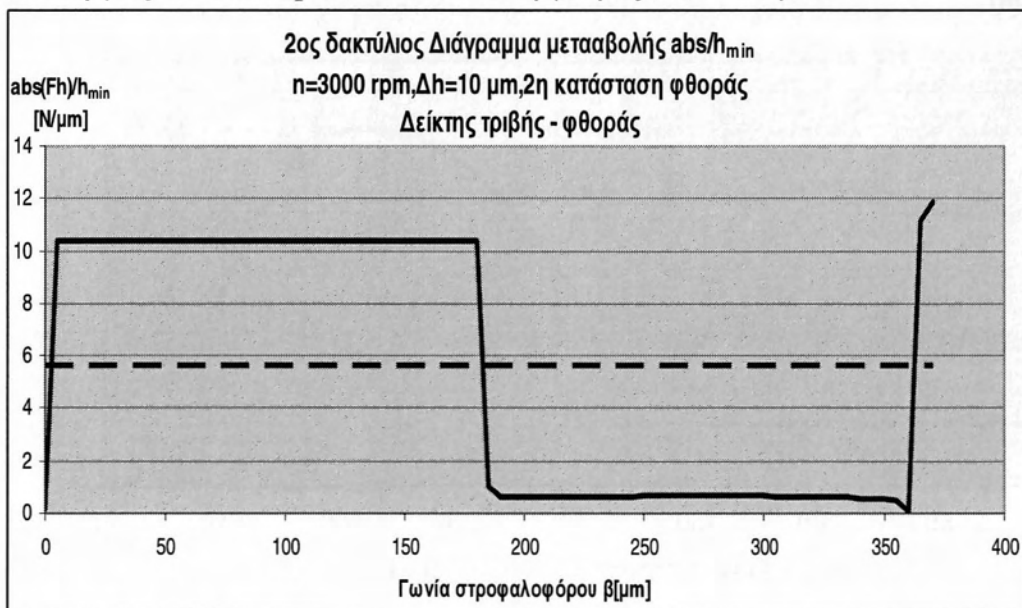
**Σχήμα 2.8.15:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}$  , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



**Σχήμα 2.8.16:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$  , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$

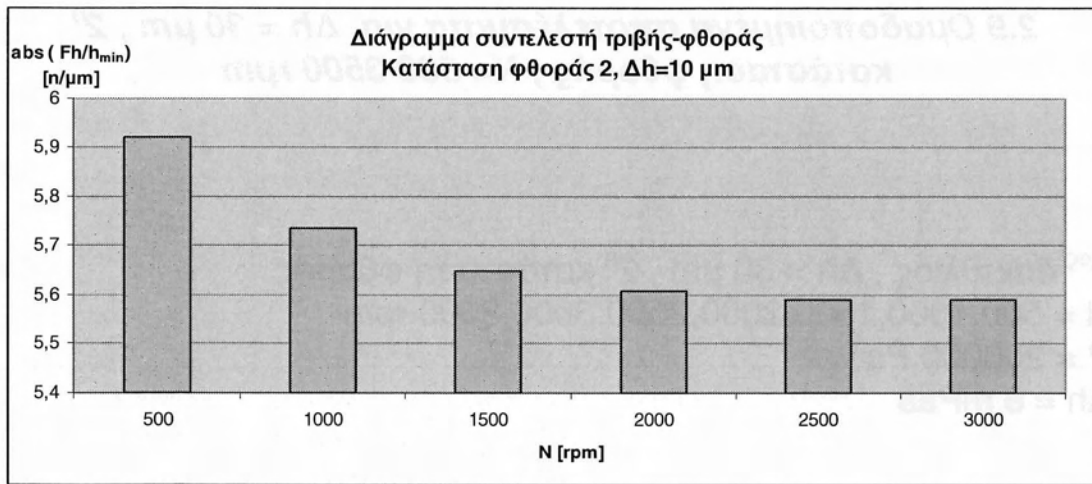


**Σχήμα 2.8.17:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$ ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$



**Σχήμα 2.8.18:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$ ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 10 \mu\text{m}$

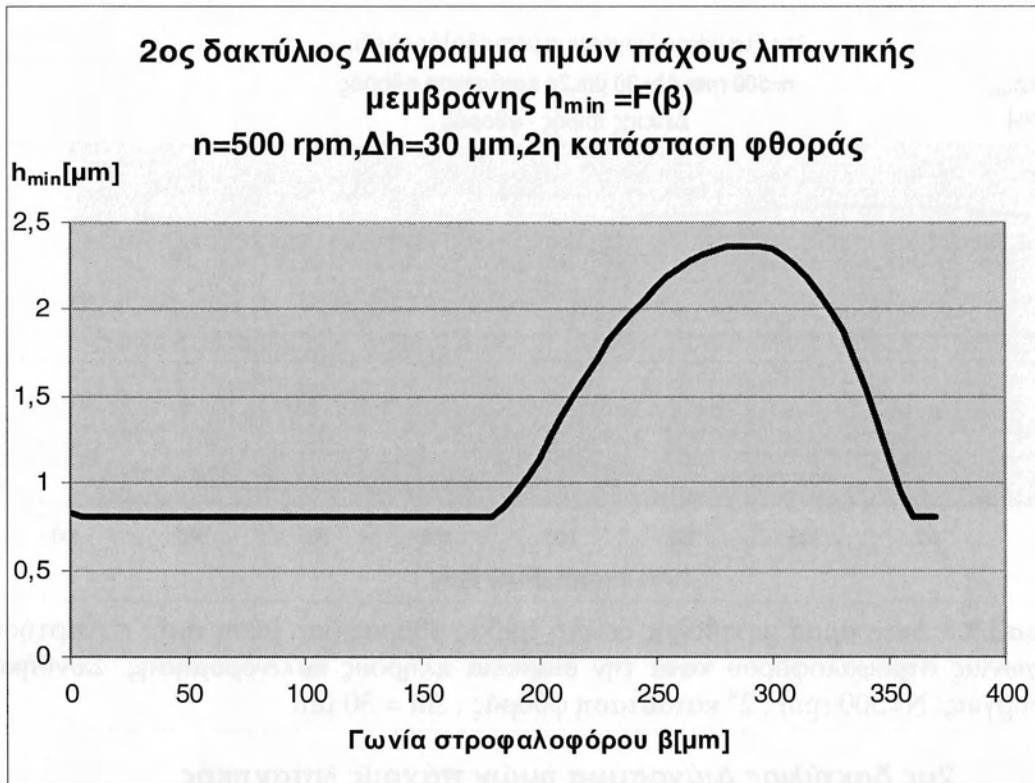




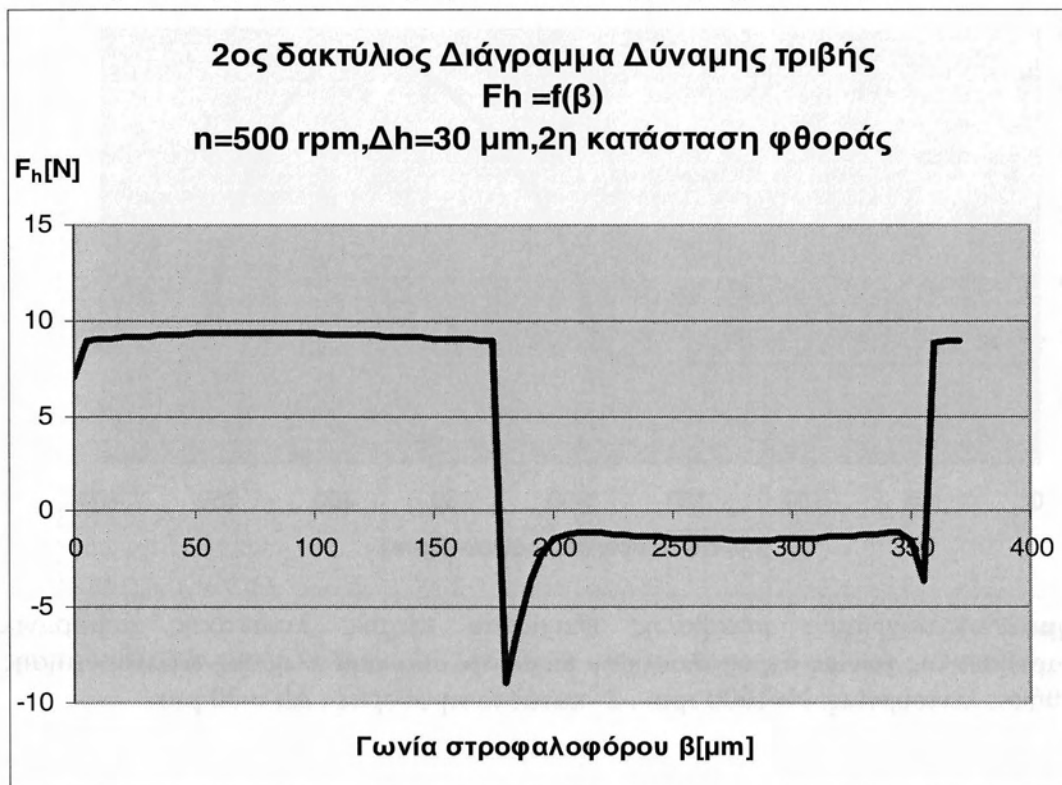
**Σχήμα 2.8.19:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του τροφαλοφόρου

**2.9 Ομαδοποιημένα αποτελέσματα για  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$  , 2<sup>η</sup>  
κατάσταση φθοράς ,  $N = 500\text{-}3500 \text{ rpm}$**

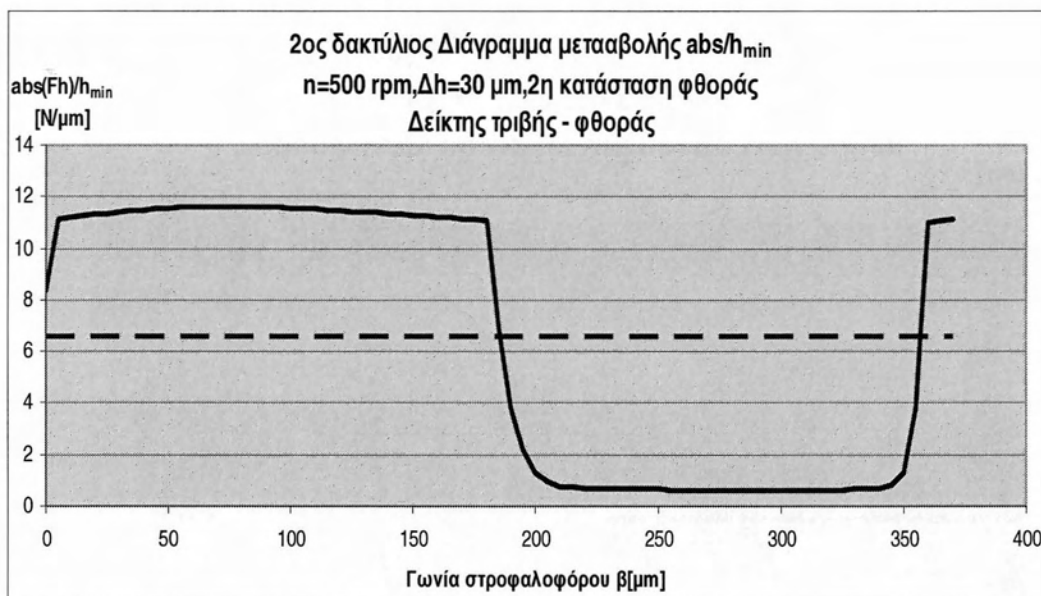
2<sup>ος</sup> δακτύλιος ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$  , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς  
 $N = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 \text{ rpm}$   
 $P = 200000 \text{ Pa}$   
 $\Delta h = 8 \text{ mPas}$



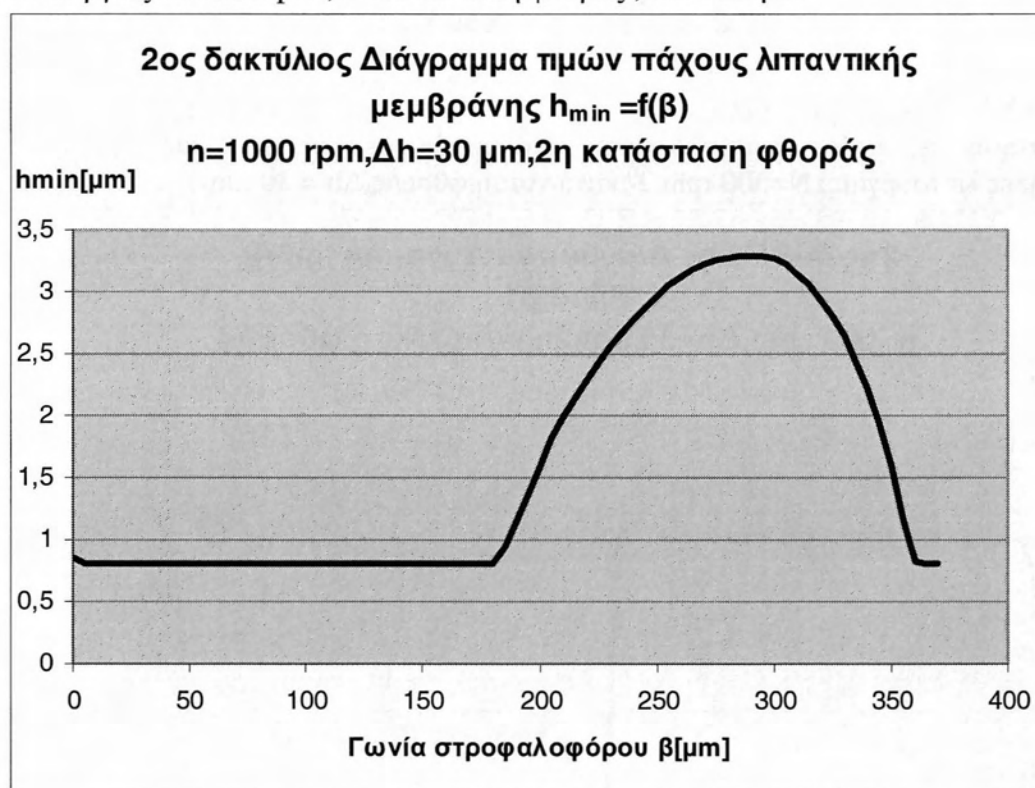
**Σχήμα2.9.1:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}, 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



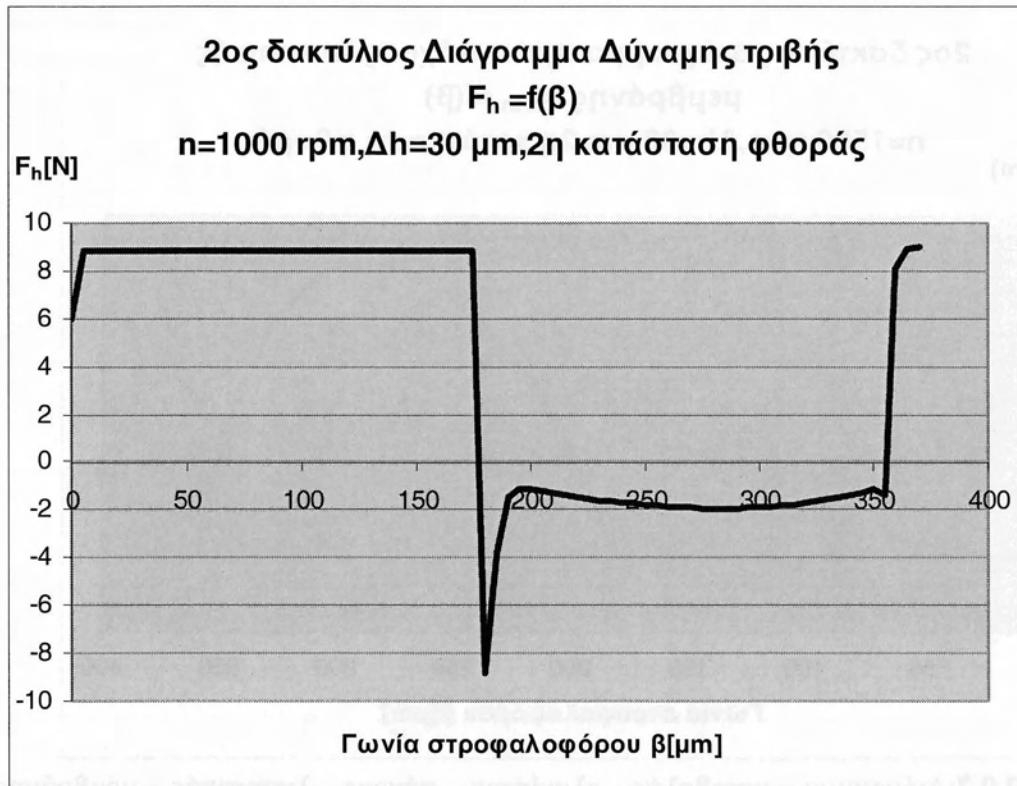
**Σχήμα2.9.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}, 2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



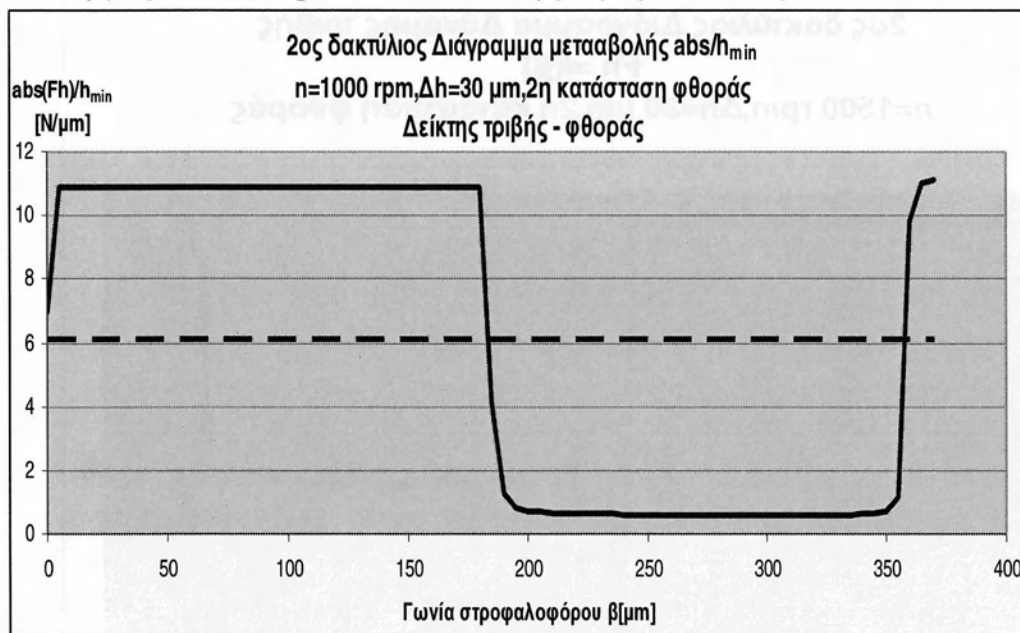
**Σχήμα2.9.3:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



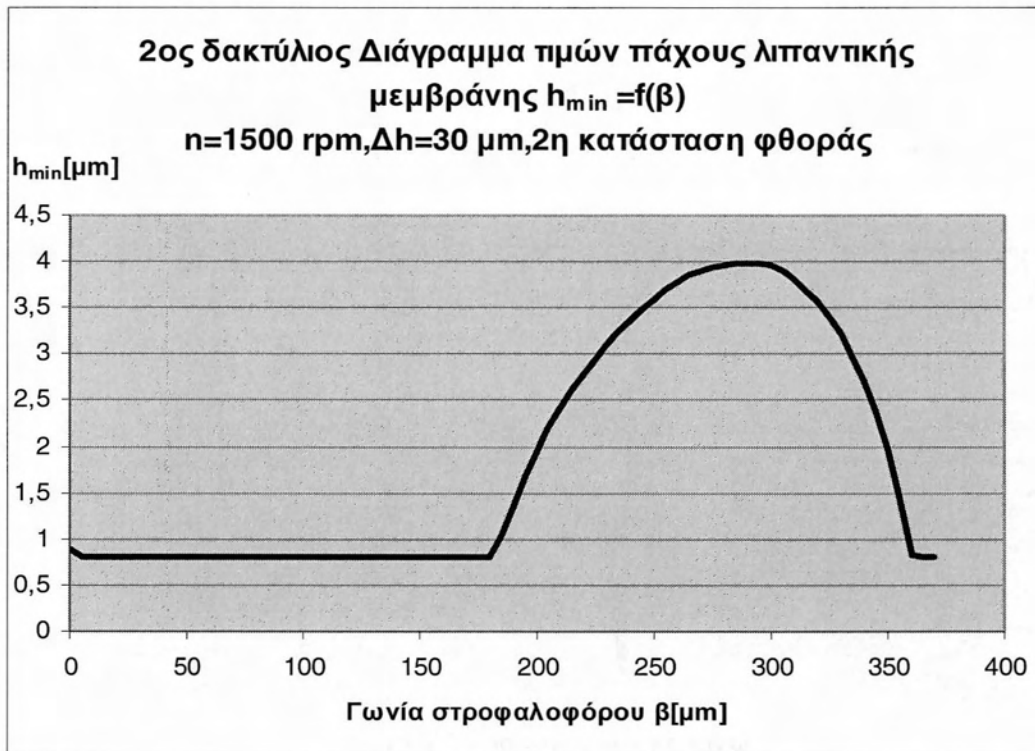
**Σχήμα2.9.4:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



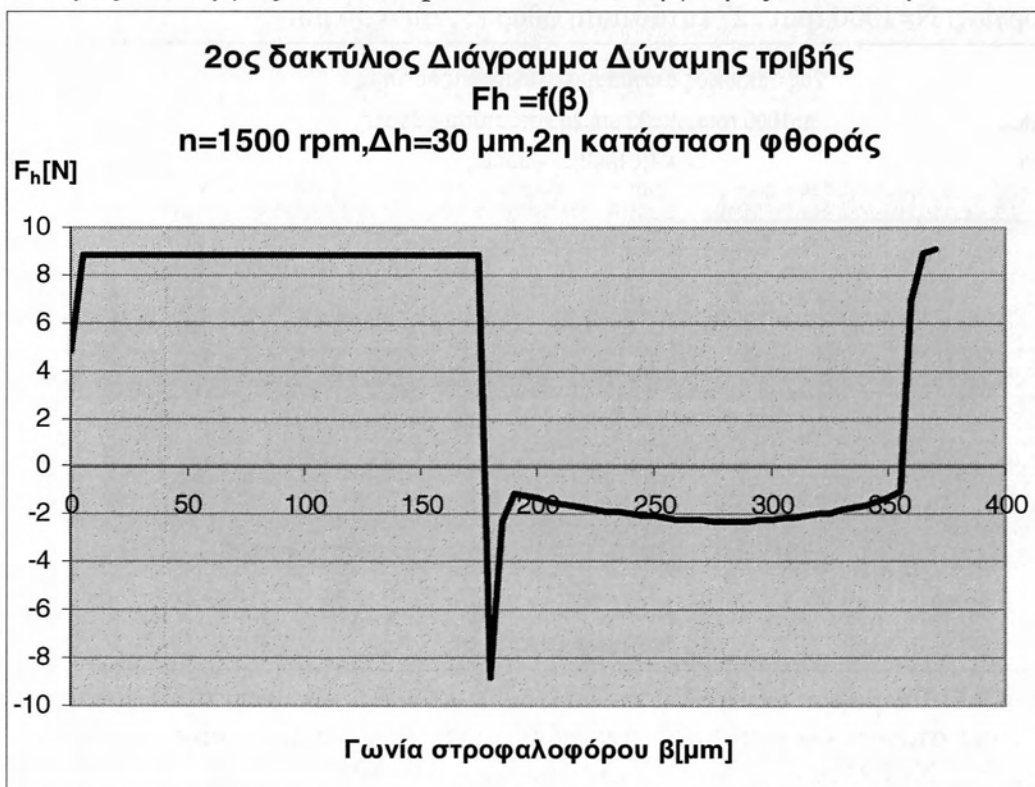
**Σχήμα 2.9.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



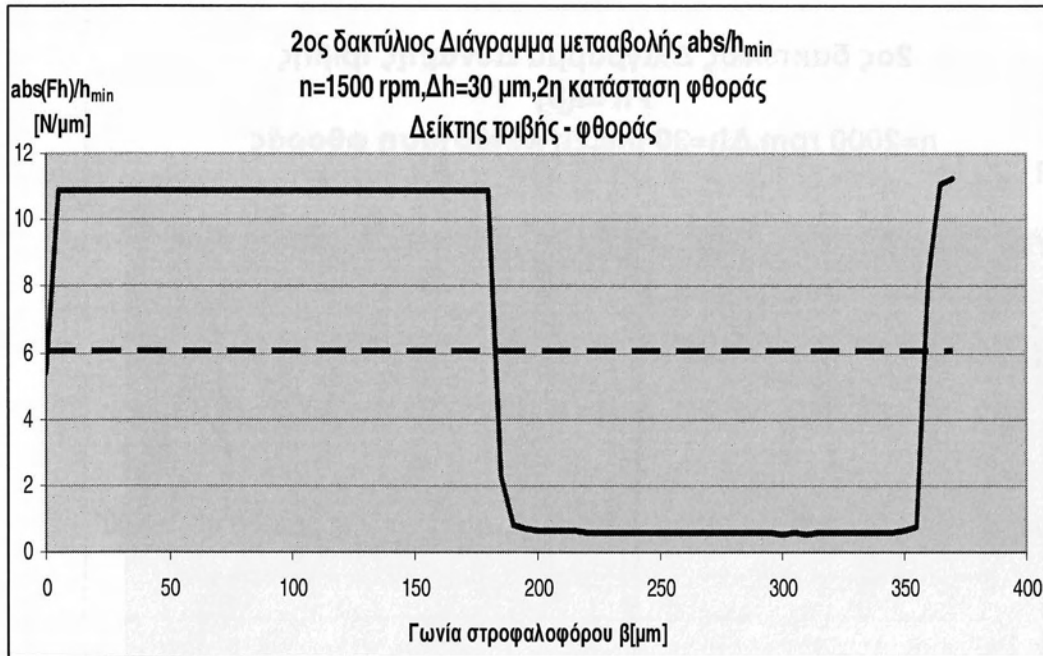
**Σχήμα 2.9.6:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



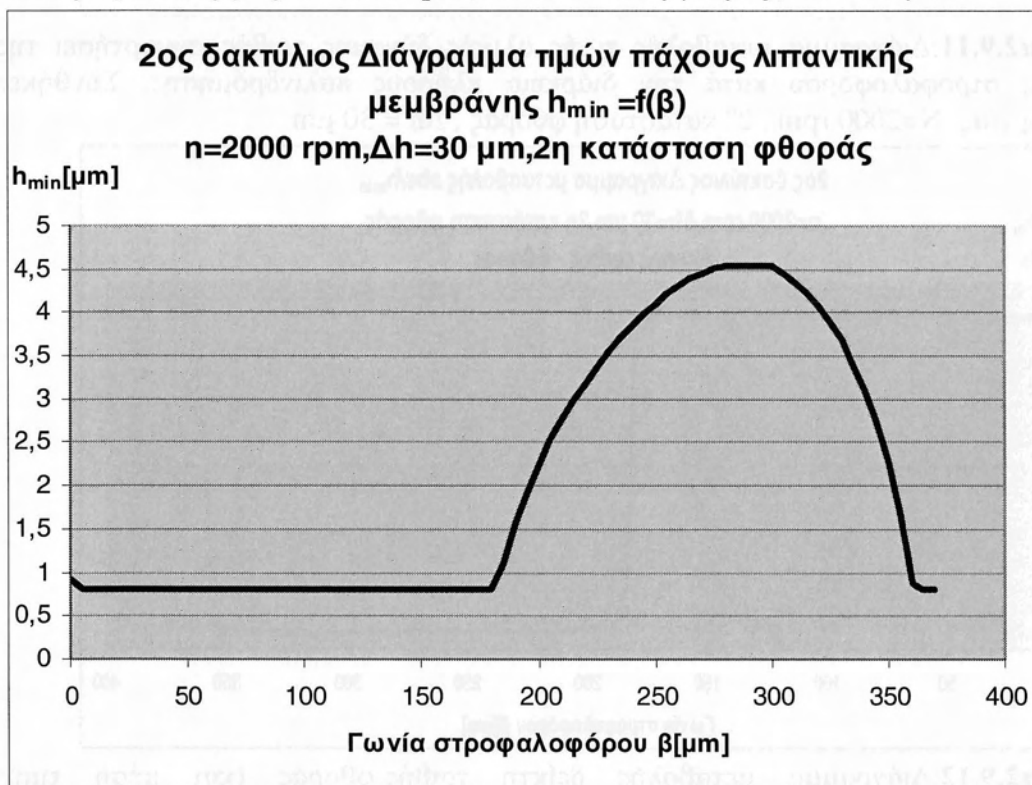
**Σχήμα 2.9.7:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



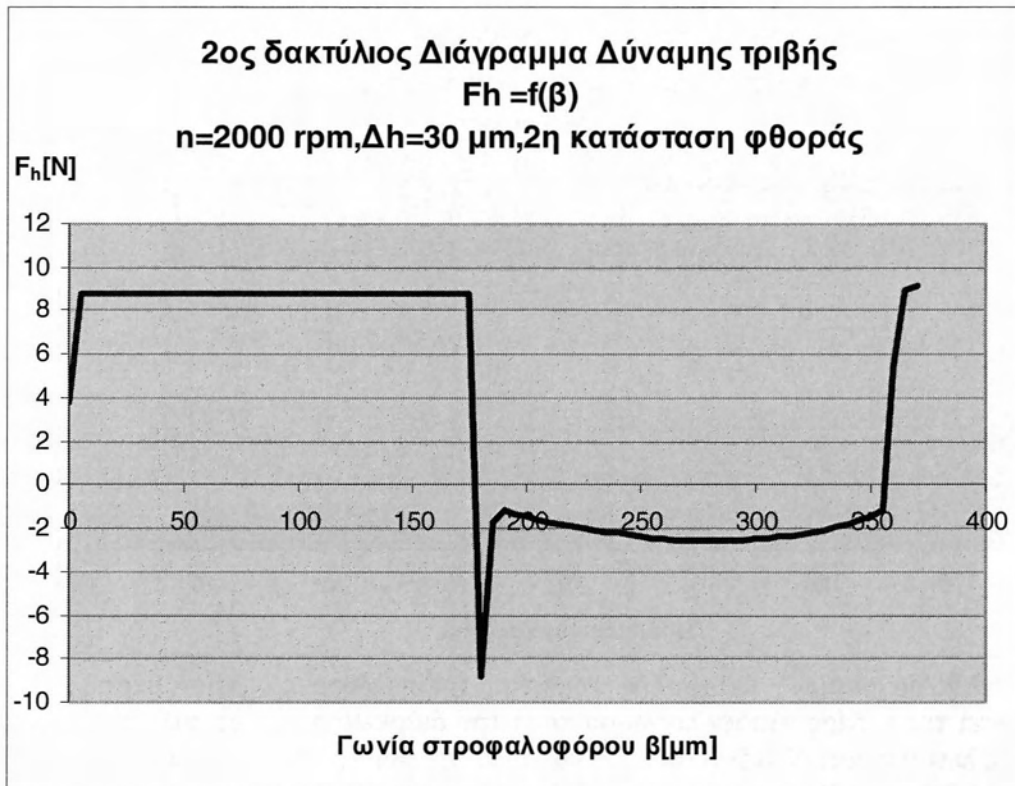
**Σχήμα 2.9.8:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



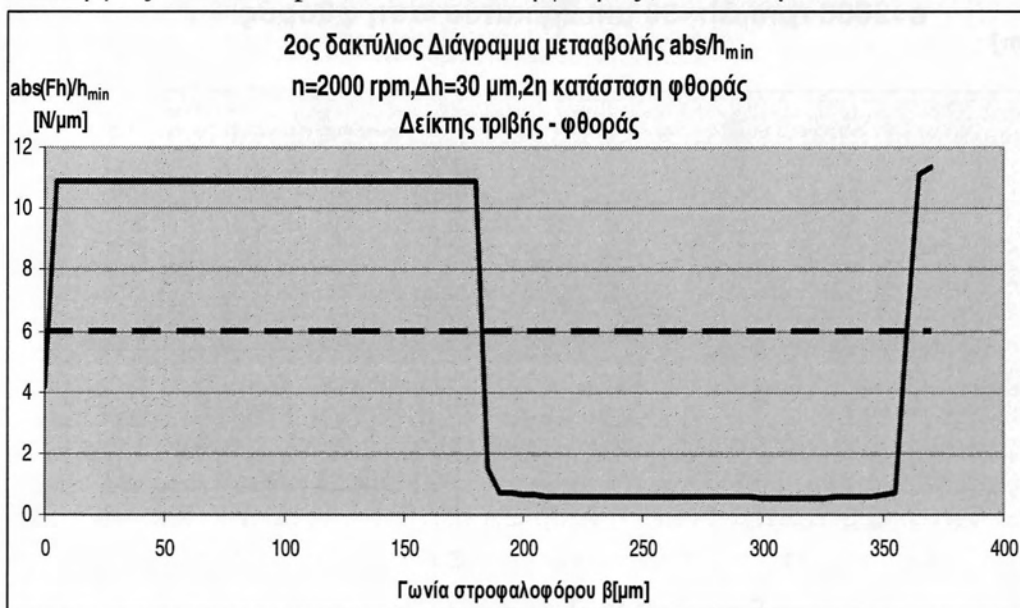
**Σχήμα 2.9.9:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=1500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



**Σχήμα 2.9.10:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$

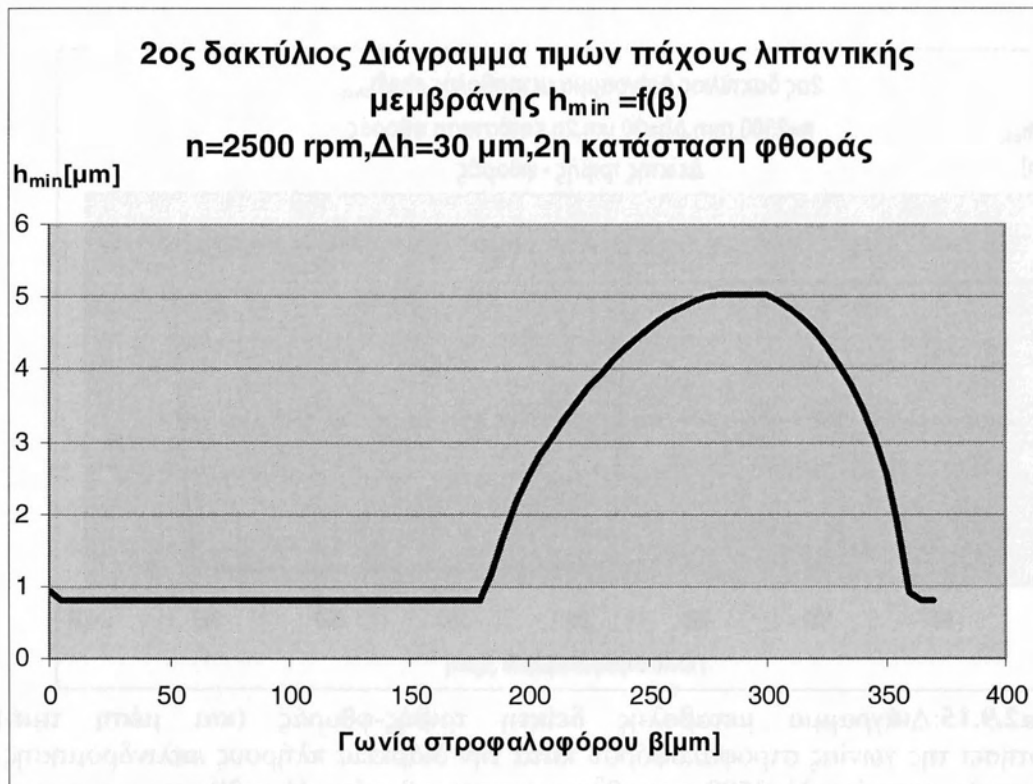


**Σχήμα 2.9.11:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$ ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$

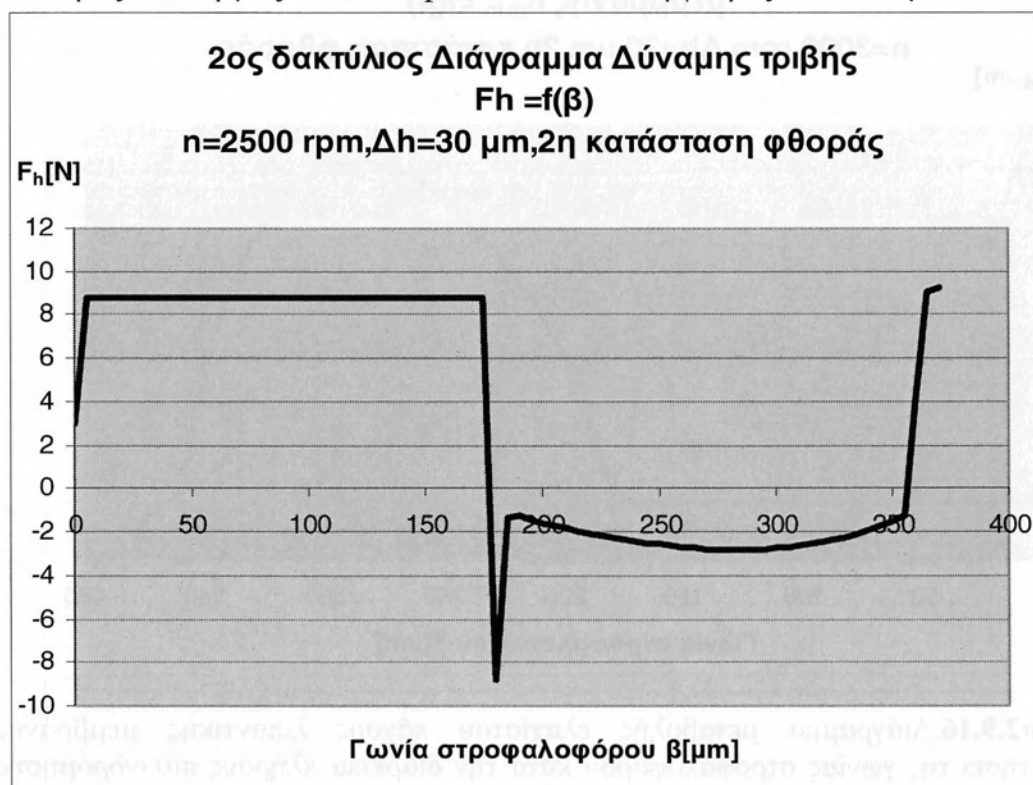


**Σχήμα 2.9.12:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2000 \text{ rpm}$ ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$

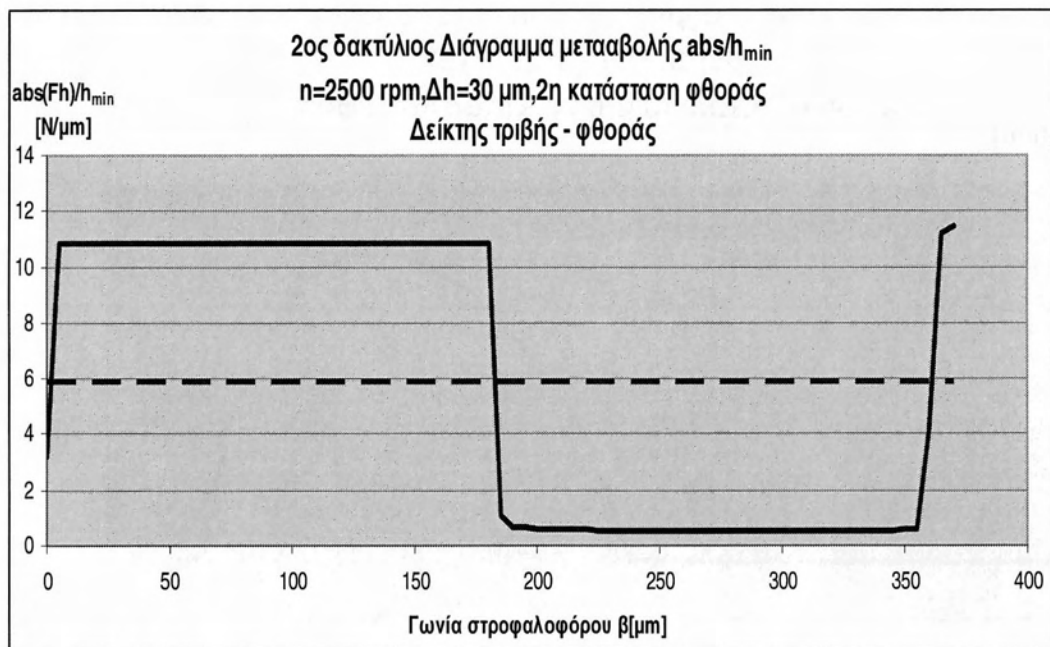




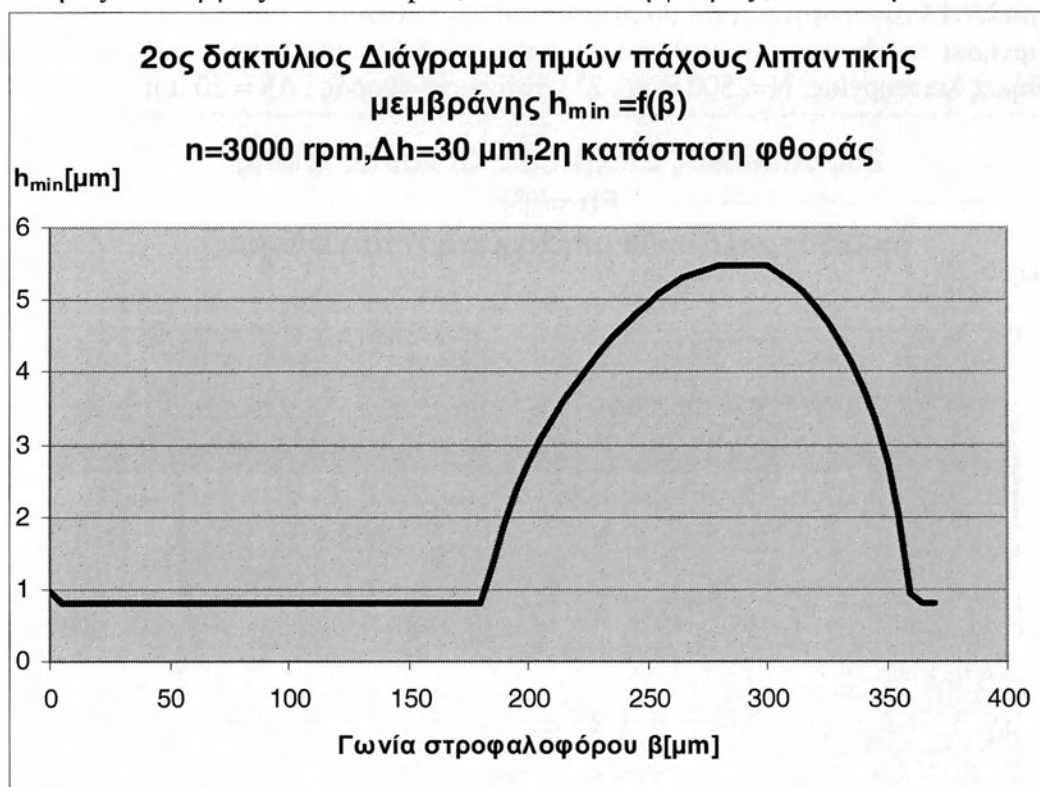
**Σχήμα2.9.13:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



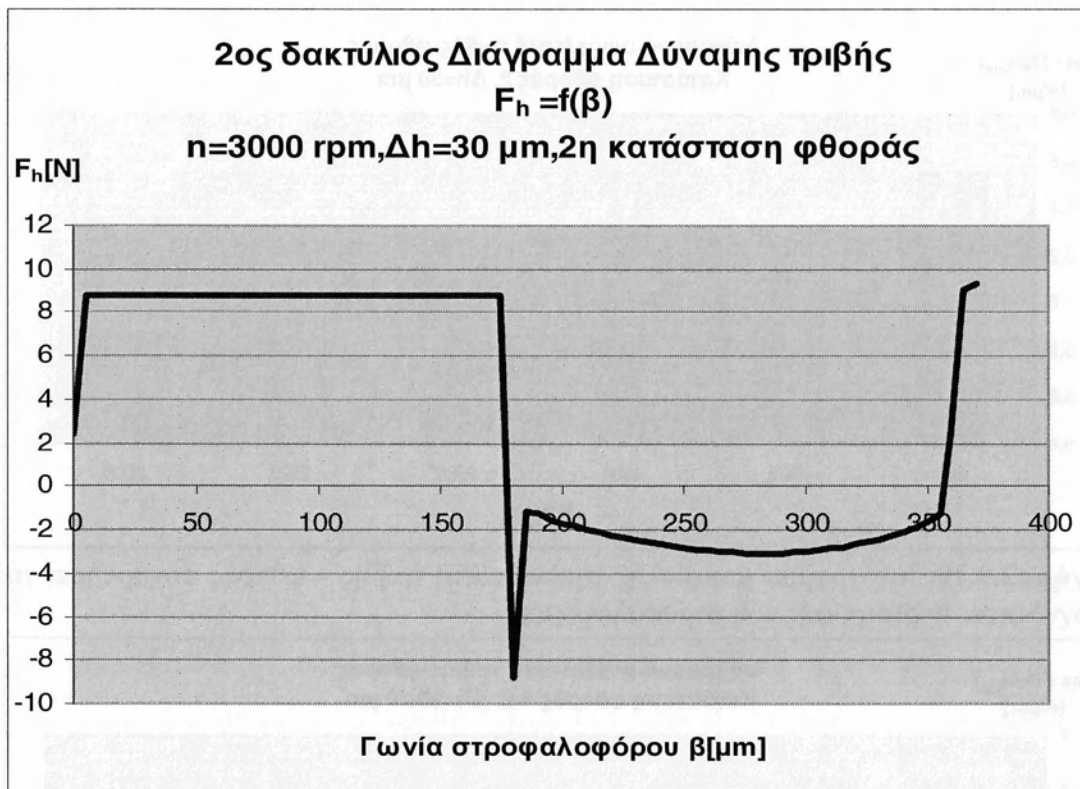
**Σχήμα2.9.14:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\eta}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



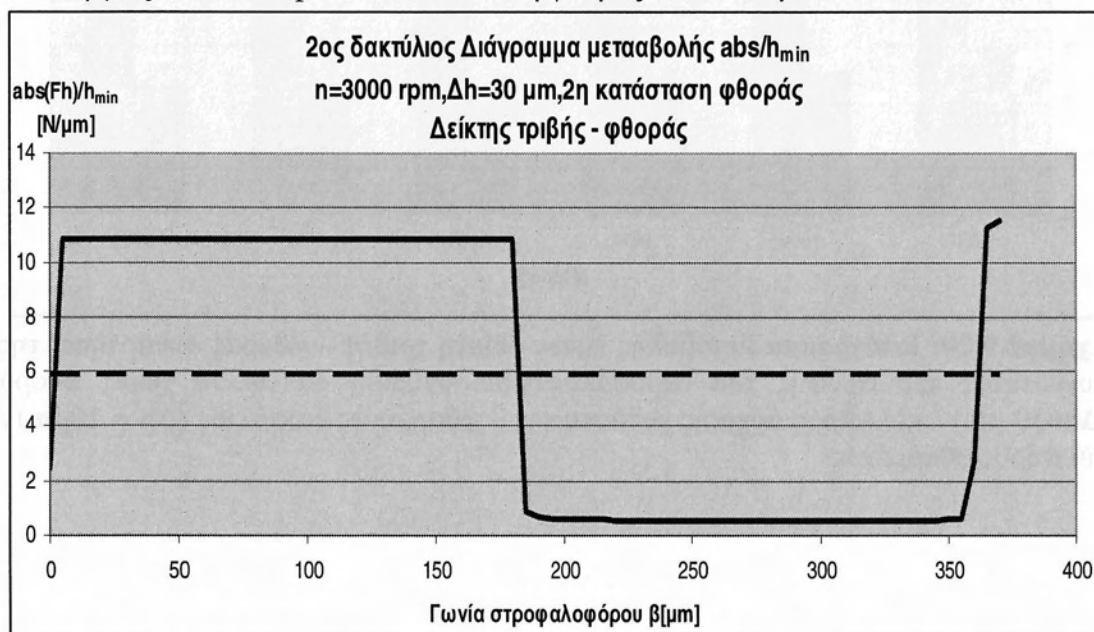
**Σχήμα2.9.15:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=2500 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



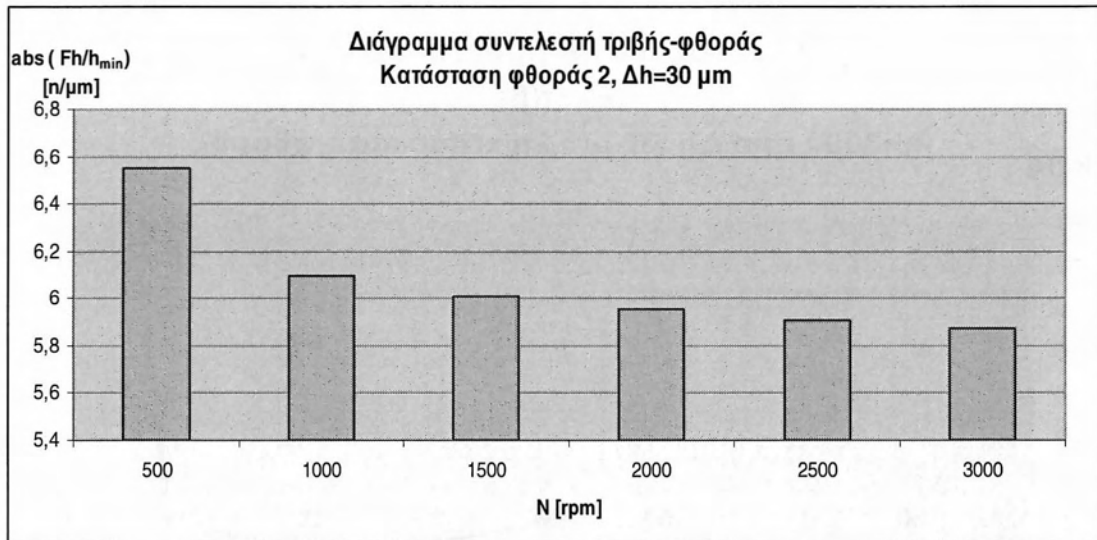
**Σχήμα2.9.16:** Διάγραμμα μεταβολής ελαχίστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000 \text{ rpm}$  ,  $2^{\text{η}}$  κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30 \mu\text{m}$



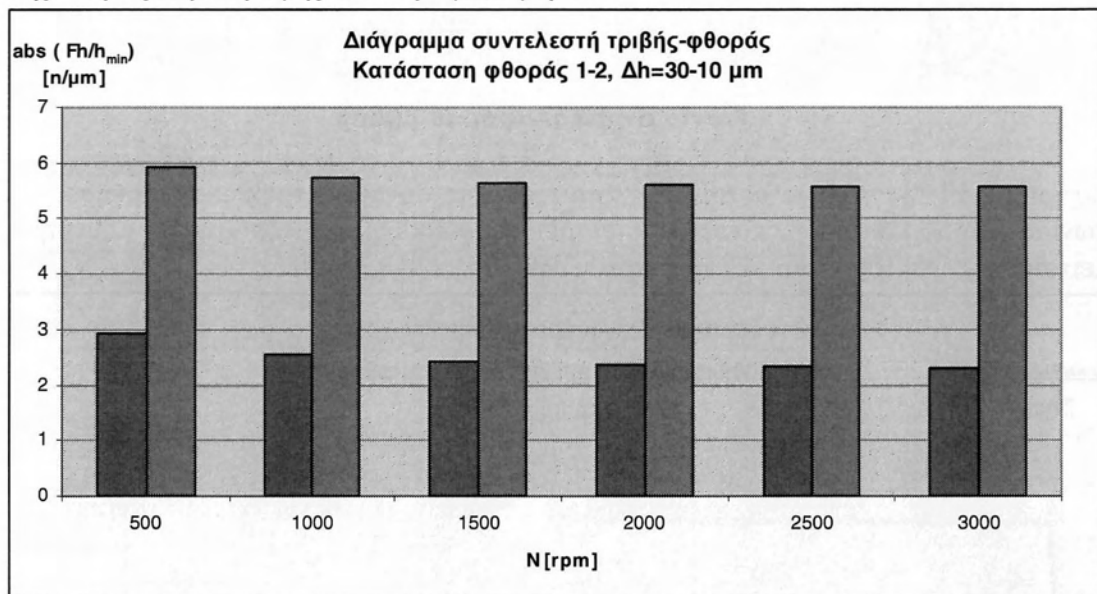
**Σχήμα2.9.17:** Διάγραμμα μεταβολής τιμής ολικής δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000$  rpm , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30$  μm



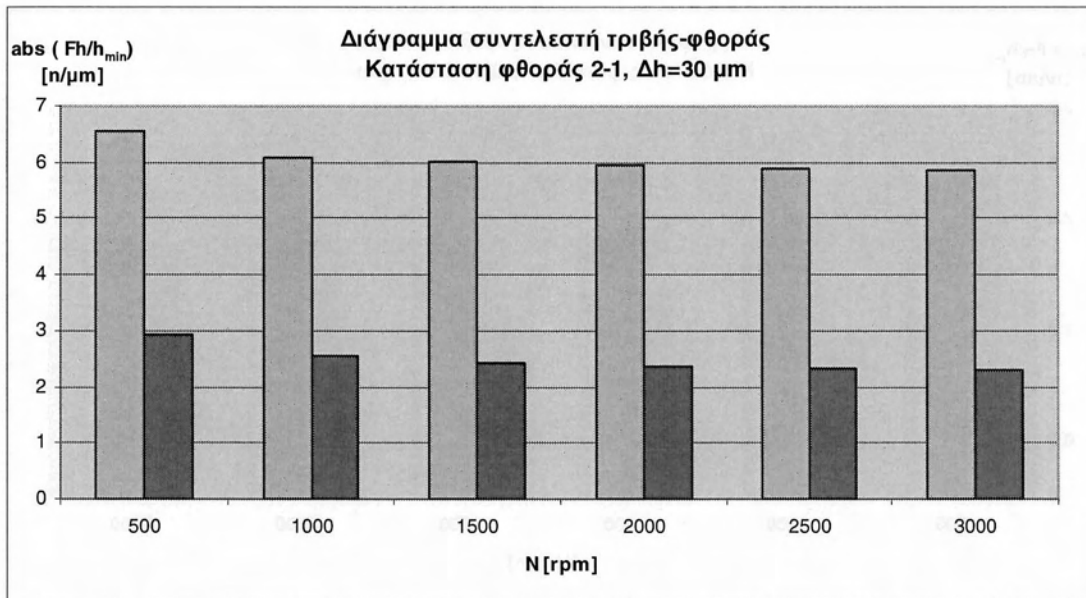
**Σχήμα2.9.18:** Διάγραμμα μεταβολής δείκτη τριβής-φθοράς (και μέση τιμή) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου κατά την διάρκεια πλήρους παλινδρόμησης. Συνθήκες λειτουργίας:  $N=3000$  rpm , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς ,  $\Delta h = 30$  μm



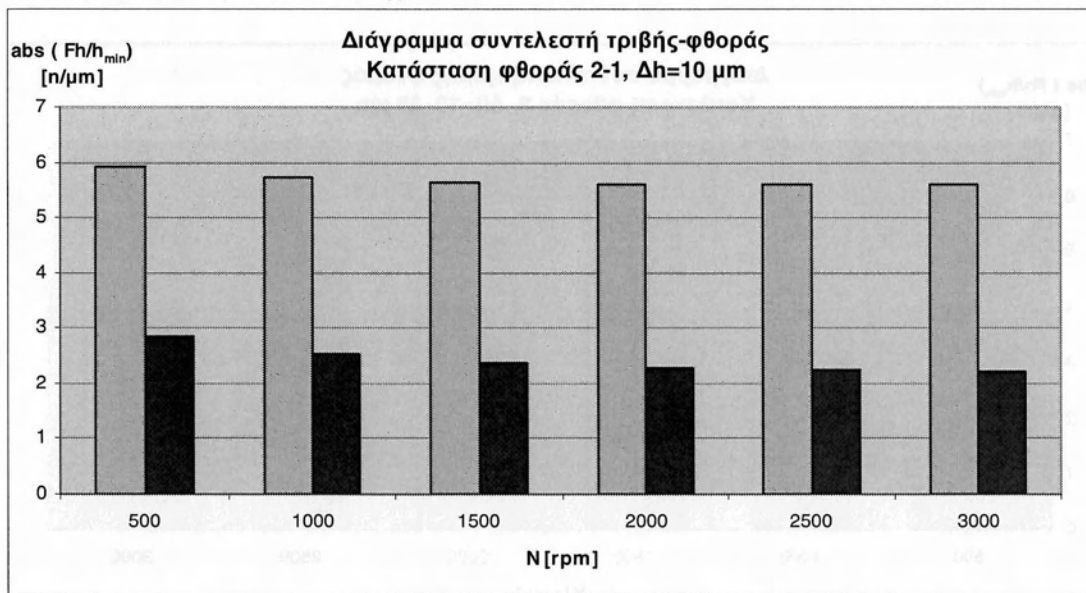
**Σχήμα2.9.19:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου



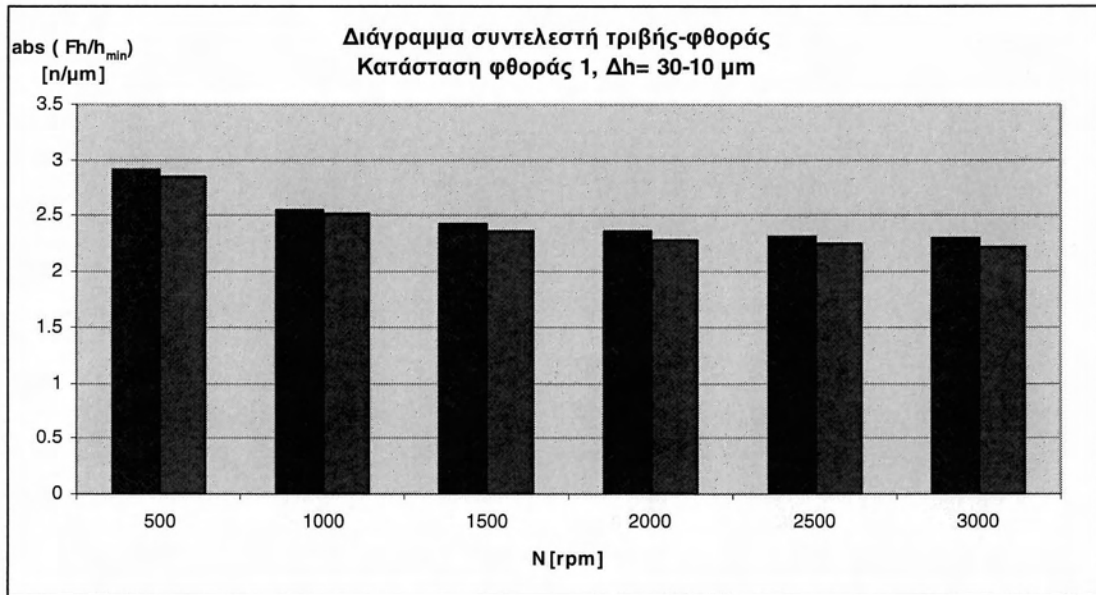
**Σχήμα2.9.20:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου, σύγκριση δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h=30 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης – φθαρμένος δακτύλιος ( $\Delta h = 10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος φθαρμένος



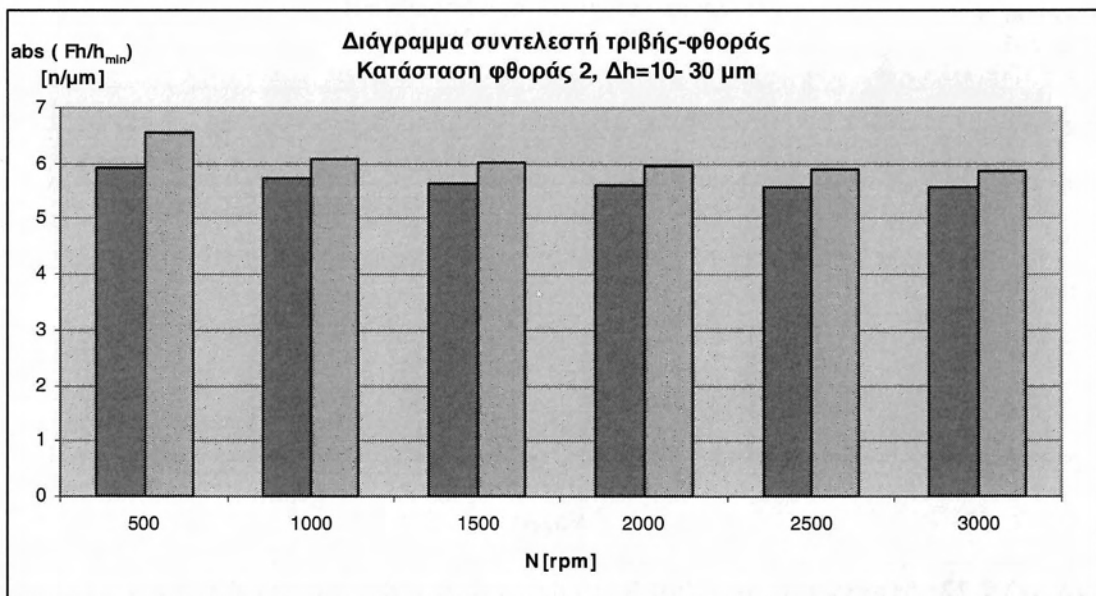
**Σχήμα2.9.21:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου, σύγκριση δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h=30 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης - δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h=30 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης.



**Σχήμα2.9.22:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου, σύγκριση δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης - δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης



**Σχήμα 2.9.23:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου, σύγκριση δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h = 30 \mu m$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης με φθορά - δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h = 10 \mu m$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης

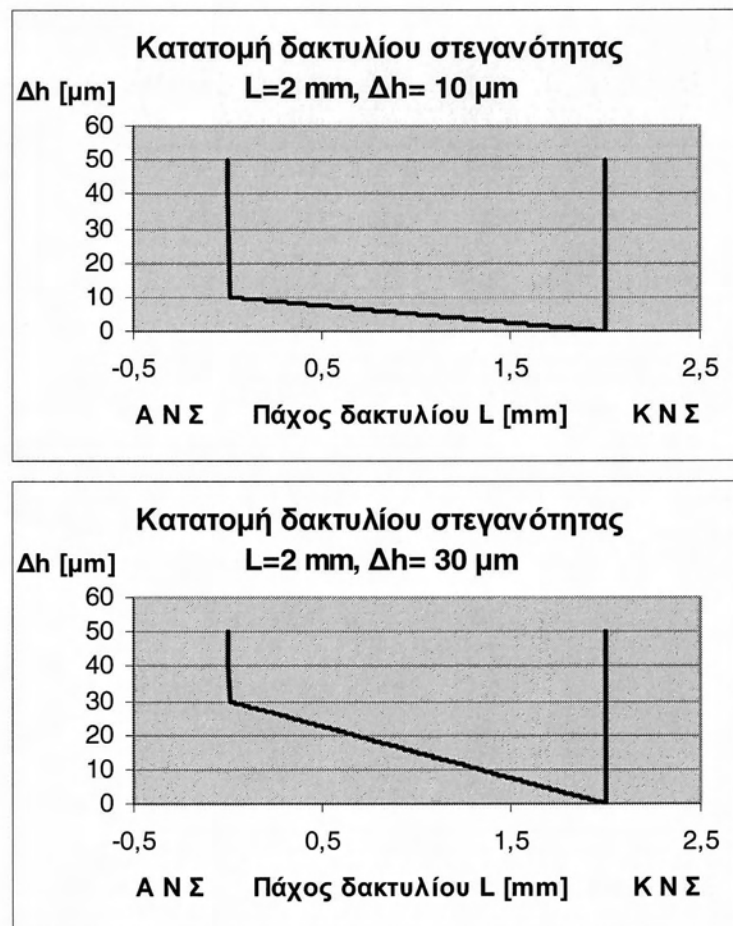


**Σχήμα 2.9.24:** Ιστόγραμμα μεταβολής τιμών δείκτη τριβής – φθοράς συναρτήσει της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου, σύγκριση δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h = 10 \mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης - δακτυλίου χωρίς φθορά ( $\Delta h = 30 \mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης



### 3. ΜΕΘΟΔΟΣ ΤΑΧΕΙΑΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ 2<sup>ΟΥ</sup> ΔΑΚΤΥΛΙΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ Μ.Ε.Κ.

Στη συνέχεια εμφανίζεται μέθοδος ταχείας προσέγγισης των τριβολογικών χαρακτηριστικών του 2<sup>ου</sup> δακτυλίου . μέσα από την ανάλυση των αποτελεσμάτων που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στο παράρτημα 1 εμφανίζεται μια σειρά παρομοίων αποτελεσμάτων αλλά για διαφορετική γεωμετρία δακτυλίου που αρχικά είχε επιλεγεί και χρησιμοποιήθηκε για την εξοικείωση με το υπολογιστικό πρόγραμμα και την εκ των προτέρων διερεύνηση της συμπεριφοράς του 2<sup>ου</sup> δακτυλίου κωνικής φυσιογνωμίας .Γίνεται χρήση των γραμμών τάσεων των διαγραμμάτων 2.18-2.28. Η επεξεργασία τους εμφανίζεται μέσω των διαγραμμάτων του παραρτήματος 2 και των αντιστοίχων πινάκων τιμών των συντελεστών των πολυωνύμων .



Σχήμα 3.1 :Κατατομή δακτυλίου στεγανότητας για Δh= 10 μm και Δh=30 μm

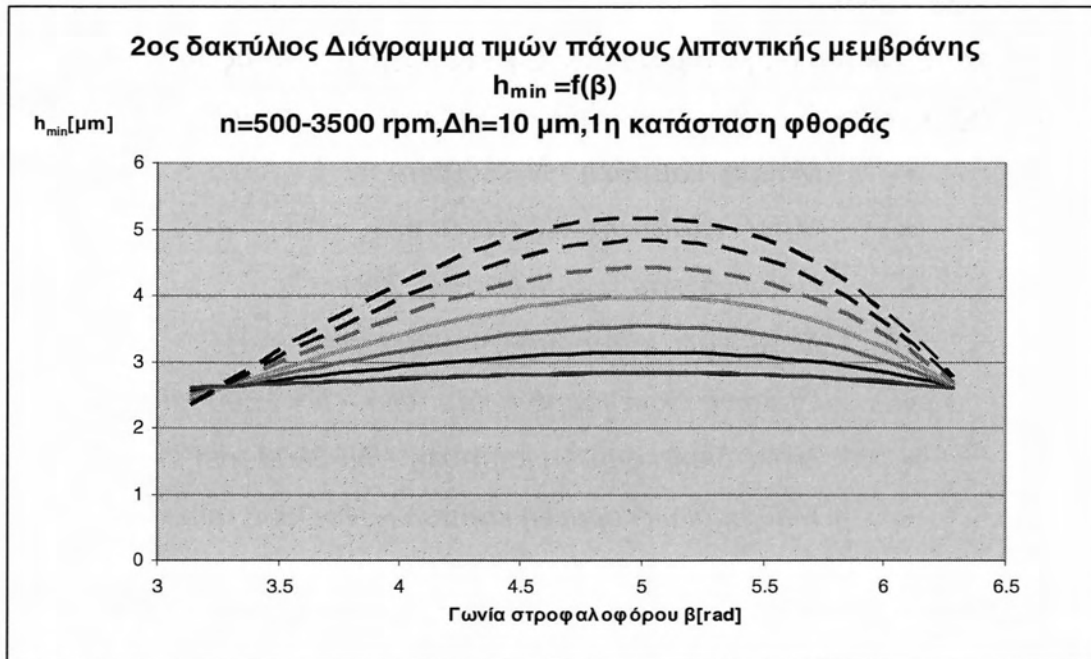


### Υποσημείωση.

Στα παρακάτω διαγράμματα υπολογισμού τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης, οι καμπύλες αντιστοιχούν στις παρακάτω στροφές

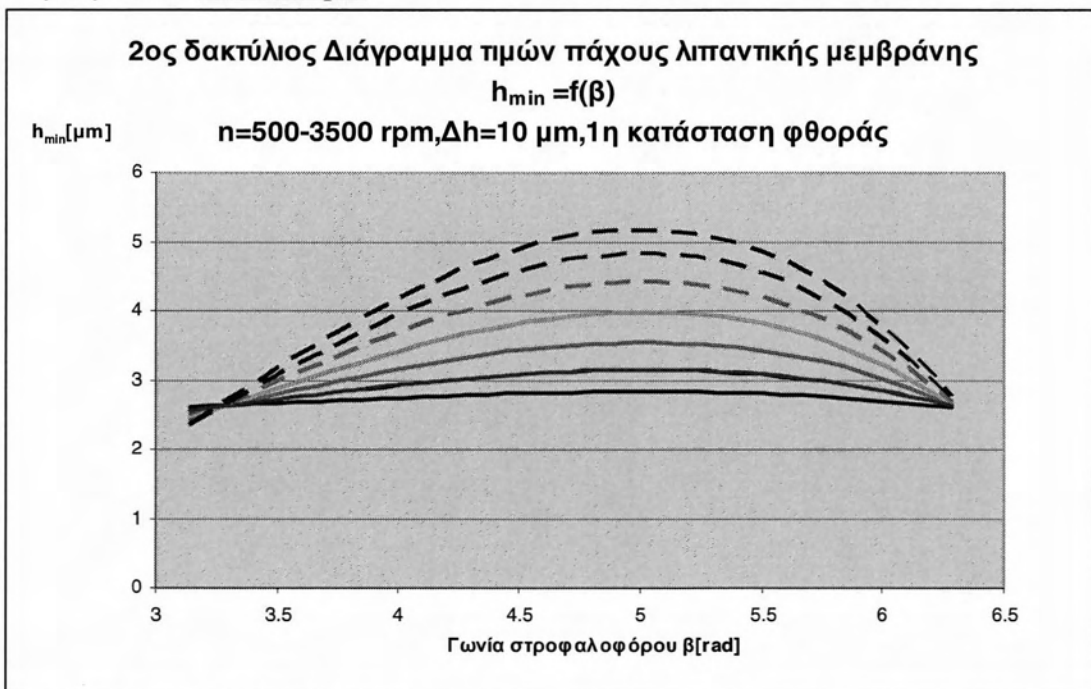
- Μαύρη καμπύλη -  $N= 500rpm$
- Μπλέ καμπύλης -  $N=1000 rpm$
- Πράσινο καμπύλη –  $N=1500 rpm$
- Πορτοκαλί καμπύλη –  $N=2000 rpm$
- Πράσινη διακεκομμένη καμπύλη –  $N= 2500 rpm$
- Μπλέ διακεκομμένη καμπύλη –  $N=3000 rpm$
- Μαύρη διακεκομμένη καμπύλη-  $N= 3500 rpm$

### 3.1 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=10\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς, $N=500-3500\text{ rpm}$



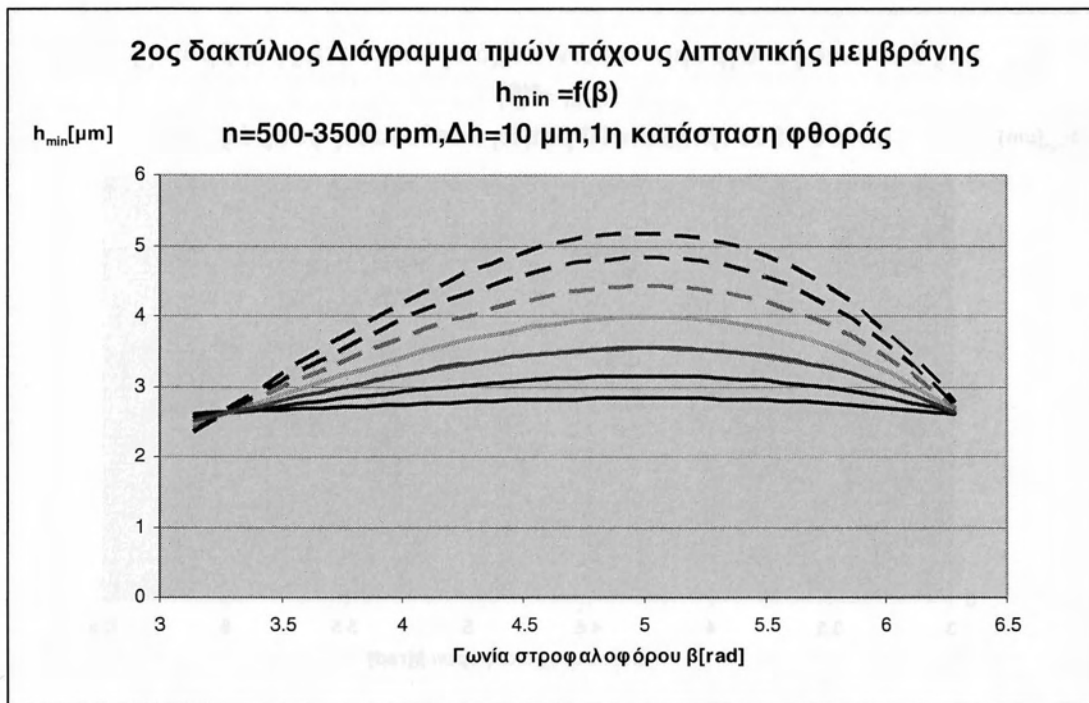
**Σχήμα3.1.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=500\text{ rpm}$



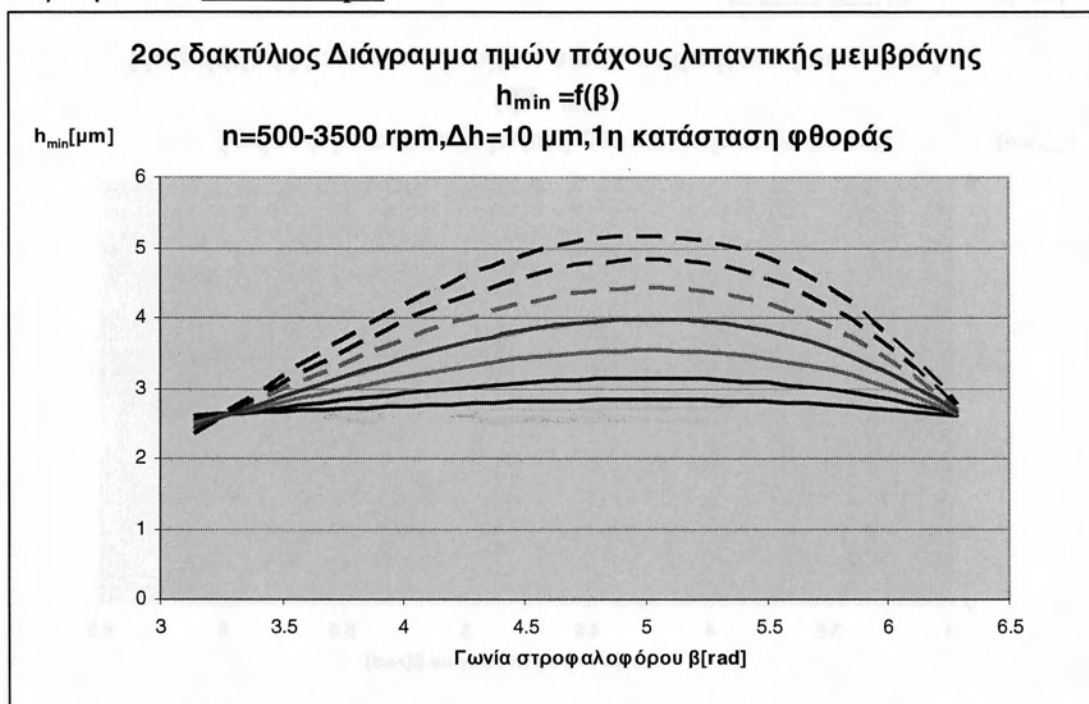
**Σχήμα3.1.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=1000\text{ rpm}$



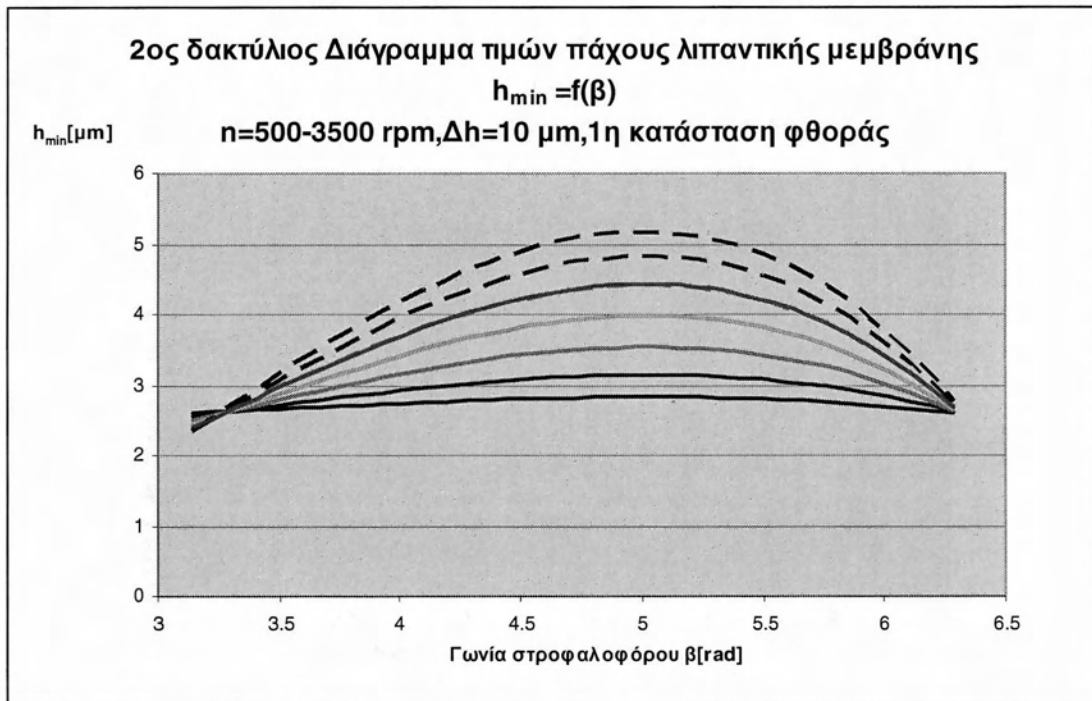
**Σχήμα3.1.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1500 \text{ rpm}$

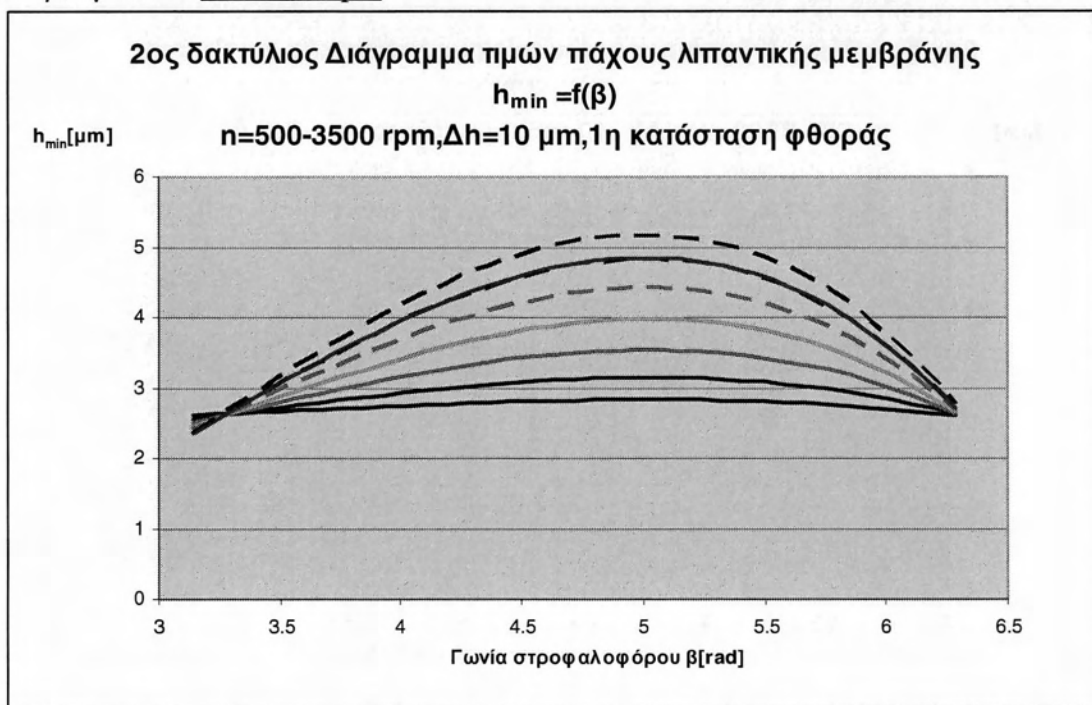


**Σχήμα3.1.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .

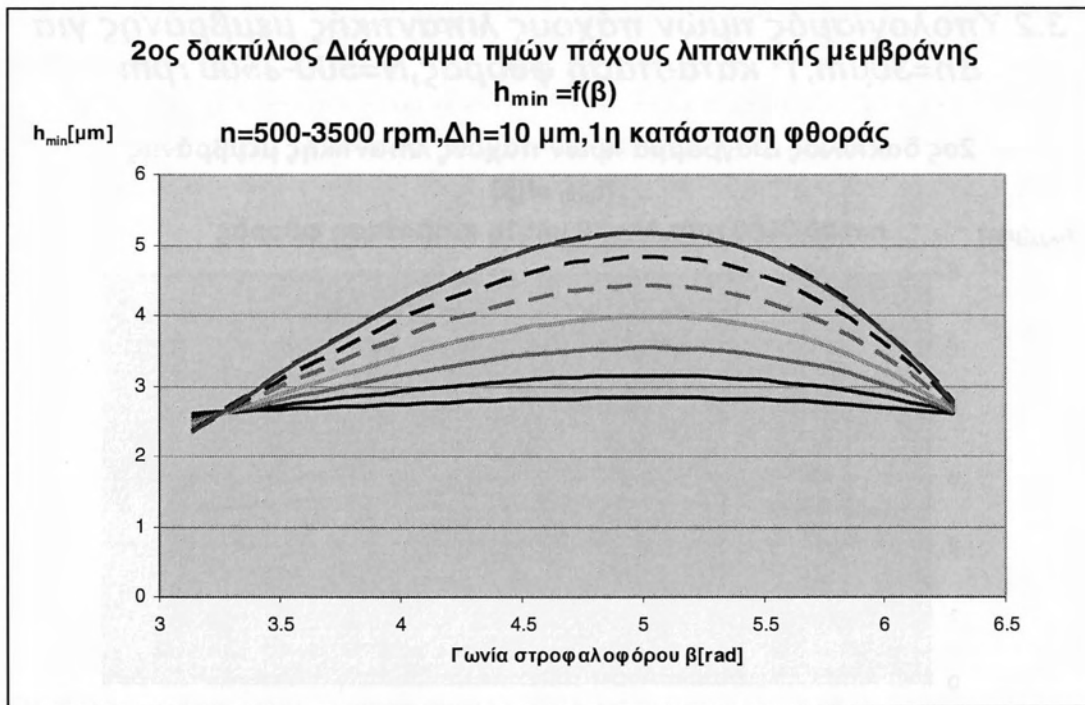
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2000 \text{ rpm}$



**Σχήμα3.1.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \text{ }\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ο</sup> βαθμού και  $N = 2500 \text{ rpm}$



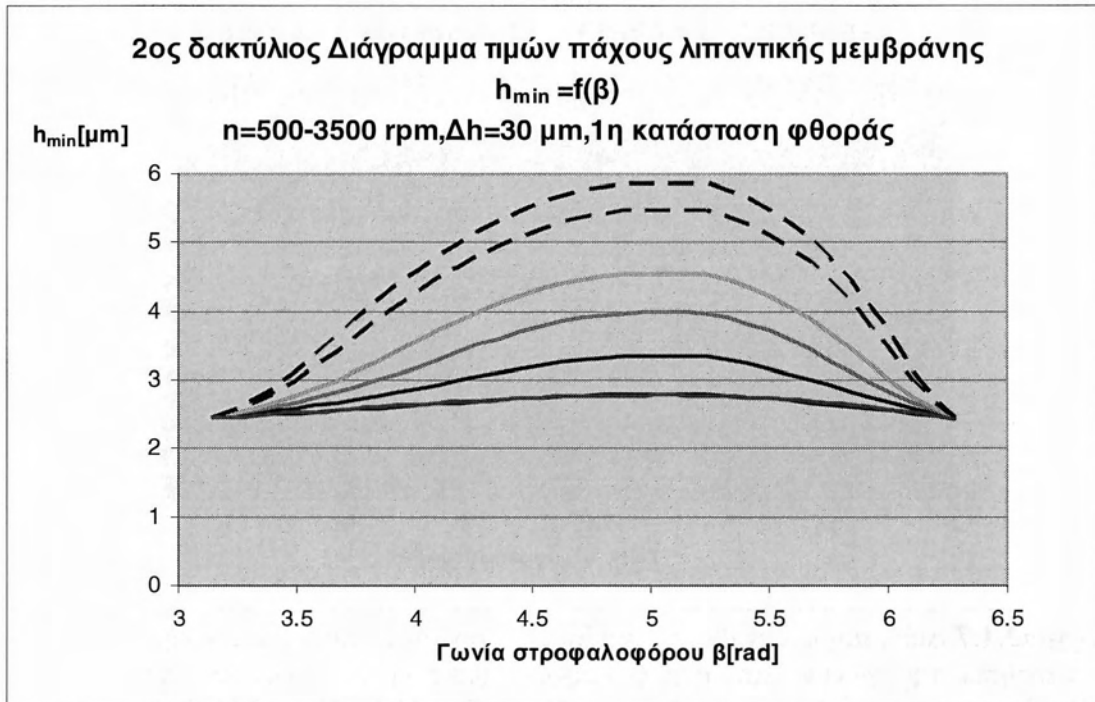
**Σχήμα3.1.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \text{ }\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ο</sup> βαθμού και  $N = 3000 \text{ rpm}$



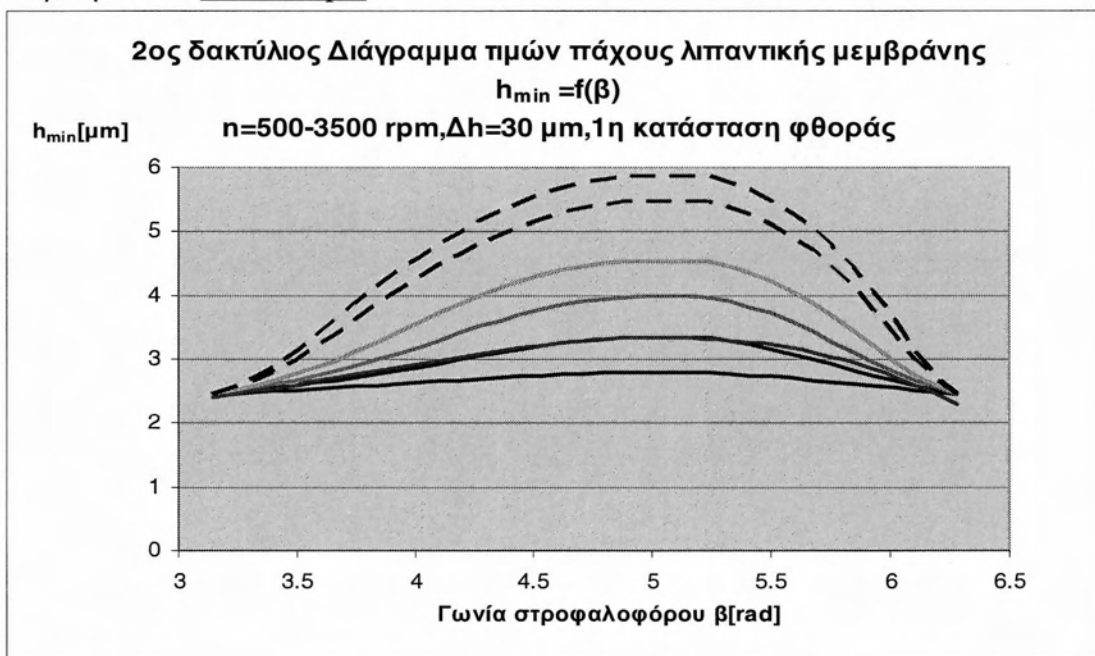
**Σχήμα3.1.7:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3500 \text{ rpm}$

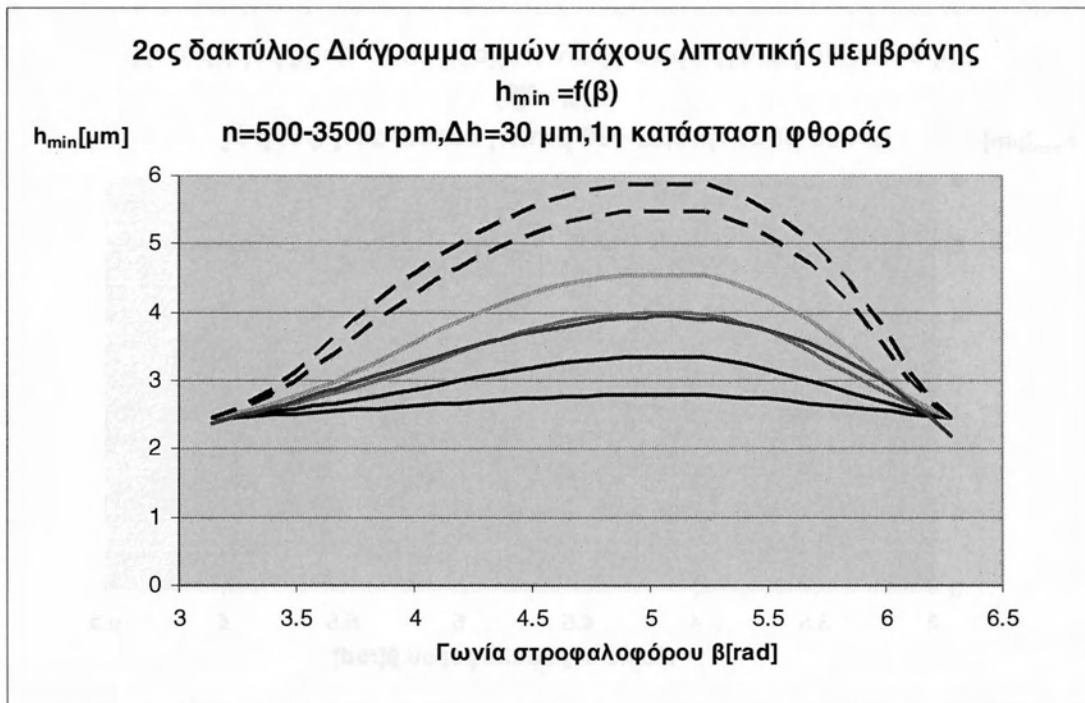
### 3.2 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς, $N=500-3500$ rpm



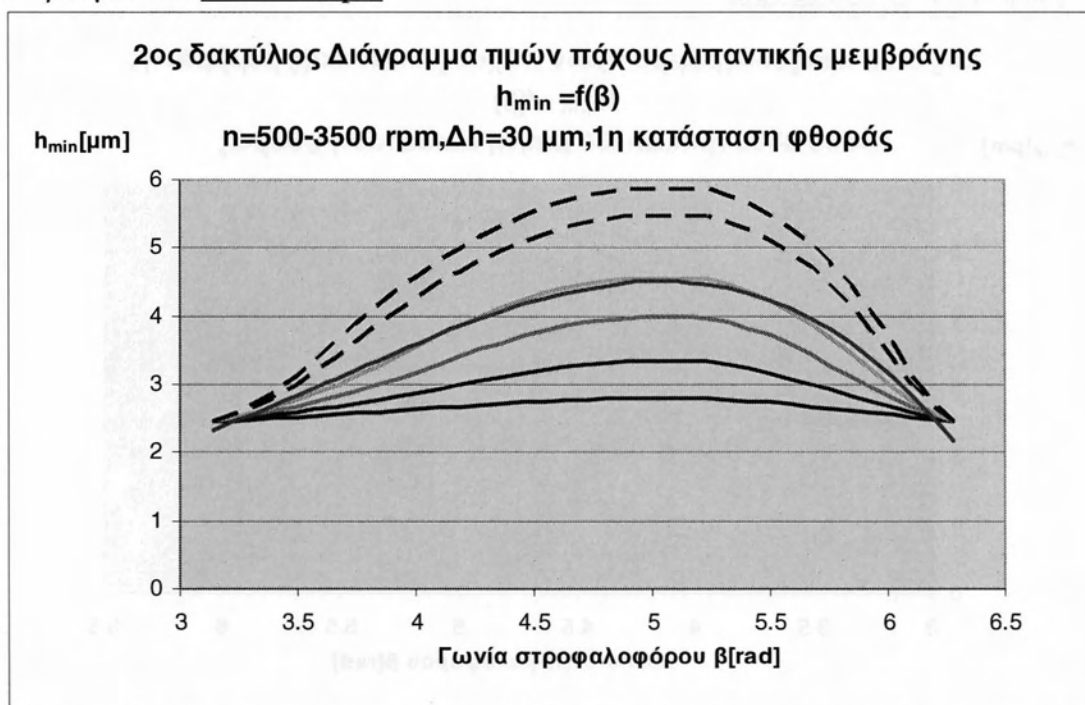
**Σχήμα 3.2.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 500$  rpm



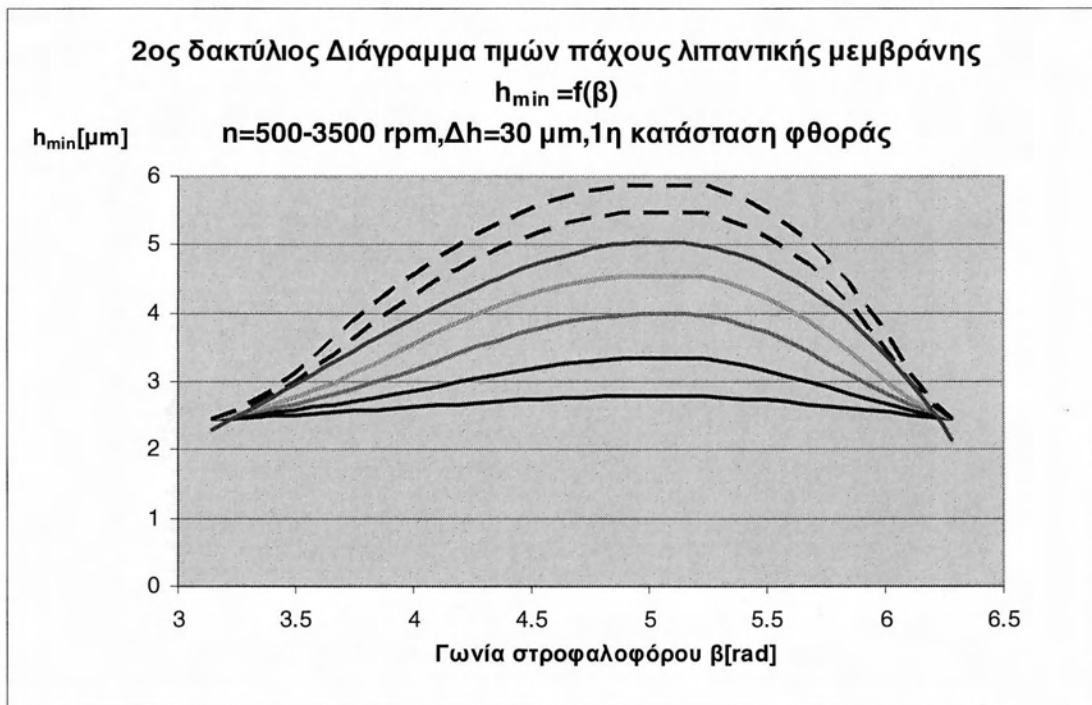
**Σχήμα 3.2.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1000$  rpm



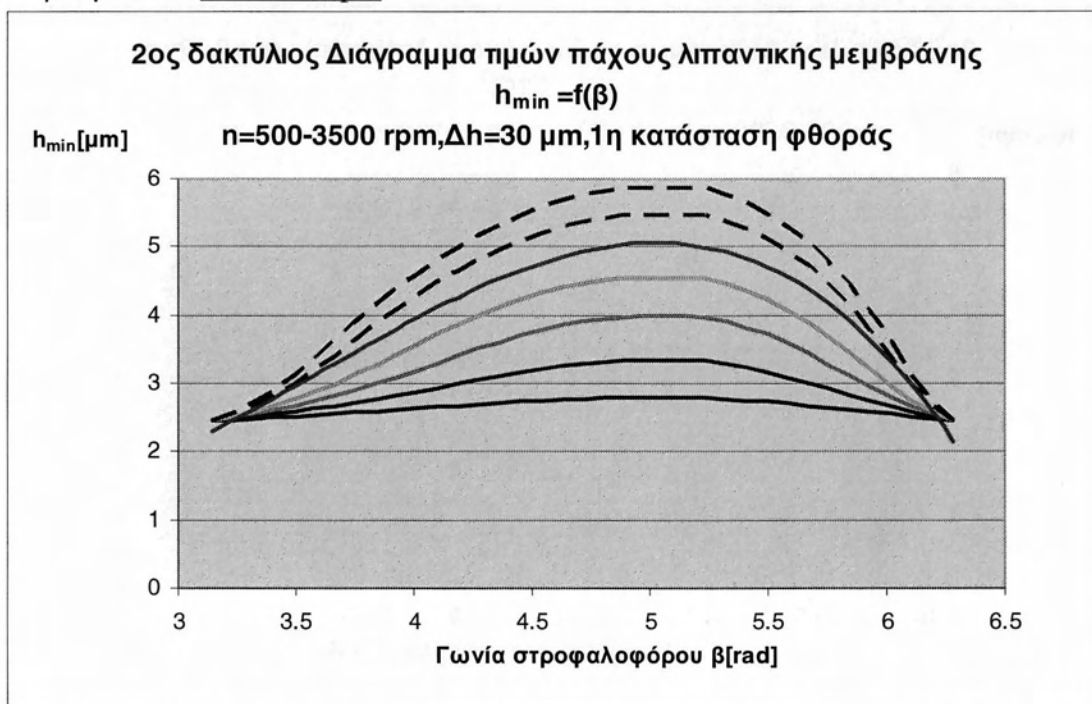
**Σχήμα3.2.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1500$  rpm



**Σχήμα3.2.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2000$  rpm

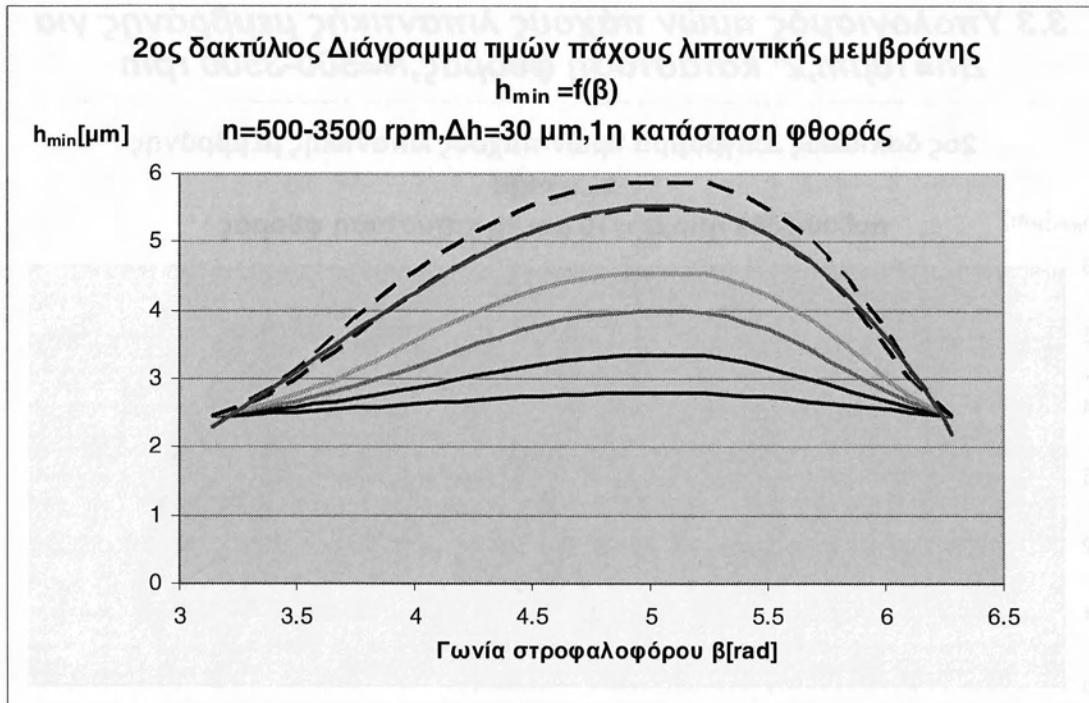


**Σχήμα3.2.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500 \text{ rpm}$



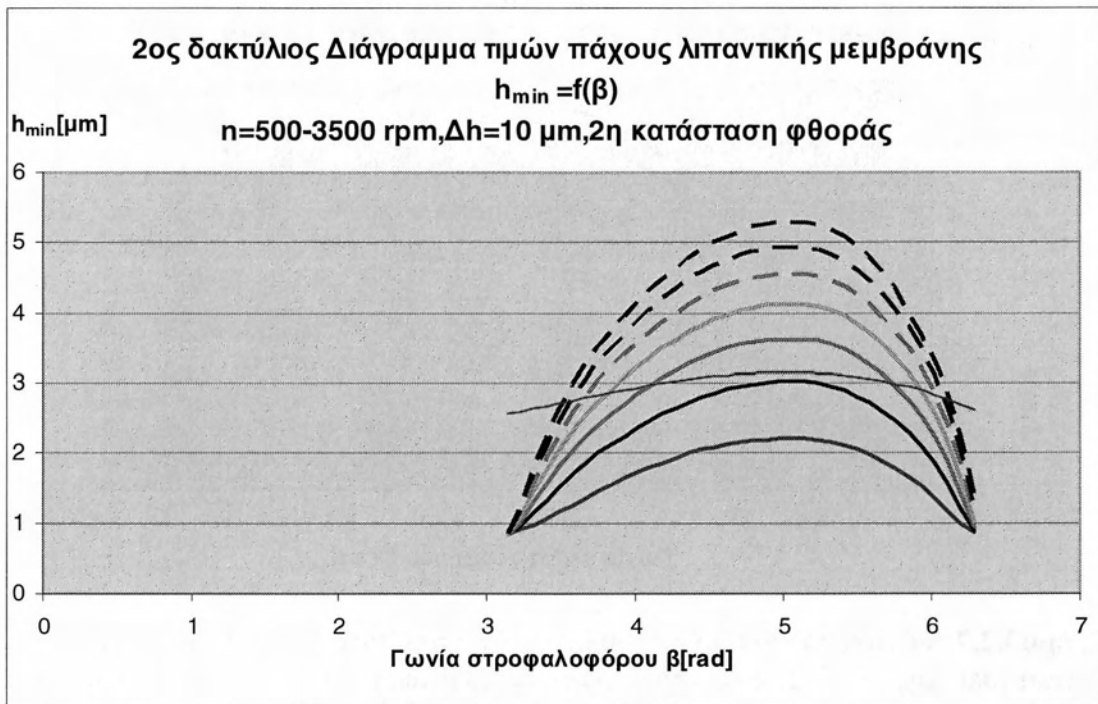
**Σχήμα3.2.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000 \text{ rpm}$



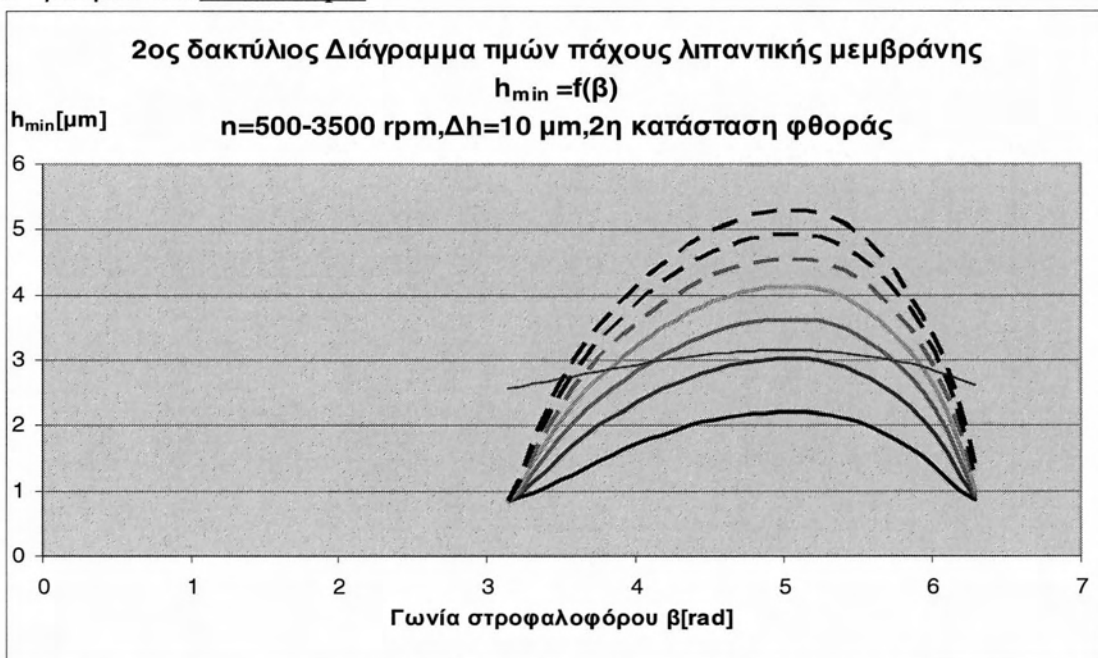


**Σχήμα3.2.7:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3500 \text{ rpm}$

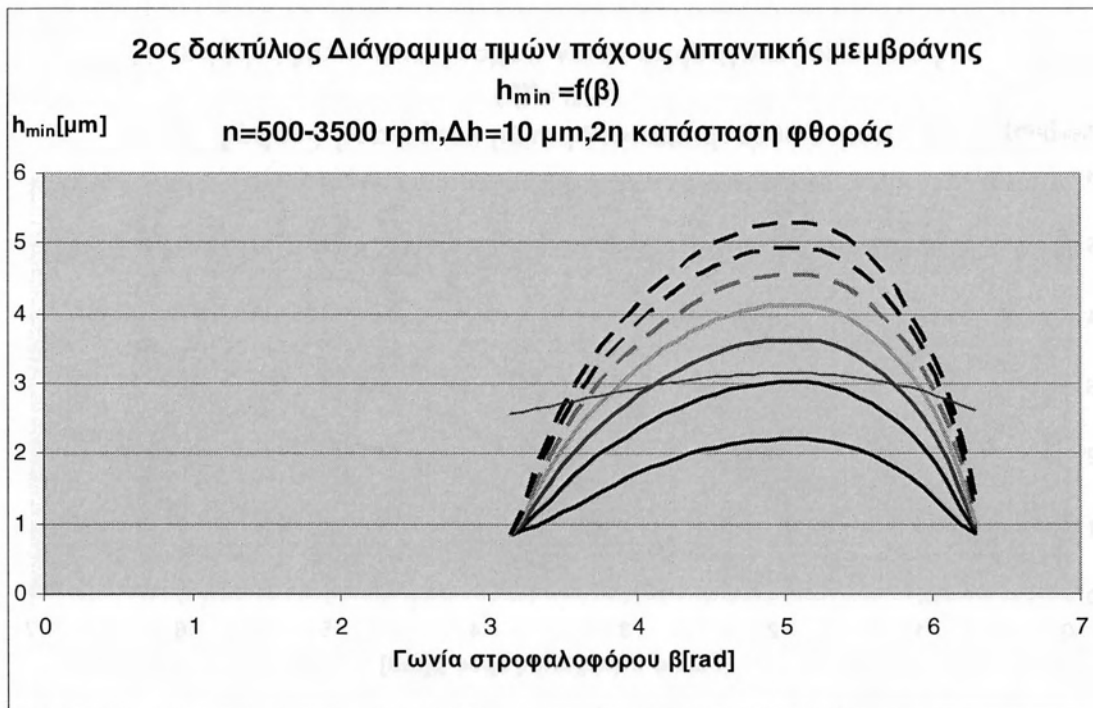
### 3.3 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=10\mu m, 2^{\text{η}}$ κατάσταση φθοράς, $N=500-3500 \text{ rpm}$



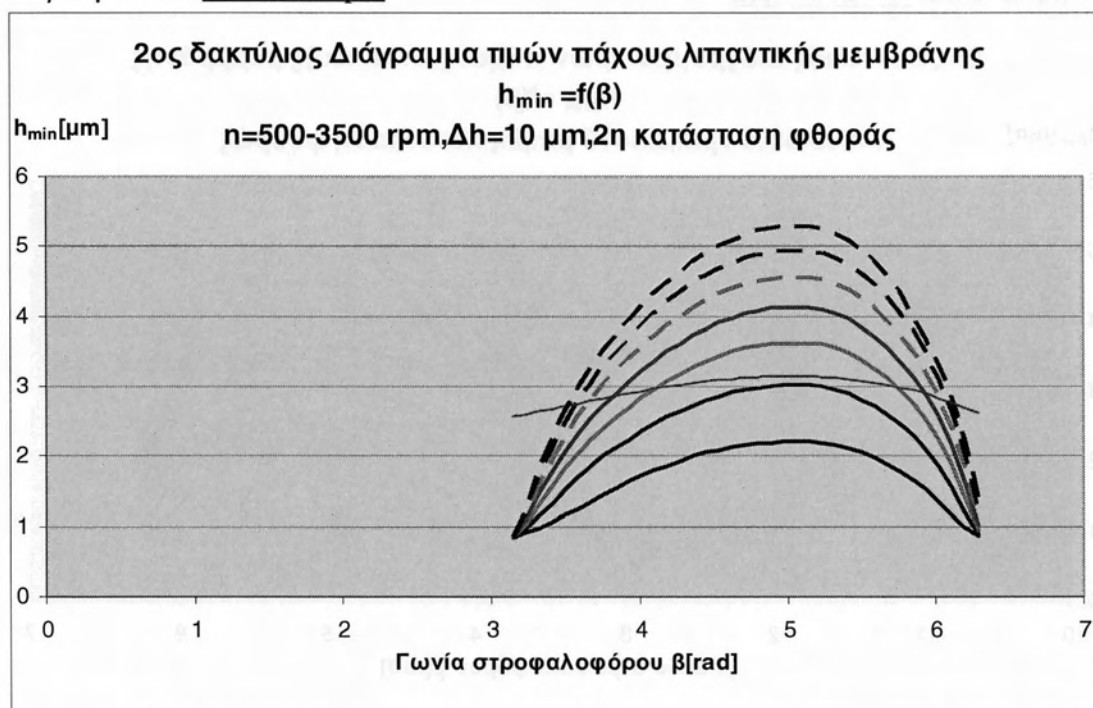
**Σχήμα 3.3.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο  $3^{\text{ο}}$  βαθμού και  $N=500 \text{ rpm}$



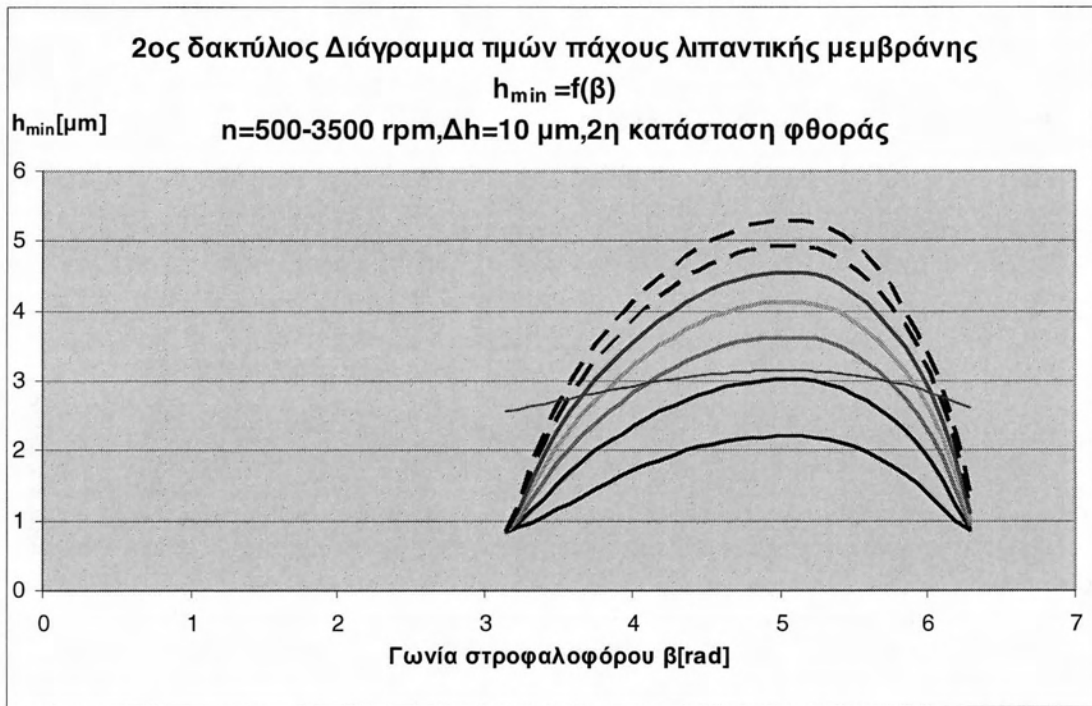
**Σχήμα 3.3.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο  $3^{\text{ο}}$  βαθμού και  $N=1000 \text{ rpm}$



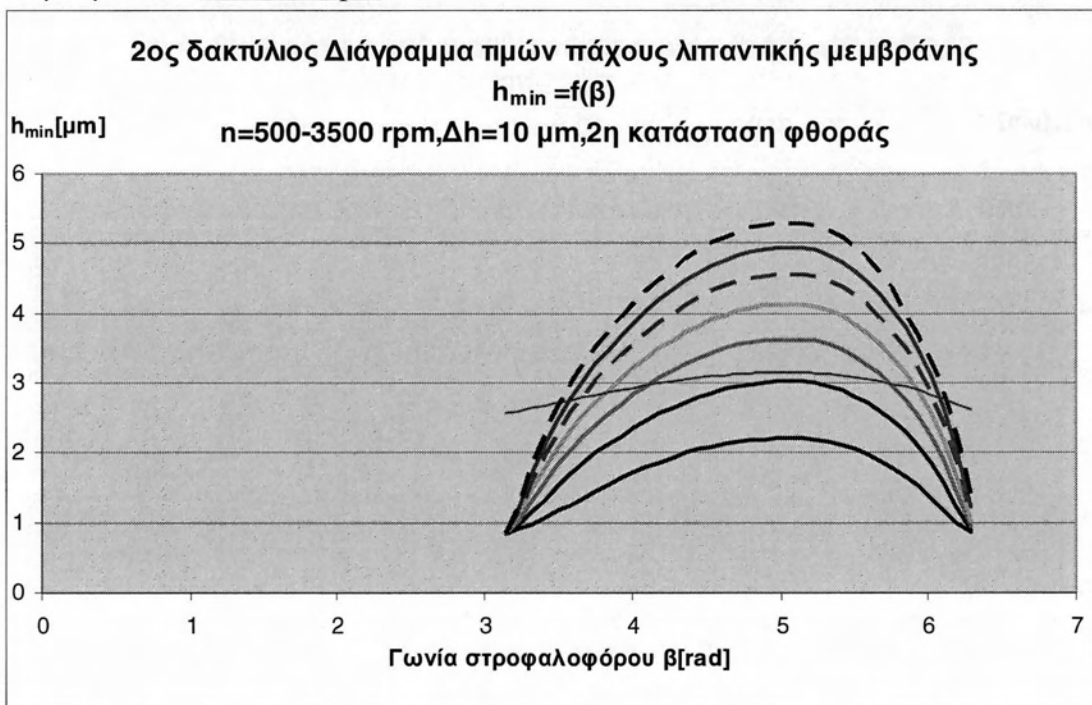
**Σχήμα3.3.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1500 \text{ rpm}$



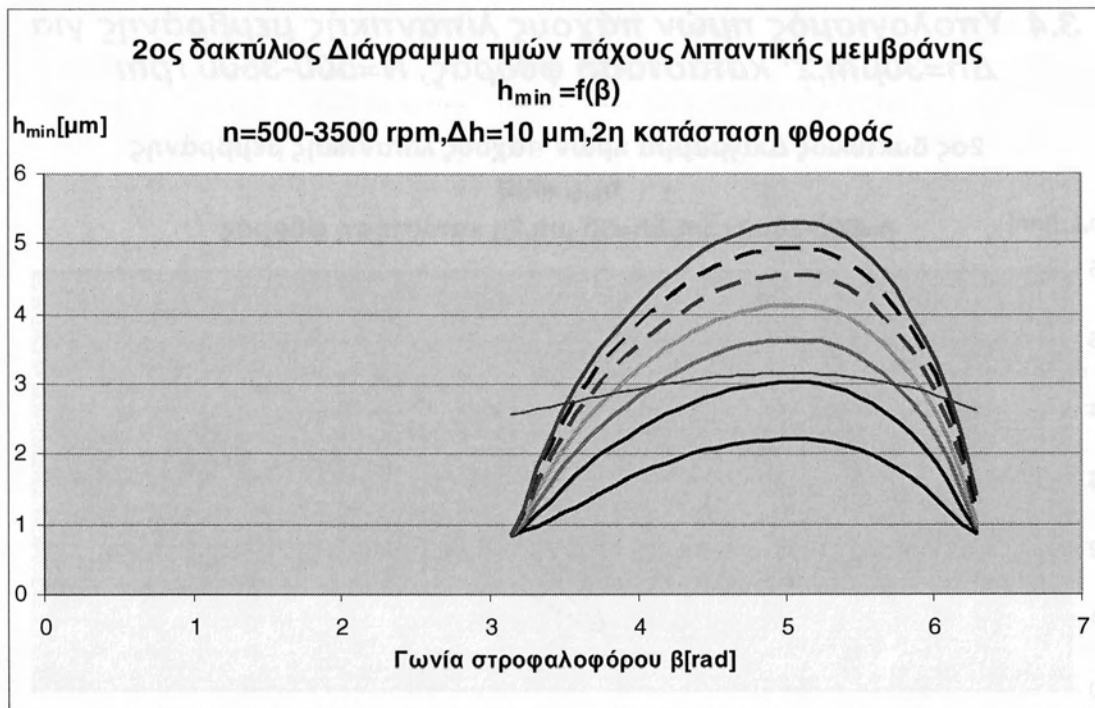
**Σχήμα3.3.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2000 \text{ rpm}$



**Σχήμα 3.3.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500 \text{ rpm}$



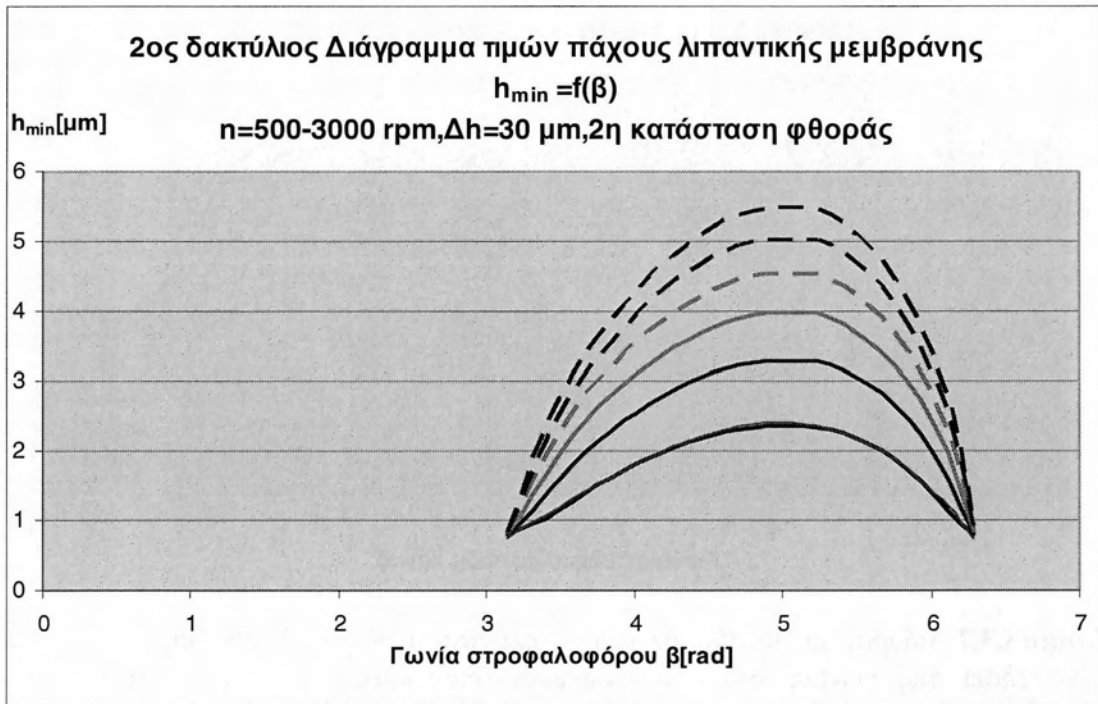
**Σχήμα 3.3.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000 \text{ rpm}$



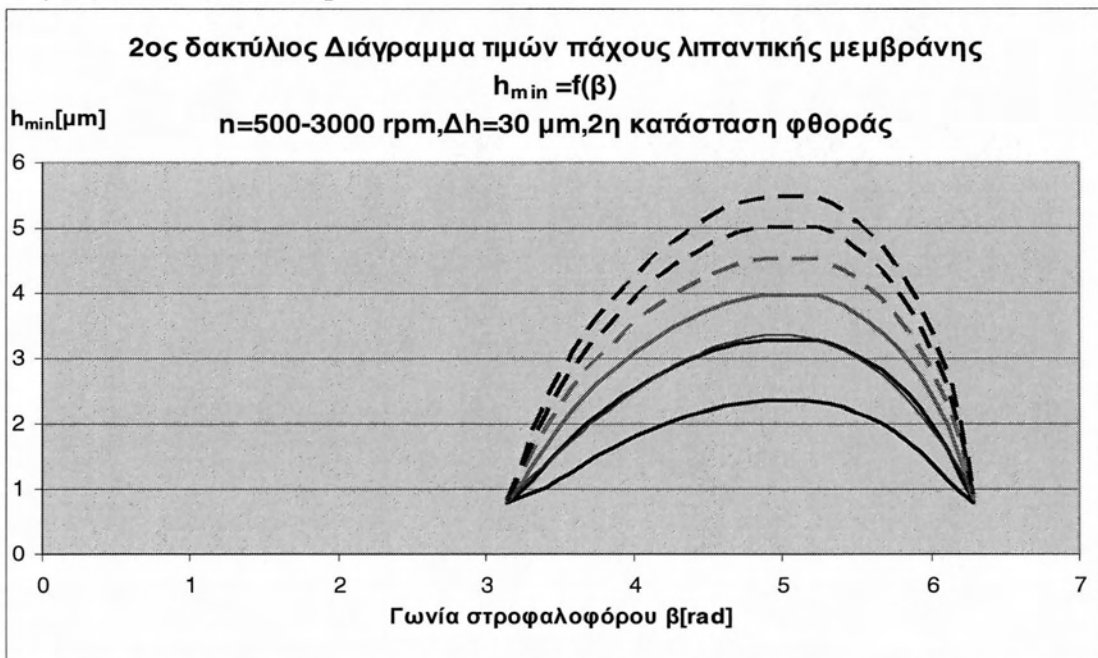
**Σχήμα 3.3.7:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3500 \text{ rpm}$

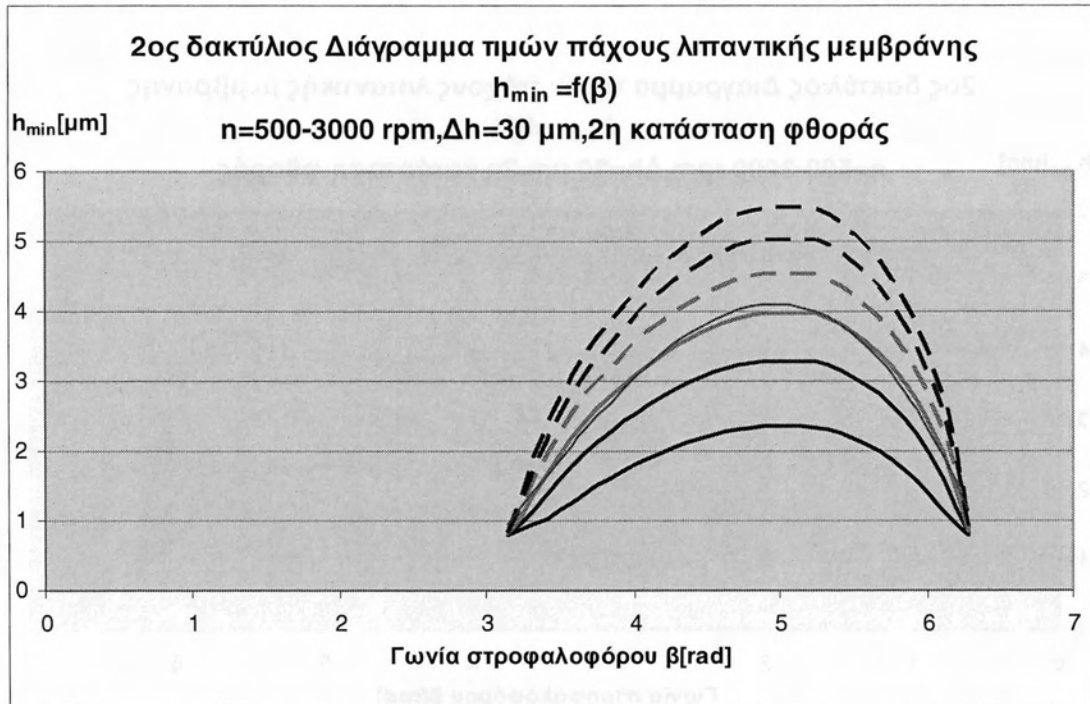
### 3.4 Υπολογισμός τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς, $N=500-3500$ rpm



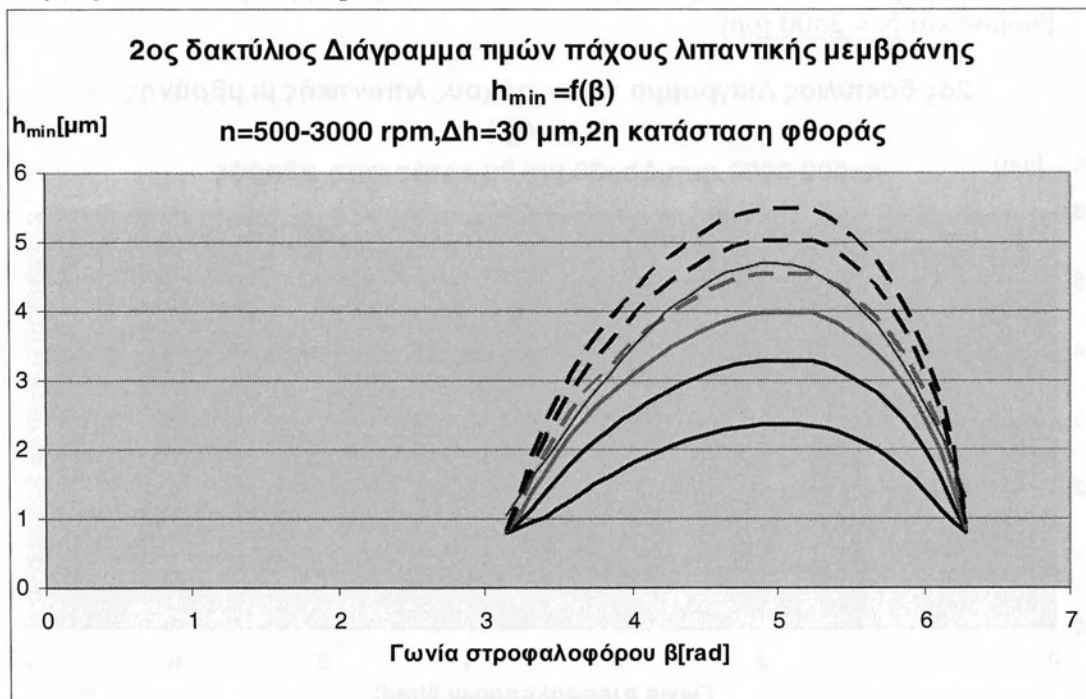
**Σχήμα 3.4.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=500$  rpm



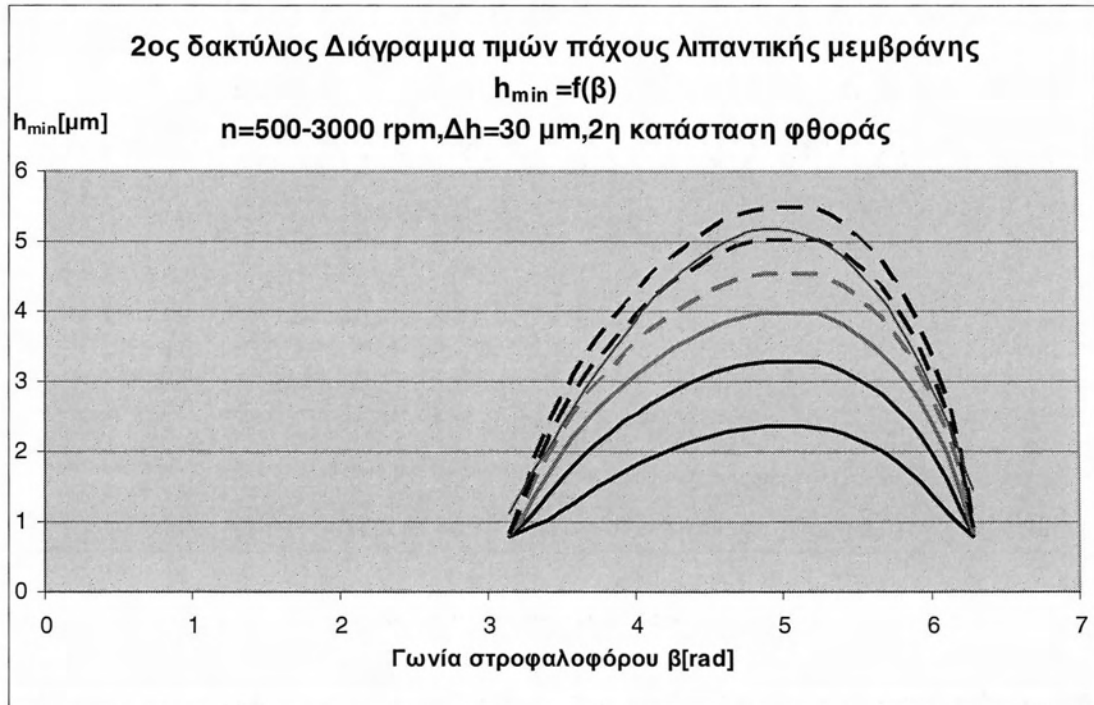
**Σχήμα 3.4.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=1000$  rpm



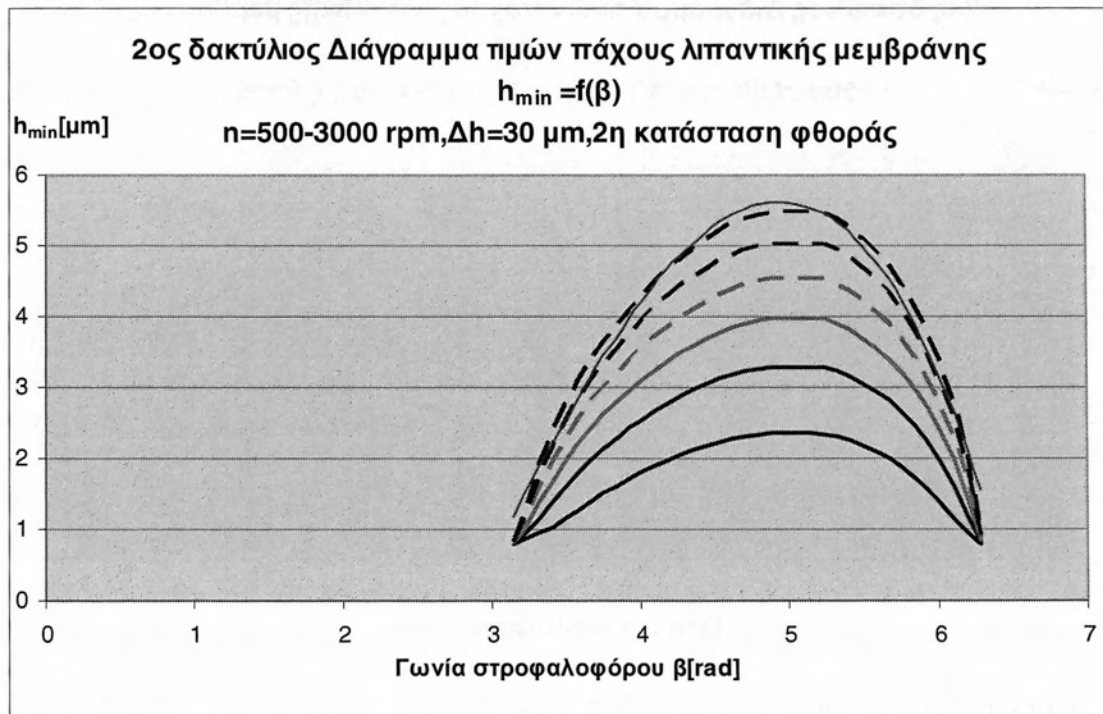
**Σχήμα3.4.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1500 \text{ rpm}$



**Σχήμα3.4.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2000 \text{ rpm}$

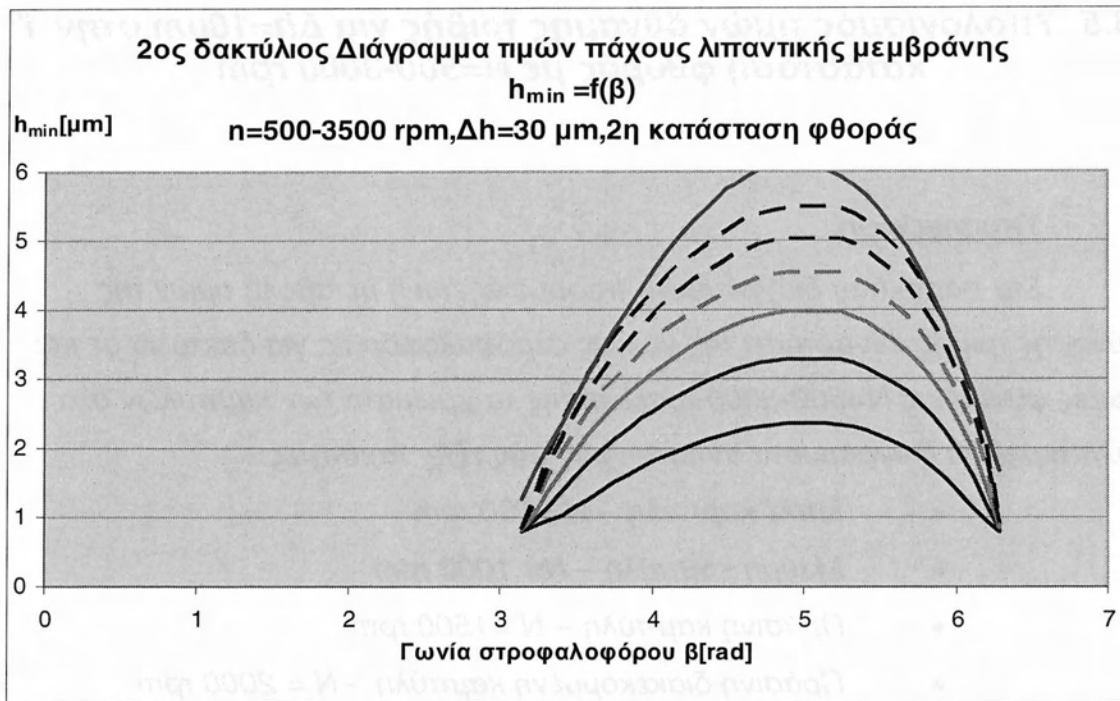


**Σχήμα3.4.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500$  rpm



**Σχήμα3.4.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500$  rpm.  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000$  rpm





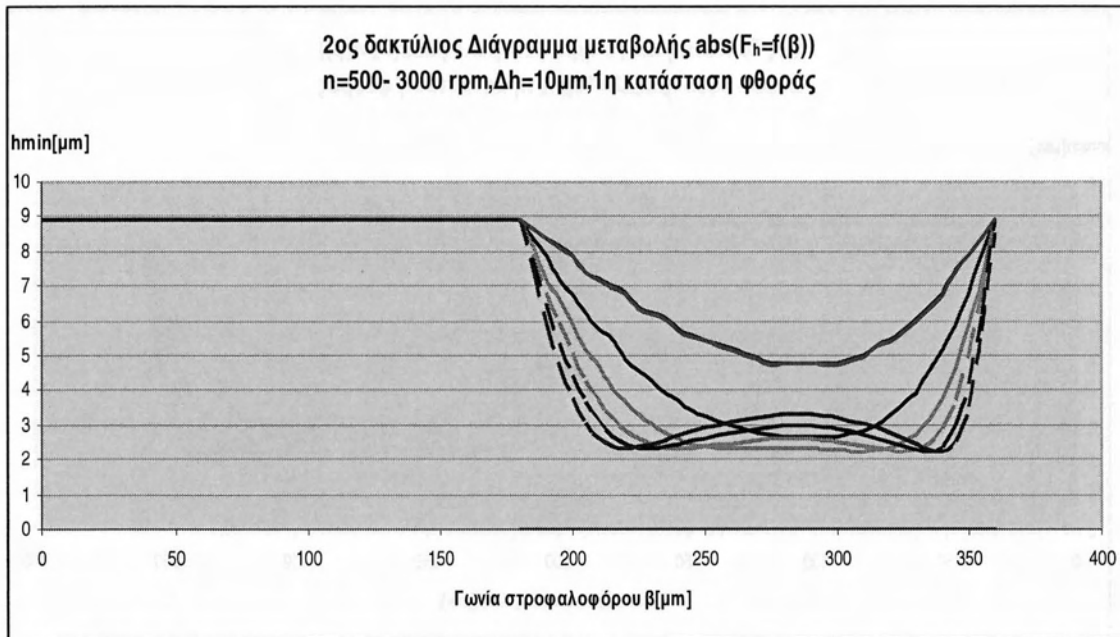
**Σχήμα 3.4.7:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30 \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000-3500 \text{ rpm}$ .  
 \* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3500 \text{ rpm}$

### 3.5 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=10\mu m$ , στην 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς με $N=500-3000$ rpm

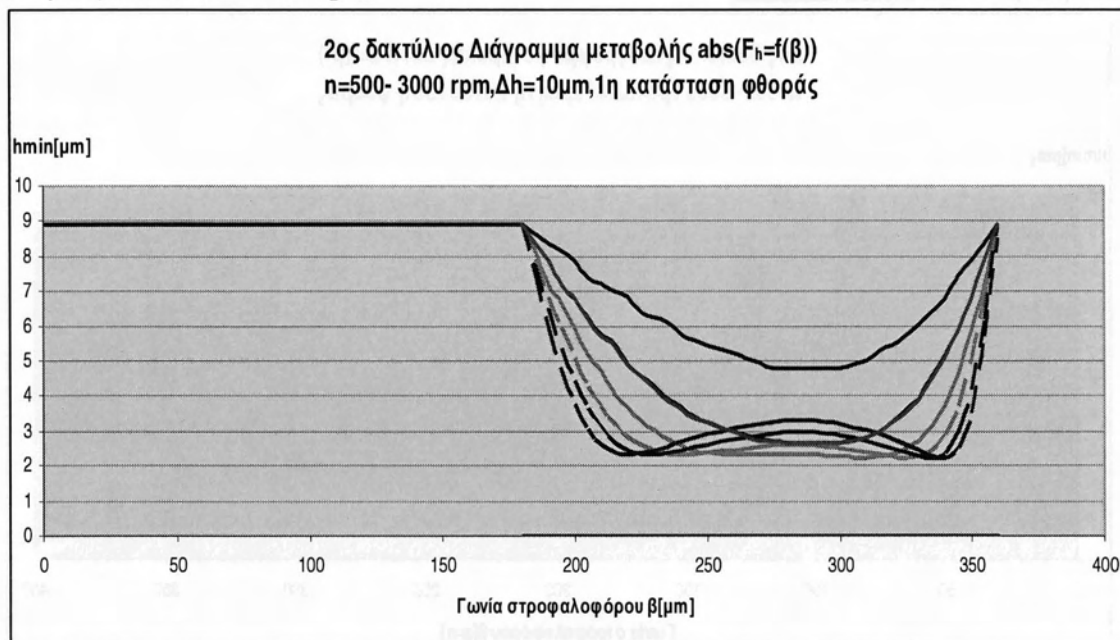
#### Υποσημείωση.

Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζεται η μεταβολή τιμών της δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου, για δακτύλιο με και χωρίς φθορά και  $N=500-3000$  rpm. Επίσης τα χρώματα των καμπυλών στα συγκεκριμένα διαγράμματα αντιστοιχούν στις εξής ταχύτητες:

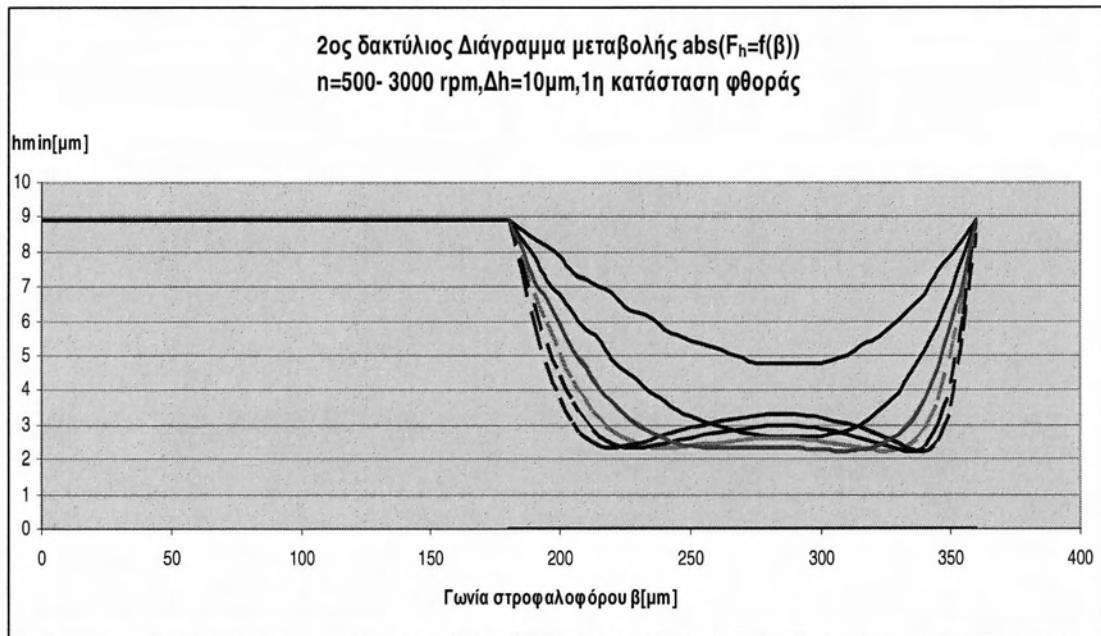
- Μπλέ καμπύλη –  $N= 500$  rpm
- Μαύρη καμπύλη –  $N= 1000$  rpm
- Πράσινη καμπύλη –  $N =1500$  rpm
- Πράσινη διακεκομμένη καμπύλη –  $N = 2000$  rpm
- Μαύρη διακεκομμένη καμπύλη –  $N= 2500$  rpm
- Μπλέ διακεκομμένη καμπύλη –  $N= 3000$  rpm



**Σχήμα3.5.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu m$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.  
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 500$  rpm

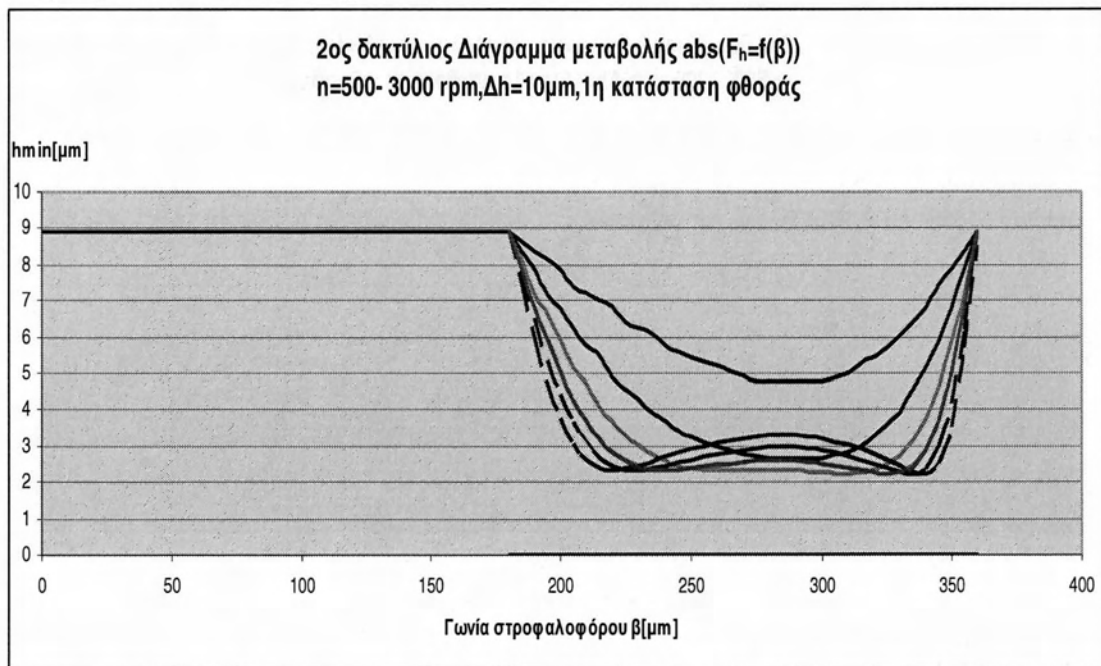


**Σχήμα3.5.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu m$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.  
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1000$  rpm



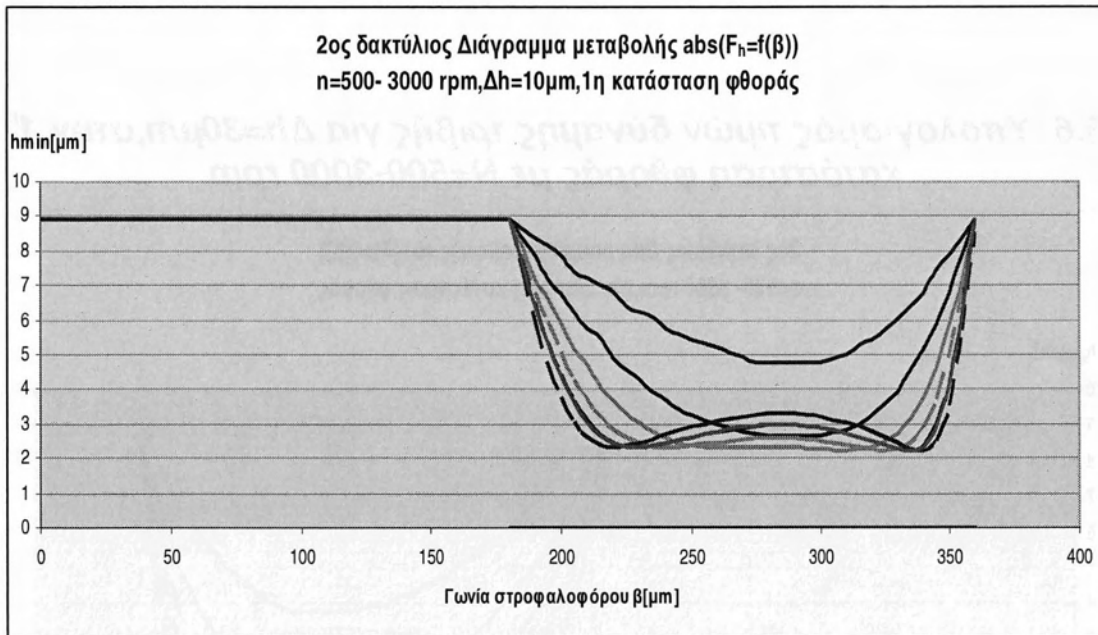
**Σχήμα3.5.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο  $3^{\text{ov}}$  βαθμού και  $N = 1500\text{ rpm}$



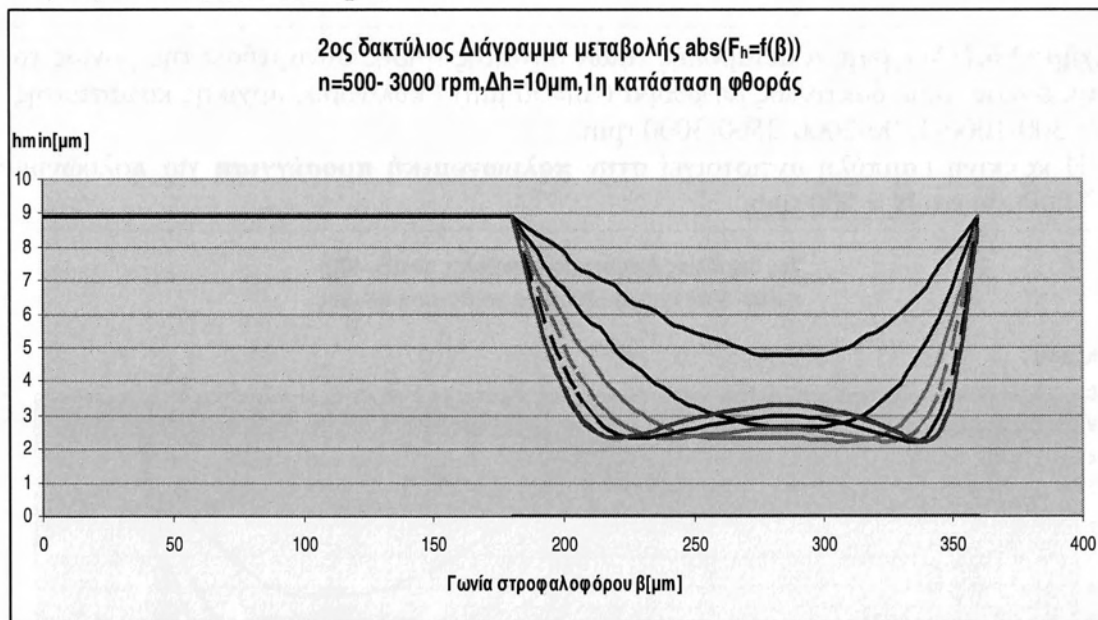
**Σχήμα3.5.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο  $3^{\text{ov}}$  βαθμού και  $N = 2000\text{ rpm}$



**Σχήμα3.5.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu m$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.

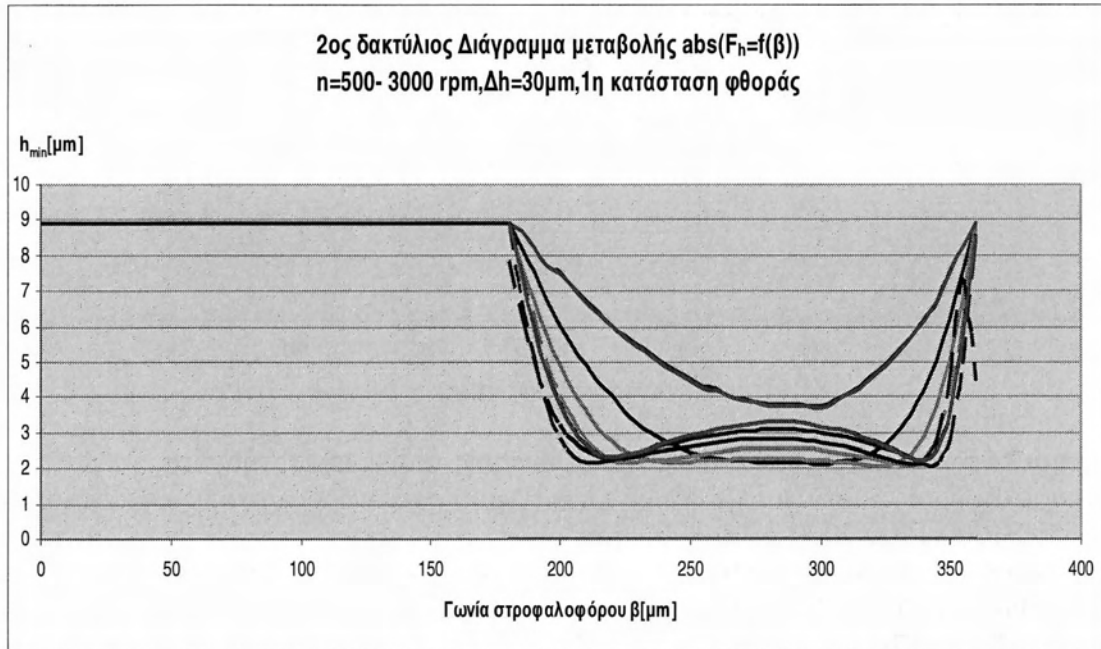
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500$  rpm



**Σχήμα3.5.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu m$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.

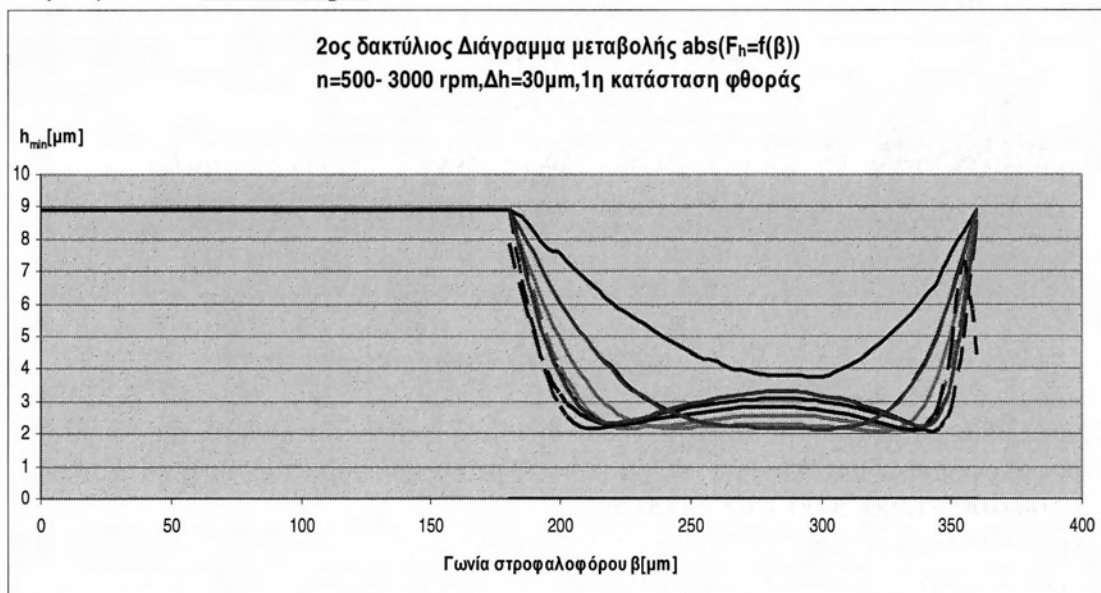
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000$  rpm

### 3.6 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , στην 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς με $N=500-3000\text{ rpm}$



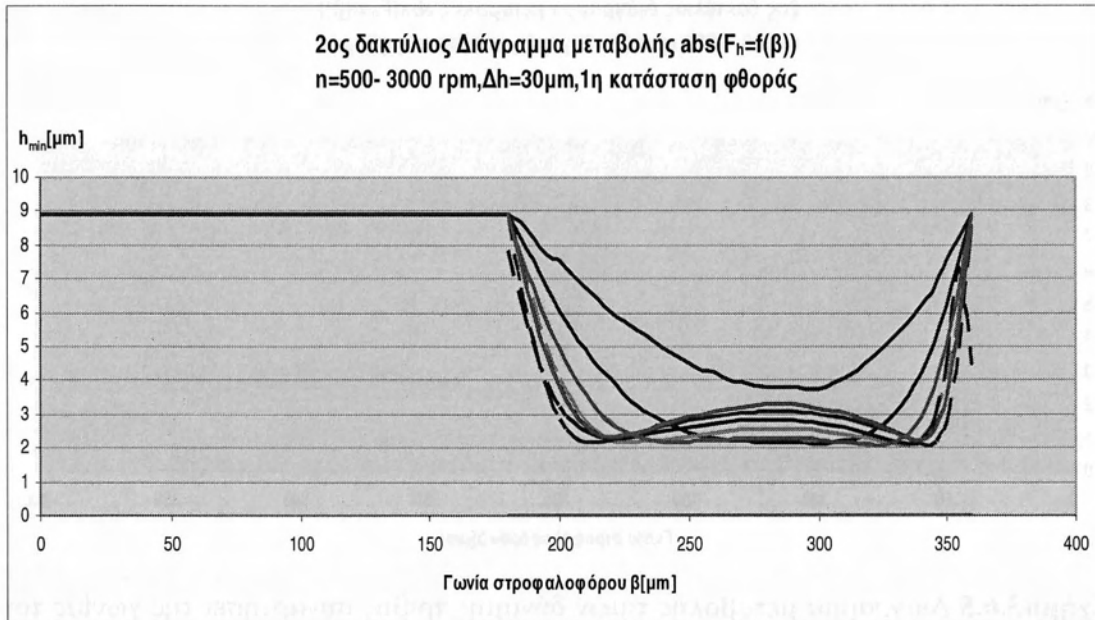
**Σχήμα 3.6.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=500\text{ rpm}$



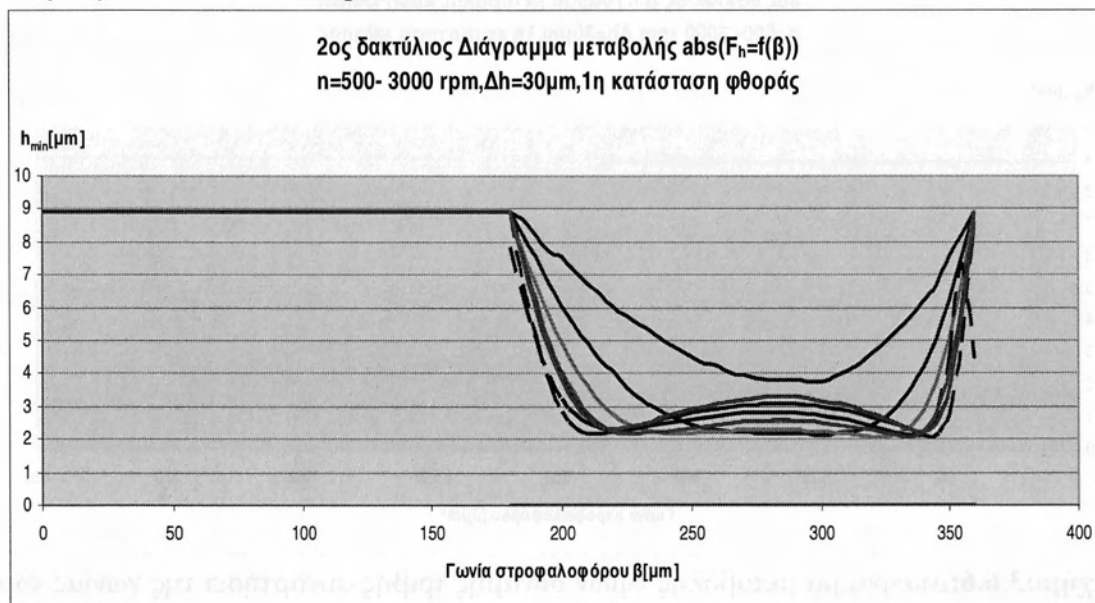
**Σχήμα 3.6.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=1000\text{ rpm}$



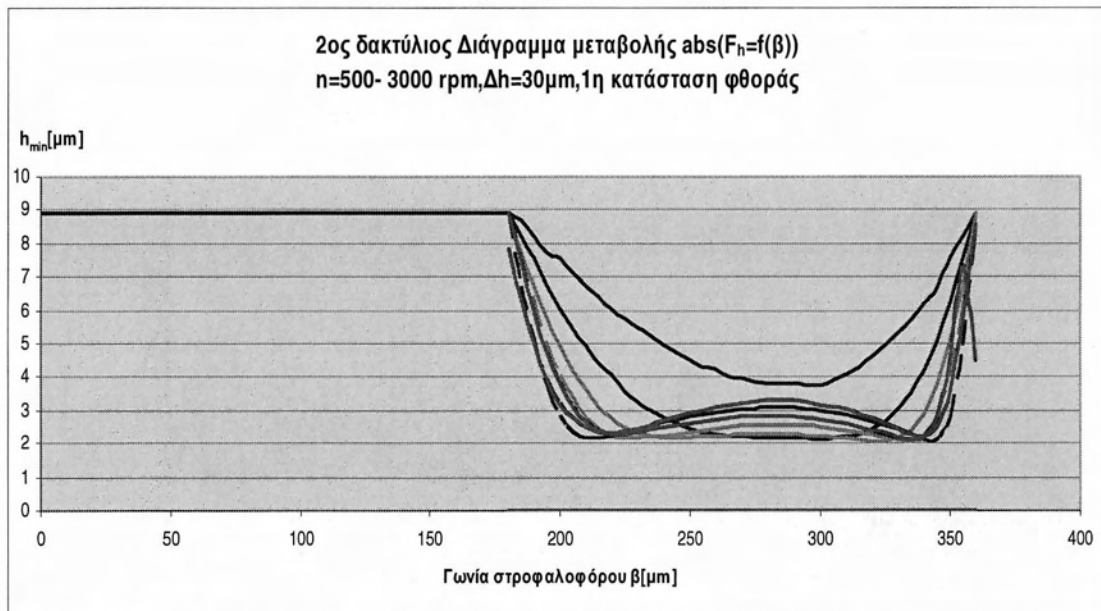
**Σχήμα3.6.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1500\text{ rpm}$



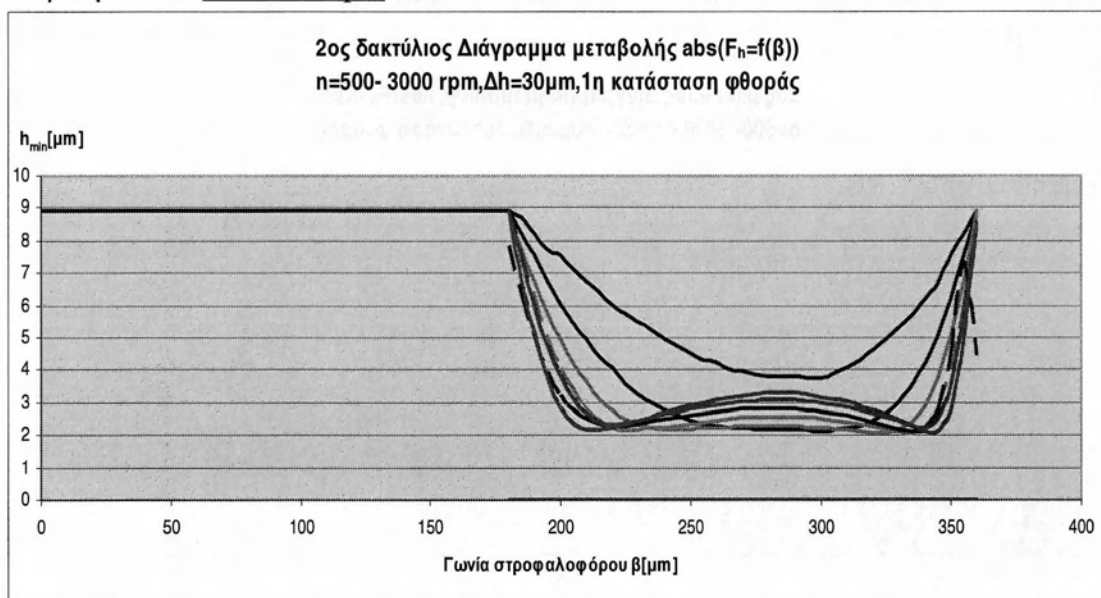
**Σχήμα3.6.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2000\text{ rpm}$



**Σχήμα3.6.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500\text{ rpm}$

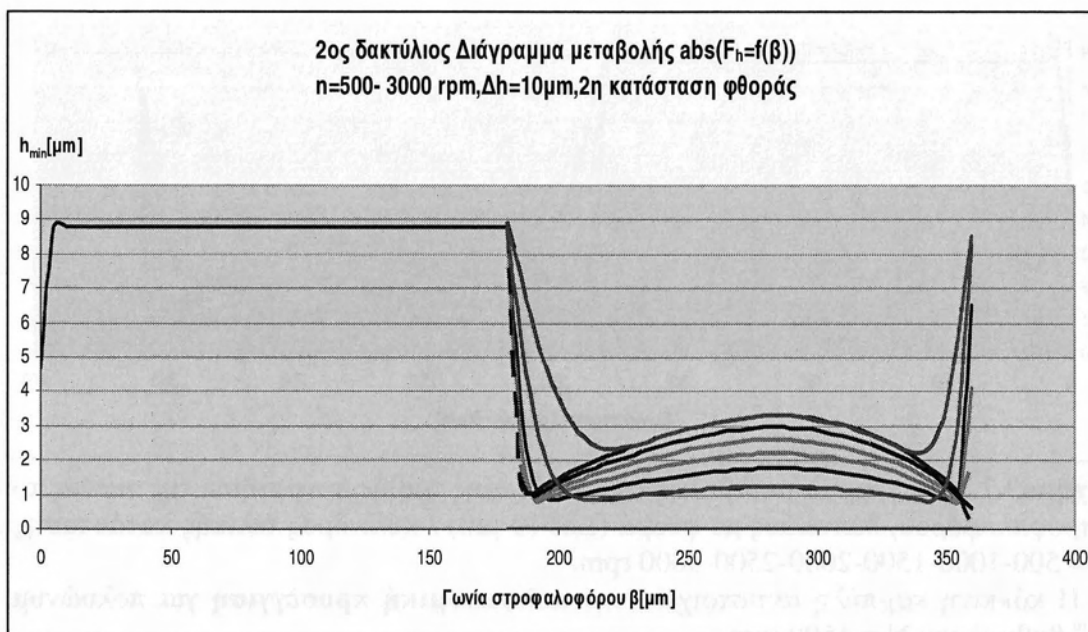


**Σχήμα3.6.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000\text{ rpm}$

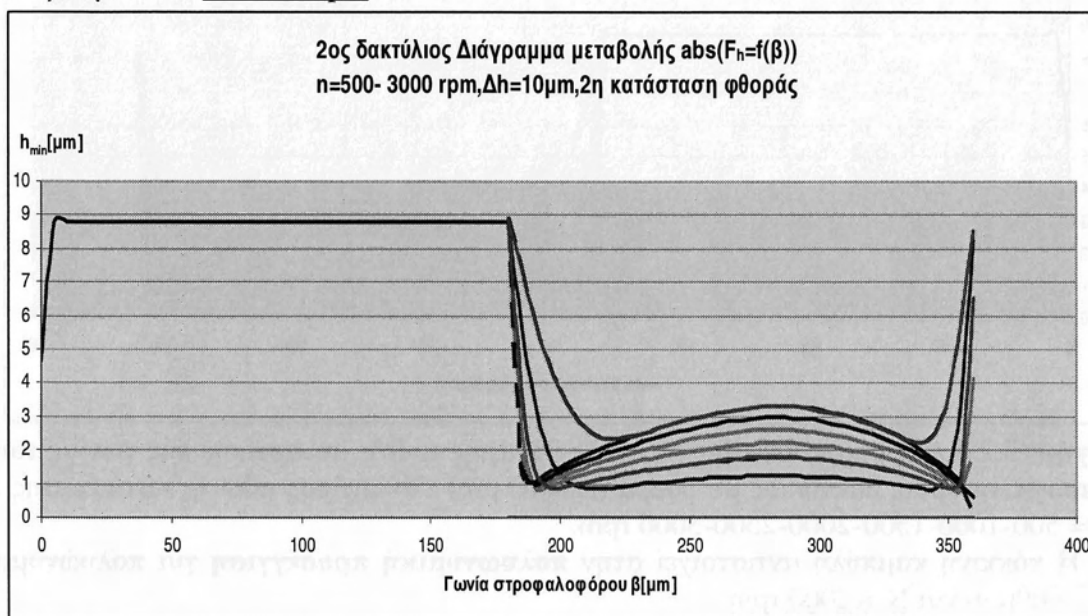


### 3.7 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=10\mu m$ , στην 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς με $N=500-3000$ rpm



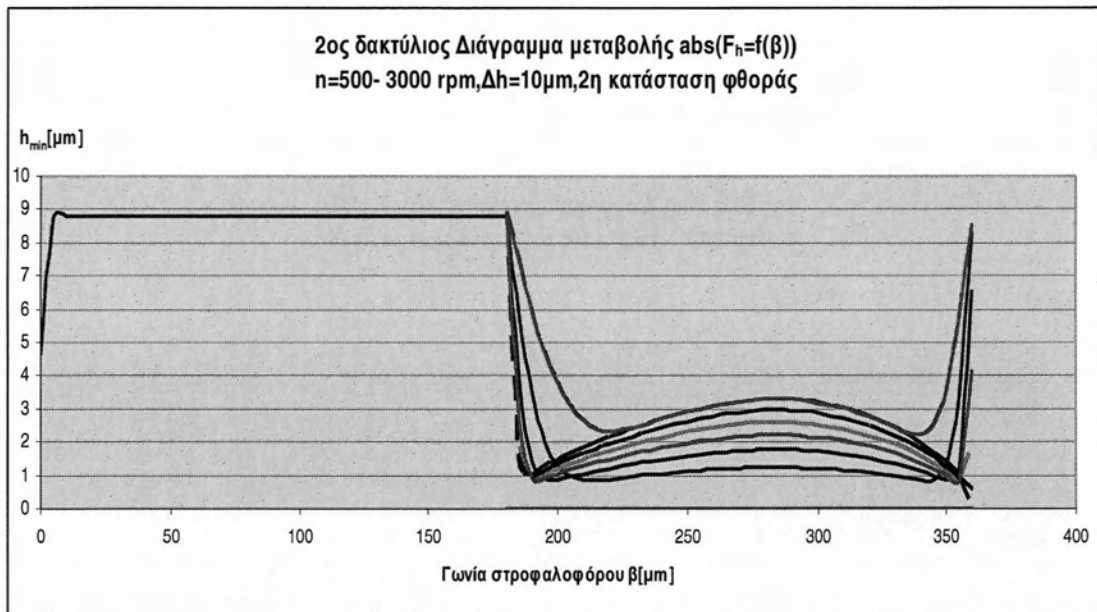
**Σχήμα3.7.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 500$  rpm



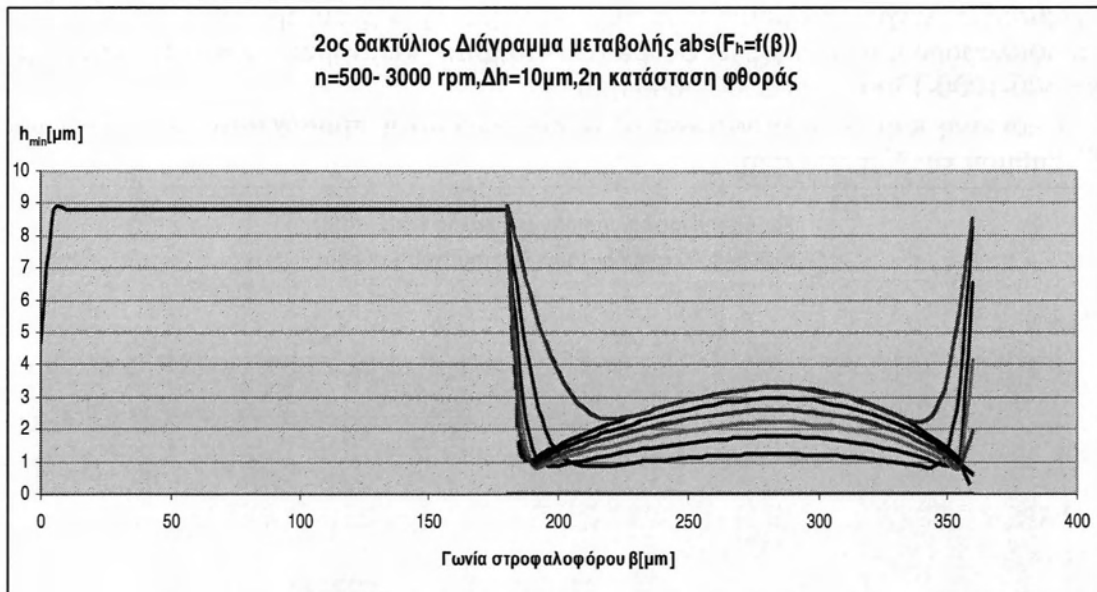
**Σχήμα3.7.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1000$  rpm



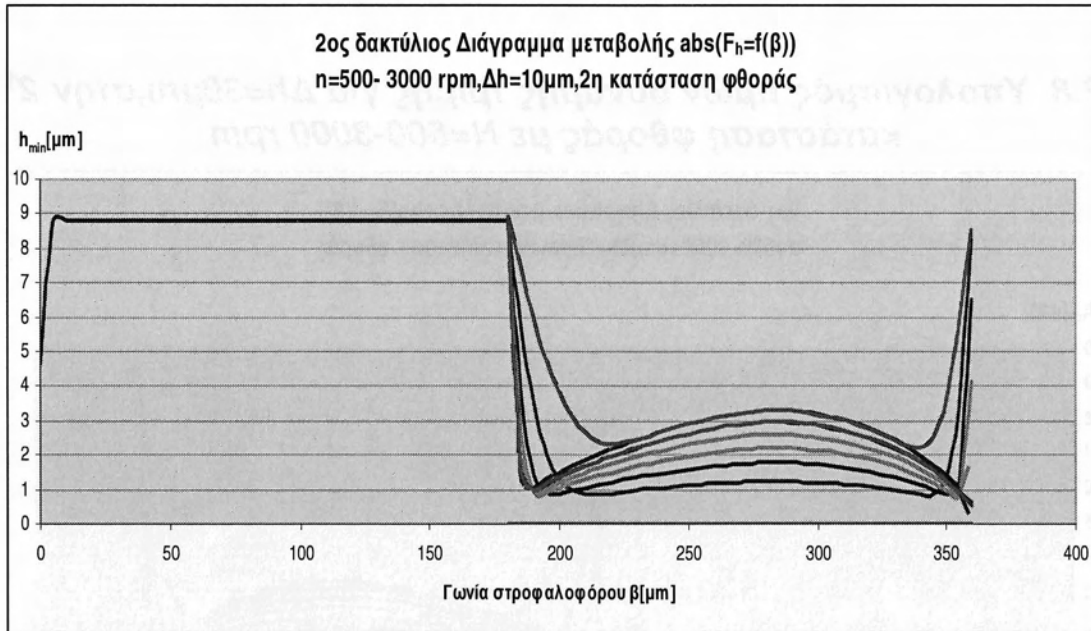
**Σχήμα3.7.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ο</sup> βαθμού και  $N = 1500$  rpm



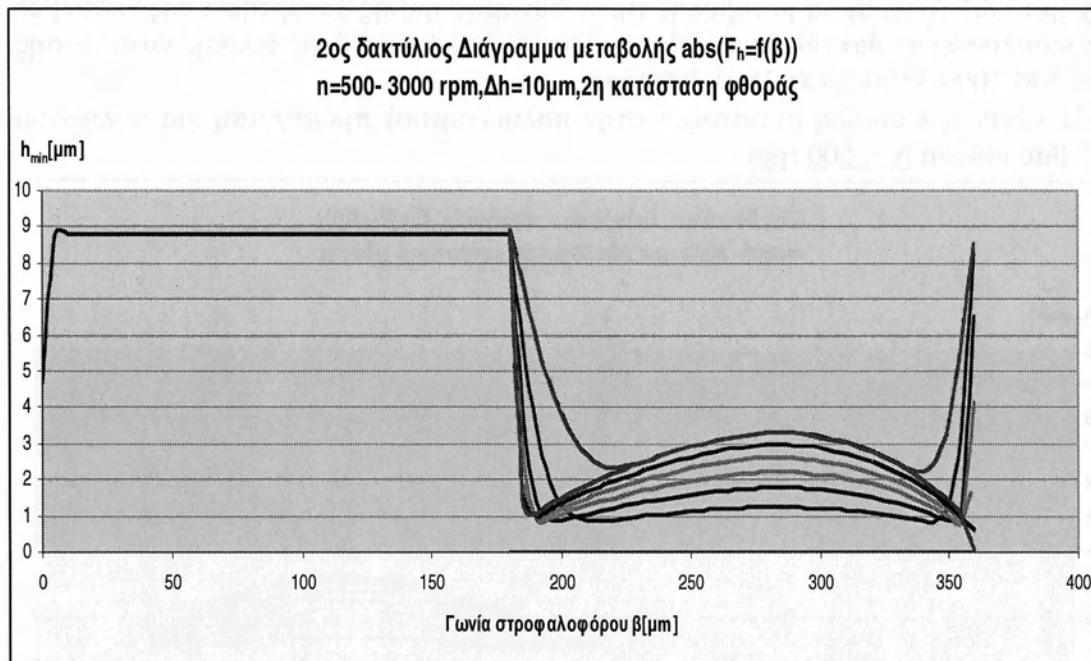
**Σχήμα3.7.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10 \mu m$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000$  rpm.

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ο</sup> βαθμού και  $N = 2000$  rpm



**Σχήμα3.7.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

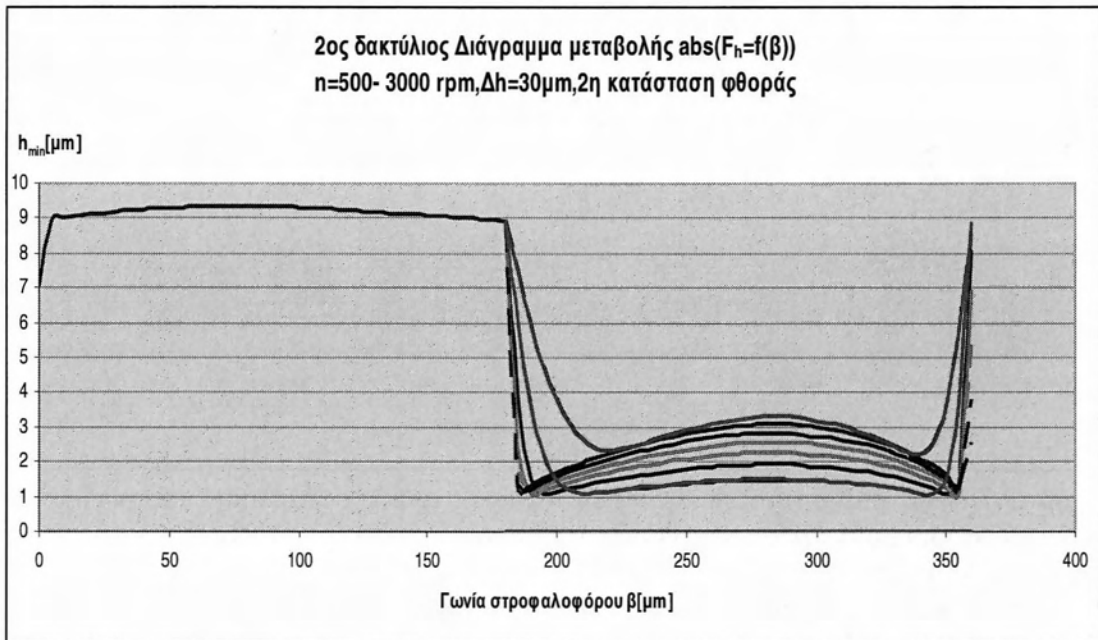
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500\text{ rpm}$



**Σχήμα3.7.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

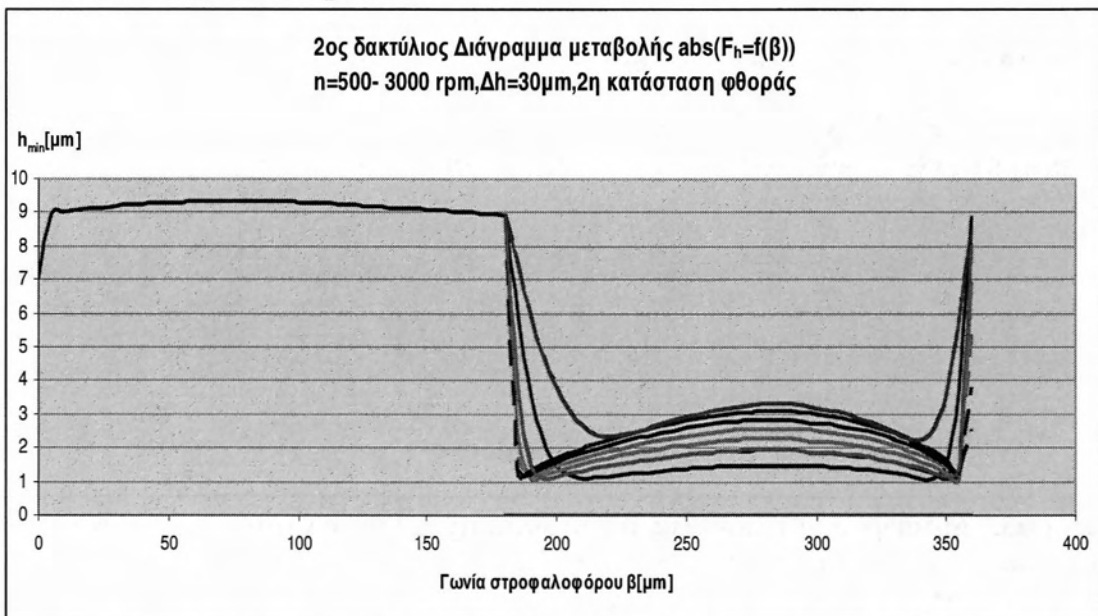
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000\text{ rpm}$

### 3.8 Υπολογισμός τιμών δύναμης τριβής για $\Delta h=30\mu\text{m}$ , στην 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς με $N=500-3000\text{ rpm}$



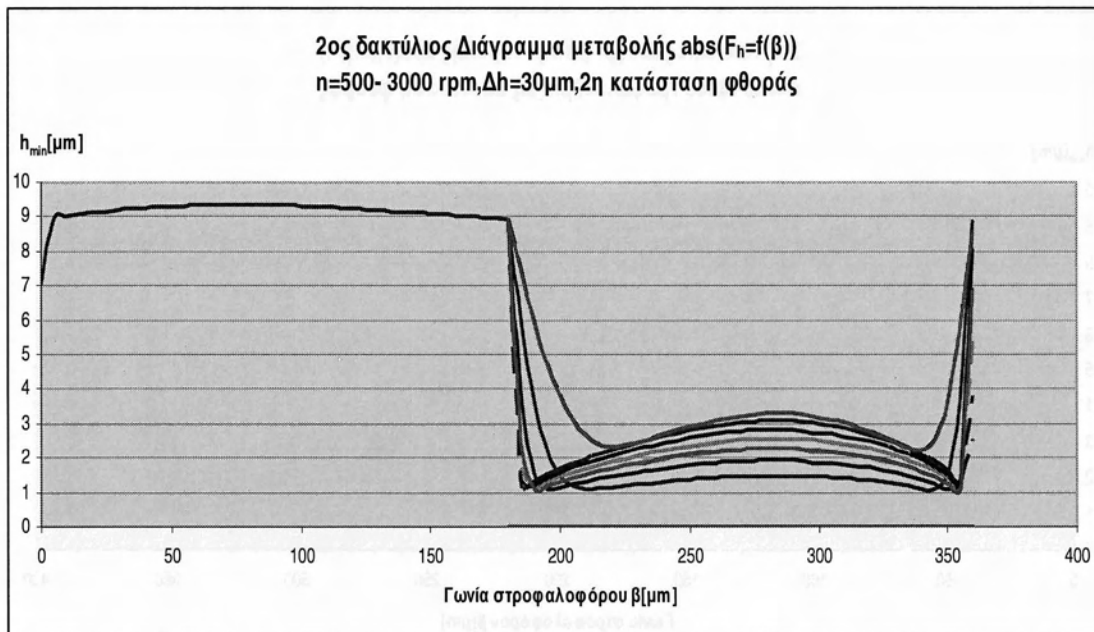
**Σχήμα 3.8.1:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=500\text{ rpm}$



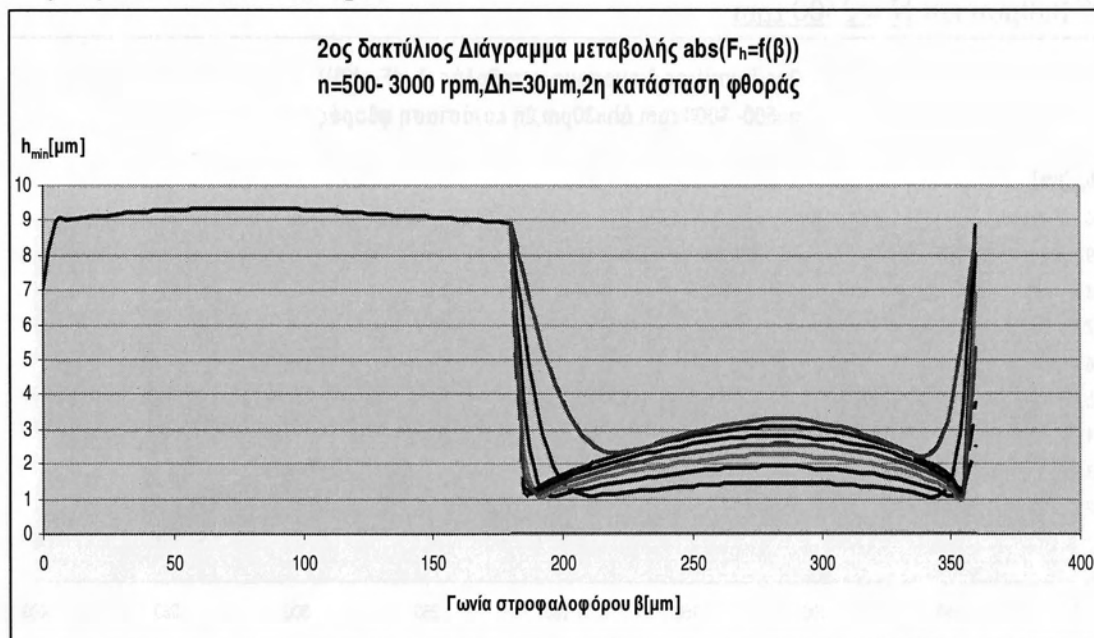
**Σχήμα 3.8.2:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N=1000\text{ rpm}$



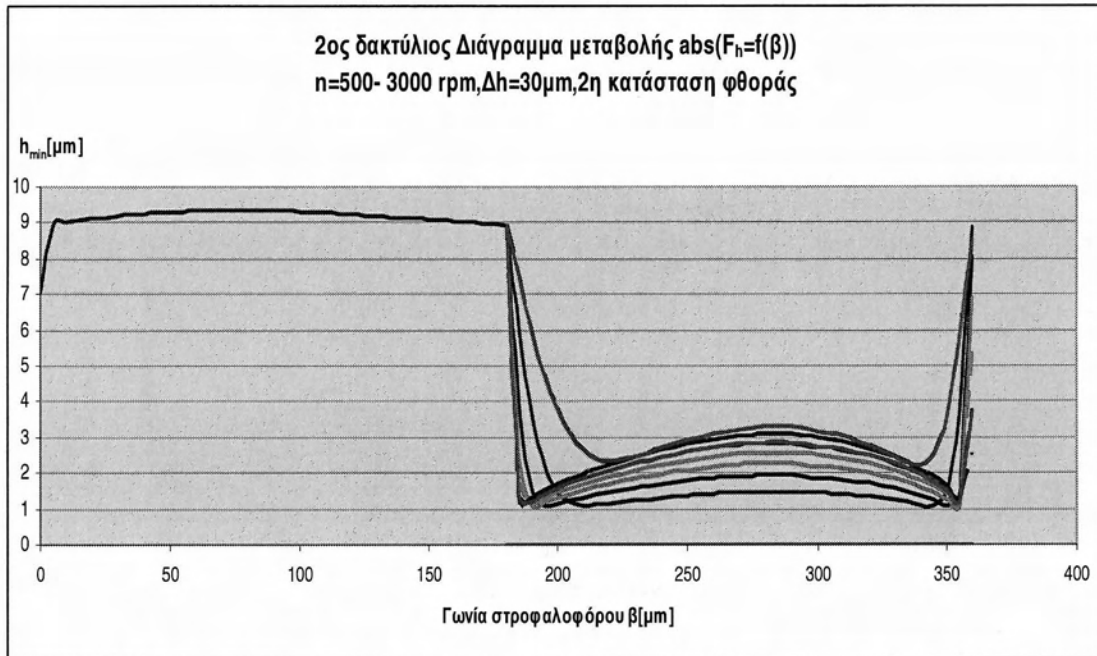
**Σχήμα3.8.3:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\ \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 1500\text{ rpm}$



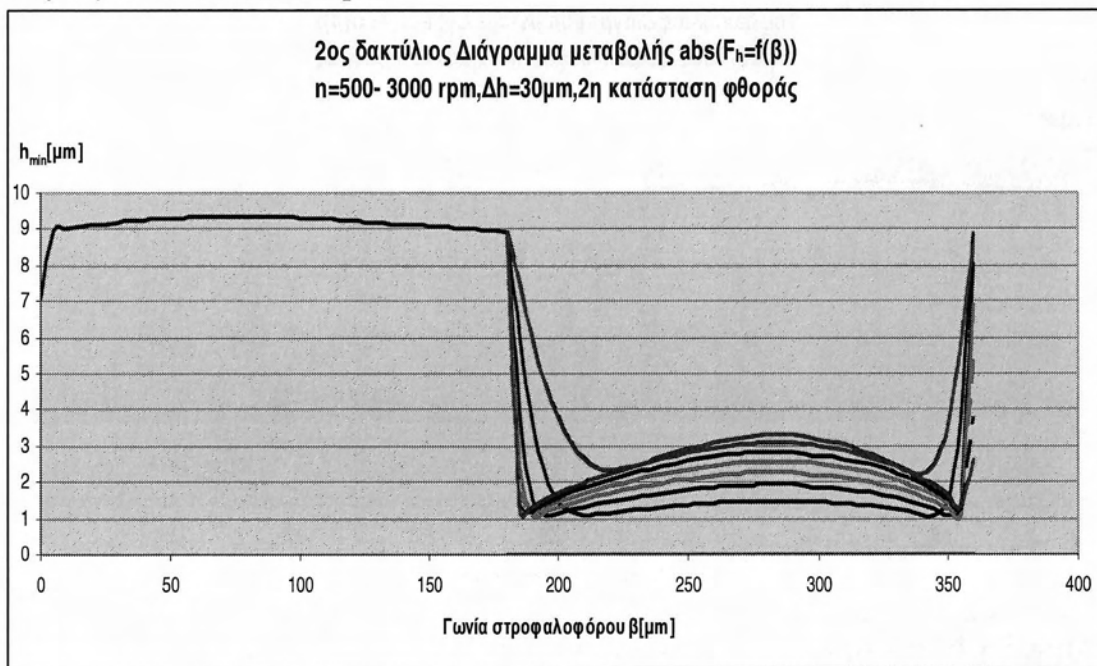
**Σχήμα3.8.4:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\ \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2000\text{ rpm}$



**Σχήμα 3.8.5:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\ \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\ \text{rpm}$ .

\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 2500\ \text{rpm}$

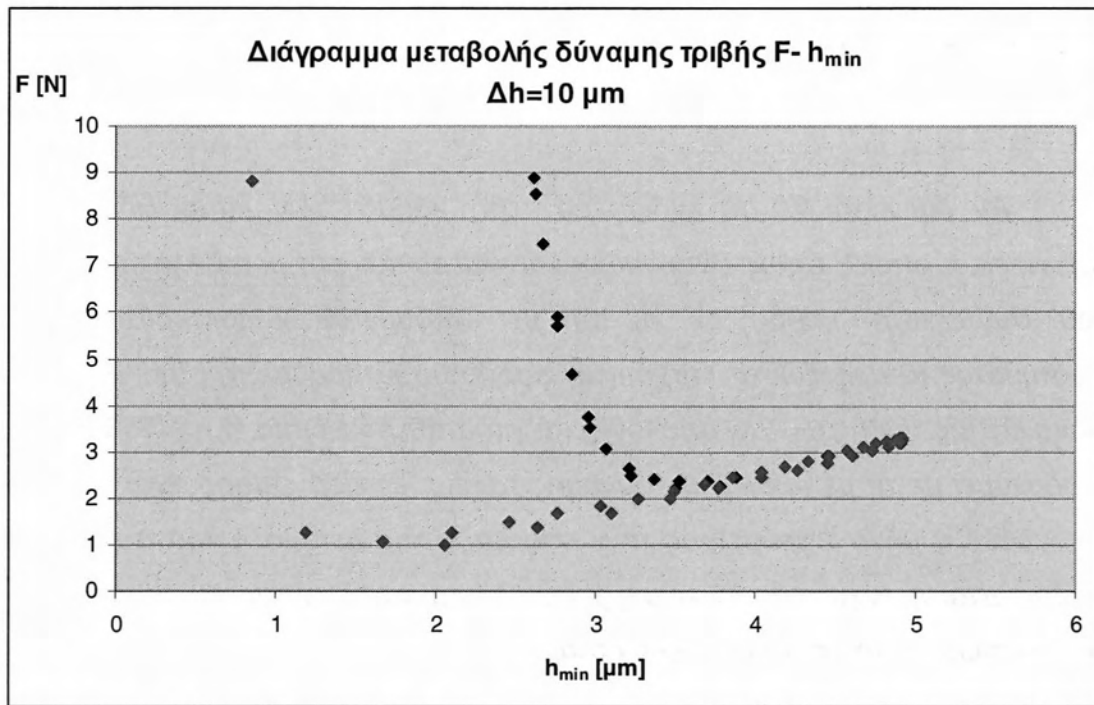


**Σχήμα 3.8.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=10\ \mu\text{m}$ ) / κύλινδρος τελικής κατάστασης ,  $N= 500-1000-1500-2000-2500-3000\ \text{rpm}$ .

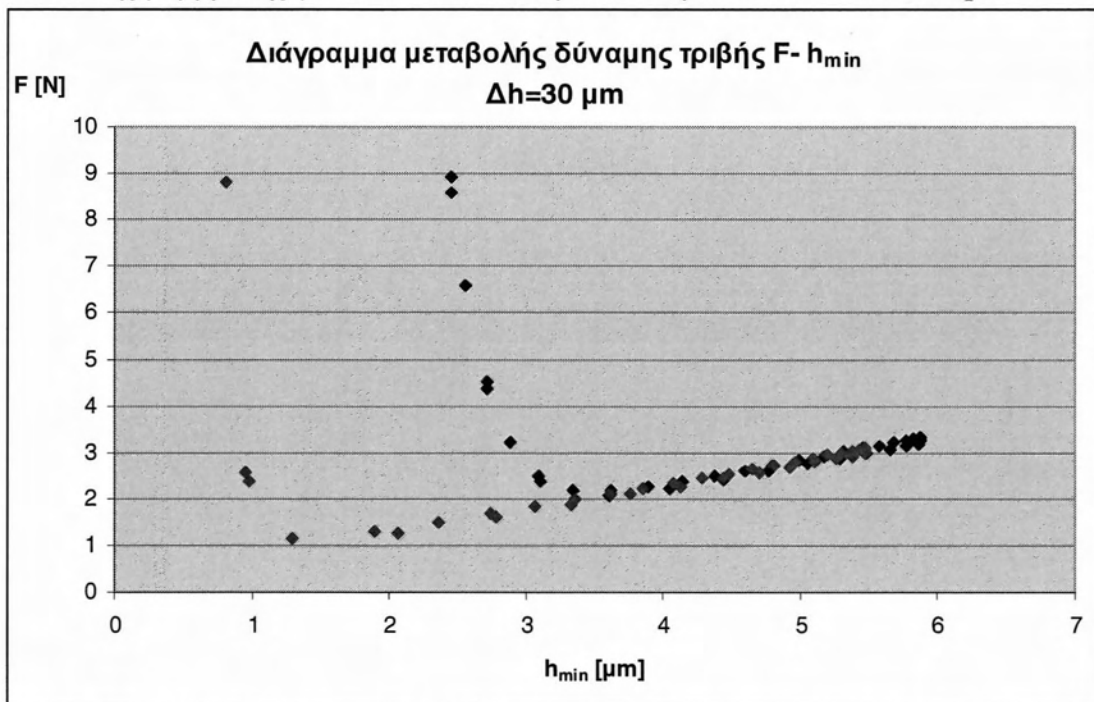
\* Η κόκκινη καμπύλη αντιστοιχεί στην **πολυωνυμική προσέγγιση** για πολυώνυμο 3<sup>ου</sup> βαθμού και  $N = 3000\ \text{rpm}$

### 3.9 Διαγράμματα τύπου Striebeck

Αν επικεντρωθεί το ενδιαφέρον στη χάραξη των καμπυλών τύπου *striebeck*, οι οποίες όπως είναι γνωστό αναφέρονται στη μεταβολή των τιμών του συντελεστή τριβής σε σχέση με λειτουργικά χαρακτηριστικά του συστήματος (όπως ιξώδες, ταχύτητα, φορτίο) παρατηρούμε το εξής: Επειδή ο συντελεστής τριβής  $\mu = F/w$  υπολογίζεται για σταθερό φορτίο  $w$ , η μεταβολή του ισοδυναμεί με τη μεταβολή της δύναμης τριβής. Επειδή επίσης είναι σταθερό το ιξώδες η μόνη παράμετρος που επηρεάζει την μεταβολή του συντελεστή τριβής είναι η ταχύτητα. Αν όμως χαραχθεί καμπύλη τύπου *striebeck*  $F=f(h)$  τότε έχουμε τα παρακάτω διαγράμματα.



**Σχήμα3.9.1:** Διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής συναρτήσει ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο με  $\Delta h=10\mu m$  και  $N=500-3500 \text{ rpm}$

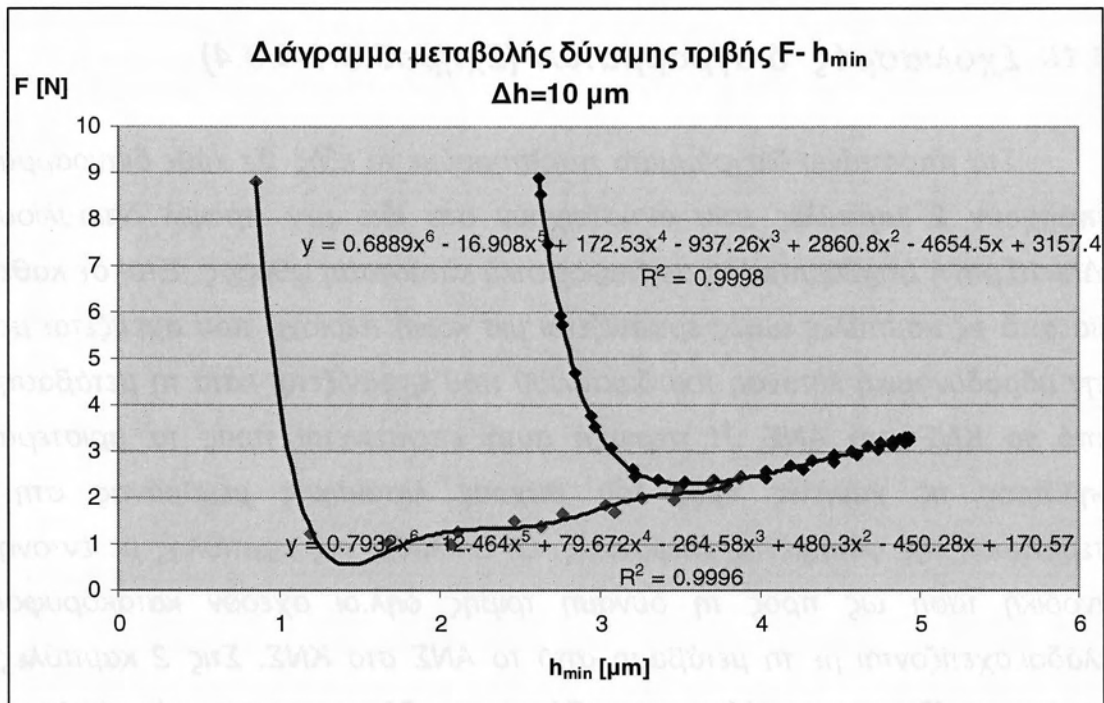


**Σχήμα3.9.2:** Διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής συναρτήσει ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο με  $\Delta h=30\mu m$  και  $N=500-3500 \text{ rpm}$ .

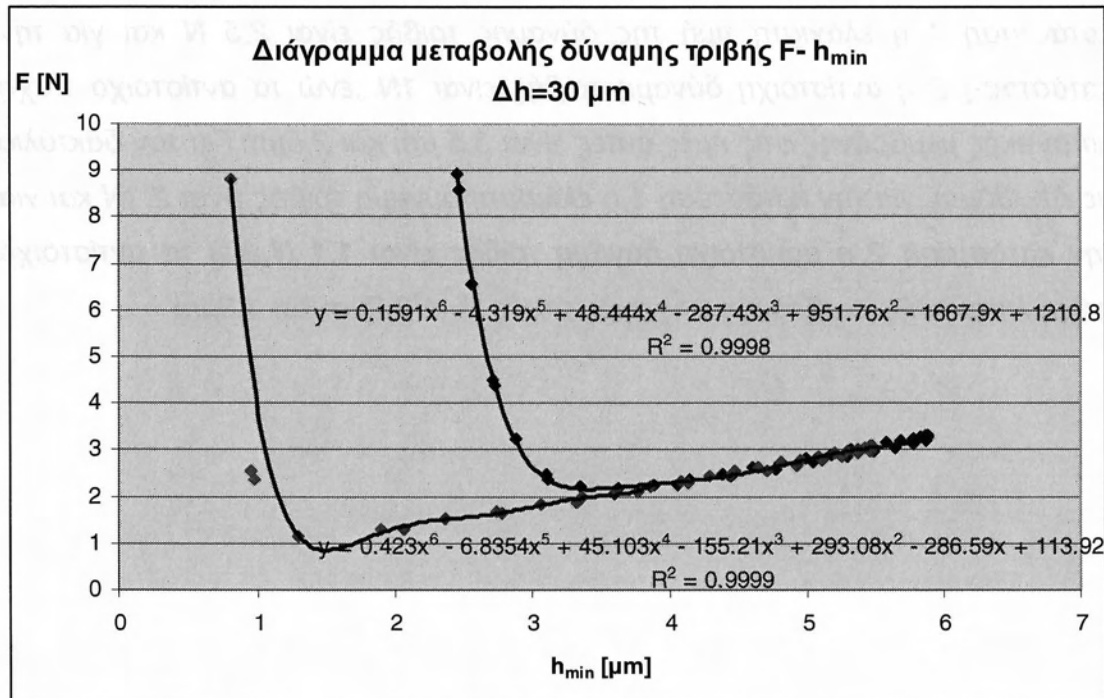
Παρατήρηση: 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς σημεία χρώματος μπλέ.

2<sup>η</sup> κατασταση φθοράς σημεία χρώματος κόκκινο.





**Σχήμα3.9.3:** Διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής συναρτήσει ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο με Δh=10μm και N=500-3500 rpm



**Σχήμα3.9.4:** Διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής συναρτήσει ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο με Δh=30μm και N=500-3500 rpm.

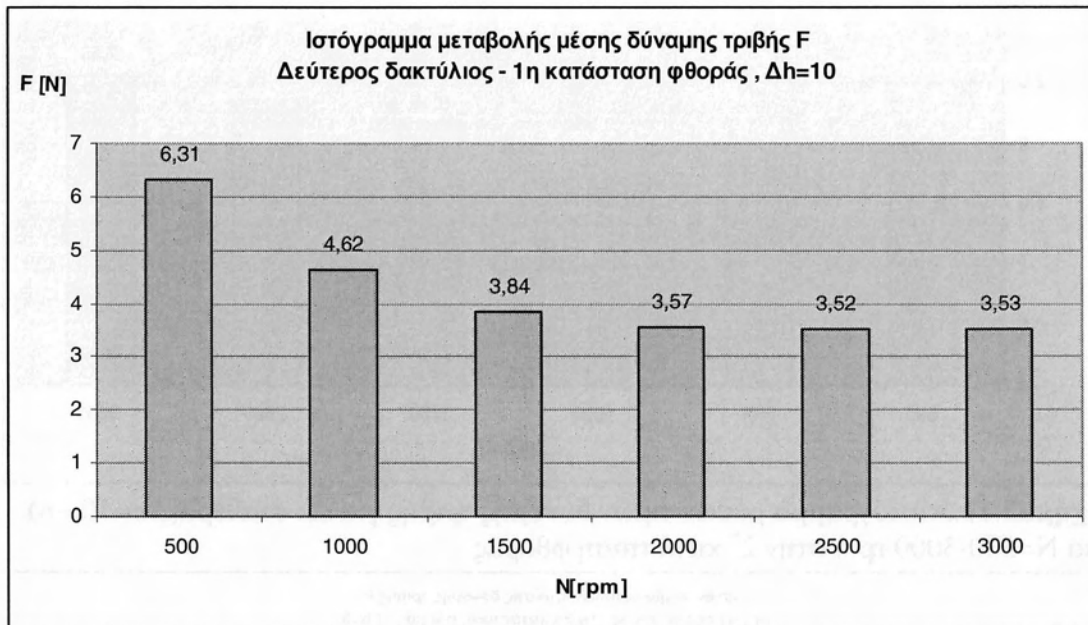
Παρατήρηση: 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς σημεία χρώματος μπλέ.

2<sup>η</sup> κατασταση φθοράς σημεία χρώματος κόκκινο.

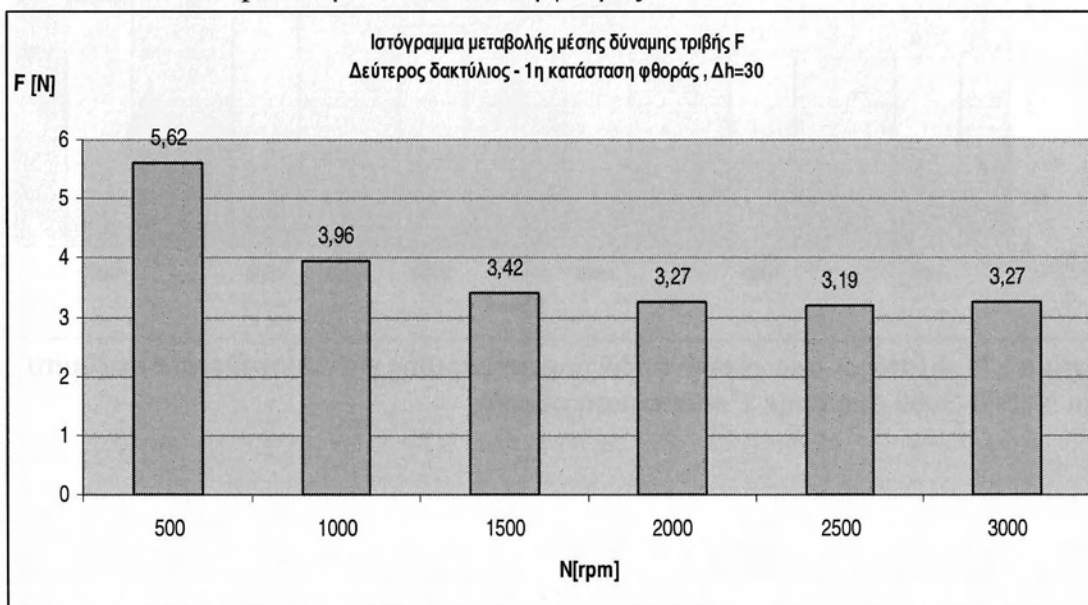
### 3.10 Σχόλιασμός διαγραμμάτων (Σχήμα 3.9.1-3.9.4)

Στα παραπάνω διαγράμματα παρατηρούμε τα εξής :Σε κάθε διάγραμμα υπάρχουν 2 καμπύλες που αντιστοιχούν στο ίδιο μεν προφίλ δακτύλιου ( $\Delta h=10 \mu\text{m}$  ή  $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) αλλά σε διαφορετική κατάσταση φθοράς. Έτσι σε κάθε μία από τις καμπύλες αυτές εμφανίζεται μια κοινή περιοχή που σχετίζεται με την υδροδυναμική λίπανση του δακτύλιου που εμφανίζεται κατά τη μετάβαση από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ .Η περιοχή αυτή επεκτείνεται προς τα αριστερά δηλ.προς τις χαμηλές τιμές του πάχους λιπαντικής μεμβράνης στην περίπτωση της φθαρμένης επιφάνειας. Οι 2 κλάδοι της καμπύλης με έντονη ανοδική τάση ως προς τη δύναμη τριβής δηλ.οι σχεδόν κατακόρυφοι κλάδοι,σχετίζονται με τη μετάβαση από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ. Στις 2 καμπύλες αυτές εντοπίζεται για το ελάχιστο της δύναμης τριβής σε συγκεκριμένη τιμή του πάχους λιπαντικής μεμβράνης. Για τον δακτύλιο με  $\Delta h=10\mu\text{m}$ ,για την κατάσταση 1 η ελάχιστη τιμή της δύναμης τριβής είναι 2,5 N και για την κατάσταση 2 η αντίστοιχη δύναμη τριβής είναι 1N ,ενώ τα αντίστοιχα πάχη λιπαντικής μεμβράνης στις τιμές αυτές είναι 3,5  $\mu\text{m}$  και 2,5 $\mu\text{m}$ .Για τον δακτύλιο με  $\Delta h=30\mu\text{m}$  ,για την κατάσταση 1,η ελάχιστη δύναμη τριβής είναι 2,1N και για την κατάσταση 2 η αντίστοιχη δύναμη τριβής είναι 1,1 N,ενώ τα αντίστοιχα πάχη λιπαντικής μεμβράνης στις τιμές αυτές είναι 3,3 $\mu\text{m}$  και 1,3 $\mu\text{m}$

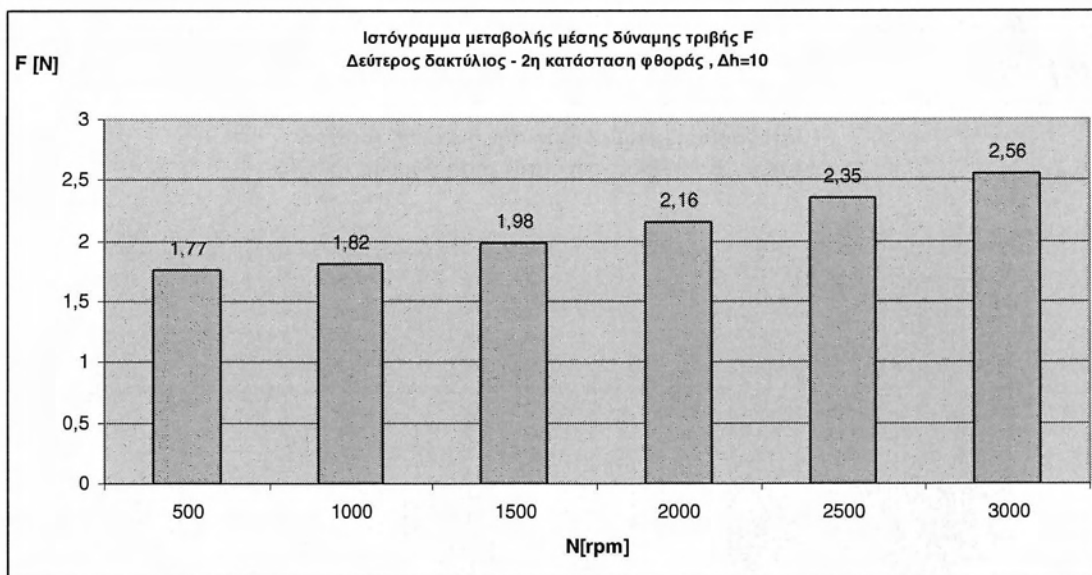
**3.11 Συγκριτικά αποτελέσματα λειτουργικών χαρακτηριστικών 2<sup>ου</sup> δακτυλίου με βάση τη μέση δύναμη τριβής**



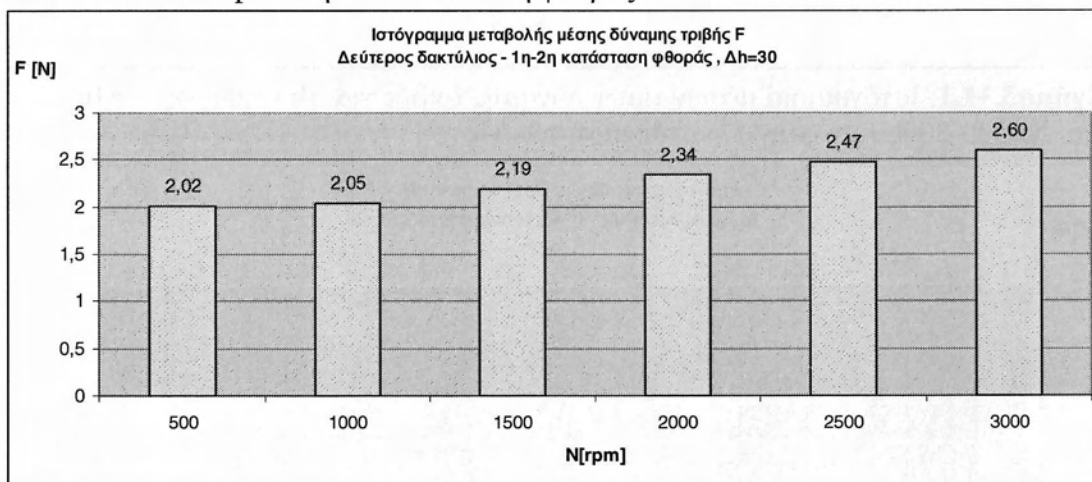
**Σχήμα3.11.1:** Ιστόγραμμα μέσων τιμών δύναμης τριβής για Δh σταθερό(Δh=10μm) και N=500-3000 rpm στην 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



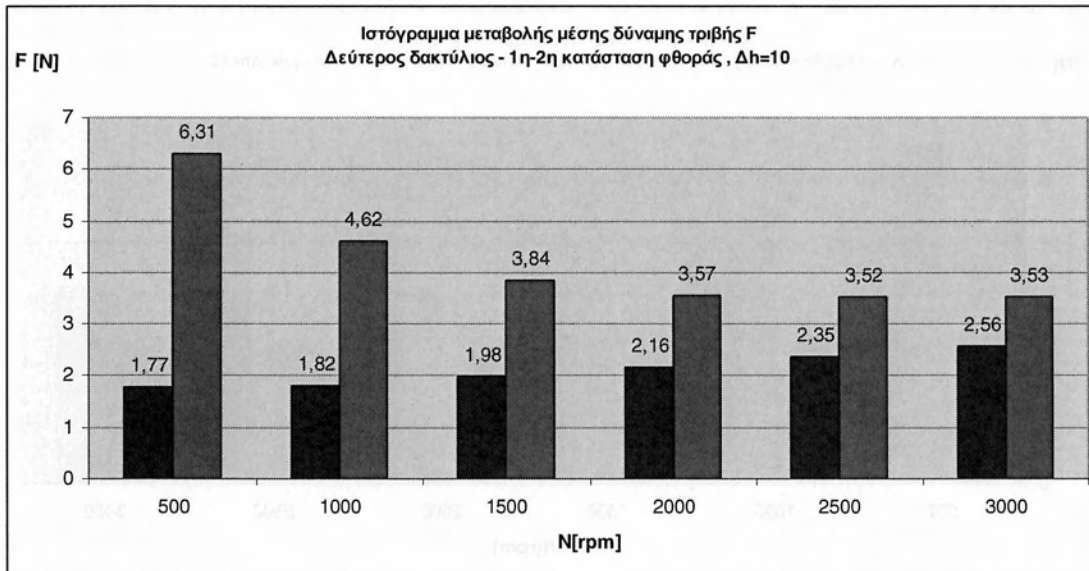
**Σχήμα3.11.2:** Ιστόγραμμα μέσων τιμών δύναμης τριβής για Δh σταθερό(Δh=30μm) και N=500-3000 rpm στην 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



**Σχήμα3.11.3:** Ιστόγραμμα μέσων τιμών δύναμης τριβής για Δh σταθερό(Δh=10μm) και N=500-3000 rpm στην 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς

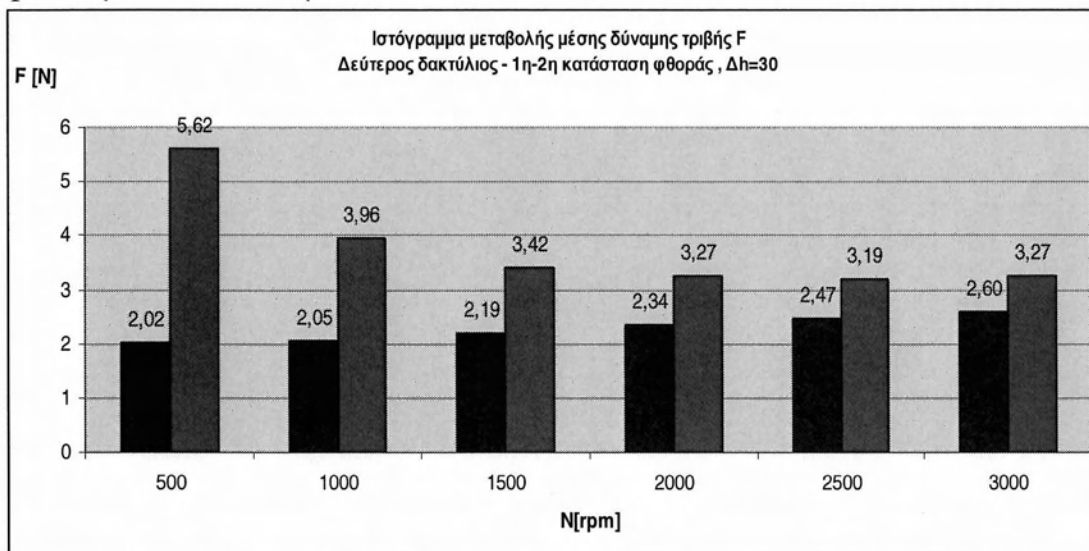


**Σχήμα3.11.4:** Ιστόγραμμα μέσων τιμών δύναμης τριβής για Δh σταθερό(Δh=30μm) και N=500-3000 rpm στην 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς



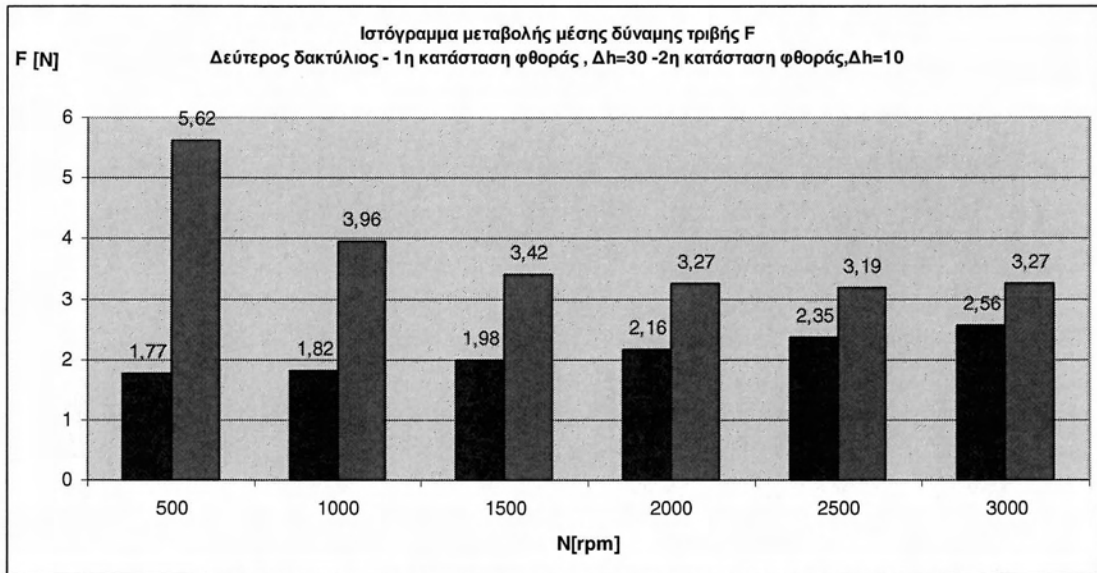
**Σχήμα3.11.5:** Συγκριτικό ιστόγραμμα μέσω των τιμών δύναμης τριβής για  $\Delta h=10\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup> και 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς.

**Παρατήρηση:** Εντοπίζεται έντονη διαφορά μεταξύ των δυνάμεων τριβής στις 2 καταστάσεις φθοράς, η οποία εκφυλίζεται με την άνοδο της τιμής της συχνότητας περιστροφής. Επίσης παρατηρείται ελάχιστη τιμή της μέσης δύναμης τριβής στις 2500 rpm στην 1<sup>η</sup> κατάσταση.



**Σχήμα3.11.6:** Συγκριτικό ιστόγραμμα μέσω των τιμών δύναμης τριβής για  $\Delta h=30\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup> και 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς.

**Παρατήρηση:** Εντοπίζεται έντονη διαφορά μεταξύ των δυνάμεων τριβής στις 2 καταστάσεις φθοράς, η οποία εκφυλίζεται με την άνοδο της τιμής της συχνότητας περιστροφής. Επίσης παρατηρείται ελάχιστη τιμή της μέσης δύναμης τριβής στις 2500 rpm στην 1<sup>η</sup> κατάσταση.



**Σχήμα 3.11.7:** Συγκριτικό ιστόγραμμα μέσω των τιμών δύναμης τριβής για  $\Delta h=30\mu\text{m}$  στην 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς και  $\Delta h=10\mu\text{m}$  στην 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς.

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4.

## Συμπεράσματα - Προοπτικές

1. Η μελέτη των βακτηρίων του είδους *Staphylococcus aureus* που αναπτύσσονται στα κίβωτους δείχνει ότι η ανάπτυξη τους είναι ευνοημένη σε περιβάλλοντα με υψηλή υγρασία και θερμοκρασία μεταξύ 30°C και 40°C. Η παρουσία τους σε κίβωτους με  $\Delta p = 0.20$  και  $\Delta p = 0.30$  υποδηλώνει ότι η διαφορά πίεσης επηρεάζει την ανάπτυξη τους, με μεγαλύτερη ανάπτυξη σε κίβωτους με  $\Delta p = 0.30$ .

2. Η μελέτη των βακτηρίων του είδους *Escherichia coli* που αναπτύσσονται στα κίβωτους δείχνει ότι η ανάπτυξη τους είναι ευνοημένη σε περιβάλλοντα με υψηλή υγρασία και θερμοκρασία μεταξύ 30°C και 40°C. Η παρουσία τους σε κίβωτους με  $\Delta p = 0.20$  και  $\Delta p = 0.30$  υποδηλώνει ότι η διαφορά πίεσης επηρεάζει την ανάπτυξη τους, με μεγαλύτερη ανάπτυξη σε κίβωτους με  $\Delta p = 0.30$ .



Εικόνα 1: Μικροσκοπική εικόνα των βακτηρίων του είδους *Staphylococcus aureus*. Οι παραμέτρους της ανάπτυξης είναι:  $\mu = 0.30$ ,  $\lambda = 0.20$ ,  $\rho = 0.20$ .



Εικόνα 2: Μικροσκοπική εικόνα των βακτηρίων του είδους *Escherichia coli*. Οι παραμέτρους της ανάπτυξης είναι:  $\mu = 0.30$ ,  $\lambda = 0.30$ ,  $\rho = 0.025$ .

Από την ανάλυση των αποτελεσμάτων της μελέτης προκύπτει ότι η ανάπτυξη των βακτηρίων είναι ευνοημένη σε περιβάλλοντα με υψηλή υγρασία και θερμοκρασία μεταξύ 30°C και 40°C. Η παρουσία τους σε κίβωτους με  $\Delta p = 0.20$  και  $\Delta p = 0.30$  υποδηλώνει ότι η διαφορά πίεσης επηρεάζει την ανάπτυξη τους, με μεγαλύτερη ανάπτυξη σε κίβωτους με  $\Delta p = 0.30$ .

#### 4. Συμπεράσματα - Προοπτικές

Στόχος της παρούσας διπλωματικής είναι κυρίως η εξαγωγή συμπερασμάτων για την επίδραση της φθοράς του τριβοσυστήματος δακτυλίου κυλίνδρου πάνω στις απώλειες λόγω τριβών .

Φθορά στο συγκεκριμένο μοντέλο που χρησιμοποιείται εννοούμε:

1. Για τον δακτύλιο του εμβόλου, την αλλαγή της κωνικότητάς του , η οποία προκύπτει από την αφαίρεση υλικού κατά την λειτουργία του , τη μετάβαση από την κατατομή με  $\Delta h=30 \mu\text{m}$  (καινούριος δακτύλιος) σε κατατομή με  $\Delta h=10 \mu\text{m}$  (φθαρμένος δακτύλιος).

2. Για τον κύλινδρο τη μετάβαση των χαρακτηρισμών τη τραχύτητάς του που επηρεάζουν και τις 2 συνιστώσες της δύναμης τριβής , υδροδυναμική και μη υδροδυναμική , από το αρχικό στάδιο που χαρακτηρίζεται με τις τιμές

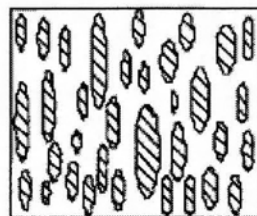
##### Στάδιο 1:

Πριν από τη λειτουργία

$$\sigma_i = 1,1 \mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,20$$

$$\sigma/\beta = 0,05$$



$$\gamma < 1$$

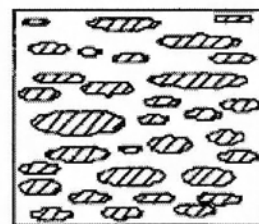
Στο τελικό στάδιο που χαρακτηρίζεται από:

**Στάδιο 2:** Μετά από 100 ώρες λειτουργίας

$$\sigma_i = 0,30 \mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,30$$

$$\sigma/\beta = 0,0028$$

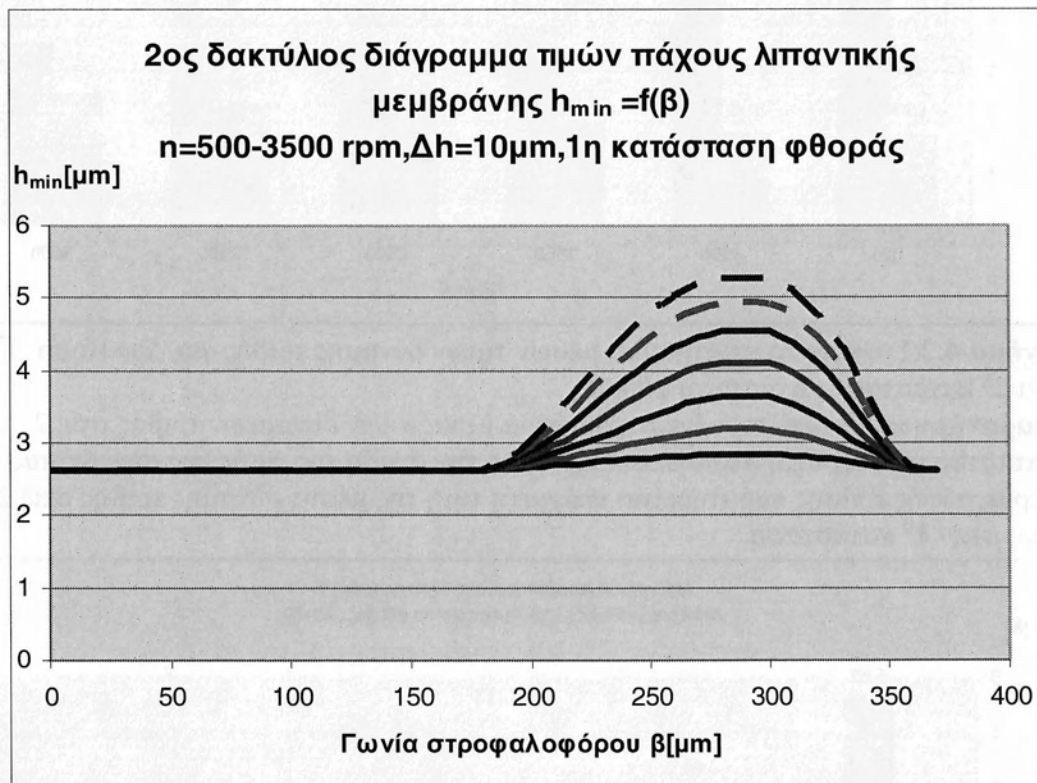


$$\gamma > 1$$

Από την παρούσα διπλωματική εργασία αναλύοντας τα θεωρητικά αποτελέσματα που προέκυψαν από υπολογισμούς με τον υπολογιστικό κώδικα **OIL FILM** ο οποίος αναπτύσσεται και εξελίσσεται στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, εξάγονται τα παρακάτω γενικά συμπεράσματα:

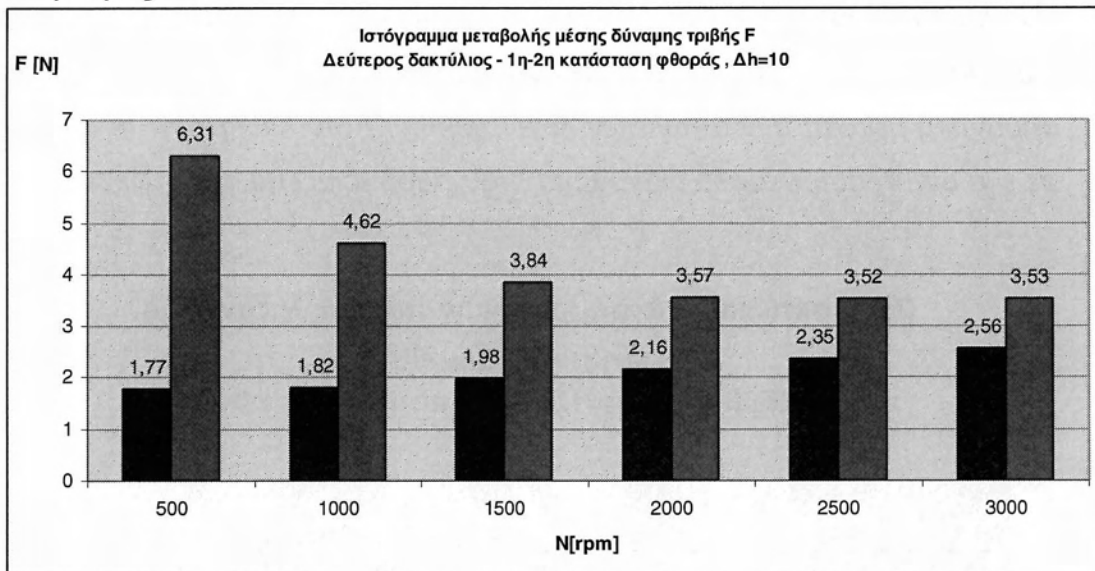


1. Ο 2<sup>ος</sup> δακτύλιος έχει διαφορετική συμπεριφορά κατά την κάθοδό του ( ΑΝΣ προς ΚΝΣ) ,διατηρώντας συνεχή επαφή με τον κύλινδρο, με αποτέλεσμα απόξεση και μεταφορά του λιπαντικού προς την ελαιολεκάνη. Κατά τη φάση αυτή δεν υφίσταται υδροδυναμική δράση και δύναμη τριβής παραμένει σταθερή. Κατά την άνοδο του (ΚΝΣ προς ΑΝΣ) εμφανίζεται υδροδυναμική δράση, σε περίπτωση συνθηκών πλήρους λίπανσης με σημαντική μείωση των απωλειών λόγω τριβών. Αυτό καθίσταται προφανές σε ένα αντιπροσωπευτικό διάγραμμα που παρουσιάζεται στη συνέχεια



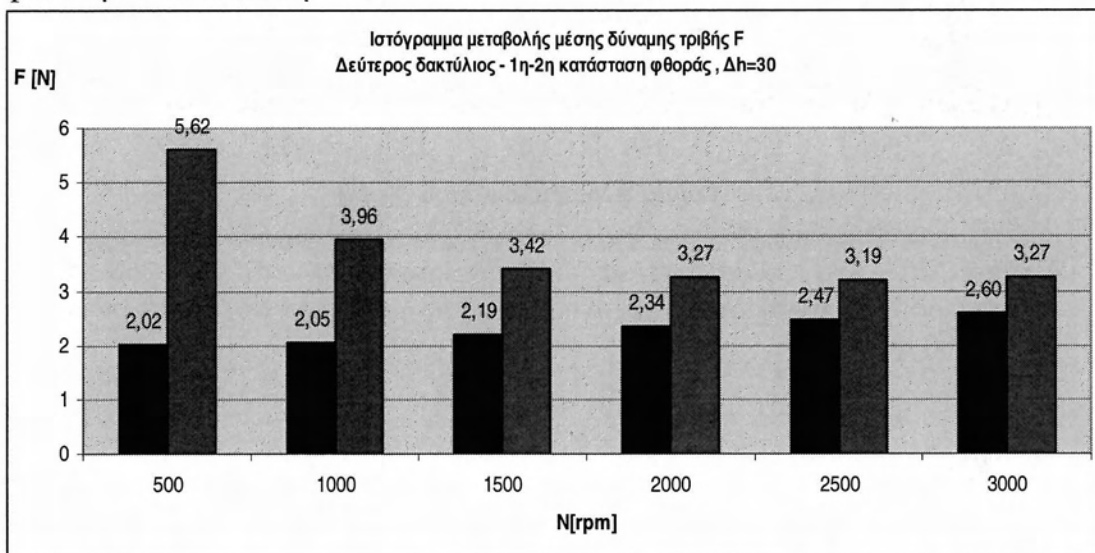
**Σχήμα 4.1** Στο παραπάνω σχήμα οι καμπύλες από 180-360 μοίρες στροφαλοφόρου σχετίζονται με ανοδική τάση με τη συχνότητα περιστροφής (500-3500 rpm) .

2. Μια κατατομή δακτυλίου με σημαντική τιμή κωνικότητας που αντιστοιχεί στο προφίλ δακτυλίου με  $\Delta h=30\mu m$  στην περίπτωση μας , εμφανίζει σε σχέση με αντίστοιχο δακτύλιο μικρής κωνικότητας ( $\Delta h=10\mu m$ ) καλύτερη τριβολογική συμπεριφορά στα αρχικά στάδια φθοράς δακτυλίου κυλίνδρου , αντιθέτως η συμπεριφορά αυτή ανριστρέφεται για προχωρημένο στάδιο φθοράς



**Σχήμα 4.2:** Συγκριτικό ιστόγραμμα μέσων τιμών δύναμης τριβής για  $\Delta h=10\mu m$  , 1<sup>η</sup> και 2<sup>η</sup> κατάσταση κατάσταση φθοράς.

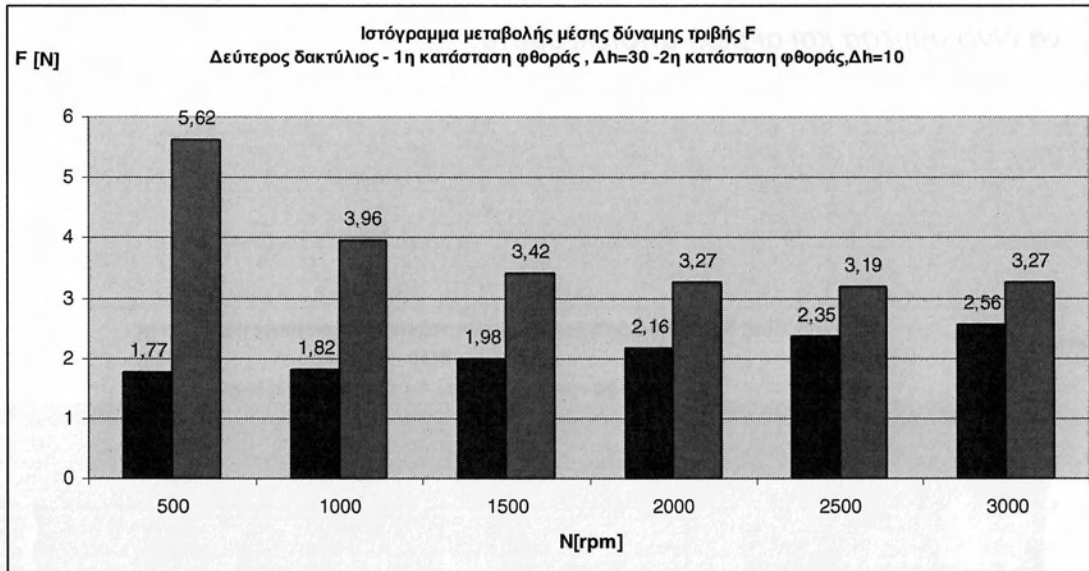
**Παρατήρηση:** Εντοπίζεται έντονη διαφορά μεταξύ των δυνάμεων τριβής στις 2 καταστάσεις φθοράς, η οποία εκφυλίζεται με την άνοδο της τιμής της συχνότητας περιστροφής. Επίσης παρατηρείται ελάχιστη τιμή της μέσης δύναμης τριβής στις 2500 rpm στην 1<sup>η</sup> κατάσταση.



**Σχήμα 4.3:** Συγκριτικό ιστόγραμμα μέσων τιμών δύναμης τριβής για  $\Delta h=30\mu m$  , 1<sup>η</sup> και 2<sup>η</sup> κατάσταση κατάσταση φθοράς.

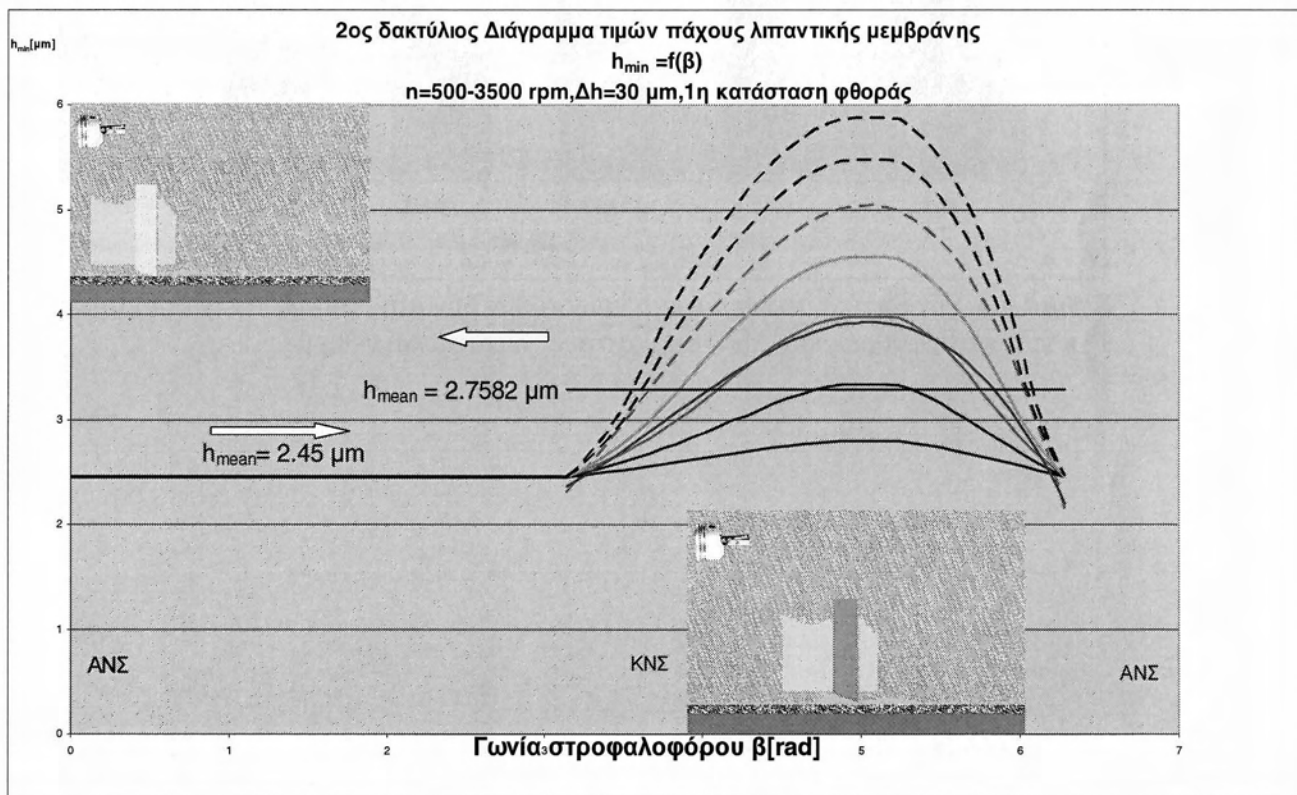
**Παρατήρηση:** Εντοπίζεται έντονη διαφορά μεταξύ των δυνάμεων τριβής στις 2 καταστάσεις φθοράς, η οποία εκφυλίζεται με την άνοδο της τιμής της συχνότητας περιστροφής. Επίσης παρατηρείται ελάχιστη τιμή της μέσης δύναμης τριβής στις 2500 rpm στην 1<sup>η</sup> κατάσταση.

3. Συνδυασμός  $\Delta H=30\mu\text{m}$  και αρχικό στάδιο φθοράς με  $\Delta h=10\mu\text{m}$  και τελικό 9 στάδιο φθοράς δίνει αποτελέσματα που βελτιώνονται όσο προχωρεί η φθορά δακτυλίου κυλίνδρου ,με τάση σύγκλισης των τιμών των απωλειών σε μεγάλες τιμές της συχνότητας περιστροφής του κινητήρα.



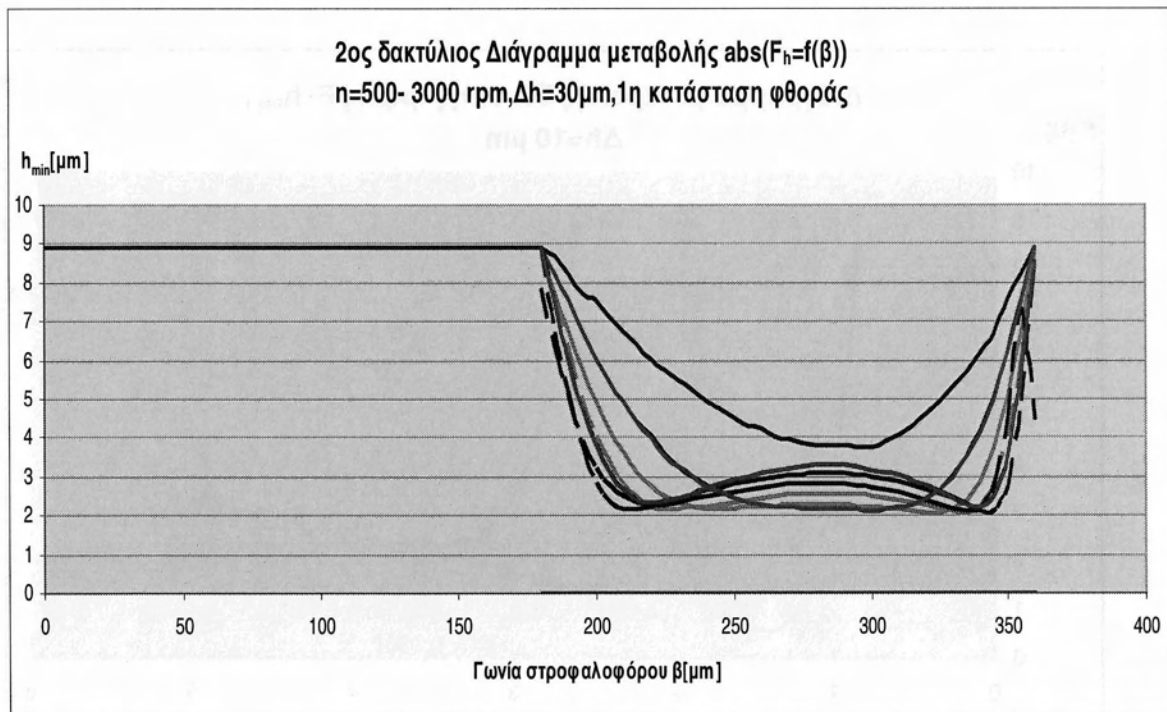
**Σχήμα 4.4:** Συγκριτικό ιστόγραμμα μέσω των τιμών δύναμης τριβής για  $\Delta h=30\mu\text{m}$  στην 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς και  $\Delta h=10\mu\text{m}$  στην 2<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς.

4. Η σχετικά απλή μορφή της καμπύλης του πάχους λιπαντικής μεμβράνης κατά την υδροδυναμική λίπανση οδηγεί σε άριστη πολυωνυμική προσέγγιση με πολυώνυμα 3<sup>ου</sup> βαθμού, με αποτέλεσμα η προτεινόμενη διαδικασία παρεμβολών με πολυώνυμα που χαρακτηρίζονται από συντελεστές που και αυτοί προέρχονται από πολυωνυμικές προσεγγίσεις να δίνει άμμεσα και ακριβή αποτελέσματα.



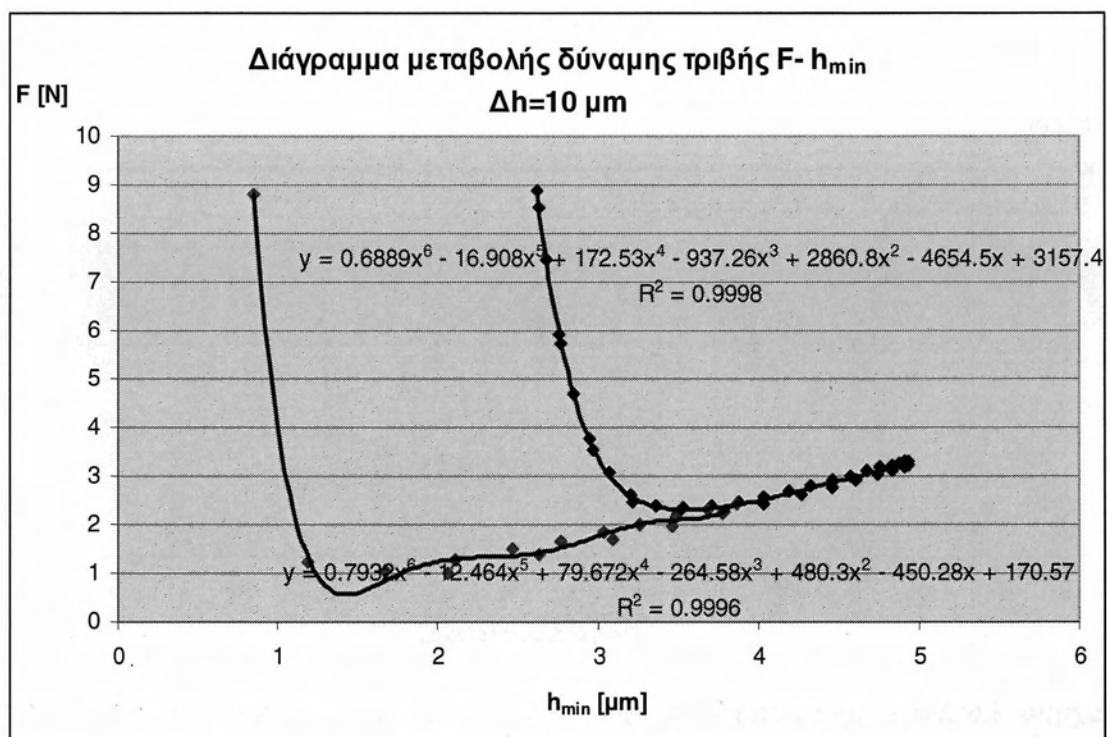
Σχήμα 4.5:

5. Όσον αφορά στη δύναμη τριβής, κατά την υδροδυναμική συμπεριφορά του δακτύλιου, παρατηρείται επίσης πολύ υψηλής αξιοπιστίας πολυωνυμική προσέγγιση παρά την πιο σύνθετη μορφή της, όμως προτιμάται προσδιορισμός της μέσω της συνάρτησης που τη συνδέει με την προηγουμένως αναφερθείσα αντίστοιχη τιμή του πάχους λιπαντικής μεμβράνης.

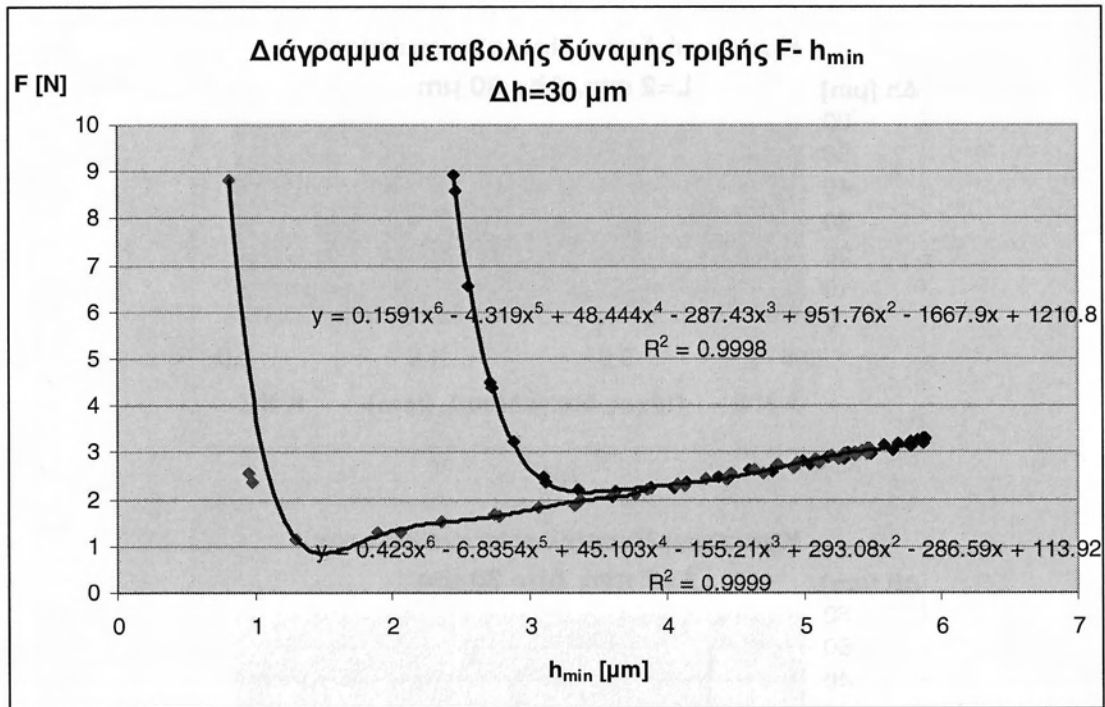


**Σχήμα 4.6:** Διάγραμμα μεταβολής τιμών δύναμης τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου, δακτύλιος με φθορά ( $\Delta h=30\mu\text{m}$ ) / κύλινδρος αρχικής κατάστασης,  $N=500-1000-1500-2000-2500-3000\text{ rpm}$ .

6. Καμπύλες τύπου *Striebeck* που εξήχθησαν κατά την επεξεργασία των θεωρητικών αποτελεσμάτων, αναδεικνύουν αφενός μεν την διαφοροποίηση του υδροδυναμικού τμήματος της σε σχέση με την κωνικότητα του δακτυλίου και αφετέρου την οριακή συμπεριφορά του δακτυλίου κατά την μεικτού τύπου λίπανση, όπου η υδροδυναμική δράση είναι αμελητέα (αριστερό- αρχικά τμήμα της καμπύλης. Τις καμπύλες αυτές που προσεγγίζονται και πάλι με πολυώνυμα, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε για την προσέγγιση της δύναμης τριβής σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας που στην παρούσα περίπτωση αναφέρονται σε διαφορετικές τιμές συχνότητας περιστροφής.

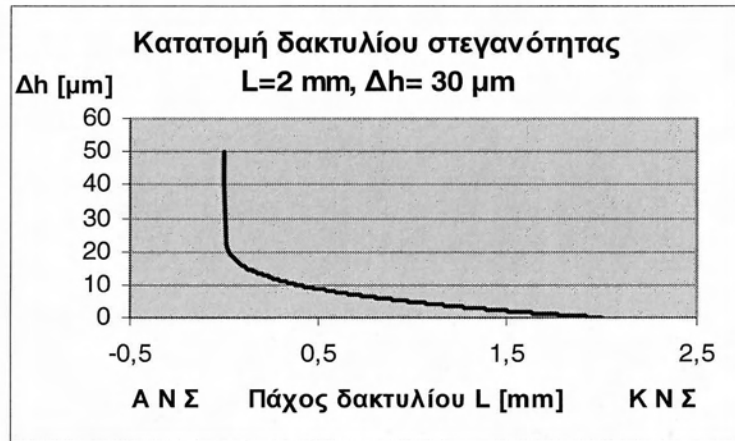


**Σχήμα 4.7:** Διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής συναρτήσει ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο με  $\Delta h=10\mu m$  και  $N=500-3500 \text{ rpm}$

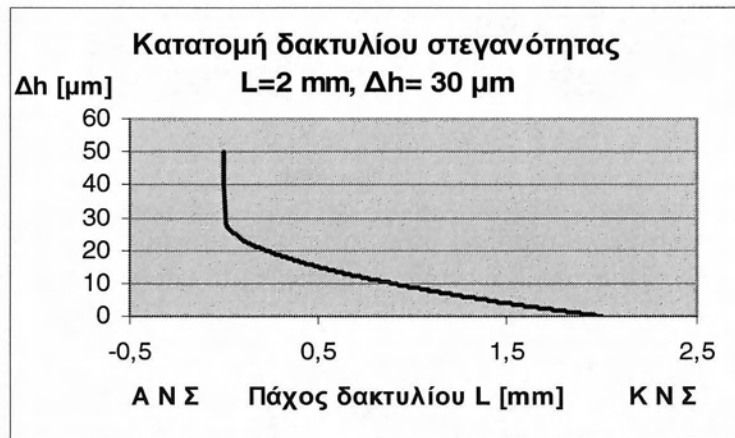


**Σχήμα 4.8 :** Διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής συναρτήσει ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο με  $\Delta h=30\mu\text{m}$  και  $N=500-3500 \text{ rpm}$

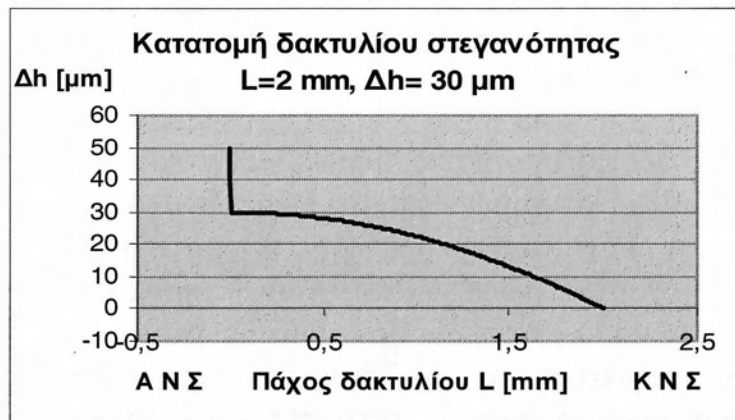
7. Ενδεχόμενες βελτιστοποιήσεις κυρίως ως προς την κατατομή του 2<sup>ου</sup> δακτυλίου, αξίζει να σημειωθεί, ότι είναι δυνατόν να εμφανιστούν σε διεξοδικότερη και λεπτομερέστερη θεωρητική προσομοίωση σε μελλοντική εργασία. Ενδείξεις υπάρχουν ως προς την ελαχιστοποίηση των απωλειών μέσα στο πεδίο ορισμού των συχνοτήτων περιστροφής. Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης είναι δυνατόν να εμφανιστούν χωρίς σοβαρές μετατροπές – αλλαγές στον κώδικα παρά μόνο με την διαφοροποίηση της κατατομής, ώστε από γραμμική μεταβολή του πάχους λιπαντικής μεμβράνης να γίνει μελέτη μη γραμμικής μεταβολής.



(α)

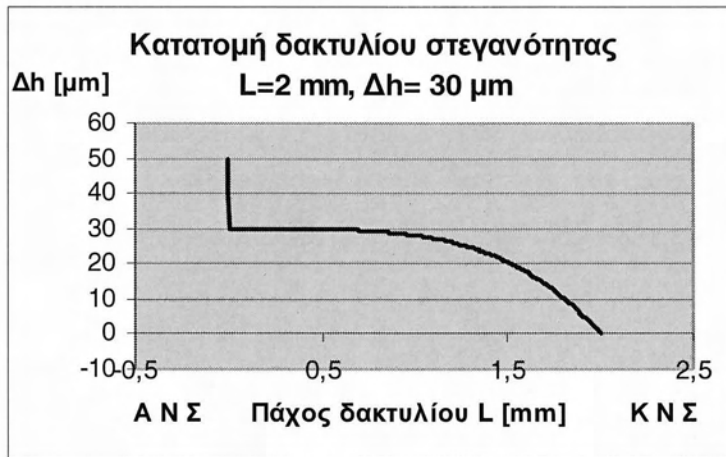


(β)



(γ)





(δ)

**Σχήμα 4.9** :Κατατομές προφίλ δακτυλίων άλλων μορφών που προτείνεται να μελετηθούν μελλοντικά, ως προς την τριβολογικής τους συμπεριφορά

**Παρατήρηση** : Στα διαγράμματα (α) και (β) του παραπάνω σχήματος ,πιστεύουμε ότι το προφίλ αυτού του τύπου ότι αντιπροσωπεύει πιστότερα ενδιάμεση κατάσταση φθοράς



# BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

## BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. ALLEN, D. G. , DUDLEY, S.R., MIDDLETON, V, PARKER, D.A., "Prediction of Piston Ring Cylinder Bore Oil Film Thickness in two Particular Engines and Correlation with Experimental Evidence", *Piston Ring Scuffing, Mechanical Engineering Publication LTD, C73, CPS 1975*
2. AUE, G.K , 'Le Mecanisme de l' Etancheite des Segments de Pistons', *Revue Technique, SULZER 1, pp, 3-18, 1974.*
3. BAKER, A.J.S., DOWSON, D., ECONOMOU, P. , "Dynamic Factors Related to Piston Ring Scuffing", *Conference on Piston Ring Scuffing C66/75, In stn, mech. Engrs. 1975.*
4. BARRET, D.J.S., "Prediction of Piston Skirt Oil Film Thickness and Viscous Power Loss", *AED, Report No 620/031/81, September 1981.*
5. BOURGINE, A. "Theorie et Traitement du Signal" *Tomes 1 et 2, ISMCM.*
6. BOWERS, R.C., and ZISMAN, W.A., "Pressure Effects on the Friction Coefficient of Thin Film Solid Lubricants", *Journal of applied physics, Vol. 39, No 1, November 1968.*
7. BRISCOE, B.J., and TABOR, D., "Rheology of Thin Organic Films", *ASLE Transactions, Volume 17,3, pp. 158-165, 1973.*
8. BROWN, S.R., and HAMILTON, G.M., "Preassure Measurements between the Rings and Cylinder Liner of an Engine", *Piston Ring Scuffing, IME, C72, CPS 1975.*
9. BROWN, S.R., and HAMILTON, G.M., "The Partially Lubricated Piston Ring", *Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 19, pp. 81-89, 1977.*
10. BROWN, S.R., and HAMILTON, G.M., "Negative Pressures under a Lubricated Piston Ring", *journal Mechanical Engineering Science, 1978.*
11. CETIM, "Les etats de surface", *Note Technique No 19.*
12. CHRISTENSEN, H., "Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces", *Proc. Inst. Mech. Engrs Tribology Group 184, Part 1, Vol.55. p. 1013, 1970.*
13. CHRISTENSEN, H., "A Theory of Mixed Lubrication", *Proc. 1 Mech. Engrs, Vol. 186, p. 421. 1972.*
14. DAIGNE, J., "Etude Comparative de machines pour la Mesure du Frottement Piston-Segment-Chemise", *DLA RNUR, Note Tecnique No 5641, 1981.*
15. DAS, K.P., "Analysis of Piston Ring Lubrication", *SAE Paper 750008, 1976.*
16. DIEN, I.K., EUROD, H.G., "A Generalized Steady-State REYNOLD Equation for non-Newtonian Fluids, With Application to Journal Bearings", *Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 385-360, July 1983.*
17. DOW, T.A., SCHIELE, C.A., STOCKWELL, R.D, "Technique for Experimental Evaluation of Piston Ring-Cylinder Film Thickness", *Journal of Lubrication Technology, Vol 105, pp. 357-360, July 1983.*
18. DOWSON, D., ECONOMOU, P.N., RUDDY, B.L., STRACHAN, P.L., BAKER, A.J.S., "Piston Ring Lubrication- Part 2- Theoretical Analysis of a Single Ring and a Complete Ring Pack", *Frontiers in research and Design, ASME, 1979.*

19. DUMALIN M. "Systeme Numerique de Mesure d'Etat de Surface" , DLA/RNUR, Note Technique No 5582, 1980.
20. EILON, S., and SAUNDRESS, O.A., "A Study of Piston Ring Lubrication", *Proc. I Mech. E.*, Vol. 171, pp. 427-443, 1957.
21. ELROD, H.D., "Thin-Film Lubrication Theory for Newtonian, Fluids With Surfaces Processing Striated Roughness or Grooving", *Transaction of the ASME*, pp. 484-489, October 1973.
22. ELROD, H.D., ANWAR, J. COLSHER, R., "Transient Lubricating Films with Inertia", *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 369-374, July 1983.
23. "Etudes sur le Frottement dans les cylindres des Moteurs a Combustion Interne, HEF, Notes Techniques Archives Sce 0852 DLA/RNUR.
24. FERRARI, G., "Forze di Attrito Dotate Alle Fasce Elastiche", *La Termotecnica*, Vol. XXVIII, No 9, 1974.
25. FURUHAMA, S., and HIRUMA, M. "Axial Movement of Piston Rings in the Groove", *ASLE Transactions*, Vol. 15,4, pp. 278-287, 1972
26. FURUHAMA, S.I., TAKIGUCHI, T., "Measurement of Piston Force in Actual Operating Diesel Engine", *SAE Paper September 10-13, 1979*.
27. FURUHAMA, S., TAKIGUCHI, T., TOMIZAWA, K., "Effect of piston ring Designs on the Piston Friction Forces in Diesel Engines", *Mushashi Institute of Technology, Tokyo, 1980*.
28. FURUHAMA, S., HIRUMA, M. TOMIZAWA, K., "An Increase of engine Oil Consumption at High Temperatures of Piston and Cylinder", *Mushashi Institute of technology, Tokyo, 1980*.
29. GREENWOOD, J.A., "Constriction resistance and the Real Area of Contact", *BRIT J. APP. PHYS.* Vol 17, pp. 1621-1632, 1966.
30. GREENWOOD, J.A., and WILLIAMSON, J.B.P., "Contact of Nominally Flat Surfaces", *Proc. Roy Soc Land, A.* 295, pp. 300-319, 1966.
31. GREENWOOD, J.A., "The Area of contact Between Rough Surfaces and Flats", *Journal of Lubrication technology*, pp. 81-91, January 1967.
32. GREENWOOD, J.A., and TRIPP, J.H., "The Contact of two Nominally Flat Surfaces", *Proc. Inst. Of Mech. Eng.*, Vol. 185; p. 625, 1971.
33. GROTH, K., "Neuere Methoden zur Untersuchung, von Reibungsverlusten in Motortriebwerken", *Schiff 8 Hafen/ Kommandobrücke* 29, 1977.
34. HAMILTON, G.M.M and MOORE, S.L., "Comparison between measured and Calculated Thicknesses of the Oil Film lubricating Piston Rings", *PIME*, Vol. 188, 1974.
35. HAMILTON, G.M., nad MOORE, S.L., "Measurement of the Oil-Film Thickness Between the Piston Rings and Liner of a Small Diesel engine", *Proc. Instn. Mech engrs*, Vol. 188, 20. pp. 253-261, 1974.
36. HIRUMA, M., FURUHAMA, S., MOSCHIZUKI, N., "Tribology of piston-Rod Seal Under high Temperature and Oilness condition", *Lubrication Engineering*, February 1982.
37. JOHNSON, K.L., GREENWOOD, J.A. and POON, S.Y., " A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication", *Wear*, 19, pp. 91-108, 1972.
38. "La Lubrification – Theorie - Application", *Mobil Oil Francaise*, 1978.
39. LAWS, A.M., PARKER, D.A., TURNER, B. "Piston Movement as a Source of Engine Noise", *F.I.S.I.T.A* 1972, Paper 1/6.

40. "Lubrification Hydrodynamique", *Laboratoire de Mecanique de Contacts, Departement Genie mecanique-Developpement, INSA LYON, 1980.*
41. *Lubrification des Vehicules Automobiles*", RENAULT, Vehicules Industriels.
42. MAJUMDAR, B.C., HAMROCK, B.J., "Effect of Surface Roughness on Elastohydrodynamic Line Contact", *Journal of Lubrication Technology, Vol. 104, pp. 401-409, july 1982.*
43. Mc GEEHAN, J.A., "A Literature Review of the effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy", *Frontiers in Research and Design, ASME, 1979.*
44. "Mesure du Frottement Chemise-piston d' un moteur", *Dossier No 11.4446, PARIS, 1983.*
45. MOLLENHAUTER, K. , und BUCHNER, K; "Beitrag zur Bestimmung des Einflusses von Zylinderdruck und Motordrezahl auf die Motorreigung" *MTZ 41, 6, 1980.*
46. MOORE, S.L., and HAMILTON, G.M., "The Starved lubrication of Piston Rings in a Diesel Engine" *Journal of mechanical engineering science, Vol. 20, no 6, pp. 345-352, December 1978.*
47. MOORE, S.L and HAMMILTON, G.M. "The Piston Ring at top Dead Center", *Tribology Group, Proc. Inst. Engrs, Vol. 194, pp. 373-381, 1980.*
48. MOORE, S.L., "Measurement of the Ring to Liner Oil Film Thickness in a Caterpillar I-G Diesel Engine", *SAE paper 790730, 1980.*
49. MOORE, S.L., "Piston Ring Lubrication in a Two-stroke Diesel engine", *Wear, 72, pp. 353-369, 1981.*
50. NAYAK, P.R., "randon-Process Model of Rough Surfaces" *Transaction of the ASME, pp. 398-407, July 1971.*
51. NEALE, M.J., CREAZE, A.B., "Piston Ring Design", *Farnham-Surrey, January 1973.*
52. PANDAZARAS, C., "Diminution des Pertes par Frottement dans les ensembles Pistons-Segments-Chemises", *Repport de stage de Fin d'etudes, ISMCM, 1981.*
53. PANDAZARAS, C., "Etudes Experimentales et Theoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises" *DLA/RNUR, 1982.*
54. PANDAZARAS C., "Modelisation du Frottement Segment-Chemise" *DLA.RNUR, Note Technique no 5781, 1982.*
55. PANDAZARAS, C., "Influence de la Forme des Segments sur le Frottement Segment-Chemise", *PLA/RNUR, Note technique No 5808, 1983.*
56. PARKER, D.A., STAFFORD, J.V., KENDRICK, M., GRAHAM, N.A., 'Experimental Measurements of the Quantities necessary to Predict piston Ring Cylinder Bore Oil Film Thickness, and of the Oil Film Thickness itself, in two Particular Engines", *piston ring Scuffing, IME CPS 1975.*
57. PARKER, F.A, "Performance Predictive Techniques for Piston Rings" *AE Symposium, Paper No 24, 1978.*
58. PARKER, D.A., ADAMS , D.R., "Friction losses in the Reciprocating Internal Combustion Engine", *ime CS/82, 1982.*
59. PARKER, D.A., ADAMS, D.R., BARRETT, B.A., "The Reduction of Friction in the Internal Combustion Engine", *AE Symposium, paper No 29, 1982.*
60. PATIR, N., and CHENG, H.S., "An Average Model for Determing Effects of Tree Dimensional Roughness on Patrial Hydrodynamic Lubrication", *Transaction of the ASME, Vol. 100, January 1978.*

61. PATIR, N., and CHENG H.S., "Application of average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", *Transaction of the ASME*, 220/Vol 101, April 1979.
62. PEKLENIK, J., "Properties and Metrology of surfaces" *Oxford Inst.* 4<sup>th</sup>, Paper 24, April 1968.
63. PETIOT, M., "Le Contact Piston-Segments-Chemise", EA, UER de Mecanique Universite CLAUDE BERNARD-LYON, 1980.
64. RAJALINGAM, C., RAO, B.V.A., and PRABHU, B.S., "The Effect of a Non-Newtonian Lubricant on Piston Ring Lubrication" *Wear*, 50, pp.47-57, 1978.
65. RICHEZ, M., CONSTANS, B., WINQUIST, K., "Theoretical and Experimental Study of ring Liner Friction", *proceeding of leads-Lyon Symposium, Leeds UK, sep. 1982.*
66. ROGOWSKI, A.R., "Method of Measuring the Instantaneous Friction of Piston, Friction of Piston Rings in a Firing Engine", *SAE paper 379F*, 1961.
67. ROHDE, S.M., "A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring lubrication", *GENERAL MOTORS Research Laboratories*, 1980.
68. ROHDE, S.M., WHITAKER, K., and mc ALLISTER, G.T., "A Study of the Effects of Piston Ring and Engine Design Variables on Piston Ring Friction, To Appear in *Frontiers in Research and Design*, ASME, 1979.
69. RUDDY, B.L., DOWSON, ECONOMOU, P.N., BAKER; A.J.S., "Piston Ring Lubrification-Part 3- The Influence of Ring Dynamics and Ring Twist", To Appear in *energy Conservation through Fluid Film Lubrication technology: Frontiers in Research and Design*, Ed : S.M., ROHDE, D. WILCOCK, H.S. CHENG ASME, 1979.
70. RUDDY, B.L. ET AL, "The Theoretical Analysis of Piston Ring Performance and it use in Practical Ring Pack" *Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Congress of Combustion Engines, Helsinki, Paper D52, pp. D52-1 to D52-24, 1981.*
71. RUDDY, B.L. ET AL, "A Theoretical Analysis of the Twin-Land Type of Oil-Control Piston Ring", *J.M.E.S.*, Vol. 23, No 2, 1981.
72. SANDER. W und STRASSER, E., "Einflusse der Kolbengruppe dur die Reibleistungsverluste", *Motortechnische Zeitschrift*, No 3, 1978.
73. SPEDDING, T.A., KING, T.G., WATSON, W. and STOUT, K.J., "A Simple Wear Model for Non-gaussien Surfaces", *Mecanique-materiaux-electricite*", No 365-366, Mai-Juin 1980.
74. "Statistique Appliquee e l' Exploitation des mesures "Tomes 1 et 2, Commissariat e l' energie Atomique, MASSON 1978.
75. "STATISTIQUES DE L'INGENIEUR APPLICATIONS", CAST, LYON, 1981.
76. SREENATH, A.V., VENKATESH, S., "Piston Ring Lubriaction in I.C. Engines", *First World Conference in Industrial Tribology, Paper D7, New Delhi, 1972.*
77. STREENATH, A.V., VENKATESH, S. "Analysis and Computation of the Oil Film Thickness Between the Piston Ring and Cylinder Liner of an Internal Combustion Engine" *Int. J. mech, Sci. Pergamon Press, Vol. 15, pp. 605-611, 1973.*
78. STOUT, K.J., KING, T.G., and WHITEHOUSE, D.J., "Analytical Techniques in Surface Topography and Their Application to a Running in experiment", *Wear*, 43, pp. 99-115, 1977.

79. TEALE J.L., LEBECK, A.O., "An Evaluation of the Average Flow Model 13 for Surface Roughness Effects in lubrication", *Transaction of the ASME VOL. 102*, pp. 360-367, July 1980.
80. THIELE, E., "Determination of Frictional Losses Internal combustion Engines", *Motortechnische Zeitschrift* 43.6, 1982.
81. TING, L.L. and MAYER, J.E., "Piston Ring Lubrification and Cylinder Bore Wear Analysis, part 1. Theory" *Journal of lubrication Technology* pp. 305-314. July 1974.
82. TING, L.L. and MAYER, J.E., "Piston Ring Lubrification and Cylinder Bore Wear Analyses- Part 2-Theory Verification", *ASME, Journal of lubrication technology*, V. pp. 258-266, April 1974.
83. TRIPP, J.H., "Surface Roughness Effects in hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method", *Transactions of the ASME*, Vol. 105, pp. 458-465, July 1983.
84. TSAO, Y.H. and TONG, K.N., "A Model for Mixed Lubrication", *ASLE Trans.*, Vol. 18, 2, P. 90, 1974.
85. WAKURI, Y., SOEJIMA, M., TANIGICHI, T., "On the Oil Film behaviour of Piston Rings", *Bulletin of the JSME*, Vol. 21, No 152, pp. 259-302 February 1970.
86. "Wear Control Handbook", M.B. PETERSON and W.O. WINER, *ASMER* 1960.
87. WEYLER, M.E. and WU, C., "A Numerical Method for the Calculation of Lubricant Pressures in Bearings With Mixed Lubrification" *Tribology international*, pp. 39-95, April 1982.
88. WHITEHOUSE, D.J., "Beta Function for surface Typologie" , *Annals of the CIRP*, Vol 27/1, pp. 491-497, 1978.
89. WHITEHOUSE D.J. and ARCHARD, J.F., "The Properties of Randon surfaces of Significance in Their Contact", *proc. Roy. Soc. Lond A* 316, pp. 97-121, 1970.
90. WING, R.A., and SAUNDERS, O., "Oil Film Temperatures and Thickness Measurements on piston Rings of Diesel Engine", *proc. Inst. Mech. E.*, Vol. 186, paper 1/72.
91. BURY CH. Professeur Responsable du Laboratoire des Moteurs Thermiques de L' ENSAM-Communication privée.
92. BIRGET R. "VIBRATIONS DES MASHINES TOURNANTES ET DES STRUCTURES" Tome I. Techniques et Documentation, Paris 1980.
93. Pandazaras, C.N., «Diminution des pertes par frottement dans les ensembles Pistons-Segments- Chemises / Simulateur: Definition-Mesures proposées-Calcul Théorique de l' Effort de Frottement», *Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique - ISMCM, St Ouen/Paris- France, Thesis D.I.S – D.E.A. (1981)*
94. Pandazaras, C.N., «Etudes Experimentales et Theoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises», *Etude Bibliographique, Direction des Laboratoires/Direction de Recherche et Developement/Régie Nationale des Usines Renault (DLA/DRDA/RNUR) - ISMCM, France (1982)*
95. Pandazaras, C.N., «Modelisation Théorique et Expérimentale du Frottement Segment-Chemise», *Thesis D.D.I., ISMCM - DLA/DRDA/RNUR, France (1985)*

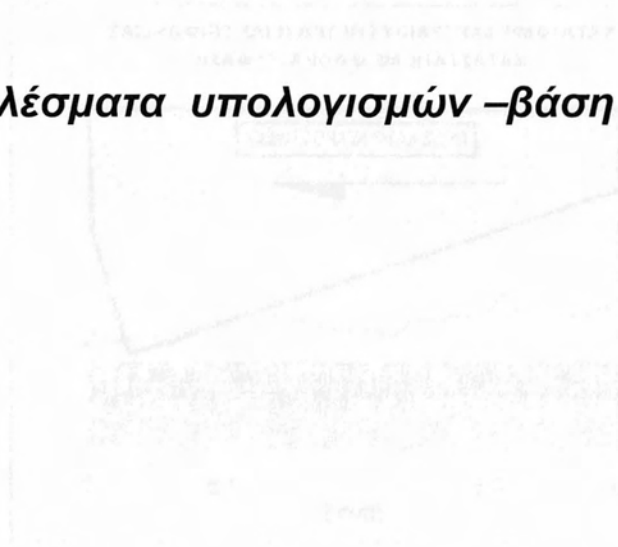
96. Pandazaras, C.N., «RENAULT Ring-Liner Friction Code», Report JRC-PG Tribology in Power Train, (PSA-FIAT-VOLVO-B.L.-RENAULT) DLA/DRDA/RNUR, France (1985)
97. Rohde S.M., «A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication», Rohde and Cheng, *Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication* ASME (1980), pp. 19-50
98. Patir N. and Cheng H.S., «An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness in partial hydrodynamic lubrication», *Journal of Lubrication Technology*, Trans. ASME 100 1 (1978) pp. 12-17
99. Patir N. and Cheng H.S., «Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces», *Journal of Lubrication Technology*, Trans. ASME 101 2 (1979) pp. 220-230
100. Greenwood J.A. and Tripp J.H., «The contact of two nominally flat surfaces», *Proc. Inst. Mech. Eng.* 185 (1971), pp. 625-633
101. Priest M., «The Wear and Lubrication of Piston Rings», Ph. D. Thesis, University of Leeds (1996)
102. Ming-Tang Ma, Sherrington I., Smith E. H. and Grice N., «Development of a detailed model for piston ring lubrication in IC engines with circular and non circular cylinder bores», *Tribology International*, Vol. 30, No 11, (1997), pp 779-788
103. Pawlus Pawel, «Change of Cylinder Surface Topography in the Initial Stage of Engine Life», *Wear* 209, (1997), pp 69-83
104. You-Bai Xie, «On the Tribology Design», *Tribology International*, Volume 32, Issue 7, (1999), pp 351-358
105. Priest M., Dowson D. and Taylor C. M., «Predictive wear modeling of lubricated piston rings in a diesel engine», *Wear*, Volume 231, (1999), pp 89-101
106. Priest M. And Taylor C. M., «Automotive engine Tribology-Approaching the surface», *Wear*, Volume 241, Issue 2, (2000), pp 193-203
107. Sung-Woo Cho, Sang-Min Choi and Choong-Sik Bae, «Frictional modes of barrel shaped piston rings under flooded lubrication», *Tribology International*, Volume 33, Issue 8, (2000), pp 545-551
108. Akalin Ozgen and Newaz M. Golam, «Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modelling in Mixed Lubrication Regime: Part I- Analytical Results», *Journal of Tribology*, Volume 123, No 1, (2001), pp 211-218
109. Akalin Ozgen and Newaz M. Golam, «Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modelling in Mixed Lubrication Regime: Part II- Correlation with Bench Test Data», *Journal of Tribology*, Volume 123, No 1, (2001), pp 219-223
110. Ji-Young Kim, Jee-Woon Kim, Myung-Rae Cho and Dong-Chul Han, «Friction characteristics of piston ring pack with consideration of mixed lubrication Parametric investigation», *KSME International Journal*, Volume 16, No 4, (2002), pp 468-475
111. C.Pandazaras, «Simulation theorique experimental du frottement segment chemise», DDI, ISMCM-France 1985



# ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Ι

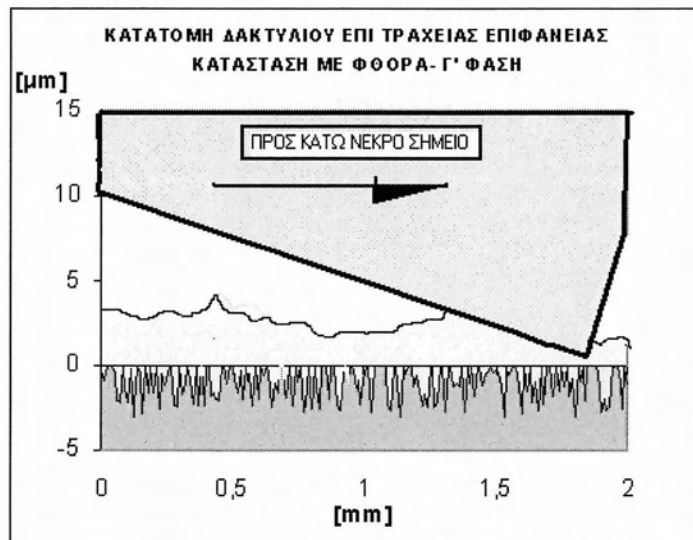
## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1.

### **Αποτελέσματα υπολογισμών – βάση δεδομένων**



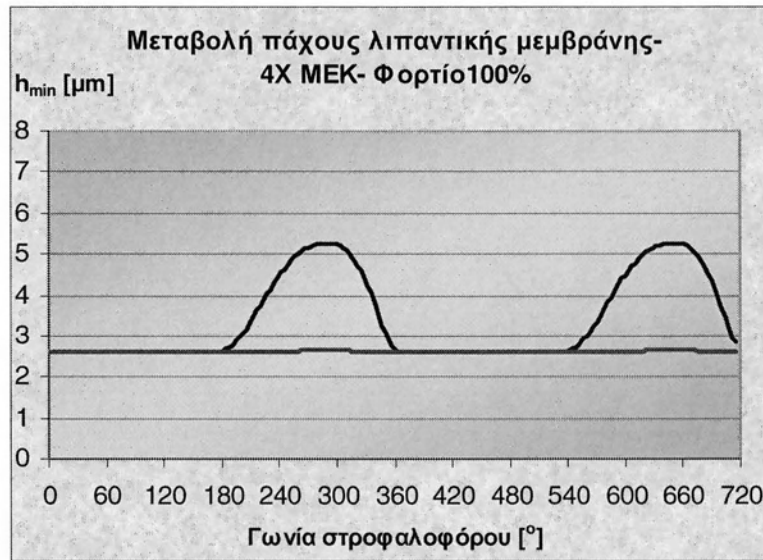
Επιπλέον, η μελέτη περιλαμβάνει την ανάλυση των αποτελεσμάτων των υπολογισμών, η οποία γίνεται με βάση τα δεδομένα που εισήχθησαν στο πρόγραμμα. Τα αποτελέσματα αυτά παρουσιάζονται με τη μορφή διαγραμμάτων και таблицών, οι οποίες είναι διαθέσιμες στην ιστοσελίδα του προγράμματος. Η ανάλυση των αποτελεσμάτων γίνεται με βάση τα δεδομένα που εισήχθησαν στο πρόγραμμα, και η μελέτη περιλαμβάνει την ανάλυση των αποτελεσμάτων των υπολογισμών, η οποία γίνεται με βάση τα δεδομένα που εισήχθησαν στο πρόγραμμα.

## 2ος ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ - 2000 rpm- ΠΛΗΡΕΣ ΦΟΡΤΙΟ

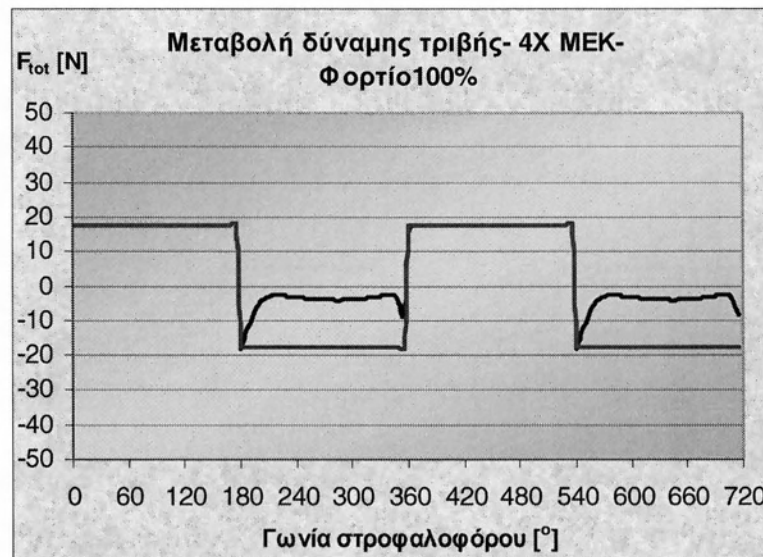


### Γενική παρατήρηση για τον 2<sup>ο</sup> δακτύλιο :

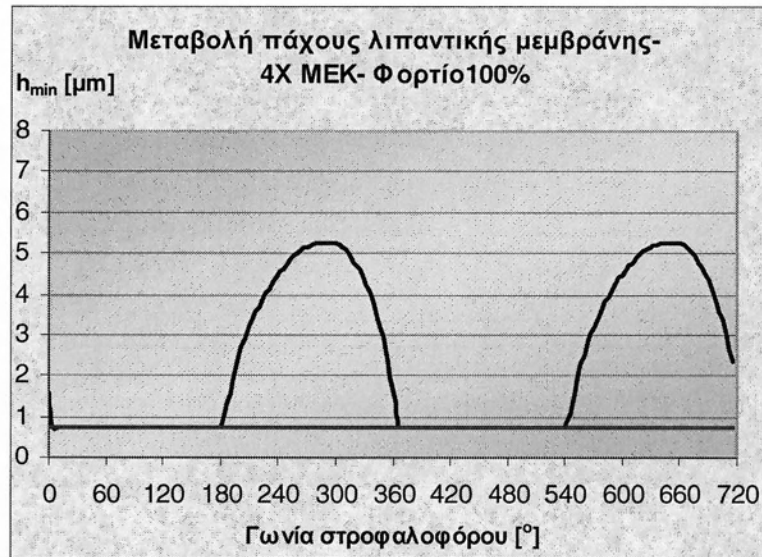
Λειτουργία με λιπαντικό: Η ελάχιστη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης δεν επηρεάζεται από την πίεση του κυλίνδρου. Οι τιμές της στα νεκρά σημεία επηρεάζονται από την ταχύτητα και μειώνονται με την μείωση της τραχύτητας. Παρατηρείται σταθερότητα της δύναμης τριβής κατά τη διαδρομή από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Ο υδροδυναμικός χαρακτήρας της δύναμης της τριβής εμφανίζεται μόνο κατά την άνοδο και γίνεται πιο έντονος με την αύξηση της συχνότητας.



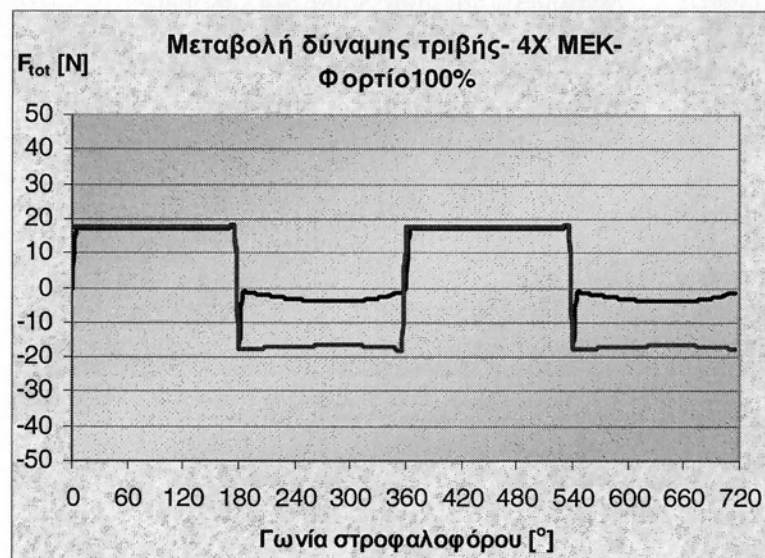
**Σχήμα Π.1.1** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



**Σχήμα Π.1.2** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

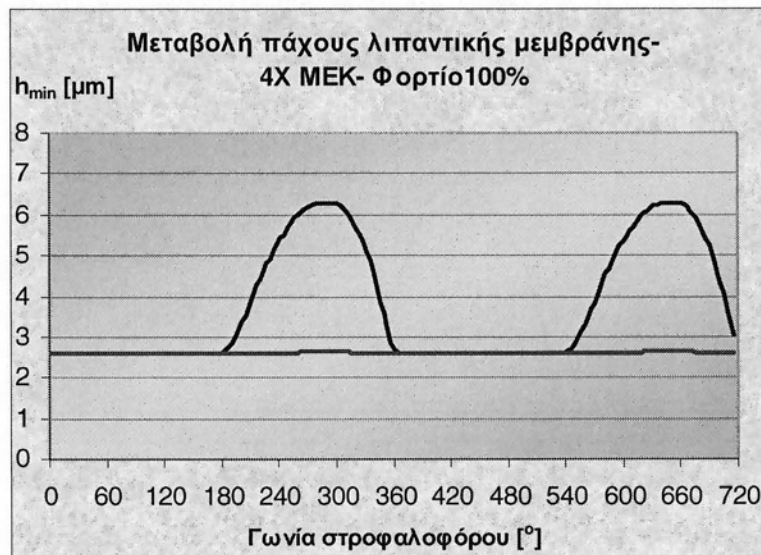


**Σχήμα Π.1.3** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

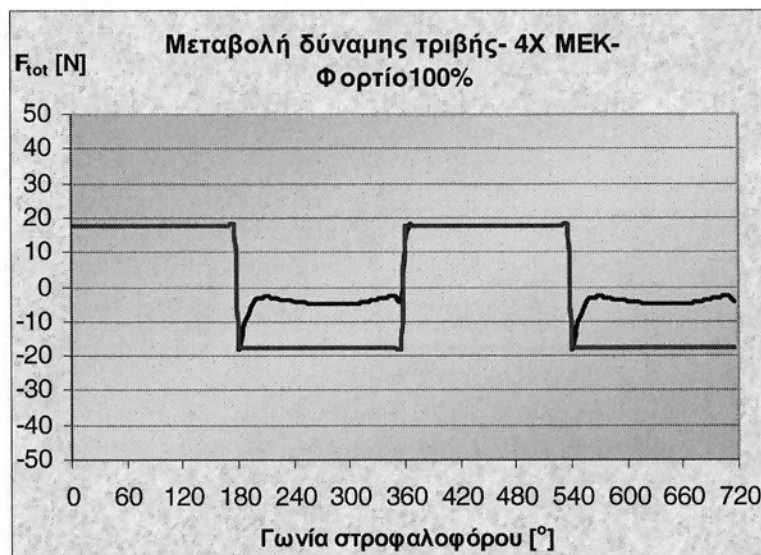


**Σχήμα Π.1.4** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

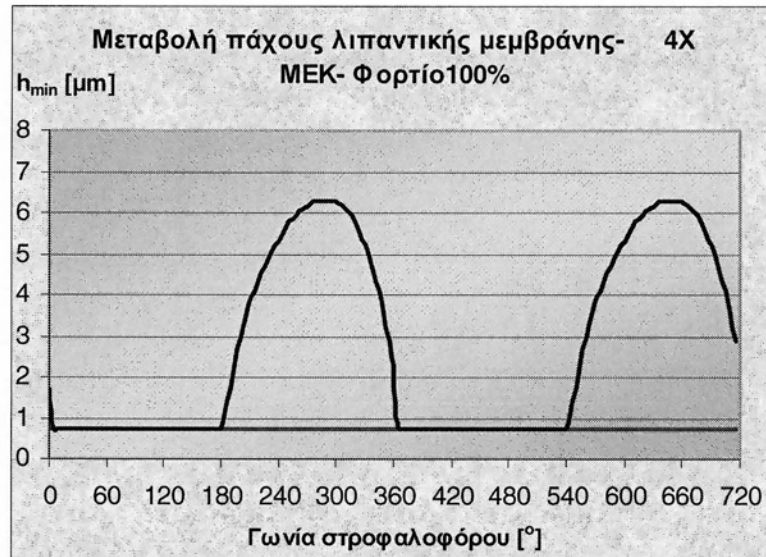
## 2ος ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ - 3000 rpm- ΠΛΗΡΕΣ ΦΟΡΤΙΟ



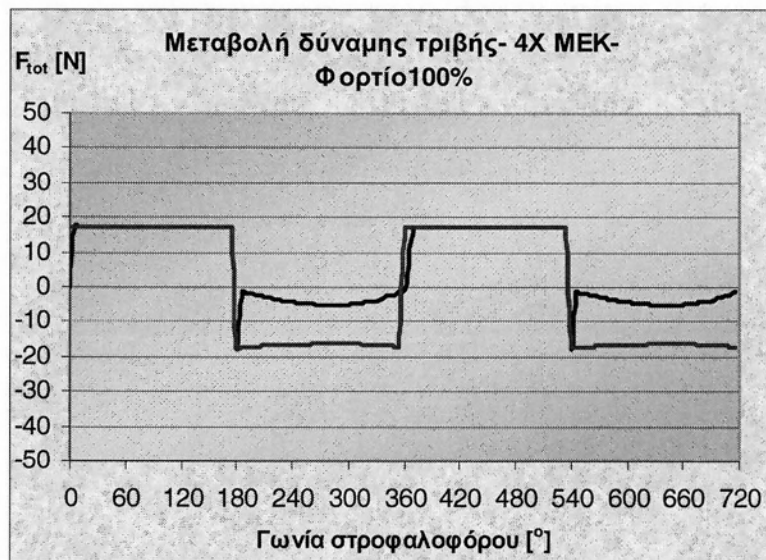
**Σχήμα Π.1.5** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



**Σχήμα Π.1.6** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

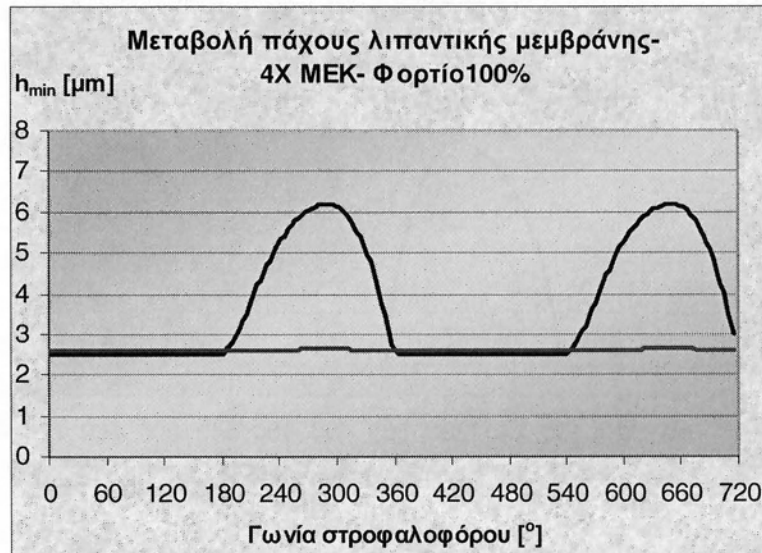


**Σχήμα Π.1.7** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

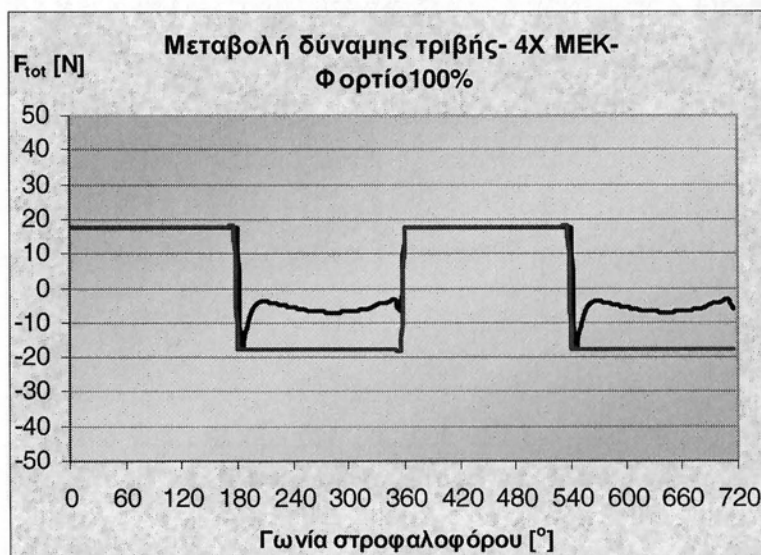


**Σχήμα Π.1.8** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

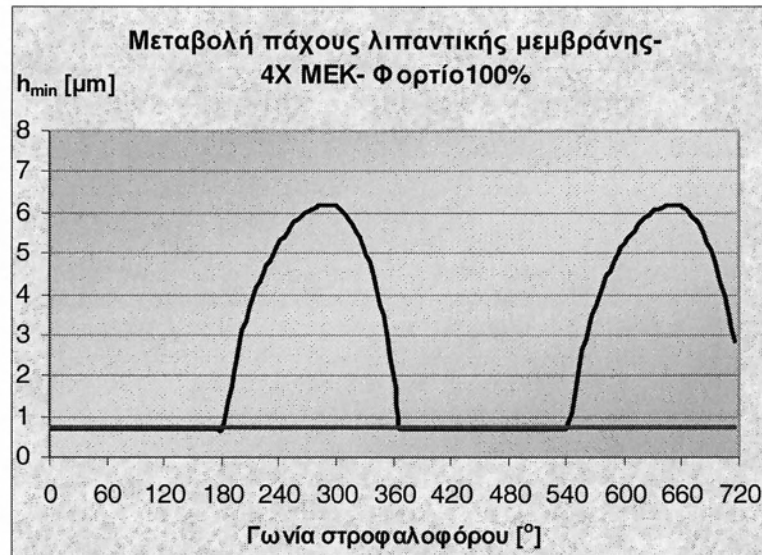
## 2ος ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ - 4000 rpm- ΠΛΗΡΕΣ ΦΟΡΤΙΟ



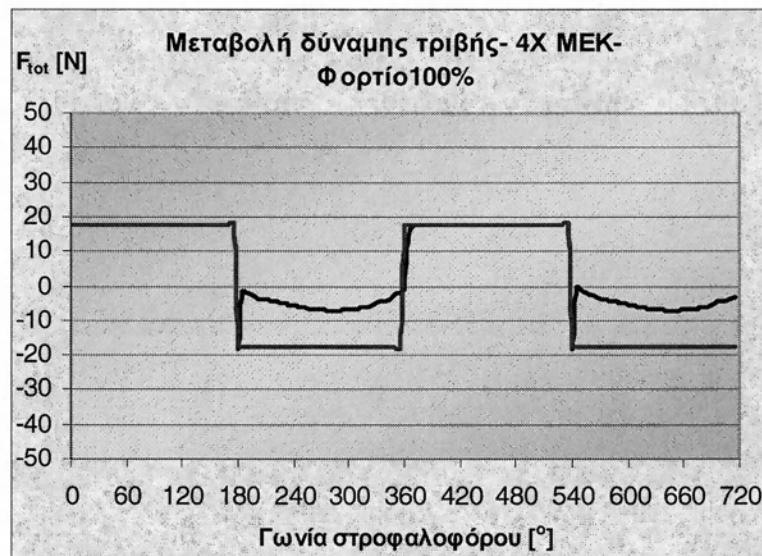
Σχήμα Π.1.9 Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



Σχήμα Π.1.10 Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



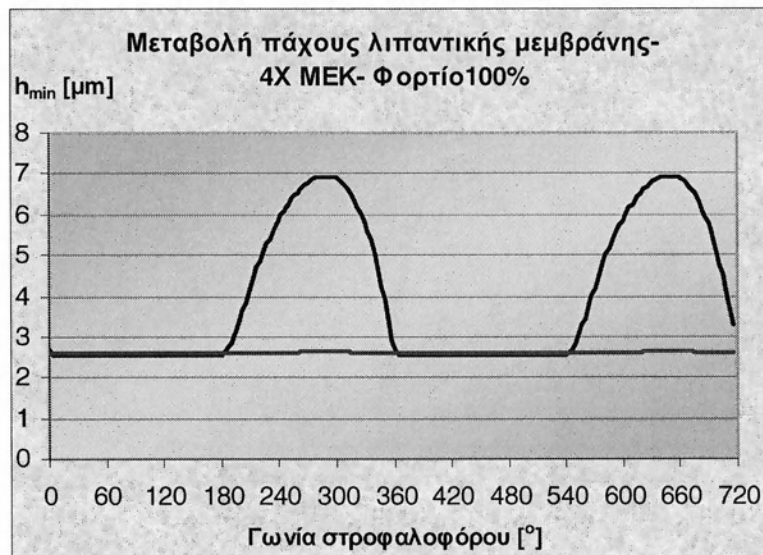
**Σχήμα Π.1.11** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



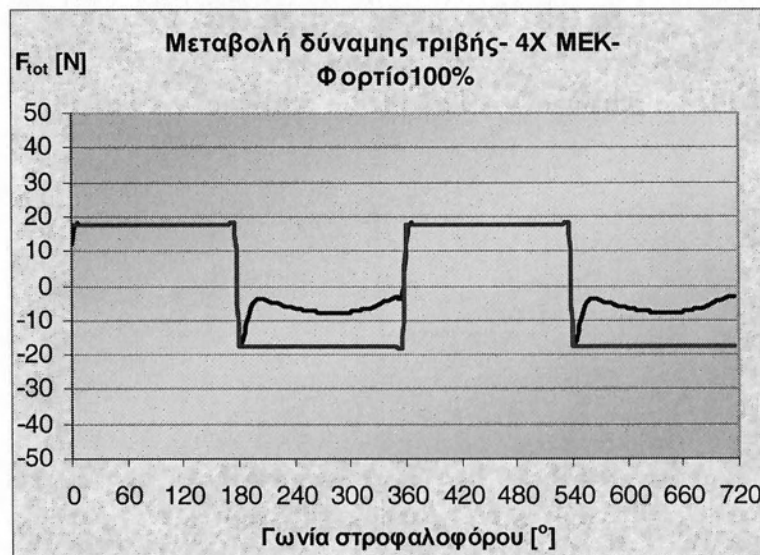
**Σχήμα Π.1.12** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



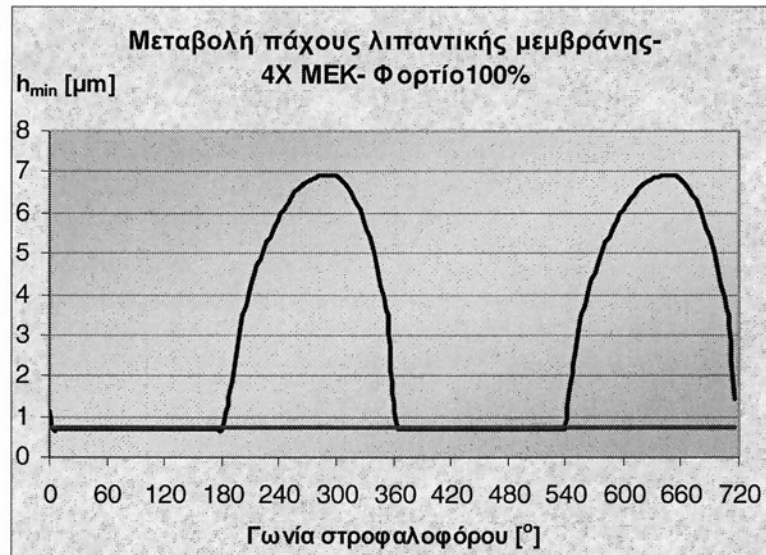
## 2ος ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ - 5000 rpm- ΠΛΗΡΕΣ ΦΟΡΤΙΟ



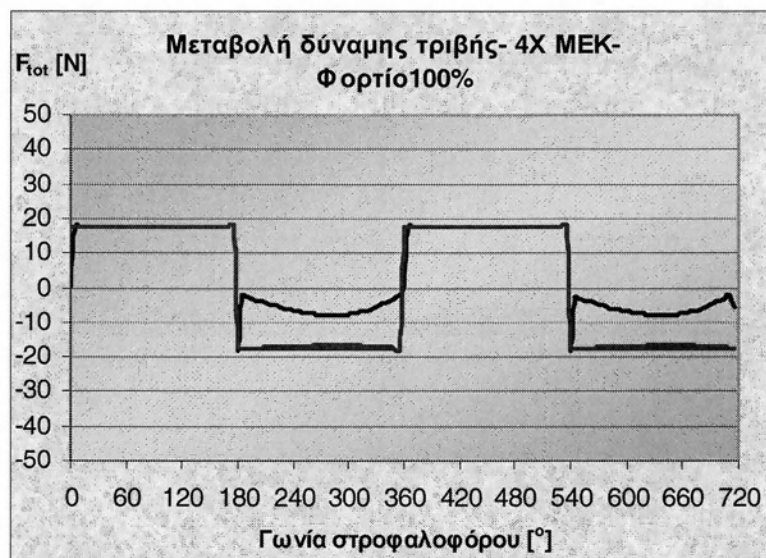
**Σχήμα Π.1.13** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



**Σχήμα Π.1.14** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

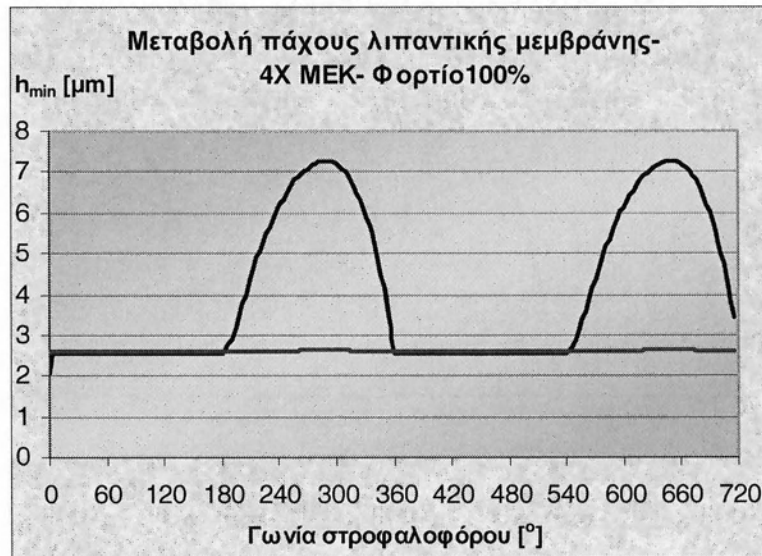


**Σχήμα Π.1.15 Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).**

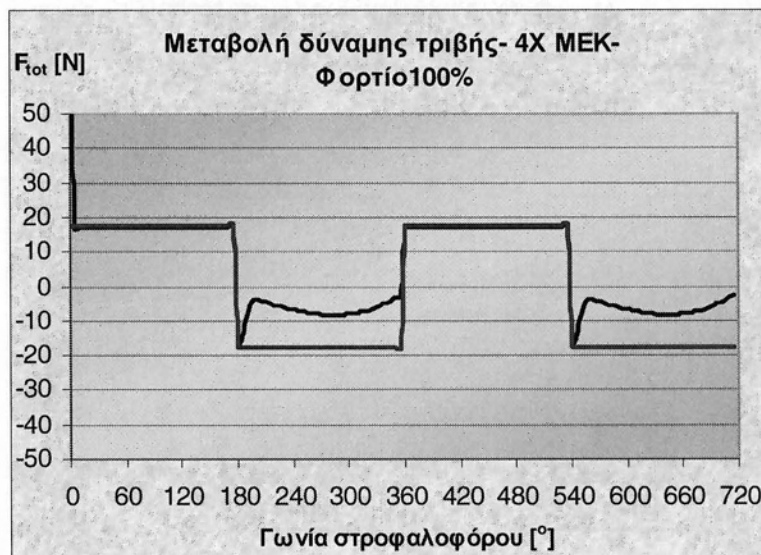


**Σχήμα Π.1.16 Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).**

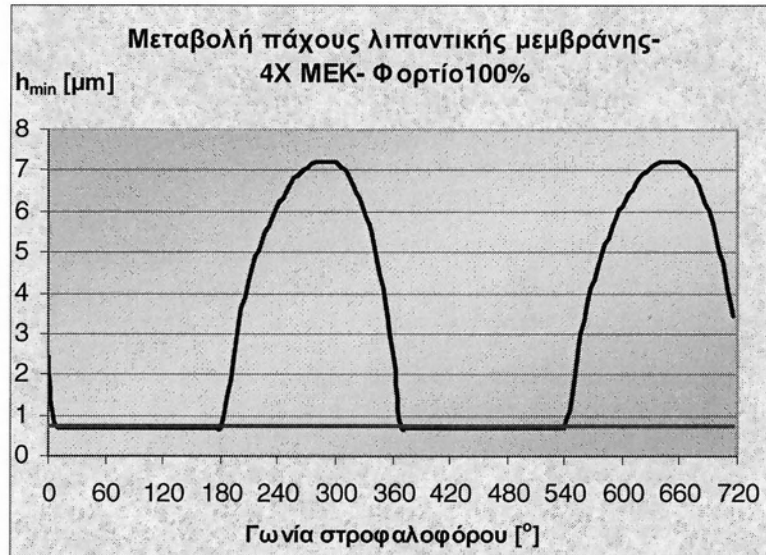
## 2ος ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ - 5500 rpm- ΠΛΗΡΕΣ ΦΟΡΤΙΟ



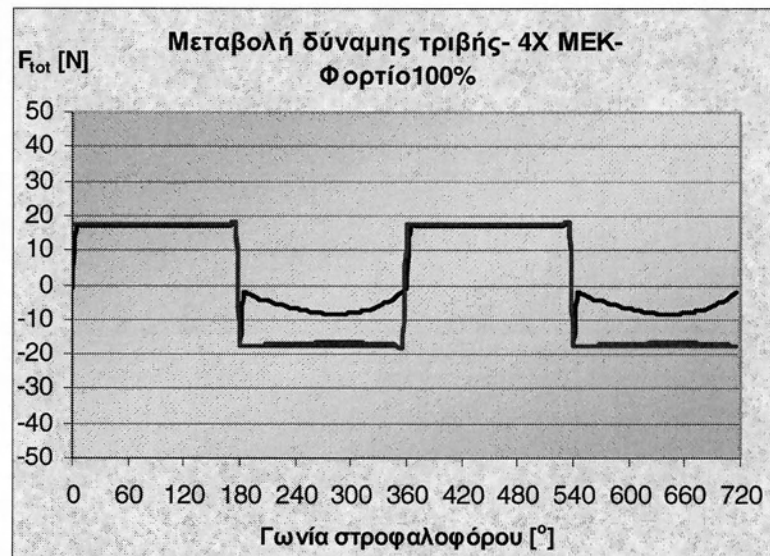
Σχήμα Π.1.17 Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



Σχήμα Π.1.18 Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

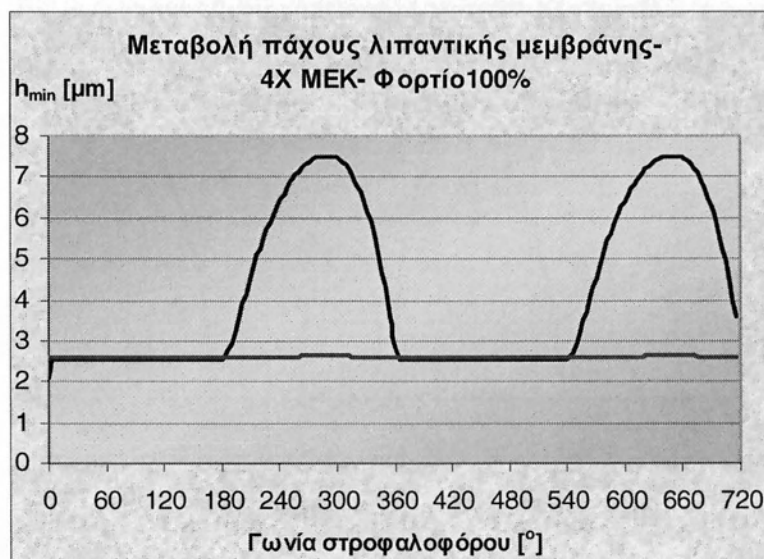


**Σχήμα Π.1.19** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

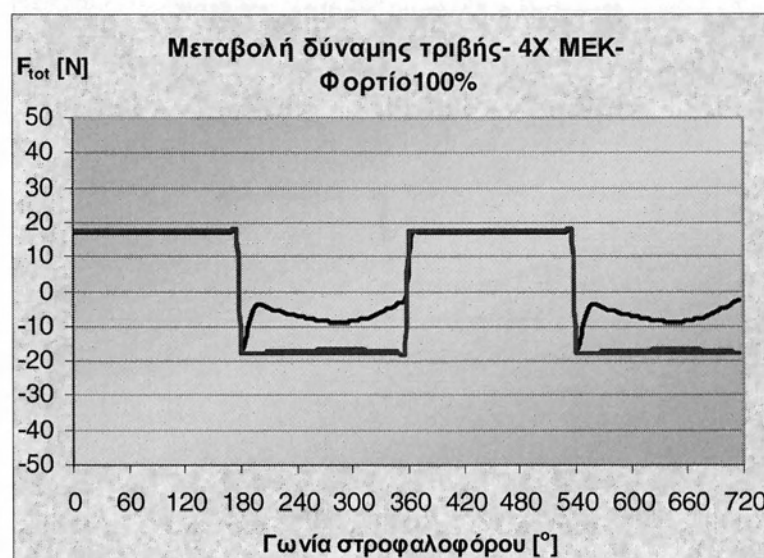


**Σχήμα Π.1.20** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

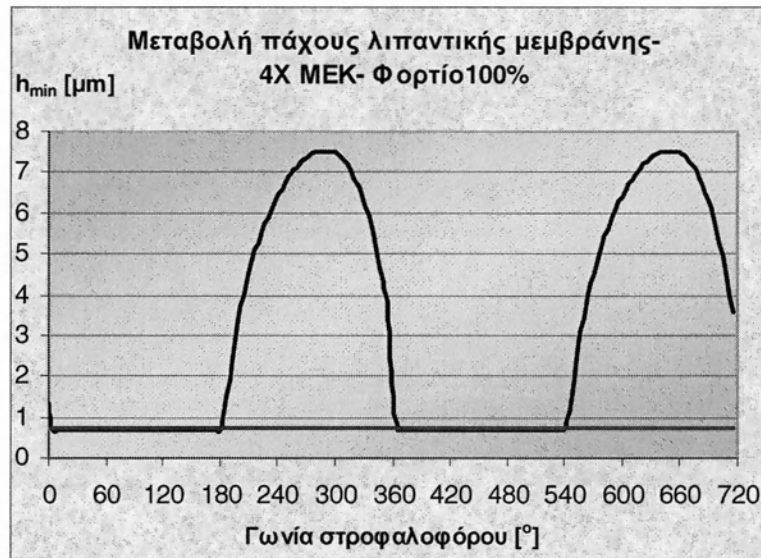
## 2ος ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ - 6000 rpm- ΠΛΗΡΕΣ ΦΟΡΤΙΟ



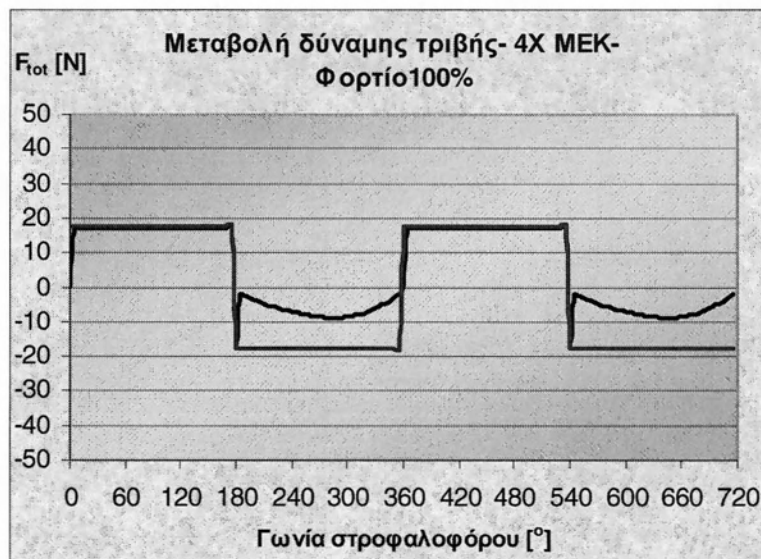
**Σχήμα Π.1.21** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



**Σχήμα Π.1.22** Αρχική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



**Σχήμα Π.1.23** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών πάχους λιπαντικής μεμβράνης χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).



**Σχήμα Π.1.24** Τελική κατάσταση φθοράς σύγκριση τιμών δύναμης τριβής χωρίς λιπαντικό ( ερυθρό χρώμα ) – με λιπαντικό ( κυανό χρώμα ).

# ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.

### Βοηθητικοί συντελεστές πολυωνύμων μεθόδου ταχείας προσέγγισης

Οι βοηθητικοί συντελεστές  $\alpha_k$  και  $\beta_k$  για τον υπολογισμό των  $\gamma_k$  και  $\delta_k$  είναι:

$$\alpha_k = \frac{1}{k!} \left( \frac{d}{dx} \right)^k \left( \frac{1}{1-x} \right) \Big|_{x=0}$$
$$\beta_k = \frac{1}{k!} \left( \frac{d}{dx} \right)^k \left( \frac{1}{1+x} \right) \Big|_{x=0}$$

Οι  $\gamma_k$  και  $\delta_k$  είναι οι συντελεστές των  $\gamma(x)$  και  $\delta(x)$  αντίστοιχα, που προκύπτουν από την ανάπτυξη των  $\frac{1}{1-x}$  και  $\frac{1}{1+x}$  σε σειρά Taylor.

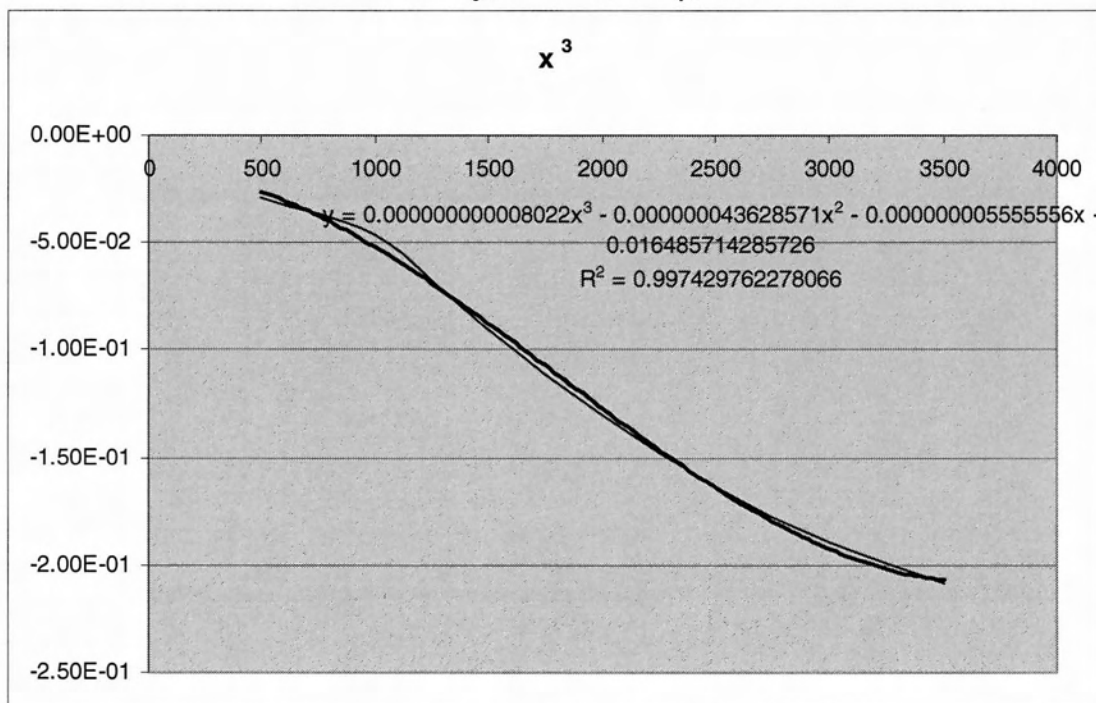


[rpm]	x <sup>3</sup>	x <sup>2</sup>	x	c
500	-4.41E-02	4.87E-01	-1.553	3.8752
1000	-1.29E-01	1.4698	-4.9443	7.4478
1500	-2.27E-01	2.5789	-8.673	11.203
2000	-2.93E-01	3.2585	-10.551	12.383
3000	-3.69E-01	3.9526	-11.785	11.752
3500	-3.94E-01	4.1478	-11.883	10.912

Αντιπροσωπευτικός πίνακας. Τιμές πολυωνυμικών συναρτήσεων για  $\Delta h = 30\mu\text{m}$ , 1<sup>η</sup> κατάσταση φθοράς

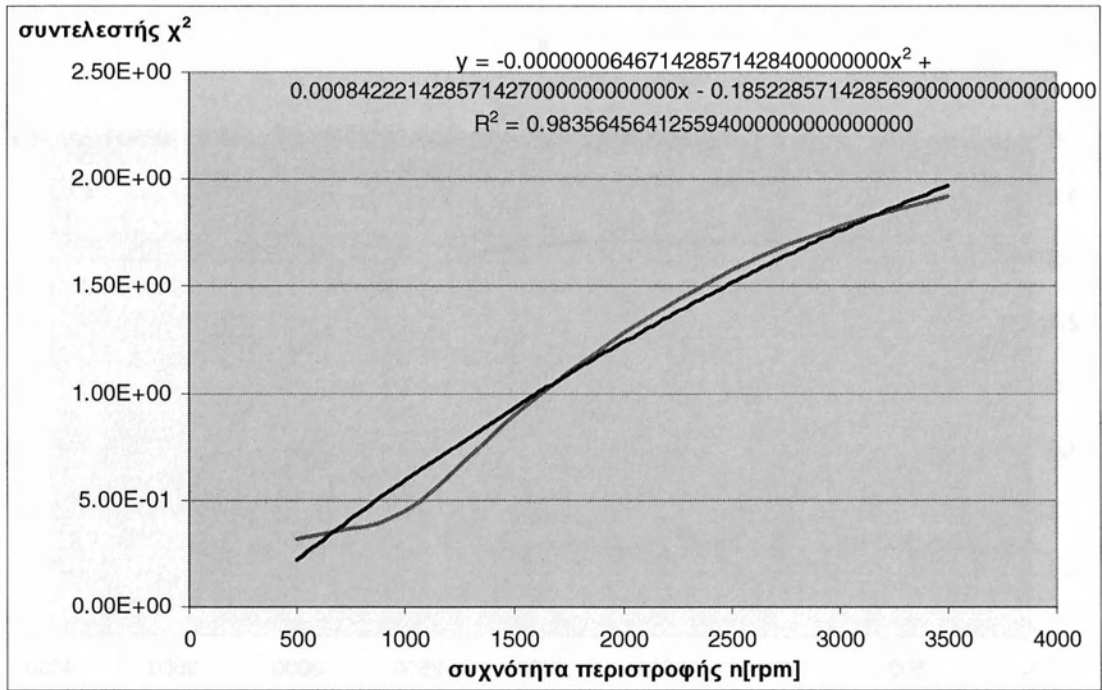
Η πολυωνυμική προσέγγιση της μεταβολής των τιμών των συντελεστών αυτών ανά στήλη φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα για όλες τις καταστάσεις που μελετήθηκαν δηλαδή για τους διαφορετικούς συνδυασμούς  $\Delta h$  και κατάσταση φθοράς. Σημειώνεται ότι ο συντελεστής  $R^2$  παίρνει τιμές πολύ κοντά στη μονάδα, εκτός ορισμένων περιπτώσεων που η τιμή του πέφτει στο 0,92

Γραμμή τάσης – Πολυωνυμική προσέγγιση καμπυλών πάχους λιπαντικής μεμβράνης 2<sup>ος</sup> δακτύλιος, 1<sup>η</sup> κατάσταση,  $\Delta h = 10$

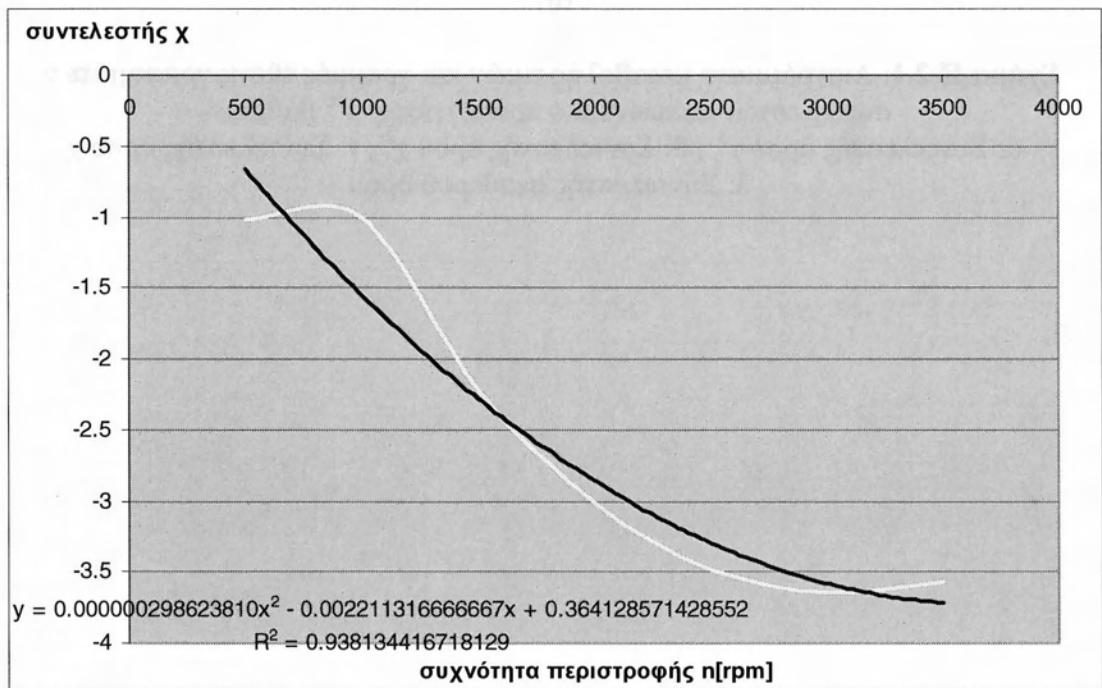


(α)

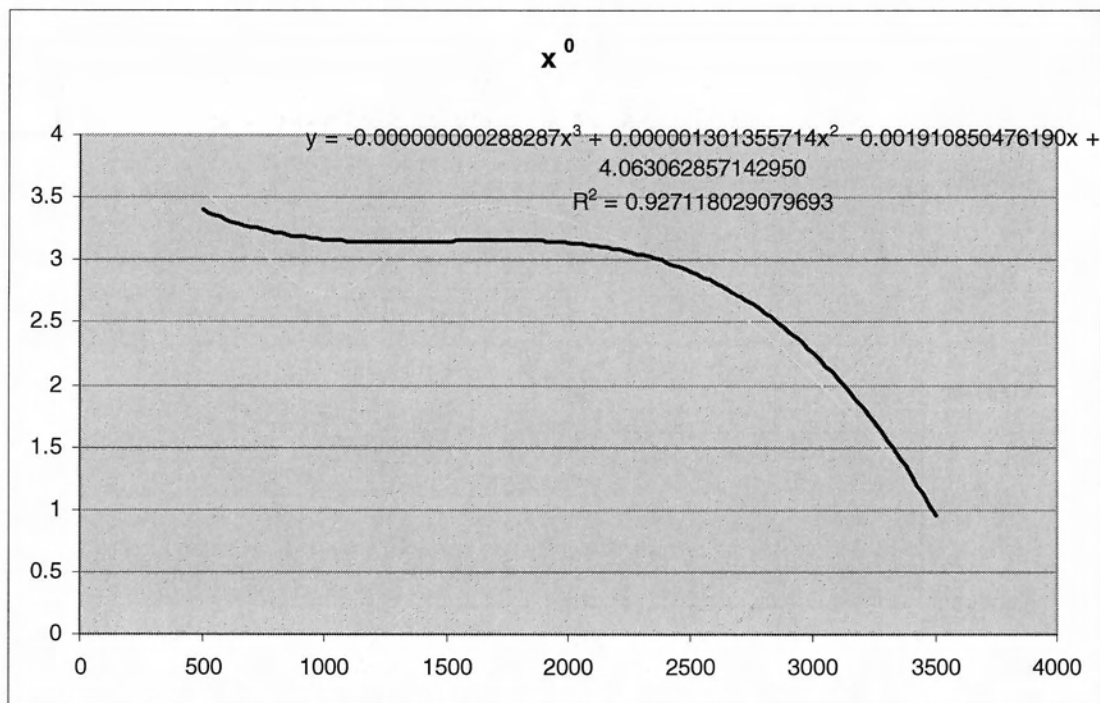




(β)



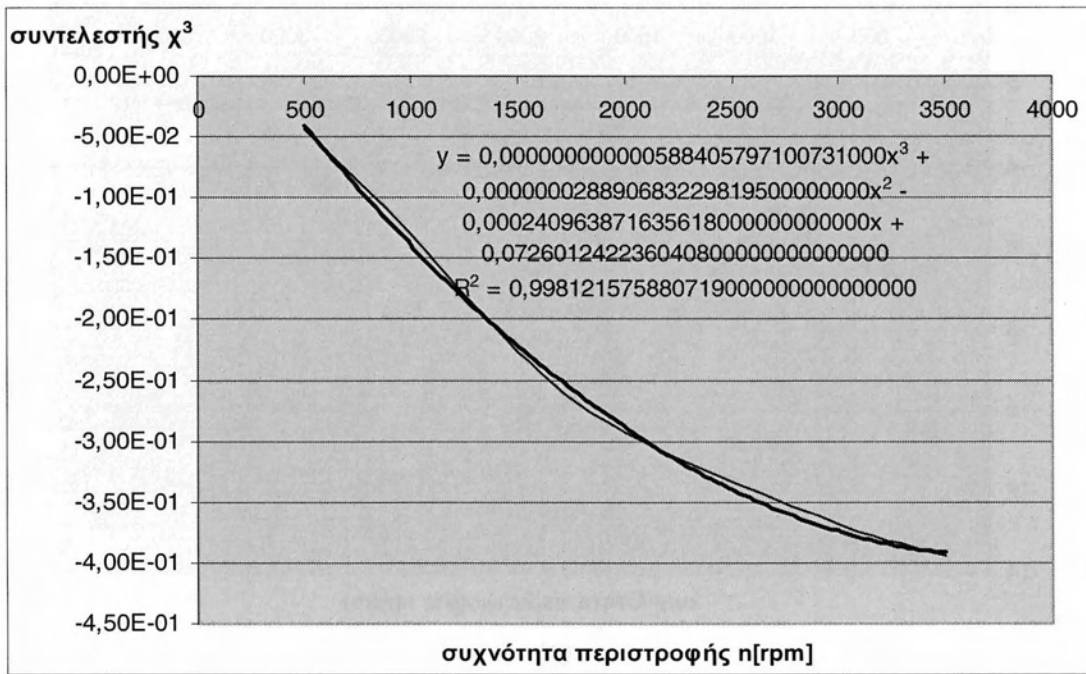
(γ)



(δ)

**Σχήμα Π.2.1:** Διαγράμματα μεταβολής τιμών και γραμμές τάσης γραφημάτων συντελεστών πολυωνύμου προσέγγισης 3<sup>ου</sup> βαθμού  
 .α: Συντελεστής όρου  $\chi^3$ , β: Συντελεστής όρου  $\chi^2$ , γ: Συντελεστής όρου  $\chi$   
 δ: Συντελεστής σταθερού όρου

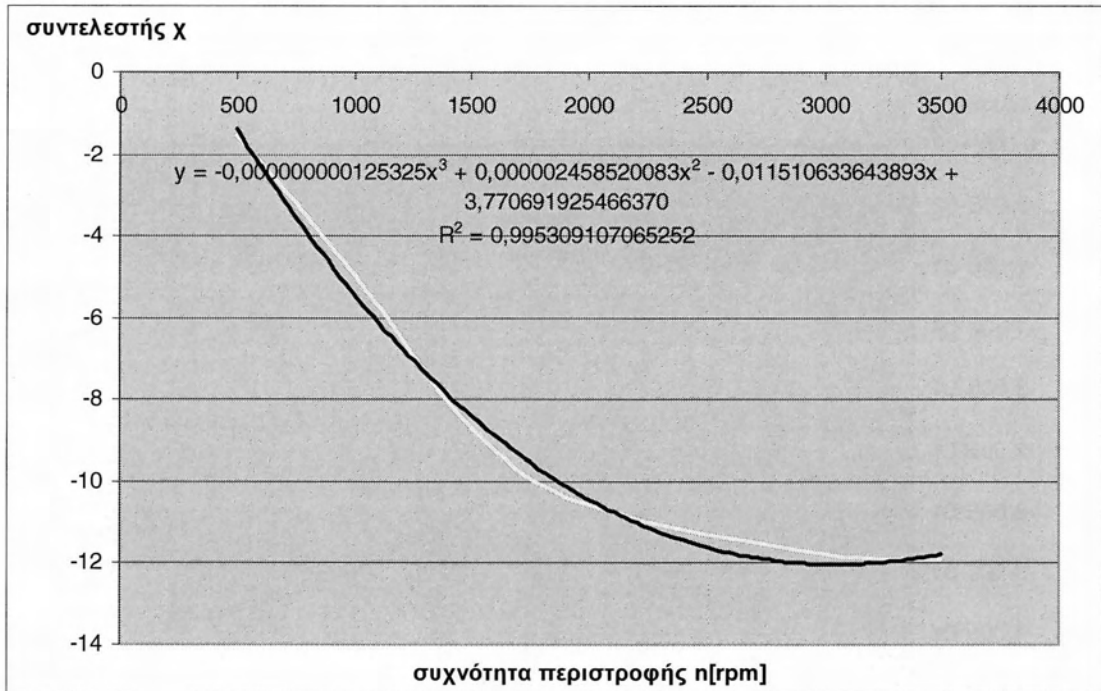
Γραμμή τάσης – Πολυωνυμική προσέγγιση καμπυλών πάχους λιπαντικής μεμβράνης  
 2<sup>ος</sup> δακτύλιος, 1<sup>η</sup> κατάσταση, Δh = 30



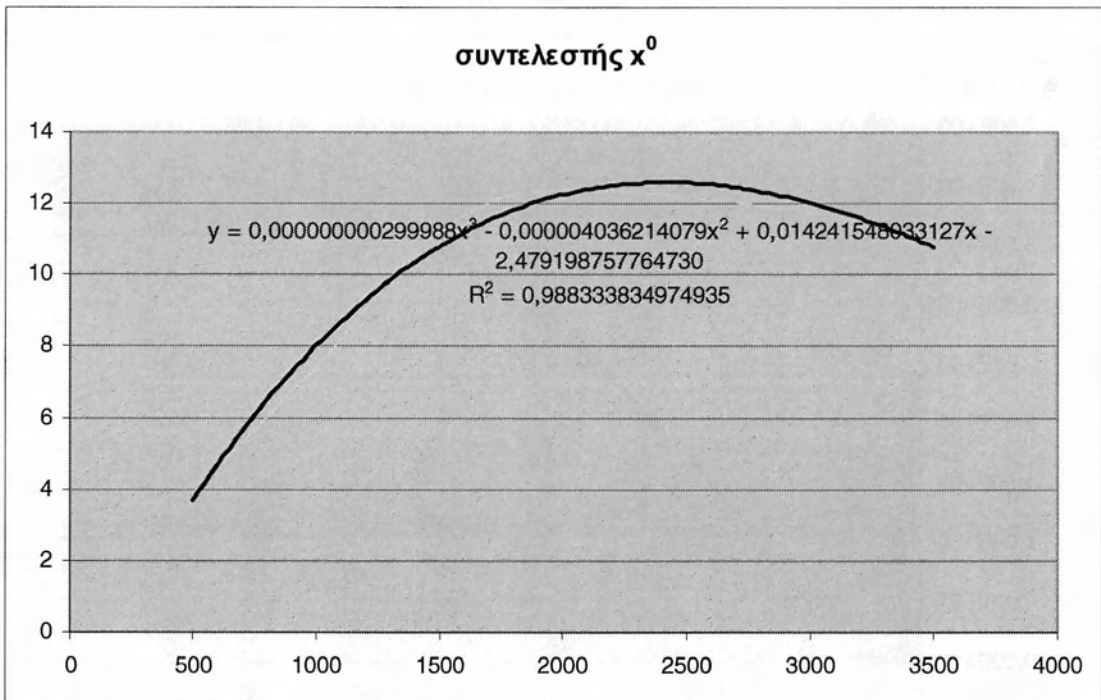
(α)



(β)



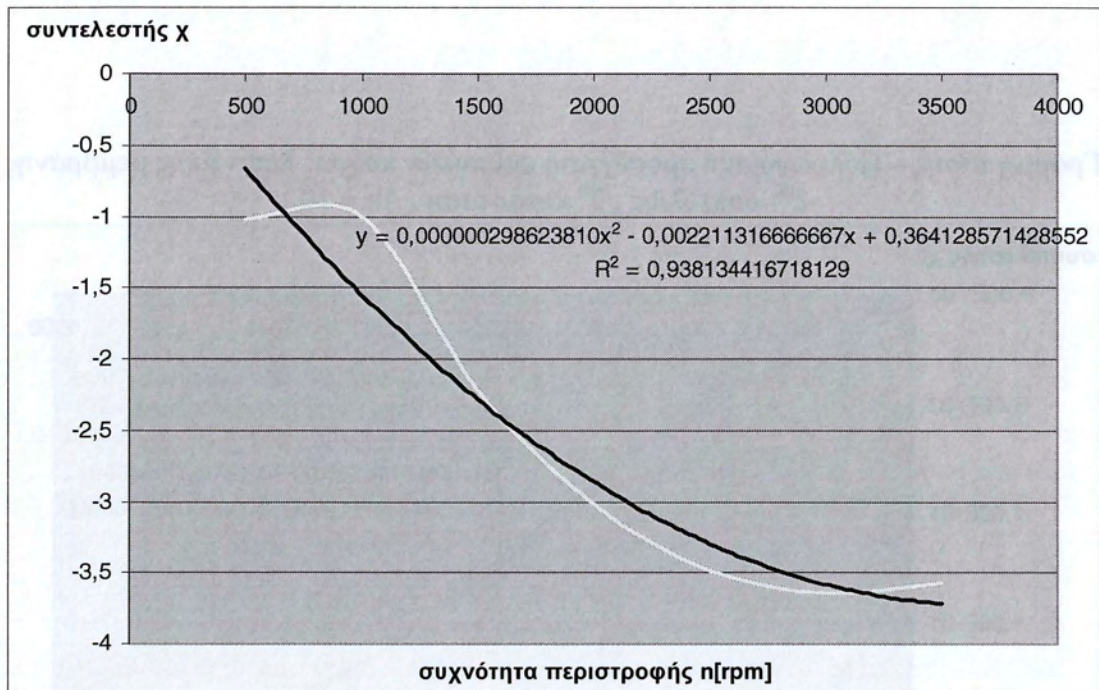
(γ)



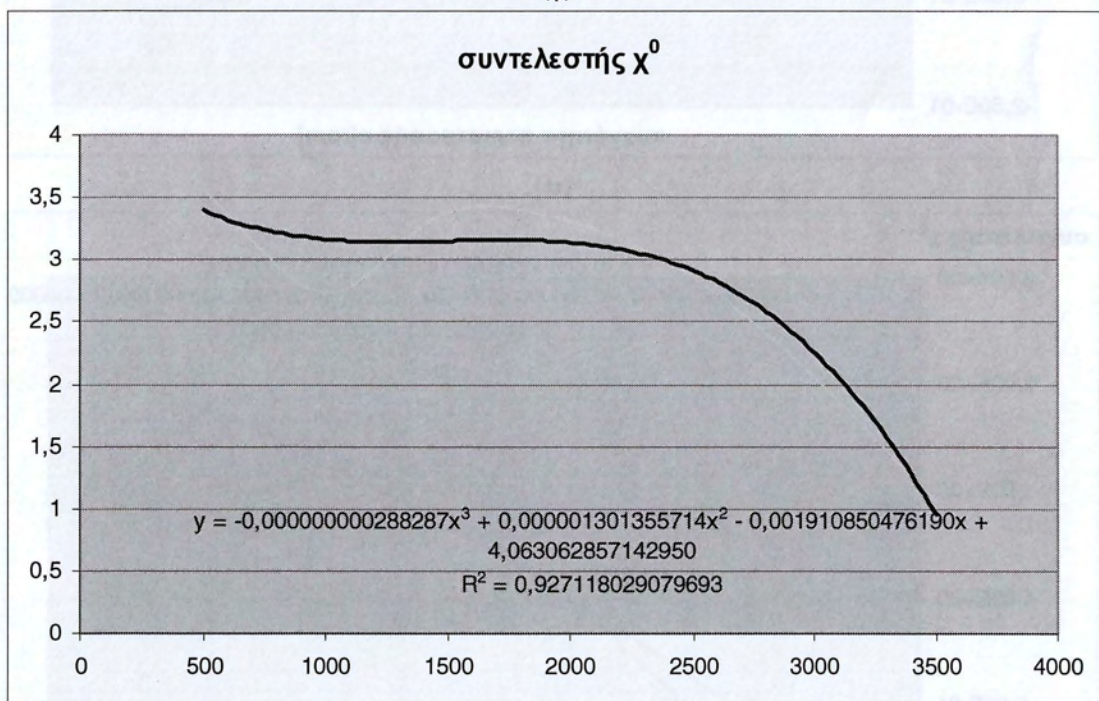
(δ)

**Σχήμα Π.2.2:** Διαγράμματα μεταβολής τιμών και γραμμές τάσης γραφημάτων συντελεστών πολυωνύμου προσέγγισης 3<sup>ου</sup> βαθμού  
 .α: Συντελεστής όρου χ<sup>3</sup> , β: Συντελεστής όρου χ<sup>2</sup> , γ: Συντελεστής όρου χ  
 δ: Συντελεστής σταθερού όρου





( $\gamma$ )

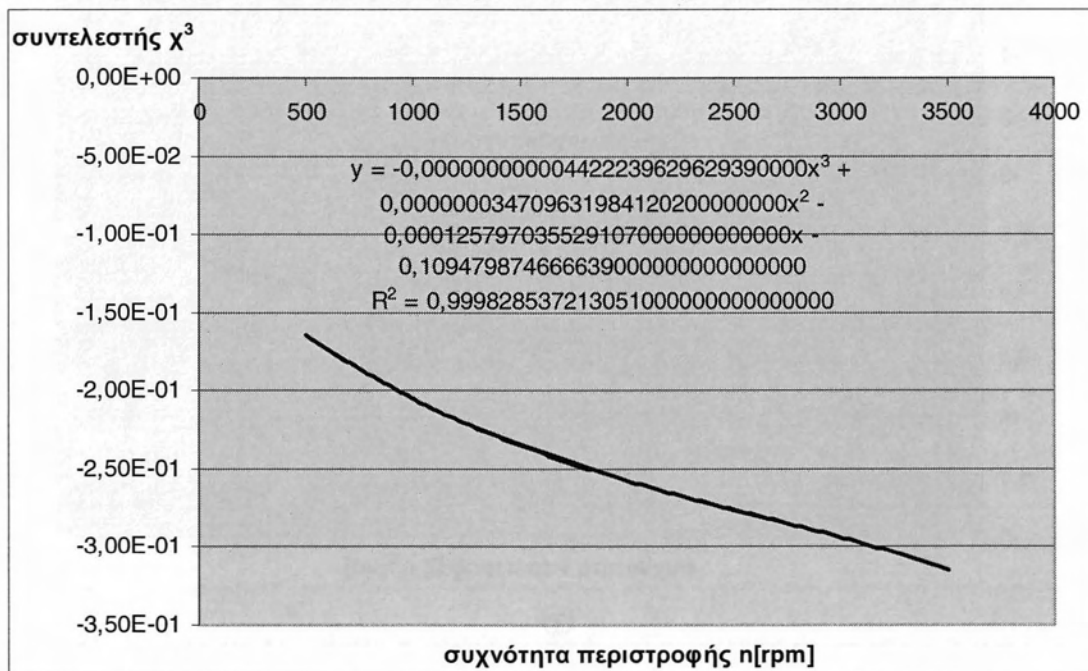


( $\delta$ )

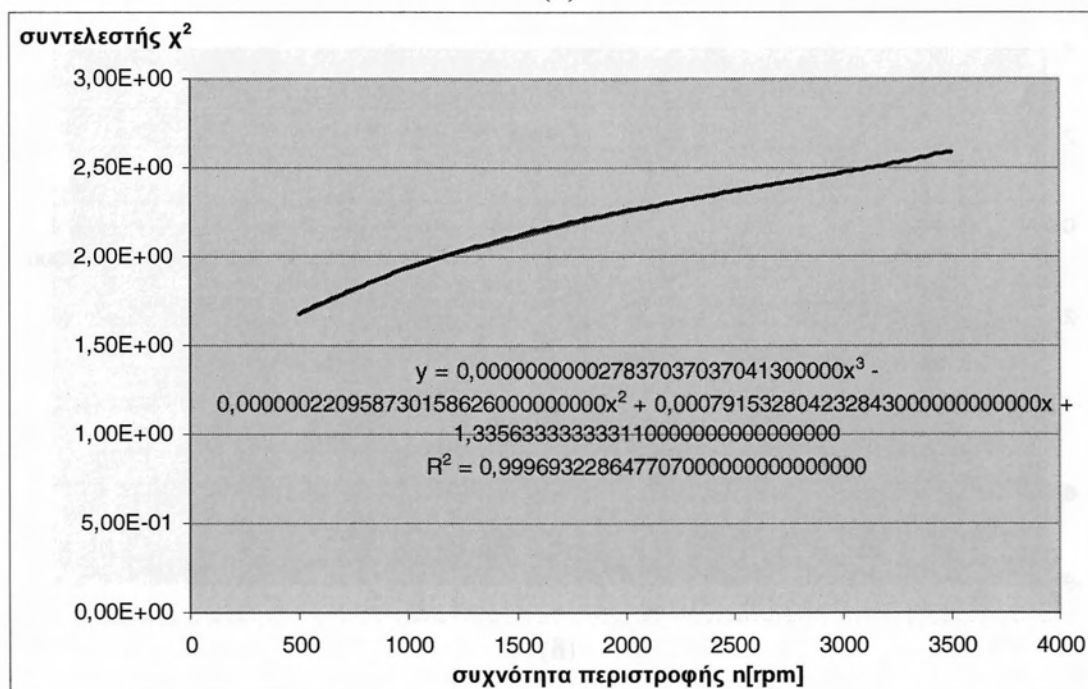
**Σχήμα Π.2.3:** Διαγράμματα μεταβολής τιμών και γραμμές τάσης γραφημάτων συντελεστών πολωνύμου προσέγγισης 3<sup>ου</sup> βαθμού  
 .α: Συντελεστής όρου  $\chi^3$  , β: Συντελεστής όρου  $\chi^2$  , γ: Συντελεστής όρου  $\chi$   
 δ: Συντελεστής σταθερού όρου



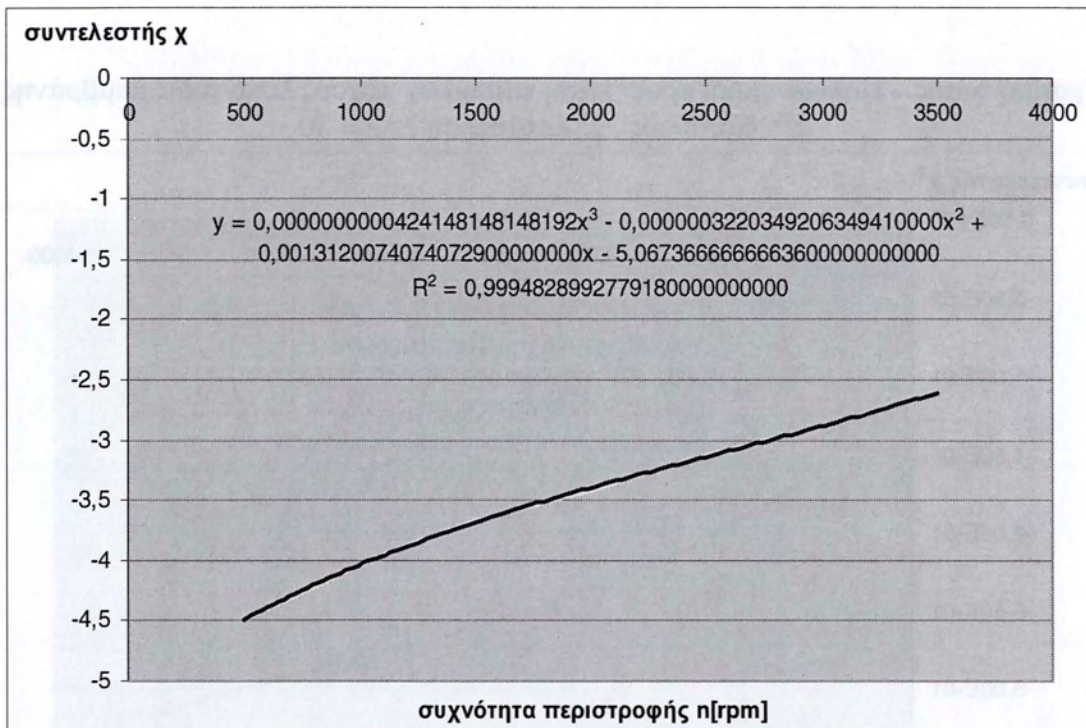
Γραμμή τάσης – Πολυωνυμική προσέγγιση καμπυλών πάχους λιπαντικής μεμβράνης  
 2<sup>ος</sup> δακτύλιος, 2<sup>η</sup> κατάσταση, Δh = 30



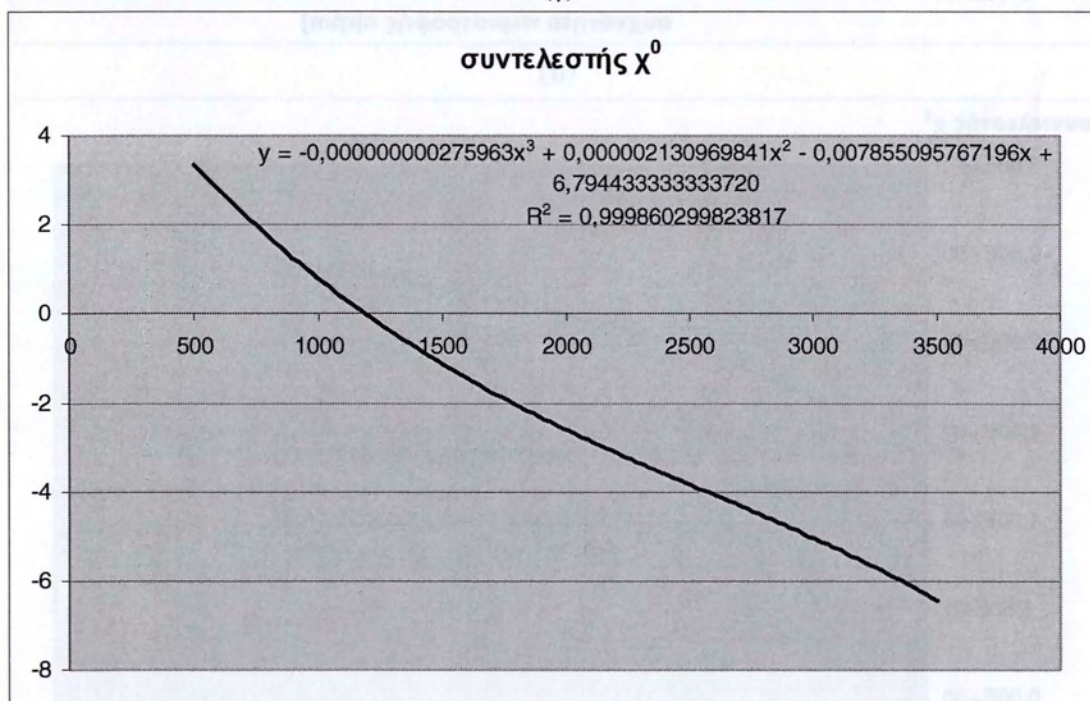
(α)



(β)



(γ)



(δ)

**Σχήμα Π.2.4:** Διαγράμματα μεταβολής τιμών και γραμμές τάσης γραφημάτων συντελεστών πολωνύμου προσέγγισης 3<sup>ου</sup> βαθμού

.α: Συντελεστής όρου  $\chi^3$  , β: Συντελεστής όρου  $\chi^2$  , γ: Συντελεστής όρου  $\chi$   
 δ: Συντελεστής σταθερού όρου



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
 ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ



004000111383