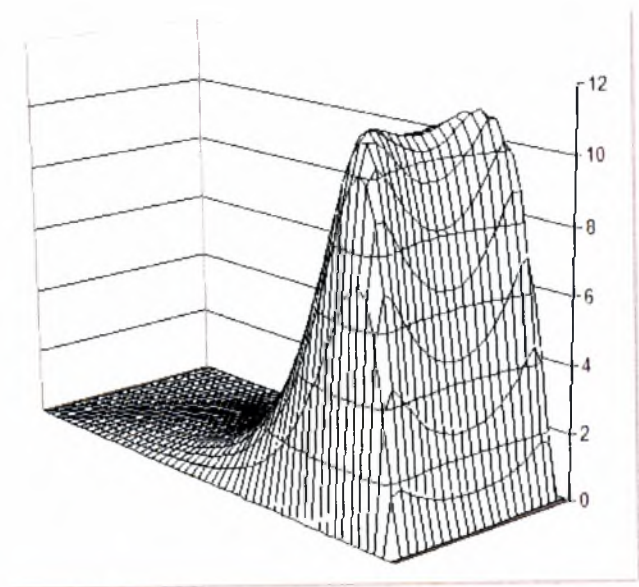




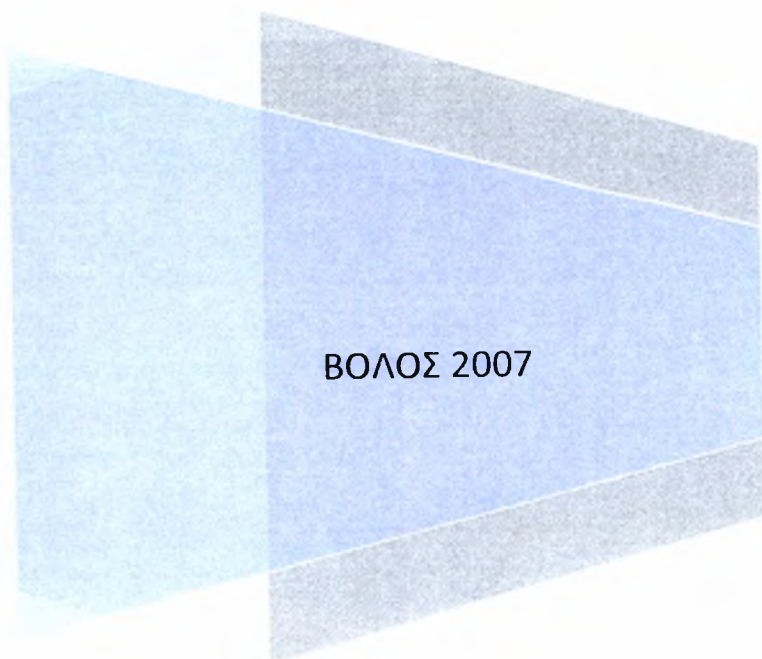
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

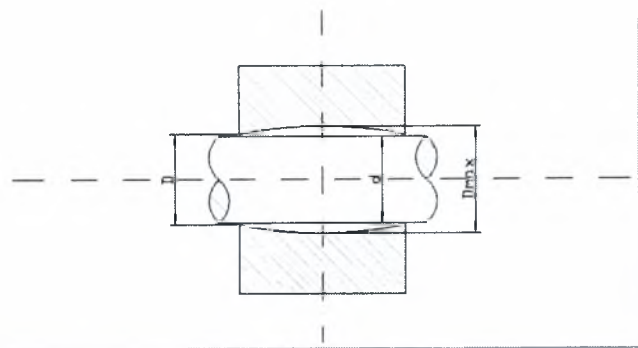
ΧΑΡΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΓΙΑ ΙΣΟΘΕΡΜΑ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΚΟΙΛΑ
ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ
ΘΕΟΔΟΣΗΣ ΚΑΝΤΑΣ





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

Αριθ. Εισ.: 2353/1
Ημερ. Εισ.: 03-10-2007
Δωρεά: Συγγραφέα
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ - ΜΜΒ
2007
KAN



Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής [Επιβλέπων]

Δρ. Κ. Ν. Πανταζάρας Διδάσκων Τμήμα Μηχανολόγων
Μηχανικών Βιομηχανίας, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής

Δρ. Γ. Π. Πετρόπουλος Επίκουρος Καθηγητής Τμήμα
Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας, Πανεπιστήμιο
Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής

Δρ. Θ. Γ. Γραμμένος Διδάσκων Τμήμα Μηχανολόγων
Μηχανικών Βιομηχανίας, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας



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

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

c_r	: ακτινική χάρη, $c_r = R-r$ (ή c)
c_d	: διαμετρική χάρη, $c_d = D-d$
d/r	: διάμετρος/ακτίνα στροφέα
D/R	: διάμετρος/ακτίνα τριβέα
e	: εκκεντρότητα
F	: δύναμη τριβής στην επιφάνεια του στροφέα
h	: πάχος λιπαντικής μεμβράνης
h_{\min}	: ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης (ή h_0)
h_T	: στοχαστική τιμή πάχους λιπαντικής μεμβράνης
k	: παράγων τριβής
K	: συντελεστής μειώσεως χάρης εδράνου
L	: αξονικό μήκος εδράνου
n	: στροφές περιστροφής στροφέα
n_0	: ελάχιστος αποδεκτός αριθμός στροφών λειτουργίας στροφέα
O	: κέντρο διατομής τριβέα / O' : κέντρο διατομής στροφέα
p	: υδροδυναμική πίεση
p_m	: μέση πίεση εδράνου, $p_m = w/dL$
p_w	: συνιστώσα της p κατά την κατεύθυνση του φορτίου
$p_{w'}$: συνιστώσα της p κάθετη στην κατεύθυνση του φορτίου
p_{\max}	: μέγιστη τιμή υδροδυναμικής πίεσης εδράνου
So	: αριθμός Sommerfeld
U	: περιφερειακή ταχύτητα στροφέα
w	: φορτίο εδράνου
W	: ημιέυρος κυμάτωσης επιφανείας εδράνου
X	: περιφερειακή κατεύθυνση
Z	: αξονική κατεύθυνση
Δs	: διαφορά χάρης ψυχρής - θερμής λειτουργίας
ε	: σχετική εκκεντρότητα e/c_r
η	: δυναμικό/απόλυτο ιξώδες λιπαντικού
θ_m	: μέση θερμοκρασία λειτουργίας εδράνου

- θ_{ψ} : θερμοκρασία κατασκευής και μετρήσεως ανοχών του εδράνου και του στροφέα
- λ : λόγος αξονικού μήκους εδράνου/διάμετρο στροφέα, $\lambda=L/d$
- μ : συντελεστής τριβής $\mu=F/w$
- σ_{po} : τυπική απόκλιση της ολικής τραχύτητας τριβέα-στροφέα
- ϕ : γωνία ισορροπίας, είναι η γωνία μεταξύ των κατευθύνσεων του εφαρμοζόμενου φορτίου και της διακέντρου OO' πάνω στην οποία εμφανίζονται η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης (αντίστοιχα h_{max} και h_{min}).
- ψ : διαμετρική/ακτινική σχετική χάρη, $\psi=(D-d)/d=(R-r)/r$
- ω : γωνιακή ταχύτητα στροφέα, $\omega=\pi n/30$
- Φ_x : παράγων ροής-πίεσης
- Φ_z : παράγων ροής-πίεσης
- Φ_s : παράγων ροής-διάτμησης
- HD : Υδροδυναμικός (Hydrodynamic)
- EHD : Ελαστο-υδροδυναμικός (Elasto-Hydrodynamic)
- THD : Θερμο-υδροδυναμικός (Thermo-Hydrodynamic)
- TEHD : Θερμο-ελαστο-υδροδυναμικός (Thermo-Elasto-Hydrodynamic)
- 2D : 2 διαστάσεις
- 3D : 3 διαστάσεις
- FDM : μέθοδος πεπερασμένων διαφορών (Finite Difference Method)

ΣΚΟΠΟΣ - ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η μελέτη των εδράνων ολίσθησης μη συμβατικής γεωμετρίας, που ένα χαρακτηριστικό δείγμα τους εξετάζεται σε αυτήν την εργασία, αποτελεί βασικό εργαλείο για την έρευνα και ανάπτυξη των εδράνων ολίσθησης.

Η παρούσα εργασία εισάγει μια καινοτόμο μέθοδο καθορισμού των λειτουργικών χαρακτηριστικών κοίλων, υδροδυναμικών, εγκάρσιων εδράνων ολίσθησης (ΕΕΟ) με την χρήση λεπτομερών χαρτών που βασίζονται στην αριθμητική επίλυση της εξίσωσης του Reynolds. Βασίζεται σε προηγούμενη διπλωματική εργασία [90] και στηρίζεται στην απαίτηση για αναζήτηση λύσεων και χρησιμοποίηση μη συμβατικής γεωμετρίας στο τριβούστημα ατράκτου-εδράνου καθώς και στην αποκωδικοποίηση της επίδρασης της τοπογραφίας των επιφανειών (κυμάτωσης) του τριβουστήματος ΕΕΟ.

Η γεωμετρία του εγκάρσιου, κοίλου εδράνου που αποτελεί άμεσο αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας αντιπροσωπεύει είτε σφάλματα κατεργασίας είτε τοποθέτησης είτε, ενδεχομένως, επιθυμητής μη συμβατικής μορφής.

Ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας εμφανίζεται με τρεις βασικούς άξονες. Ο πρώτος άξονας σχετίζεται με τη διερεύνηση του τρόπου με τον οποίο ανταποκρίνεται συγκεκριμένος πηγαίος κώδικας (Lubra) που αναπτύχθηκε και εξελίσσεται συνεχώς στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Αυτή αφορά σ' ένα διευρυμένο πεδίο λειτουργίας ισόθερμων, υδροδυναμικών, κοίλων, εγκάρσιων εδράνων ολίσθησης (ΕΕΟ) μεταβλητού λόγου L/d (όπου L το μήκος και d η ονομαστική διάμετρος του εδράνου), μεταβλητής ακτινικής χάρης ψ και μεταβλητής παραμέτρου ισο-λειτουργίας $\eta U/w$ (όπου η το ιξώδες του λιπαντικού, U η περιφερειακή ταχύτητα του στροφέα και w το φορτίο του εδράνου).

Ο δεύτερος άξονας αφορά στη σύγκριση των αποτελεσμάτων που εξάγονται με τη βοήθεια της συγκεκριμένης θεωρητικής προσομοίωσης, με αυτά που παρουσιάστηκαν σε προηγούμενες Διπλωματικές Εργασίες με σκοπό να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα που θα βοηθήσουν την περαιτέρω έρευνα πάνω σε έδρανα ολίσθησης μη συμβατικής γεωμετρίας.

Τέλος, ο τρίτος άξονας σχετίζεται με την δημιουργία χαρτών λειτουργίας. Έτσι, επιτυγχάνεται ευρεία χρήση των χαρτών αυτών σαν βασικό εργαλείο και χωρίς ιδιαίτερη δυσκολία

από τον τεχνικό κόσμο που ασχολείται είτε με τη χρήση είτε με τον σχεδιασμό υδροδυναμικών ΕΕΟ.

Πρέπει ακόμη να αναφερθεί ότι η βελτιστοποίηση των εδράνων ολίσθησης στην περιοχή λειτουργίας με τις ελάχιστες δυνατές απώλειες τριβής παραμένει ο κύριος στόχος του Τριβολογικού Μηχανολογικού Σχεδιασμού για καθορισμό σημείων λειτουργίας αντί-τριβής και αντί-φθοράς.

Η συγκεκριμένη εργασία μπορεί να χρησιμεύσει σαν βάση για μια σειρά επιπλέον αναζητήσεων, όπως χαρτογράφηση αντίστοιχων με αυτών της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας μη συμβατικών εδράνων ολίσθησης με διαφορετική γεωμετρία (κυματοειδή έδρανα), πειραματική επιβεβαίωση των θεωρητικών αποτελεσμάτων κάτω από ελεγχόμενες συνθήκες κ.α.

Παραμένουν, ωστόσο, μέχρι σήμερα αμφιβολίες για το είδος των σφαλμάτων ή/και μη συμβατικών επιθυμητών γεωμετρικών παρεκκλίσεων στην επιφάνεια του εδράνου ολίσθησης που επιφέρουν βελτιωμένη λίπανση και γενικότερα βελτιστοποιημένη λειτουργία.

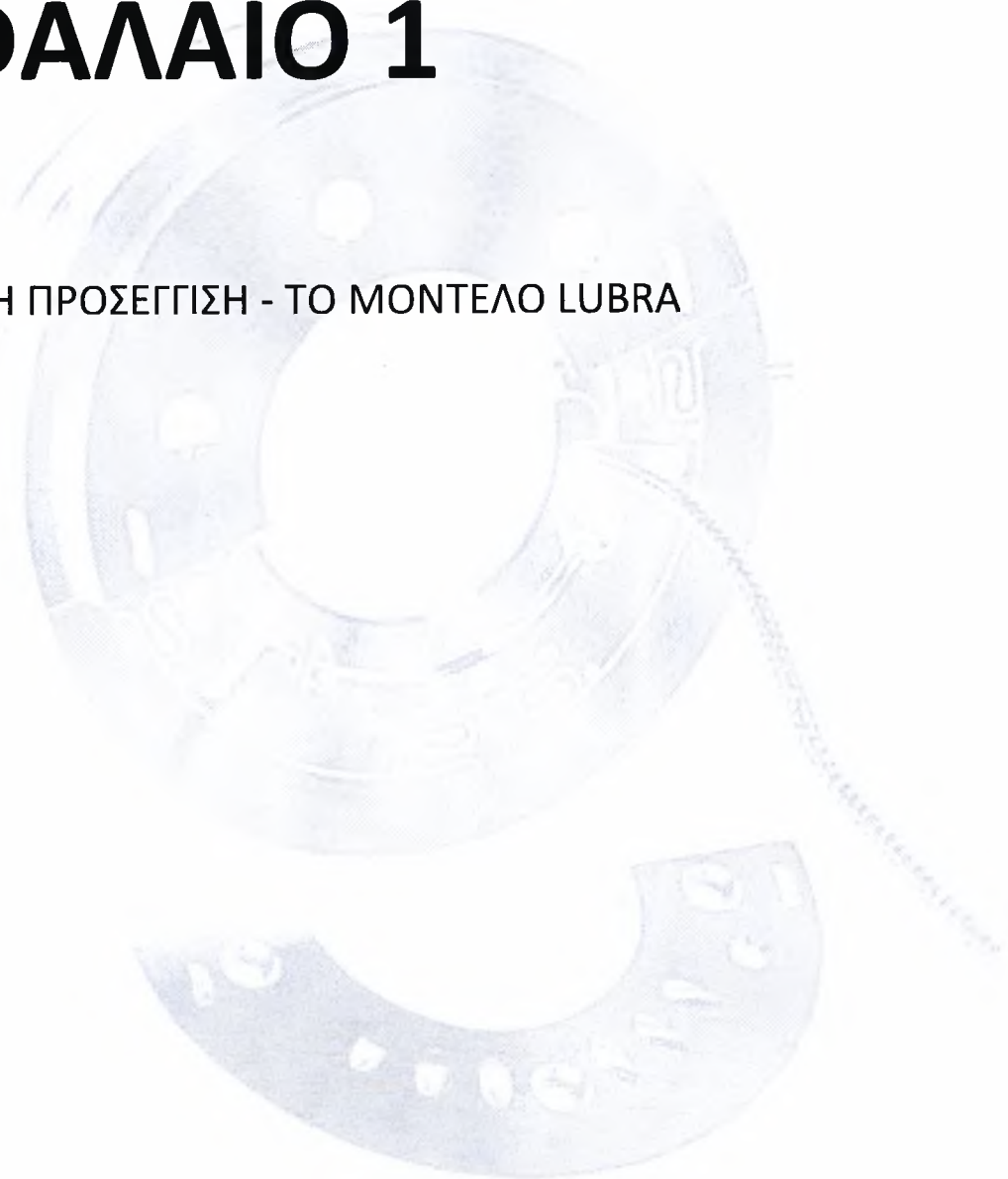
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ	σελ. 5
ΣΚΟΠΟΣ – ΠΕΡΙΛΗΨΗ	σελ. 7
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	
1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	
1.1.1 Ιστορική αναδρομή	σελ. 13
1.1.2 Τεχνικά στοιχεία	σελ. 16
1.1.3 Θεωρητική προσομοίωση συμπεριφοράς ΕΕΟ σήμερα	σελ. 18
1.2 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ – ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ LUBRA	
1.2.1 Θεωρητική προσέγγιση	σελ. 20
1.2.2 Αριθμητική επίλυση των μερικών διαφορικών εξισώσεων με πεπερασμένες διαφορές (FDM)	σελ. 24
1.2.3 Αριθμητική επίλυση των εξισώσεων των δυνάμεων τριβής	σελ. 30
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ	
2.1 Δεδομένα - Αποτελέσματα	σελ. 35
2.2 Χάρτες λειτουργίας	σελ. 36
2.3 Διαγράμματα λειτουργίας εδράνων σταθερής χάρης και μεταβλητής κοιλότητας	σελ. 43
2.4 Κατανομές πιέσεων εγκάρσιου κούλου υδροδυναμικού εδράνου ολίσθησης.....	σελ. 49
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ	
3.1 Συμπεράσματα	σελ. 57
3.2 Προοπτικές	σελ. 62
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	σελ. 63
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	σελ. 75

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ - ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ LUBRA



ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ

Η αρχαία εμπειρική τέχνη της λίπανσης που αναπτύχθηκε αρχικά απ' τους Αιγυπτίους, τους Έλληνες και τους Ρωμαίους είχε σαν σκοπό την ελαχιστοποίηση της ξηράς τριβής κατά την λειτουργία απλών ή και σχετικά σύνθετων μηχανισμών. Αυτό επετεύχθη με την εκμετάλλευση των φυσικών λιπαντικών ιδιοτήτων γνωστών την εποχή εκείνη προϊόντων φυτικής και ζωικής προέλευσης.

Με γέφυρα τις αναζητήσεις των ερμηνειών "περί τριβής" κατά την εποχή της Αναγέννησης (Leonardo da Vinci), η τριβολογία με χαρακτηριστικά επιστήμης αρχίζει να εμφανίζεται κατά το τέλος του 19ου αιώνα όταν βγήκαν στο φως οι πρώτες εμπειριστατωμένες μελέτες με σημαντικά τόσο ποιοτικά όσο και ποσοτικά αποτελέσματα, αλλά καθιερώνεται επίσημα σαν αυτόνομη επιστήμη πολύ αργότερα, κατά τις δεκαετίες 1950-1960.

Σημαντικές πρόσφατες περίοδοι ανάπτυξης της τριβολογίας αναφέρονται στη συνέχεια. Αυτές καλύπτουν τα τελευταία 150 χρόνια και είναι γνωστές σαν Εποχή της Τεχνολογικής Προόδου (1850 – 1920) και Εποχή της Τριβολογίας (1920 – σήμερα).

Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗΣ ΠΡΟΟΔΟΥ (1850 - 1920)

Κατά την διάρκεια της περιόδου αυτής εμφανίζεται στα πρώτα του βήματα ο συστηματικός σχεδιασμός στοιχείων μηχανών με εφαρμογή σε οδοντωτούς τροχούς και έδρανα. Ο σχεδιασμός αυτός είχε ως αποτέλεσμα βασικές βελτιώσεις που αναφέρονται στη συνέχεια.

Αναπτύσσονται υδρολιπαινόμενα έδρανα του Aerts (1860), έδρανα κύλισης με ιδιαίτερη έμφαση στα αυτορρυθμιζόμενα έδρανα λοξής επαφής του Wingquist, ιδρυτή της SKF, οδοντωτοί τροχοί για εφαρμογή στο πρώτο ηλεκτροκίνητο σιδηροδρομικό όχημα της Siemens (1879), οδοντωτοί τροχοί κίνησης μικρού μεγέθους για τα πρώτα αυτοκίνητα και μεγάλων διαστάσεων για μηχανές (1913).

Παράλληλα, τα λιπαντικά φυτικής και ζωικής προέλευσης, αντικαθίστανται από ορυκτά προϊόντα. Η τελειότερη απόσταση και το ραφινάρισμα οδηγεί στην δημιουργία και την ευρεία χρήση ατρακτελαίων ποικίλης συνεκτικότητας (κλωστοϋφαντουργία), ελαίων συμπιεστών, μηχανέλαιων και ελαίων μηχανών εσωτερικής καύσης.

Ως προς το πεδίο ανάπτυξης θεωριών περί τριβής-φθοράς πρόκειται για μια θαυμαστή περίοδο, ειδικότερα κατά την εικοσαετία 1880-1900. Ο Gustav Adolph Hirn (1880) επαναβεβαίωσε τους νόμους περί τριβής των Leonardo da Vinci-Amontons και Coulomb. Ο Heinrich Rudolf Hertz (1881) μελέτησε φυσικούς νόμους, κυρίως τους αναφερόμενους στην τριβή κύλισης. Ο Βρετανός Beauchamp Tower (1883) μετρά το πεδίο των υδροδυναμικών πιέσεων σε έδρανο ολίσθησης και προβαίνει σε σημαντικές επισημάνσεις πάνω στο ολοκλήρωμα των πιέσεων αυτών καθώς και τις συνιστώσες του κατά την οριζόντια και κατακόρυφη κατεύθυνση σε σχέση με το ολικό φορτίο του εδράνου. Ο Ρώσος Nikolai Pavnlovic Petroff (1883) μελετά ειδικότερα το ομοκεντρικό έδρανο και καθορίζει τους νόμους του. Ο Βρετανός Osborne Reynolds (1885) αναπτύσσει μαθηματικά μοντέλα για την υδροδυναμική θεωρία με την γνωστή εξίσωση του (εξίσωση λίπανσης με υγρή λεπτή μεμβράνη). Ο Γερμανός Richard Stribeck (1902) πραγματοποιεί μετρήσεις του συντελεστή τριβής, επιβεβαιώνει την θεωρία του Reynolds και παράλληλα εισάγει τις καμπύλες συντελεστή τριβής με σε συνάρτηση με μέγεθος εξαρτώμενο από φορτίο-ταχύτητα-ιξώδες (καμπύλες Stribeck). Τέλος ο Johannes Wilhelm Sommerfeld (1904) εισάγει το αδιάστατο μέγεθος που πήρε το όνομά του (αριθμός Sommerfeld, So) και προτείνει αναλυτική λύση για την εξίσωση του Reynolds ενώ στην συνέχεια παίρνουν την σκυτάλη γνωστά ονόματα όπως οι Mitchell, Gumbel, Martin, Rayleigh, Stanton.

Η ΕΠΟΧΗ ΤΗΣ ΤΡΙΒΟΛΟΓΙΑΣ (1920 - Σήμερα)

Η νεότερη αυτή εποχή χαρακτηρίζεται από ραγδαία ανάπτυξη της πανεπιστημιακής και της βιομηχανικής έρευνας σ' όλους τους τομείς των επιστημών του Μηχανικού. Αν γίνει χρονικός διαχωρισμός σε εικοσαετίες, η εικοσαετία 1920-1940 χαρακτηρίζεται κυρίως από την εμφάνιση έντονης βιομηχανικής έρευνας και ανάπτυξης, η μεταπολεμική εικοσαετία 1940-1960 από τον έντονο βιομηχανικό ανταγωνισμό με έμφαση στην αυτοκινητοβιομηχανία, η εικοσαετία 1960-1980 χαρακτηρίζεται από την αυτονόμηση της Επιστήμης της Τριβολογίας και την αυτοτελή παρουσία της πλέον στον χώρο των επιστημών, ενώ η εικοσαετία 1980-2000 θεωρείται ότι καθιέρωσε στον χώρο τα πλεονεκτήματα της εποχής των ηλεκτρονικών υπολογιστών, της πληροφορικής και γενικότερα της μέσω δικτύου πληροφορίας/πληροφόρησης.

Κατά την τελευταία περίοδο, θεωρείται ότι η ανάπτυξη διαδικασιών βελτιστοποίησης στοιχείων μηχανών βασίζεται στην αποκτηθείσα τεχνογνωσία και την μεταφορά θεωρητικών ευρημάτων σε πρακτικής σημασίας λύσεις. Με στόχο την μακροζωία και την εύρυθμη λειτουργία μηχανολογικών συστοιχιών και εξοπλισμών κάθε βελτιστοποίηση προκύπτει από τον συστηματικό

μηχανολογικό σχεδιασμό με βάση την επιλογή υλικών, επιφανειακών κατεργασιών και λιπαντικών.

Στον χώρο των λιπαντικών, η ανάπτυξη και εισαγωγή της χρήσης προσθέτων οδηγεί σε θεαματική βελτίωση των ιδιοτήτων τους ενώ παράλληλα αξιοσημείωτες βελτιώσεις επιτυγχάνονται στην περιοχή των ορυκτών λιπαντικών μέσα από την βελτίωση της παραγωγικής τους διαδικασίας. Ακολουθεί η εισαγωγή συνθετικών λιπαντικών και η δημιουργία λιπαντικών υψηλών προδιαγραφών για υψηλές/χαμηλές θερμοκρασίες και για υψηλές φορτίσεις με προδιαγραφές για μεγάλη διάρκεια ζωής και απαιτήσεις μεγάλων χρονικών περιόδων μεταξύ συντηρήσεων.

Ως προς την ανάπτυξη και εξέλιξη των θεωριών τριβής-φθοράς τρία βασικά γεγονότα θεωρούνται ότι χαρακτηρίζουν αυτήν την εποχή:

- Οι προσεγγιστικές μέθοδοι που εφαρμόστηκαν με σκοπό την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds από τους Michel, Ocvirk, Du Bois, Kingsbury, Cameron, Sassenfeld, Walther κ.α.
- Οι εφαρμογές των λύσεων αυτών πάνω σε στοιχεία μηχανών που λειτουργούν κάτω από συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης, ο σχεδιασμός καθώς και η πειραματική λειτουργία προσομοιωτικών συστημάτων για μετρήσεις, με στόχο μια πληρέστερη θεωρητική προσέγγιση των εδράνων ολίσθησης.
- Η Ελαστοϋδροδυναμική (και στη συνέχεια η Θερμό-ελαστοϋδροδυναμική) λύση της εξίσωσης του Reynolds (Dowson-Higginson) που καθιέρωσε την εφαρμογή της Ελαστοϋδροδυναμικής θεωρίας στον υπολογισμό λιπαινομένων επαφών χαρακτηριζομένων από υψηλά φορτία επαφής.

Παρ' όλες τις εξελίξεις που αφορούν γενικά στην Επιστήμη της Τριβολογίας και ειδικότερα στην αντιμετώπιση προβλημάτων σχετικών με τα έδρανα ολίσθησης, θεωρείται απαραίτητο να αναφερθεί ότι ο τριβολογικός σχεδιασμός των σύγχρονων εγκάρσιων, μη συμβατικών εδράνων ολίσθησης βασίζεται κυρίως στα δυο πρώτα από τα τρία προαναφερθέντα γεγονότα-κατευθύνσεις.

1.1.2 ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Έχει διαπιστωθεί πειραματικά και εφαρμόζεται ευρύτατα, ότι για να λειτουργήσει ένα εγκάρσιο υδροδυναμικό έδρανο ολίσθησης σωστά, πρέπει η σχετική του χάρη ψ να επιλεγεί σύμφωνα με τον εξής εμπειρικό τύπο [12]:

$$y = (0,75 \leq \omega \leq 1,25) 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{U}{2,5}} \quad (1.1),$$

όπου U η ταχύτητα ολίσθησης του στροφέα σε m/sec.

Οι χαμηλές τιμές χάρης που προτείνονται από τον τύπο αυτό επιλέγονται, όταν το υλικό του εδράνου είναι μαλακό (π.χ. λευκό μέταλλο), το ιξώδες του λιπαντικού σχετικά χαμηλό, η μέση επιφανειακή πίεση υψηλή, ο λόγος $\lambda=L/d \leq 0.8$, η γωνία κλίσεως μεταξύ στροφέα και τριβέα μικρή και η διεύθυνση του φορτίου του στροφέα μεταβάλλεται συνεχώς. Αντίθετα, οι υψηλότερες τιμές της σχετικής χάρης ψ προτείνονται, όταν το υλικό του εδράνου είναι σκληρό (π.χ. κρατέρωμα), το ιξώδες του λιπαντικού υψηλό, η μέση επιφανειακή πίεση σχετικά χαμηλή, ο λόγος $\lambda=L/d \geq 0.8$ η γωνία κλίσεως μεγάλη και η διεύθυνση του φορτίου του στροφέα αμετάβλητη.

Η χάρη c_d μεταξύ του στροφέα και του εδράνου, δίνεται από τη σχέση: $c_d=D-d$, όπου D η διάμετρος του εδράνου, δηλαδή του τριβέα του συστήματος. Κατά την θερμή λειτουργία, η χάρη αυτή είναι γενικά μικρότερη από την αντίστοιχη που εμφανίζεται κατά την συναρμολόγηση επειδή ο συντελεστής θερμικής διαστολής του στροφέα, που συνήθως κατασκευάζεται από χάλυβα, είναι μεγαλύτερος από αυτόν του εδράνου, που συνήθως κατασκευάζεται από λευκό μέταλλο, κρατέρωμα, χυτοσίδηρο κ.λπ. Με την αύξηση, επομένως, της θερμοκρασίας, η διάμετρος του στροφέα αυξάνεται περισσότερο από τη διάμετρο του εδράνου και η χάρη μειώνεται. Γι' αυτό το λόγο όλα τα εγκάρσια έδρανα διατρέχουν τον κίνδυνο της συσφίξεως του στροφέα μέσα στο έδρανο, όταν η μέση θερμοκρασία τους φτάσει μια κρίσιμη τιμή. Τα αποτελέσματα μιας τέτοιας συσφίξεως είναι βεβαίως καταστροφικά για το έδρανο.

Μια τιμή που χαρακτηρίζει τη συμπεριφορά των εδράνων είναι αυτή του μεγέθους h_{min} , δηλαδή, του ελάχιστου πάχους της μεμβράνης του λιπαντικού. Εάν το h_{min} είναι μικρότερο από μια τιμή ασφαλείας υπάρχει κίνδυνος επαφής των στοιχείων (τριβέας-στροφέας) κατά την διάρκεια υπερφορτίσεων ή όταν το στρώμα του λιπαντικού είναι τόσο λεπτό ώστε οποιαδήποτε στερεά πρόσμιξη υπάρχει στο λάδι να προκαλεί απόξεση και μηχανική φθορά. Επίσης, η ροή-παροχή του

λαδιού εξαρτάται από το πάχος του λιπαντικού. Με μια μικρή ροή-παροχή η αύξηση της θερμοκρασίας μπορεί να είναι υπερβολική.

Η χαρακτηριστική αδιάστατη παράμετρος του ελάχιστου στρώματος λιπαντικού είναι ο λόγος h_{\min}/c . Μια πολύ χρήσιμη παράμετρος είναι, επίσης, ο λόγος εκκεντρότητας ή αλλιώς η σχετική εκκεντρότητα $\varepsilon=e/c$, όπου $c=c_r=R-r$ η ακτινική χάρη του εδράνου και $e=(R-r)-h_{\min}$ η εκκεντρότητα του, όπου R και r οι ακτίνες του εδράνου και του στροφέα αντίστοιχα. Εάν $e=0$ το έδρανο είναι κεντραρισμένο και ισχύει $h_{\min}=c$ (ομοκεντρικό έδρανο ή έδρανο Petroff). Αυτό πρακτικά αντιστοιχεί σε ένα πολύ μικρό φορτίο ($\varepsilon=0$). Καθώς το φορτίο αυξάνεται ο στροφέας πλησιάζει τον τριβέα μέχρι το όριο που καθορίζει επαφή ($h_{\min}=0$, $e=c$ και $\varepsilon=1$).

Αν δεν αμφισβητήσει κανείς τις τιμές του αντίστοιχου υδροδυναμικού συντελεστή τριβής τάξης μερικών χιλιοστών, λογικά δεν θα έπρεπε να ανησυχεί τόσο για τις απώλειες στο τριβοσύστημα κάθε εγκάρσιου εδράνου ολίσθησης (ΕΕΟ) που λειτουργεί κάτω από συνθήκες πλήρους υδροδυναμικής λίπανσης. Οι συνθήκες όμως κατά την λειτουργία των ΕΕΟ, εκτός ειδικών περιπτώσεων συστημάτων που λειτουργούν κάτω από σταθερές συνθήκες (πχ. επίγειες εγκαταστάσεις στροβιλομηχανών), δηλαδή, οι αυξομειώσεις της ταχύτητας με σύγχρονη μεταβολή του φορτίου και ενδεχομένως και της θερμοκρασίας του λιπαντικού, οδηγούν σε καταστάσεις που καταδεικνύουν έντονη μη υδροδυναμική συμπεριφορά και συνεπώς μείωση του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης, επαφή, φθορά και αύξηση απωλειών από τριβές.

Μια ακόμη χαρακτηριστική παράμετρος των εγκάρσιων, κοίλων εδράνων ολίσθησης είναι η κοιλότητα W , η οποία όπως διαπιστώνεται στην διερεύνηση που ακολουθεί παίζει σημαντικό ρόλο στην λειτουργία του εδράνου είτε σε περιοχές χαμηλών είτε σε περιοχές υψηλών ταχυτήτων.

Στην επίσημη ευρείας χρήσης Ελληνική Πανεπιστημιακή Βιβλιογραφία [9], [12], λόγω των ριζών της που προέρχονται από την προ της αλματώδους εξάπλωσης των Η/Υ περίοδο, πολύ λίγα στοιχεία αναφέρονται για τις νέες μεθόδους προσέγγισης της μελέτης-σχεδίασης (design-σχεδιασμού) ΕΕΟ. Αξίζει να σημειωθεί η αναφορά του καθ. Α. Δημαρόγκωνα [13] στις έρευνες των εργαστηρίων της Westinghouse που με τα αποτελέσματα των Raimondi-Boyd [14] θεωρήθηκαν, για ένα μεγάλο διάστημα, οι πλέον πλούσιες σε πληροφορίες για ΕΕΟ με ποικίλους λόγους l/d (l είναι το μήκος και d η διάμετρος της ατράκτου στην περιοχή του ΕΕΟ).

1.1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΕΟ ΣΗΜΕΡΑ

Στις μέρες μας, ένας μεγάλος αριθμός υπολογιστικών προγραμμάτων έχει πλέον καθιερωθεί σαν αξιόλογο εργαλείο στα χέρια των μηχανικών και χρησιμοποιείται ευρύτατα με σκοπό την πρόβλεψη, τον έλεγχο και τελικά την βελτιστοποίηση της συμπεριφοράς στοιχείων μηχανών κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Η ανάπτυξη θεωρητικών μοντέλων και πολύπλοκων υπολογιστικών αλγορίθμων βασίζεται σε βελτιωμένες μεθόδους υπολογισμού με ικανοποιητική ακρίβεια, πολυδιάστατο χαρακτήρα και δυνατότητα περιγραφής των φαινομένων κάτω από σύνθετες συνθήκες.

Οποσδήποτε, προηγείται μια βαθιά και πλατιά ανάλυση κάθε υπό μελέτη φαινόμενου καθώς και συστηματική σύνθεση αλγορίθμων που βασίζονται σε ρεαλιστικές υποθέσεις και είναι συγχρόνως εύχρηστοι και φιλικοί προς τους μελετητές μηχανικούς. Εντούτοις, κάθε περαιτέρω ανάπτυξη οφείλει να συμπληρώνεται από πειραματικές προσομοιωτικές διαδικασίες σε εργαστηριακές κατ' αρχή συσκευές, συστοιχίες ή μηχανές ελέγξιμες και παρατηρήσιμες μέσα σε αποδεκτά όρια, κατάλληλες ώστε να δημιουργούν συνθήκες ανάδρασης και διόρθωσης κάθε θεωρητικού μοντέλου.

Από την άλλη πλευρά, όμως, για γρήγορες αλλά αρκούντως ικανοποιητικές προσεγγίσεις εξακολουθεί να είναι μεγάλης προτεραιότητας και σημαντικής πρακτικής σημασίας, σε συνήθεις εφαρμογές, η χρήση σχέσεων που προσεγγίζουν σύνθετες μαθηματικές εκφράσεις. Αυτή άλλωστε η τελευταία κατεύθυνση καθορίζει και την συμβατική διαδικασία μελέτης-σχεδιασμού στο πεδίο της μηχανολογικής σύνθεσης αν και πολλές φορές βασίζεται σε (υπέρ)απλουστεύσεις που στοχεύουν κυρίως, μέσα από σχετική υπερδιαστασιολόγηση, σε μεγάλη διάρκεια ζωής, πιστότητα και ασφάλεια για κάθε προϊόν μηχανολογικής φυσιογνωμίας. Δεν παύει, όμως, η προσέγγιση αυτή να αποδίδει οφέλη σχετικά με το κόστος και την οικονομία του χρόνου κατά τη φάση της μελέτης, έρευνας και ανάπτυξης ΕΕΟ, αν μάλιστα αναβαθμισμένη με την χρήση δεδομένων από σύνθετες μεθόδους μπορεί να δίνει στους μηχανικούς αποτελέσματα για άμεση χρήση.

Στην ειδική περίπτωση μελέτης της συμπεριφοράς των εγκαρσίων, μη συμβατικών εδράνων ολίσθησης, γίνεται ακόμη και σήμερα χρήση παραδοσιακού χαρακτήρα υπολογιστικών εργαλείων που καλύπτουν όλο το προαναφερθέν φάσμα, από απλουστευμένες εμπειρικές, ημιεμπειρικές ή θεωρητικές σχέσεις (που ενδεχόμενα χρειάζονται αναθεώρηση) ως πολύπλοκα σύγχρονα εμπεριστατωμένα υπολογιστικά πακέτα (HD, THD, EHD, TEHD).

Το ενδιαφέρον στις αρχές του 21ου αιώνα που προκύπτει για τα ΕΕΟ επικεντρώνεται:

- Στην αναζήτηση λύσεων για ενδεχόμενη χρήση μη συμβατικής γεωμετρίας στο τριβοσύστημα ατράκτου-εδράνου.
- Στην αποκωδικοποίηση της επίδρασης της τοπογραφίας των επιφανειών (κυμάτωσης και τραχύτητας) του τριβοσυστήματος ΕΕΟ.
- Στην ενιαία αντιμετώπιση θεωρητικής προσομοίωσης συμπεριφοράς ΕΕΟ μέσα από σύγκριση διαφορετικών μεθόδων και επιλογή της βέλτιστης κατά περίπτωση.
- Στην ακριβέστερη εκτίμηση του μεταβατικού σταδίου συμπεριφοράς του εδράνου από την ευσταθή στην ασταθή λειτουργία (από την υδροδυναμική λίπανση στην μικτή και οριακή).
- Στην εύρεση απάντησης για την τάση που αντιμετωπίζεται διεθνώς και αφορά στον καθορισμό συμπεριφοράς τριβοσυστήματος υψηλών προδιαγραφών, ώστε να λειτουργεί με χαμηλότερη συχνότητα περιστροφής, μεγαλύτερα φορτία, σε συνθήκες μικτής τριβής κατά το μεγαλύτερο ποσοστό του κύκλου λειτουργίας του (EHD, TEHD).

ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ – ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ LUBRA

1.2.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ

Η ανάπτυξη της μεθόδου υπολογισμών των κρίσιμων μεγεθών που αφορούν στη συμπεριφορά λιπαινομένων επαφών, χρήση της οποίας γίνεται στη συνέχεια, ξεκίνησε στις αρχές της δεκαετίας του 80. Εποχή στην οποία έλαβε χώρα η ανάπτυξη θεωρητικών και πειραματικών προσομοιωτικών μοντέλων για τον προσδιορισμό των απωλειών τριβής στους κινητήρες εσωτερικής καύσης στον Ευρωπαϊκό χώρο.

Έτσι, μελετήθηκαν μεταξύ άλλων, η συμπεριφορά εδράνων γραμμής στροφαλοφόρου και διωστήρων (που παρουσιάζουν χαρακτήρα μάλλον αμιγώς υδροδυναμικής λίπανσης, αν και κατά κανόνα, υποτίθεται τέτοια), η επαφή ωστηρίου-εκκέντρου (ελαστοϋδροδυναμική λίπανση) και κατά κύριο λόγο η τριβική συμπεριφορά των ελατηρίων εμβόλου (μικτή τριβή) [25-28]. Το αρχικό μοντέλο που αναπτύχθηκε για τα ΕΕΟ βρήκε εφαρμογή στα πλαίσια συνεργασίας (Ecole Centrale de Lyon-Renault) σχετικής με την εκτίμηση της ελάχιστης επιτρεπόμενης τιμής του ιξώδους του λιπαντικού σε συμβατικό έδρανο [29]. Η επίλυση της εξίσωσης του Reynolds, για λείες και για τραχείες επιφάνειες, βασίστηκε σε μια μέθοδο πεπερασμένων διαφορών (FDM) και λειτουργήσε ικανοποιητικά και για παλινδρομικές μετατοπίσεις παρουσία επαφών, όπως κατά την αντιστροφή της ταχύτητας [15]-[23]. Η εξίσωση ικανοποιεί την απαίτηση επίλυσης ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους, η περιγραφή των οποίων μέχρι πρότινος βασιζόταν είτε στην υπόθεση εδράνου απείρου μήκους (Sommerfeld) είτε απειροελάχιστου μήκους (Ocnvirk). Η εξίσωση του Reynolds που χρησιμοποιείται είναι:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x \frac{h^3}{12n} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Phi_z \frac{h^3}{12n} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h_T}{\partial x} + \frac{U}{2} \sigma_{po} \frac{\Phi_s}{\partial x} + \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (2.1)$$

όπου:

- x η περιφερική κατεύθυνση του εδράνου,
- z η αξονική κατεύθυνση του εδράνου,
- p η μέση τιμή της υδροδυναμικής πίεσης,
- U η περιφερειακή ταχύτητα της ατράκτου,
- σ_{po} η τυπική απόκλιση της κατανομής των υψών της ισοδύναμης επιφάνειας.

- Φ_x , Φ_z , Φ_s συντελεστές ροής (Patir-Cheng [19-20], Rohde [24]), εξαρτώμενοι από την κατανομή της τραχύτητας (κανονική ή σχεδόν κανονική σε πρώτη προσέγγιση), την ανισοτροπία της τοπογραφίας κάθε επιφάνειας και την τιμή του h .

Ο τελευταίος όρος του δευτέρου σκέλους περιγράφει τα δυναμικά χαρακτηριστικά κατά την λειτουργία του ΕΕΟ.

Σε περίπτωση λείας επιφάνειας ισχύει $\sigma_{p0}=0$, $\Phi_x=1$, $\Phi_z=1$ και για σημαντικό πάχος λιπαντικής μεμβράνης ισχύει $h/\sigma_{p0}>3$, $\Phi_x=1$, $\Phi_z=1$, $\Phi_s=0$, έτσι ώστε η εξίσωση του Reynolds παίρνει την απλή της γνωστή μορφή:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12n} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12n} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.2)$$

Η επίλυση της εξίσωσης του Reynolds οδηγεί και στον υπολογισμό των τριβών για κάθε επιφάνεια μέσα από τους υπολογισμούς της διάτμησης των αντιστοιχών στρωμάτων λιπαντικού που βρίσκονται σε επαφή με το έδρανο ή την άτρακτο (επιφανειακή μεμβράνη).

Τα πρώτα θεωρητικά αποτελέσματα [29] ήταν σε συμφωνία με τα μεγέθη που μετρήθηκαν σε πειραματικό εγκάρσιο έδρανο που επέτρεψε την μέτρηση της σχετικής θέσης ισορροπίας ατράκτου-εδράνου και της ροπής τριβής για ειδικές συνθήκες λειτουργίας. Η περαιτέρω ανάπτυξη του αλγορίθμου συνεχίστηκε στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας με την έναρξη λειτουργίας του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας στον Βόλο [34-39]. Στα πλαίσια διπλωματικής εργασίας [30], ο αλγόριθμος βελτιώθηκε και με την χρήση μεγαλύτερης υπολογιστικής ισχύος έδωσε αποτελέσματα που αφορούσαν στην δυναμική συμπεριφορά ΕΕΟ κάτω από ημιτονοειδούς χαρακτήρα φορτία σταθερής διεύθυνσης σε διμερή έδρανα που παρουσιάζουν μακρογεωμετρικά σφάλματα.

Στη συνέχεια, η βελτίωση του υπολογιστικού κώδικα, κατά την διάρκεια εκπόνησης επόμενων διπλωματικών εργασιών [90], [128], οδήγησε σε αποτελέσματα που θεωρούνται ότι καλύπτουν ευρύτατο πεδίο λειτουργίας εγκάρσιων εδράνων συμβατικής αλλά και μη συμβατικής γεωμετρίας.

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, πραγματοποιήθηκε περαιτέρω αναβάθμιση του κώδικα Lubra και συγκεκριμένα στις ρουτίνες που αναφέρονται στο πεδίο που αφορά σε χαρακτηριστικά κυμάτωσης και τραχύτητας επιφανειών που προέρχονται από συμβατική ή μη

συμβατική κατεργασία καθώς και σε σφάλματα μακρογεωμετρικού χαρακτήρα των ΕΕΟ. Όπου ακόμη πολλά στοιχεία δεν είναι σαφή, οφείλουν να ελεγχθούν πειραματικά και θεωρούνται ότι καλύπτουν μεγάλο πεδίο αναζητήσεων.

Συγκεκριμένα, η αλλαγή στην υπορουτίνα προσδιορισμού της γεωμετρίας του εδράνου, με την εισαγωγή του ημιεύρους κυμάτωσης W_L – Longitudinal Waviness, οδήγησε σε διαφορετικά, πρωτότυπα και εξαιρετικά ενδιαφέροντα αποτελέσματα τα οποία παρουσιάζονται σε επόμενο κεφάλαιο.

Η χρήση τρισδιάστατων αλγορίθμων για την μελέτη των ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους για λειτουργία σε συνθήκες ισόθερμης υδροδυναμικής λίπανσης οδηγεί στην επίλυση της εξίσωσης του Reynolds σε αδιάστατη μορφή (ή διαστατική για υπολογισμούς on line) με οριακές συνθήκες είτε του Reynolds είτε του Gümbel (Half-Sommerfeld) για την κατανομή της υδροδυναμικής πίεσης στην ενεργό περιοχή του εδράνου που περιορίζεται στο μισό της περιφέρειάς του.

Συγκεκριμένα, η συνθήκη Half-Sommerfeld είναι ο πιο πρακτικός τρόπος να παραβλεφθούν οι αρνητικές πιέσεις, επειδή είναι γνωστό ότι κάτω από φυσιολογικές συνθήκες το λιπαντικό μπορεί μεν να αντέξει-παραλάβει μικρές και στατικού χαρακτήρα αρνητικές πιέσεις (εφελκυσμός), δεν μπορεί, όμως, να αντέξει μεγάλες αρνητικές τιμές χωρίς να υποστεί διακοπή της συνέχειάς του (Σπηλαιώση - Cavitation).

Όλες οι μέθοδοι υπολογισμού ΕΕΟ απαιτούν χρήση κανάβων (πλεγμάτων) μικρού βήματος (κατά x και z , δηλαδή κατά την περιφέρεια και κατά το μήκος αντίστοιχα), άρα και επίλυση συστημάτων σημαντικά μεγάλου αριθμού εξισώσεων. Ακόμη και πριν από δύο δεκαετίες τα συστήματα αυτά θεωρούνταν χρονοβόρα ως προς την επίλυσή τους, η οποία μέσα από μια διαδικασία μεγάλου αριθμού προσεγγίσεων απαιτεί συγχρόνως μεγάλη μνήμη και υπολογιστική ισχύ H/Y .

Η εξίσωση του Reynolds θεωρείται λυθείσα όταν το πεδίο υδροδυναμικών πιέσεων εξισορροπεί το εξωτερικό φορτίο w . Αυτό συμβαίνει σε καθορισμένη σχετική θέση της ατράκτου ως προς το έδρανο, την οποία θέση η άτρακτος προσεγγίζει κατά βήματα. Σε περίπτωση που γίνεται μελέτη επίδρασης γεωμετρικών παρεκκλίσεων, απαιτείται, επίσης, πυκνό πλέγμα με τέτοιο βήμα που να μπορεί να αποδώσει τις προαναφερθείσες παρεκκλίσεις με ρεαλιστικό τρόπο.

Η εξίσωση (2.2) αντικατοπτρίζει τη σχέση μεταξύ του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης $h(z,x)$ (ή $h(i,j)$) και της αναπτυσσόμενης υδροδυναμικής πίεσης $p(z,x)$ (ή $p(i,j)$). Επιλύεται αριθμητικά με την μέθοδο Nystrom μέσα από προσεγγιστική διαδικασία με χρήση πεπερασμένων

διαφορών (Gauss-Seidel). Στην παρούσα εργασία η ενεργός περιοχή του εδράνου ισοδυναμεί σε πλέγμα 200x80 κόμβων.

Ο πίνακας των τιμών του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης στους κόμβους του αναπτύγματος της ενεργού επιφάνειας του εδράνου καθορίζεται γενικά από την πραγματική μορφή των διατομών τριβέα και στροφέα καθώς και από την τιμή της εκκεντρότητας. Οδηγεί έτσι, στον καθορισμό του πίνακα των υδροδυναμικών πιέσεων στους κυρίους κόμβους του πλέγματος μέσα από την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds. Για την απόδοση μακρογεωμετρικών σφαλμάτων, για τα οποία κατάλληλα προετοιμάστηκε η δομή του προγράμματος στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής, απαιτείται πυκνό πλέγμα για την μέθοδο πεπερασμένων διαφορών (FDM) που ακολουθείται. Η ανάπτυξη του προγράμματος είναι προσαρμοσμένη σε ταχεία σύγκλιση των προσεγγιστικών βημάτων. Το πρόγραμμα προσεγγίζει κατά προτεραιότητα την εκκεντρότητα του συστήματος μέχρι του σημείου όπου η δημιουργουμένη υδροδυναμική ικανότητα εξισορροπεί το εξωτερικά εφαρμοζόμενο φορτίο. Στη συνέχεια, προσεγγίζεται διαδοχικά η γωνία ισορροπίας τριβέα-στροφέα έως ότου η συνιστώσα που είναι κάθετη στην κατεύθυνση του επιβαλλόμενου φορτίου να μηδενισθεί.

Όταν η εξίσωση της πίεσης ικανοποιείται:

$$\left| \iint p_w dx dz - w \right| < \varepsilon_1, \text{ και } \left| \iint p_w' dx dz \right| < \varepsilon_2, \varepsilon_1, \varepsilon_2 \rightarrow 0$$

το πεδίο των υδροδυναμικών πιέσεων χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της υδροδυναμικής δύναμης τριβής με τον προσδιορισμό του αθροίσματος των στοιχειωδών δυνάμεων τριβής που εξασκούνται πάνω στα επιφανειακά στοιχεία του πλέγματος είτε για το κινούμενο (στροφέας) είτε για το σταθερό στοιχείο (τριβέα) του υπό μελέτη τριβοσυστήματος ως εξής:

$$F = \iint \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \pm \frac{nU}{h} \right) dx dz \quad (2.3)$$

Τα όρια ολοκλήρωσης αναφορικά με τις γωνίες σε σχέση με το ολοκλήρωμα της δύναμης τριβής είναι 0 έως π για τον όρο του διαφορικού της υδροδυναμικής πίεσης και 0 έως 2π για τον όρο της ταχύτητας, γενομένης έτσι, αποδεκτής της συνέχειας της λιπαντικής μεμβράνης και

συνεπώς της απουσίας σπηλαίωσης στην ανενεργό περιοχή του τριβοσυστήματος. Παράλληλα, θεωρείται ρεαλιστική η υπόθεση θερμικής ισορροπίας του συστήματος, έτσι ώστε η μεμβράνη του υγρού λιπαντικού να χαρακτηρίζεται από αμετάβλητο ιξώδες κατά την λειτουργία.

Οι βασικές υποθέσεις που αφορούν στην γεωμετρία της λιπαινόμενης επαφής, στην σχετική κίνηση των στοιχείων μέσα στο τριβοσύστημα καθώς και στα χαρακτηριστικά της λίπανσης αναφέρονται στην συνέχεια:

ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ

- Οι άξονες του στροφέα και του τριβέα είναι παράλληλοι και οι διατομές τους πάντοτε κάθετες σ' αυτούς.
- Η διατομή του στροφέα είναι κυκλική.
- Η διατομή του τριβέα είναι αξονικά κυματοειδής (μπορεί, όμως, να είναι και περιφερειακά ή συνδυασμένα) και στην παρούσα μελέτη αμφικυλινδρική και υποδηλώνει λεία επιφάνεια τριβέα με γεωμετρικές ανωμαλίες και μακρογεωμετρικά σφάλματα.
- Δεν υφίσταται παραμόρφωση του τριβοσυστήματος κάτω από την επίδραση του πεδίου των υδροδυναμικών πιέσεων.

ΛΙΠΑΝΣΗ

- Το διάκενο μεταξύ τριβέα και στροφέα είναι πλήρες λιπαντικού (κλειστό έδρανο) που παρουσιάζει ιδιότητες ώστε η υδροδυναμική εξίσωση να ισχύει.
- Το ιξώδες του λιπαντικού παραμένει σταθερό κατά την λειτουργία του συστήματος (Νευτώνειο υγρό).
- Το λιπαντικό είναι ασυμπίεστο και η ροή του μέσα στο διάκενο είναι στρωτή.

1.2.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΜΕΡΙΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ ΜΕ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΕΣ ΔΙΑΦΟΡΕΣ (FDM)

Θα προσπαθήσουμε να προσεγγίσουμε αριθμητικά τις μερικές παραγώγους που εμφανίζονται στις μερικές διαφορικές εξισώσεις που χρησιμοποιούμε για την επίλυση του προβλήματος μας.

ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΗΣ ΕΞΙΣΩΣΗΣ ΤΟΥ REYNOLDS

Για την εξίσωση του Reynolds δεν υπάρχει αναλυτική μαθηματική επίλυση, έτσι στη συνέχεια θα δοθεί μια αριθμητική λύση που στηρίζεται σε μεθόδους των πεπερασμένων διαφορών. Η εξίσωση του Reynolds δίνεται παρακάτω:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6nU \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.4)$$

Οι όροι της εξίσωσης εξηγούνται ως εξής:

- x αναφέρεται στην κατά την περίμετρο διεύθυνση του εδράνου ολίσθησης.
- z αναφέρεται στην κατά το πλάτος (ή μήκος) διεύθυνση του εδράνου ολίσθησης.
- $p(x, z)$ η πίεση που αναπτύσσεται στο φιλμ του ρευστού-λιπαντικού στο σημείο (x, z) .
- h το δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες του ρευστού-λιπαντικού.
- U η περιφερειακή ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου.

Για την προσέγγιση των μερικών παραγώγων της παραπάνω μερικής διαφορικής εξίσωσης του Reynolds εφαρμόζεται η μέθοδος του Nystrom. Η μέθοδος αυτή είναι δεύτερης τάξης, άρα η ακρίβεια της είναι ικανοποιητική. Στην μέθοδο αυτή, ο τύπος που προσεγγίζει τις μερικές παραγώγους είναι ο εξής:

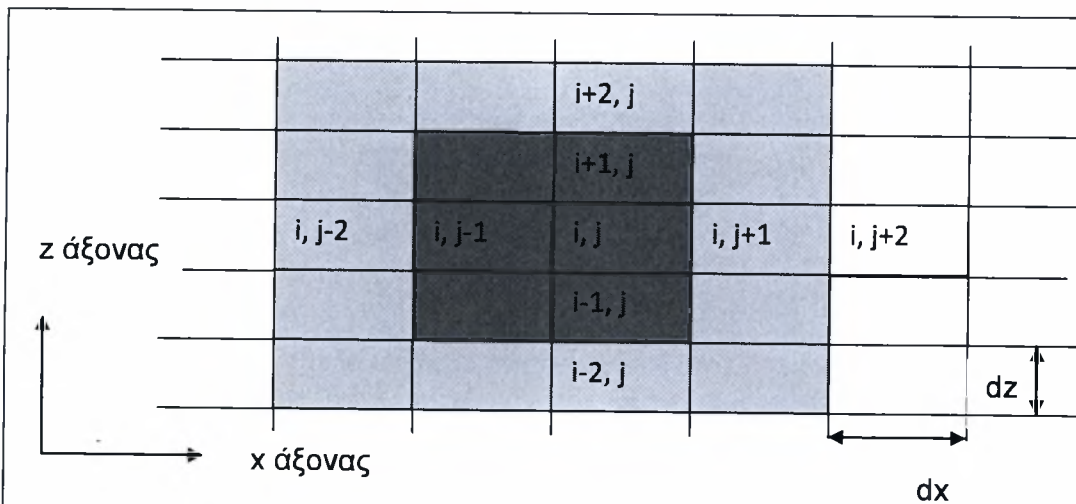
$$y'_n = \frac{y_{n+1} - y_{n-1}}{2dl} \quad (2.5)$$

Οι όροι της εξίσωσης εξηγούνται ως εξής:

- y'_n η πρώτη παράγωγος του y στη θέση n .
- y_{n+1} η τιμή της συνάρτησης y στην αμέσως επόμενη θέση (στη θέση $n+1$).
- y_{n-1} η τιμή της συνάρτησης y στην αμέσως προηγούμενη θέση (στη θέση $n-1$).
- dl το στοιχειώδες βήμα μεταξύ δυο συνεχόμενων τιμών του x .

Όπως φαίνεται και από τον τύπο του Nystrom, για την αριθμητική επίλυση μιας εξίσωσης είναι απαραίτητη η δημιουργία πλέγματος στο οποίο σε κάθε σημείο θα αντιστοιχεί και μια τιμή. Ο

τρόπος δημιουργίας ενός πλέγματος εξαρτάται από το πρόβλημα το οποίο επιλύεται. Μια γενική μορφή του ωστόσο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 1.0: Αρίθμηση των κόμβων μέσα στο πλέγμα

Έχοντας υπ' όψη το παραπάνω σχήμα, και σύμφωνα με τη σχέση του Nystrom, μετασχηματίζεται η διαφορική εξίσωση (2.4) και δημιουργείται μια νέα προσεγγιστική μορφή, η οποία μπορεί να λυθεί αναλυτικά. Έτσι, για κάθε όρο ξεχωριστά έχουμε:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = h_{i,j+1}^3 \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j}}{4(dx)^2} - h_{i,j-1}^3 \frac{p_{i,j} - p_{i,j-2}}{4(dx)^2} \quad (2.6)$$

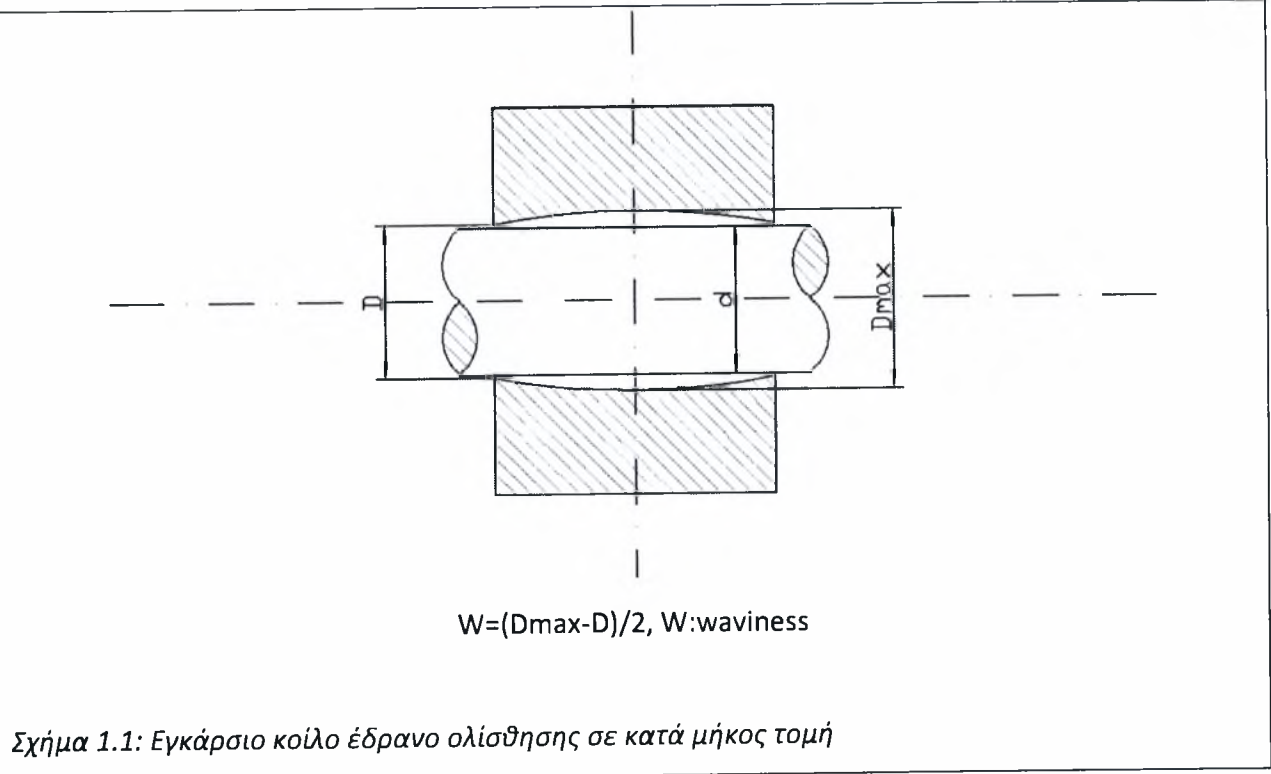
$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = h_{i+1,j}^3 \frac{p_{i,j+2} - p_{i,j}}{4(dz)^2} - h_{i-1,j}^3 \frac{p_{i,j} - p_{i-2,j}}{4(dz)^2} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{h_{i,j+2} - h_{i,j-1}}{2dx} \quad (2.8)$$

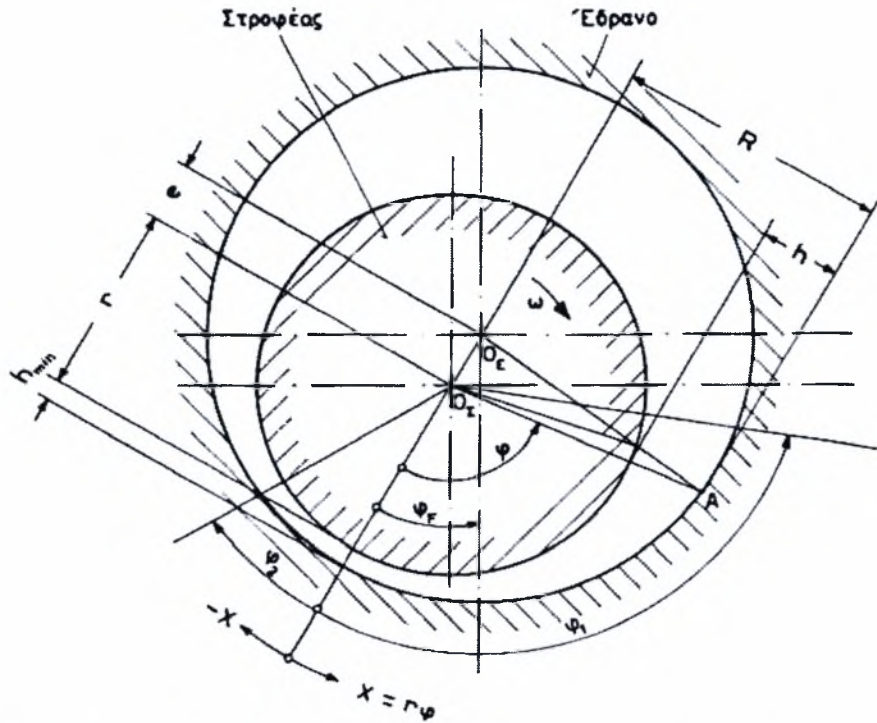
Από τους παραπάνω μετασχηματισμούς συνεπάγεται ότι οι μόνοι άγνωστοι είναι οι πιέσεις p , αφού όλα τα άλλα μεγέθη μπορούν να υπολογιστούν. Οι αποστάσεις dx , dz υπολογίζονται ανάλογα με το πλέγμα που επιλέγεται, ενώ η απόσταση h (πάχος λιπαντικής μεμβράνης) δίνεται από τον τύπο:

$$h(x,z) = h_r(x) + W \sin(\pi z/L) \quad (2.9)$$

Όπου: $h_r(x) = D/2 - d/2 - e \cos(\phi)$ είναι το πάχος λιπαντικής μεμβράνης κατά μήκος του εδράνου, D, d η διάμετρος του τριβέα και του στροφέα αντίστοιχα, e η εκκεντρότητα και ϕ η γωνία που δίνει την απόσταση του σημείου h από τη γωνία ισορροπίας του εδράνου. Τα μεγέθη αυτά εμφανίζονται στα παρακάτω σχήματα:



Σχήμα 1.1: Εγκάρσιο κοίλο έδρανο ολίσθησης σε κατά μήκος τομή



Σχήμα 1.2: Λείο έδρανο ολίσθησης συμβατικής γεωμετρίας σε εγκάρσια τομή

Εμείς θέλουμε να υπολογίσουμε τις πιέσεις που δημιουργούνται μέσα στον υδροδυναμικό σφήνα. Επομένως, θα πρέπει να δημιουργήσουμε και να λύσουμε μια εξίσωση με την παρακάτω μορφή:

$$C_1 P_{i,j} + C_2 P_{i,j+2} + C_3 P_{i+2,j} + C_4 P_{i,j-2} + C_5 P_{i-2,j} = Q \quad (2.10)$$

Οι συντελεστές C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 βάση των σχέσεων (2.6), (2.7), (2.8), (2.9) θα πάρουν την παρακάτω μορφή:

$$C_1 = \frac{h_{i,j+1}^3 - h_{i,j-1}^3}{4(dx)^2} + \frac{h_{i+1,j}^3 - h_{i-1,j}^3}{4(dz)^2} \quad (2.11)$$

$$C_2 = -\frac{h_{i,j+1}^3}{4(dx)^2} \quad (2.12)$$

$$C_3 = -\frac{h_{i,j-1}^3}{4(dx)^2} \quad (2.13)$$

$$C_4 = -\frac{h_{i+1,j}^3}{4(dz)^2} \quad (2.14)$$

$$C_5 = -\frac{h_{i-1,j}^3}{4(dz)^2} \quad (2.15)$$

$$Q = 6nU \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2dx} \quad (2.16)$$

Οι παραπάνω σχέσεις σε μορφή πινάκων γράφονται ως εξής:

$$[C_1 \ C_2 \ C_3 \ C_4 \ C_5] \times \begin{bmatrix} P_{i,j+1} \\ P_{i,j+2} \\ P_{i,j-2} \\ P_{i+2,j} \\ P_{i-2,j} \end{bmatrix} = [Q] \quad (2.17)$$

Επειδή το πρόγραμμα του ηλεκτρονικού υπολογιστή αναφέρεται και στην χρονικά μεταβαλλόμενη φόρτιση, η πλήρης μορφή της εξίσωσης του Reynolds είναι:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6nU \frac{\partial h}{\partial x} + 12n \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.18)$$

Ο όρος $\partial h / \partial t$, δηλώνει τη μεταβολή του πάχους του φιλμ του ρευστού-λιπαντικού σε σχέση με τον χρόνο. Στη βιβλιογραφία αυτός ο όρος αναφέρεται ως «squeeze». Ο όρος αυτός προσεγγίζεται αριθμητικά με τη σχέση του «Euler» ως εξής:

$$\frac{\partial h'}{\partial t} = \frac{h'_{i,j+1} - h'_{i,j}}{dt} \quad (2.19)$$

Έτσι, ο όρος Q λαμβάνει την εξής μορφή:

$$Q = 6nU \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2\Delta x} + 12h' \frac{h_{i,j}^{t+1} - h_{i,j}^t}{\Delta t} \quad (2.20)$$

Όλα τα άλλα στοιχεία που έχουν παρουσιαστεί παραπάνω παραμένουν ως έχουν για τον αλγόριθμο της λύσης.

1.2.3 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ ΤΩΝ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ

Για την αριθμητική επίλυση των εξισώσεων των δυνάμεων της τριβής εργαζόμαστε με τον ίδιο τρόπο που εργαστήκαμε παραπάνω. Έτσι, έχοντας υπ' όψη το πλέγμα του σχήματος 1.0 καθώς και την σχέση (5) του Nystrom, μπορούμε να βρούμε τις προσεγγιστικές μορφές των σχέσεων για τη δύναμη τριβής πάνω στην άτρακτο:

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + n \frac{U}{h} \right) dx dz \quad (2.21)$$

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{\partial p}{\partial z} \frac{h}{2} + n \frac{U}{h} \right) dx dz \quad (2.22)$$

και για τη δύναμη τριβής πάνω στο έδρανο ολίσθησης:

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + n \frac{U}{h} \right) dx dz \quad (2.23)$$

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left(-\frac{\partial p}{\partial z} \frac{h}{2} + n \frac{U}{h} \right) dx dz \quad (2.24)$$

Σύμφωνα με αυτά τα δεδομένα η σχέση (2.21) γράφεται:

$$F_{Rzx} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{P_{i,j+2} - P_{i,j-2}}{4dx} \frac{h_{(i,j)}}{2} + n \frac{U}{h_{(i,j)}} \right) 2dx2dz \quad (2.25)$$

ομοίως για τις σχέσεις (2.22), (2.23) και (2.24) έχουμε:

$$F_{Rzy} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{P_{i+2,j} - P_{i-2,j}}{4dz} \frac{h_{(i,j)}}{2} \right) 2dx2dz \quad (2.26)$$

$$F_{Rxy} = \int_0^x \int_0^z \left(-\frac{P_{i,j+2} - P_{i,j-2}}{4dx} \frac{h_{(i,j)}}{2} + n \frac{U}{h_{(i,j)}} \right) 2dx2dz \quad (2.27)$$

$$F_{Ryx} = \int_0^x \int_0^z \left(\frac{P_{i+2,j} - P_{i-2,j}}{4dz} \frac{h_{(i,j)}}{2} \right) 2dx2dz \quad (2.28)$$

Όπου $h_{(i,j)}$, είναι το πάχος του φιλμ του ρευστού-λιπαντικού στην θέση (i,j) της πίεσης $p_{(i,j)}$.

Καθορίζοντας λοιπόν, τα λειτουργικά χαρακτηριστικά υδροδυναμικά λιπαινομένου ΕΕΟ συγκεκριμένης γεωμετρίας (δεδομένος αριθμός Sommerfeld - γεωμετρία εδράνου) βασικότερα από τα αποτελέσματα θεωρούνται:

- η γωνία ισορροπίας ϕ (Σχήμα 1.2)
- το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης $h_{\min}=h_0$
- η μέγιστη τιμή της υδροδυναμικής πίεσης p_{\max}
- η δύναμη υδροδυναμικής τριβής που καθορίζει και τον συντελεστή τριβής μ

Οι καμπύλες $h/c-1/So$ (c είναι η ακτινική χάρη $c=(D-d)/2$) και $\mu/\psi-1/So$ που παρουσιάστηκαν αναλυτικά σε προηγούμενη διπλωματική [90] και έδιναν την περιγραφή κάθε συσχέτισης σε αδιάστατη μορφή, όπου σημειωτέον υπήρχε ταύτιση για όποια τιμή του λόγου διαμετρικής χάρης ψ , του φορτίου ΕΕΟ ή του ιξώδους του υγρού λιπαντικού για την ίδια γεωμετρική ομοιότητα, στην παρούσα εργασία κατέστη αδύνατο να παρουσιαστούν.

Το γεγονός αυτό οφείλεται στην διαφοροποίηση του αριθμού Sommerfeld (ο οποίος είναι σταθερός στην περίπτωση του λείου εδράνου - προηγούμενη εργασία), η οποία με την σειρά της

οφείλεται στην ύπαρξη του συντελεστή κυμάτωσης, οπότε και της συνολικής γεωμετρίας του εδράνου.

Συμπερασματικά, σε περίπτωση που η γεωμετρία του εδράνου διαφοροποιείται σημαντικά με αποτέλεσμα παρεκκλίσεις από την συμβατική μορφή με κοίλη φυσιογνωμία που μπορεί να προέρχεται και από θερμική παραμόρφωση του συστήματος κατά τη λειτουργία, το τρισδιάστατο πρόγραμμα αναδεικνύει σχετικά βελτιωμένα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κοίλου εδράνου που παρουσιάζει ελαφρώς αυξημένη αντιτριβική συμπεριφορά.

Μια περαιτέρω ανάπτυξη του μοντέλου σχετίζεται με τα μακρογεωμετρικά σφάλματα διμερών εδράνων και τις συνθήκες παραμόρφωσης εδράνων εξ' αιτίας κοχλιοσυνδέσεων ΕΕΟ με μορφή-χάρη λεμονιού, με μορφή-χάρη μισού-λεμονιού, πολυλωβικό ΕΕΟ, μετατοπισμένων ημιεδράνων, ΕΕΟ 3-κυματώσεων (Dimofte NASA) [43], περικυκλοειδές, σπειροειδές ΕΕΟ [40]-[42] καθώς και σε μελέτες ΕΕΟ με παρουσία περιφερικής, αξονικής ή συνδυασμένης κυμάτωσης όπου υπάρχει έντονο διεθνές ερευνητικό ενδιαφέρον [31], [33] THD, EHD-TEHD [62-89].

Στην HD περιοχή θεωρήθηκε ήδη δόκιμο να ελεγχθεί το μοντέλο σε περιπτώσεις τورνεμένων επιφανειών όπου υπήρχαν πλήρη στοιχεία για τورνεμένη άτρακτο συνεργαζόμενη με λείο έδρανο όταν η περιφερειακή κυμάτωση είναι σημαντικότερη της αντίστοιχης αξονικής κυμάτωσης και της περιφερειακής τραχύτητας.

Έτσι, αναδείχθηκε το γεγονός επαφών κάτω από ορισμένες συνθήκες γεγονός που δίνει επίσης την δυνατότητα ταξινόμησης της τριβολογικής συμπεριφοράς των αντίστοιχων ΕΕΟ σε συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης [34],[36].

Για μια μελλοντική, επίσης, ανάπτυξη υπάρχει η δυνατότητα μελέτης της συμπεριφοράς ΕΕΟ παρουσία χαρακτηριστικών διαμορφώσεων που απαιτούνται για την λιπαντική αποτελεσματικότητα (παρουσία αυλάκων, οπών και γενικά εγκοπών στην επιφάνεια ατράκτου-εδράνου).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ



2.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ - ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Το πρόγραμμα Lubra διαθέτει τη δυνατότητα χρήσης πλέγματος για τη επίλυση της εξίσωσης του Reynolds, το οποίο μπορεί να είναι αφενός περισσότερο ή λιγότερο πυκνό με στοιχεία σταθερού εμβαδού και ως προς τις δυο διαστάσεις (κατά την περιφέρεια και κατά μήκος) και αφετέρου, μεταβαλλόμενης πυκνότητας με σκοπό την επίτευξη καλύτερης προσέγγισης της κατανομής των πιέσεων στην περιοχή του μεγίστου.

Τα αποτελέσματα που ακολουθούν έχουν υπολογιστεί για κύριο πλέγμα σταθερού βήματος διαστάσεως 100×40. Θεωρείται ευνόητο ότι σε περίπτωση χρήσης κατά περίπτωση βελτιστοποιημένου πλέγματος μεταβλητής πυκνότητας όλα τα νέα αποτελέσματα θα παρουσιάζουν μικρές σχετικές αποκλίσεις.

Αξιοσημείωτο επίσης θεωρείται το ελάχιστο αλλά όχι αμελητέο μέγεθος της τιμής των συγκριτών (ϵ_1 και ϵ_2), το οποίο δημιουργεί ελαφρά διασπορά των αποτελεσμάτων. Υπολογισμοί με τιμές ϵ_1 και ϵ_2 μικρότερες των 5×10^{-3} δεν πραγματοποιήθηκαν, θεωρώντας επίσης ότι ξεπερνούν τα όρια της συγκεκριμένης εργασίας.

Τα δεδομένα του υπολογιστικού κώδικα δίνονται στη συνέχεια:

Γεωμετρία αναφοράς

- Διάμετρος στροφέα : $d = 50.00 \text{ mm}$
- Διάμετρος τριβέα : $D = 50.013 \text{ mm}$ έως 50.250 mm
- Μήκος ΕΕΟ : $L = 10.00 \text{ mm}$ έως 50.00 mm
- Ημιεύρος κοιλότητας : $W = 0 \text{ }\mu\text{m}$ έως $12 \text{ }\mu\text{m}$

Λιπαντικό

- Ενδεικτικού τύπου : (ELF 15w40, 100°C) = $10 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{sec}$

Φορτίο

- $w = 1000 \text{ Nt}$

Μήκος ΕΕΟ

- Για d και D αναφοράς, $L=10.0\text{mm}$, 15.0mm , 20.0mm , 25.0mm , 30.0mm , 40.0mm που αντιστοιχούν σε $L/d=0.2$, 0.3 , 0.4 , 0.5 , 0.6 , 0.8

Λόγος διαμετρικής χάρης ψ

- Για d και L αναφοράς, $D=50.013\text{mm}$, 50.025mm , 50.038mm , 50.050mm , 50.100mm , 50.150mm , 50.200mm , 50.250mm που αντιστοιχούν σε $\psi=0.25 \times 10^{-3}$, $\psi=0.5 \times 10^{-3}$, $\psi=0.75 \times 10^{-3}$, $\psi=1.0 \times 10^{-3}$, $\psi=2.0 \times 10^{-3}$, $\psi=3.0 \times 10^{-3}$, $\psi=4.0 \times 10^{-3}$, $\psi=5.0 \times 10^{-3}$

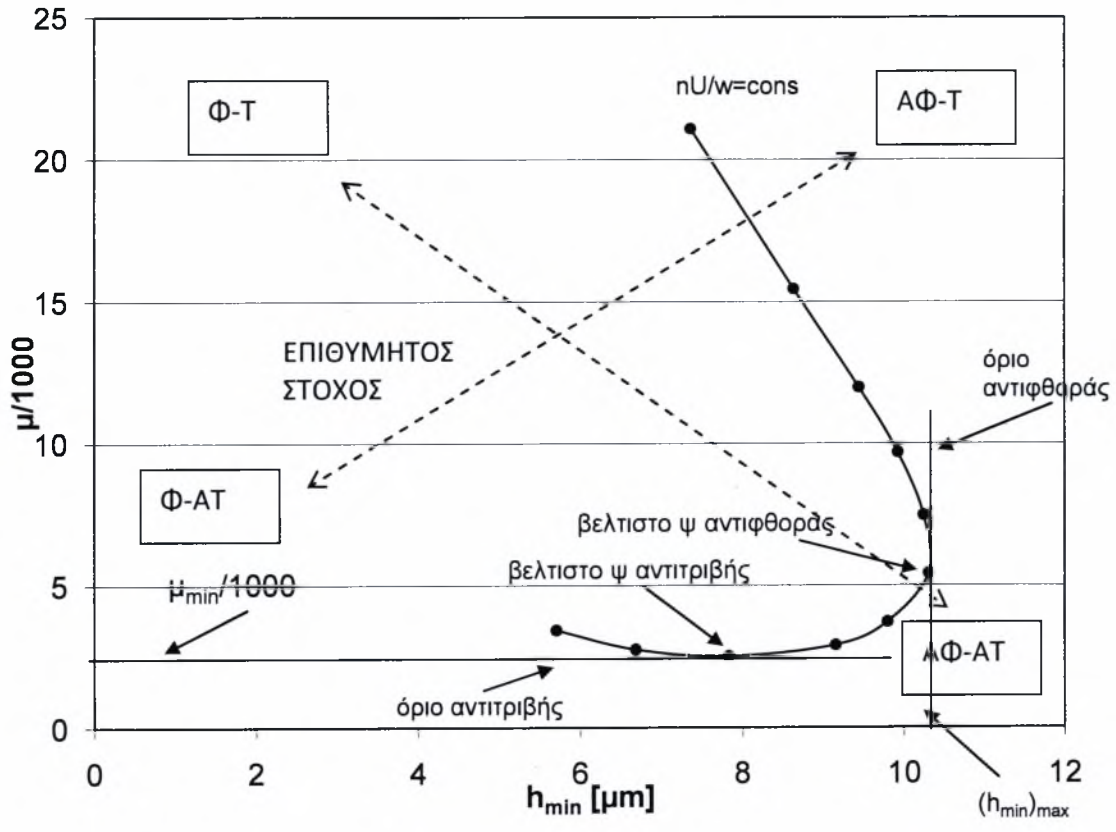
Τα εξαγόμενα αποτελέσματα είναι:

- Το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης h_{\min}
- Η γωνία ισορροπίας ατράκτου-εδράνου ϕ
- Το πεδίο υδροδυναμικών πιέσεων p
- Οι απώλειες λόγω τριβών - συντελεστής τριβής μ

2.2 ΧΑΡΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Στα σχήματα που ακολουθούν παρουσιάζονται οι λεπτομερείς λειτουργικοί χάρτες-διαγράμματα $\mu-h_{\min}$ που αποτυπώνουν τα χαρακτηριστικά αντιφθοράς-αντιτριβής ΕΕΟ.

Η αποτύπωση των χαρακτηριστικών αντιφθοράς-αντιτριβής (ΑΦ-ΑΤ) ενός τριβοσυστήματος που λειτουργεί με την παρουσία λιπαντικού μπορεί εύκολα να επιτευχθεί με τη χρήση των προαναφερθεισών καμπύλων. Έτσι, στην περίπτωση που υπάρχουν ακρότατα ως προς τον συντελεστή τριβής και ειδικότερα όταν υπάρχει ελάχιστο αυτό θα αντιστοιχεί στη βέλτιστη αντιτριβική λειτουργία του συστήματος. Στην περίπτωση που υπάρχουν ακρότατα σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης και ειδικότερα όταν υπάρχει μέγιστο, το σημείο αυτό μπορεί να θεωρηθεί αντίστοιχο της βέλτιστης λειτουργίας αντιφθοράς του τριβοσυστήματος, αφού ελαχιστοποιούνται οι πιθανότητες επαφής μεταξύ των τριβομένων σωμάτων.

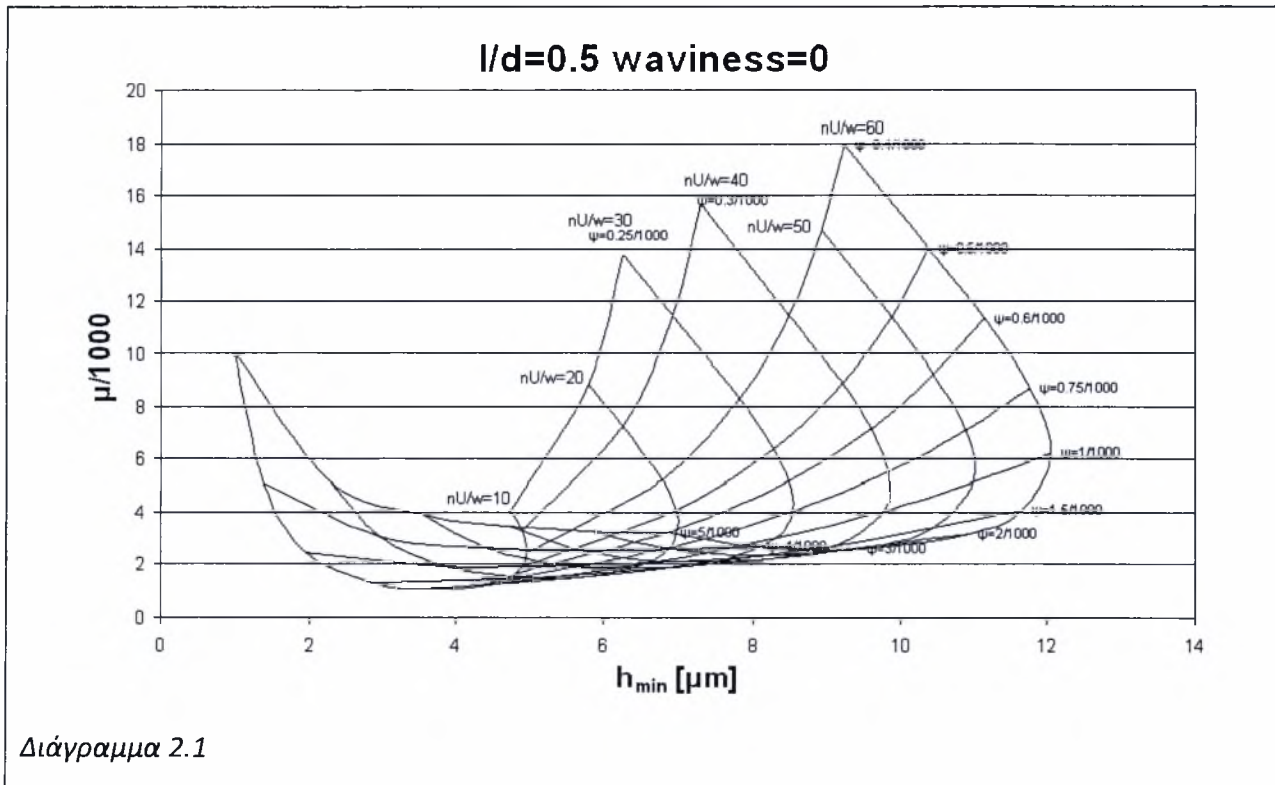


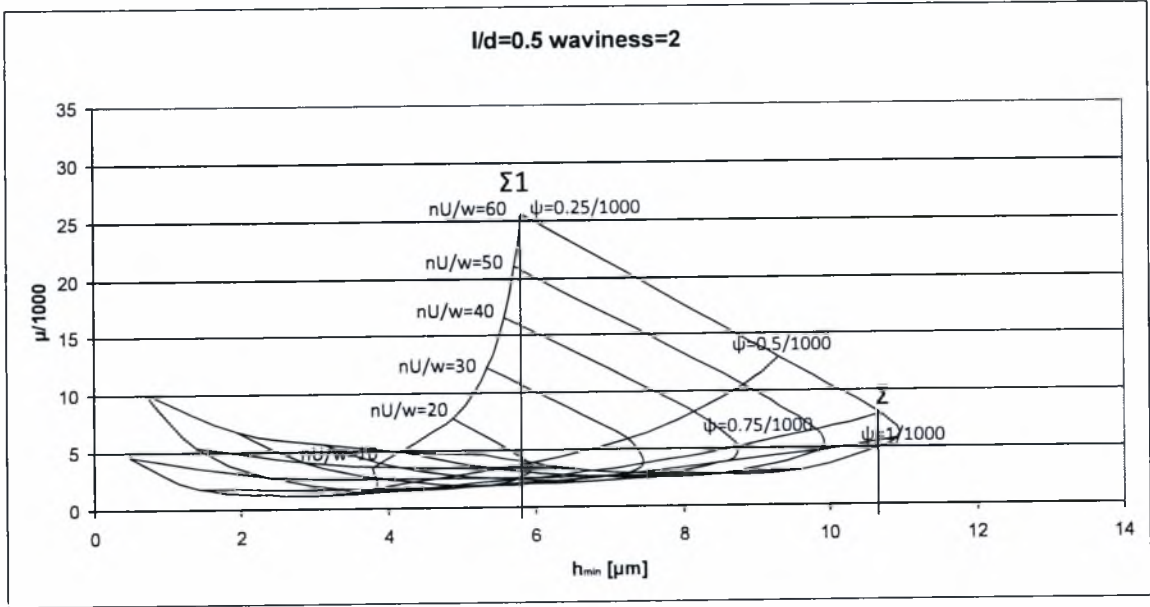
Σχήμα 2.0: Άγκιστρο ίσο-λειτουργίας όπου διακρίνονται οι βέλτιστες λειτουργίες αντιφθοράς και αντιτριβής

Τα ακόλουθα διαγράμματα $\mu-h_{min}$ αναφέρονται σε συγκεκριμένο λόγο L/d . Στα διαγράμματα-χάρτες εμφανίζονται καμπύλες $\text{iso-}\psi$ καθώς και οι ισολειτουργικές καμπύλες ($\eta U/w = \text{constant}$) που παρουσιάζουν μορφή αγκίστρων και θα καλούνται στο εξής **ίσο-λειτουργικά άγκιστρα**. Πλήρη διαγράμματα ισολειτουργικών αγκίστρων δίνονται στο παράρτημα.

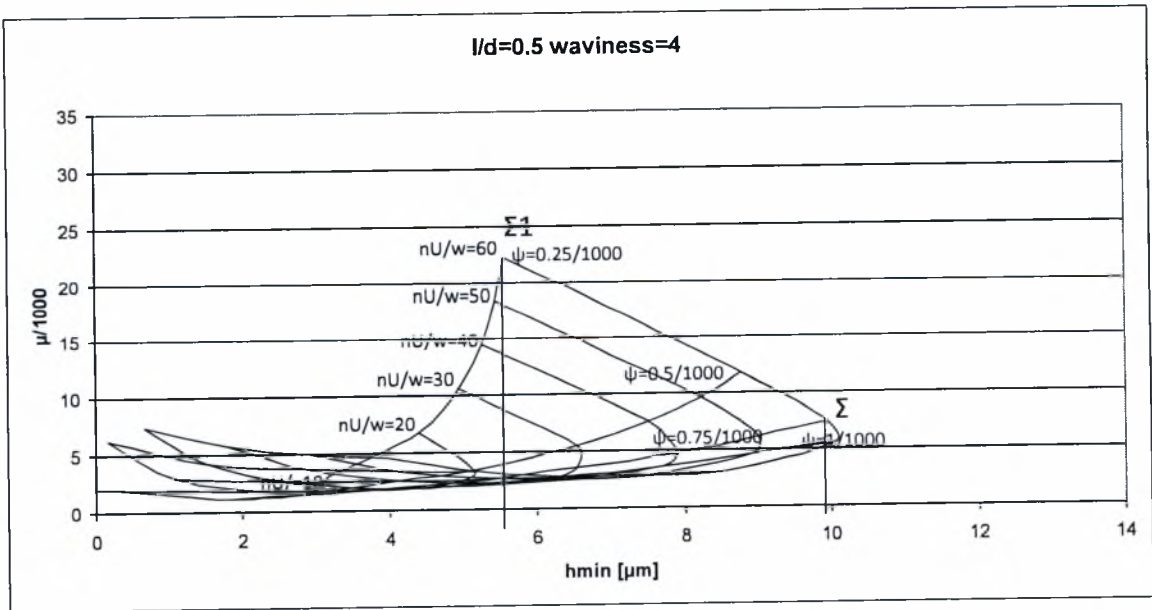
Παρατήρηση: Η χαρακτηριστική ίσο-λειτουργίας $\eta U/w$ για λόγους ευκολίας διάκρισης των τιμών της (από 10 έως 60) αναφέρεται σε μονάδες για το ιξώδες $\eta=10.0$ [mPas], την ταχύτητα U [mm/s] και το φορτίο $w=1000$ [Nt].

Διαγράμματα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης h_{\min} για τιμές σχετικής χάρης ψ από 0.25×10^{-3} έως 5×10^{-3} για $L/d=0.5$

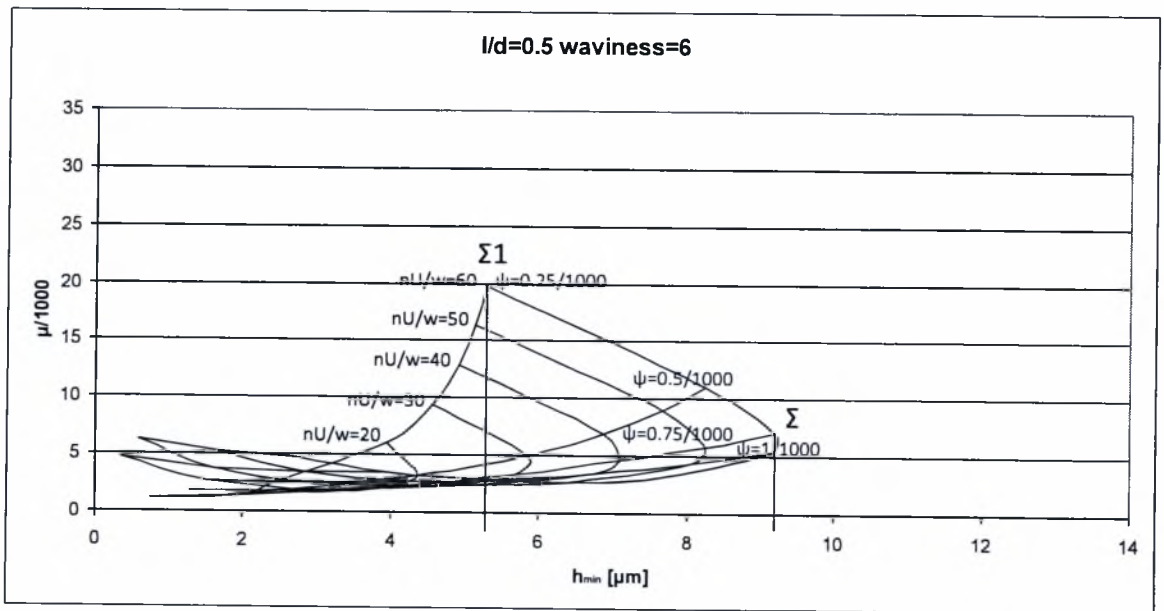




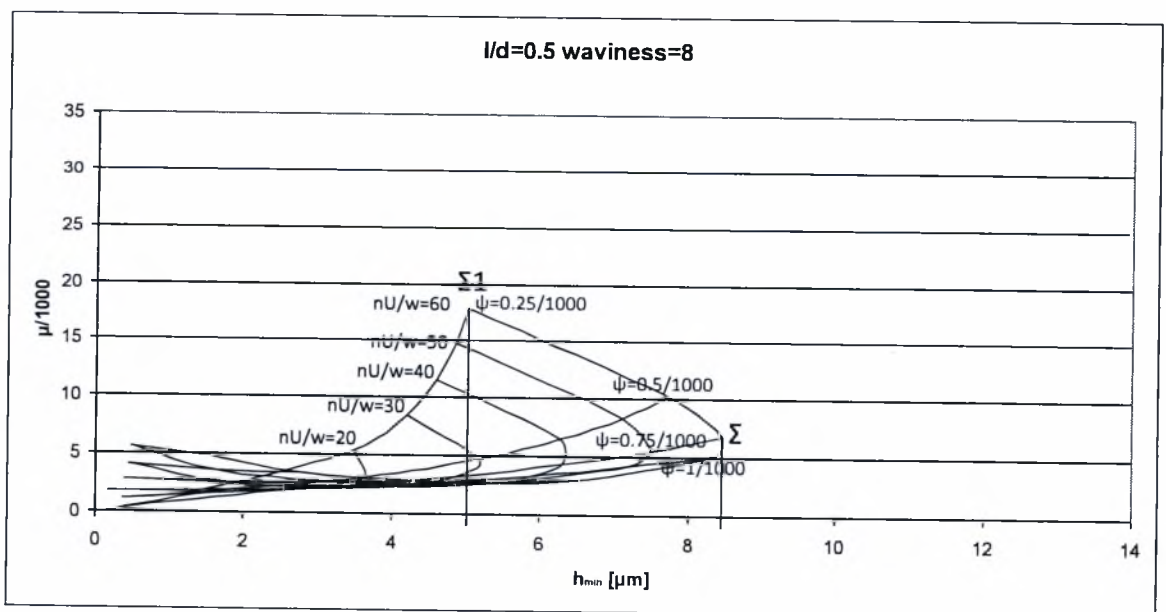
Διάγραμμα 2.2



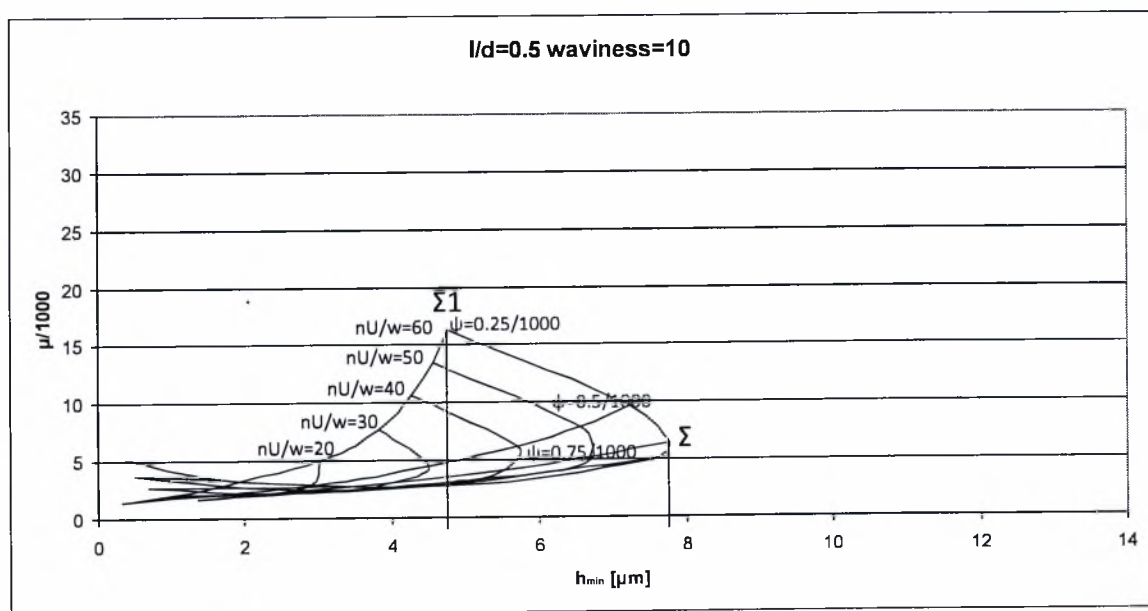
Διάγραμμα 2.3



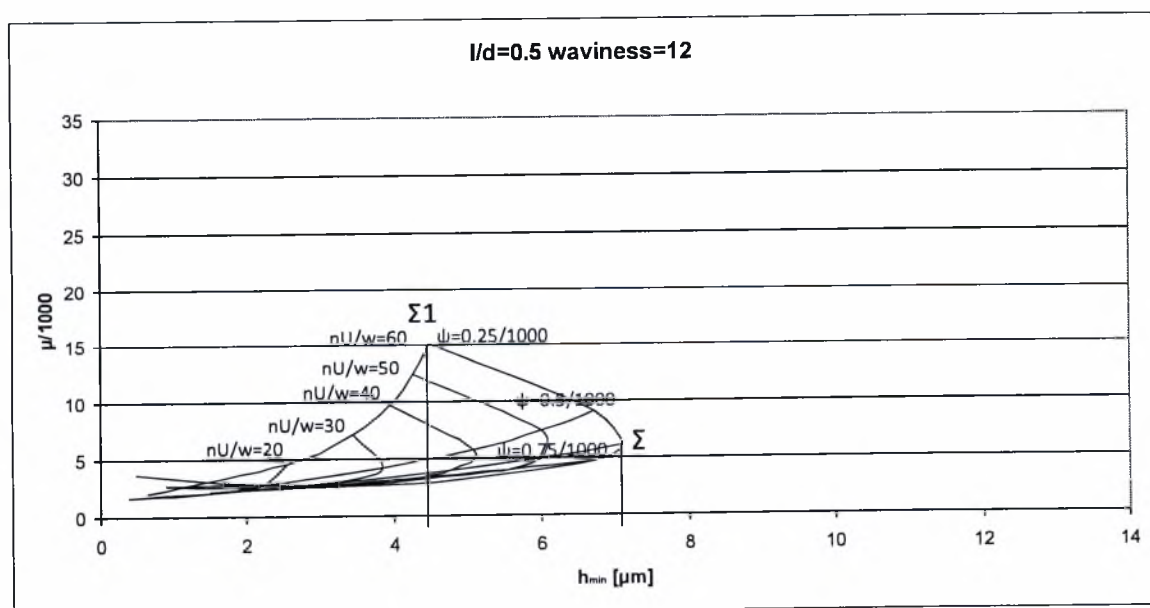
Διάγραμμα 2.4



Διάγραμμα 2.5



Διάγραμμα 2.6



Διάγραμμα 2.7

Παρατηρήσεις:

- Οι καμπύλες ισολειτουργίας εμφανίζουν έντονα χαρακτηριστικά ακρότατα αντιφθοράς $(h_{\min})_{\max}$ και αντιτριβής μ_{\min} .
- Γενικά για τιμές χάρης ψ μεγαλύτερες από 1.0×10^{-3} , εμφανίζεται προβληματική και αμφισβητούμενη λειτουργία του εδράνου με μείωση του ελάχιστου πάχους λαδιού και συγχρόνως αύξηση των απωλειών λόγω τριβής (Περιοχή φθοράς-τριβής).
- Εμφανίζεται βέλτιστη τιμή χάρης λειτουργίας ψ μεταξύ $(0,75 - 1.0) \times 10^{-3}$ καθώς παρουσιάζει το μεγαλύτερο πάχος λιπαντικής μεμβράνης h_{\min} σε συνδυασμό με τον μικρότερο συντελεστή τριβής μ .
- Κατά την μετακίνηση από το σημείο λειτουργίας $\Sigma 1(\psi=0.25 \times 10^{-3}, nU/w=60)$ στο $\Sigma(\psi=0.75 \times 10^{-3}, nU/w=60)$ σε μία συγκεκριμένη waviness του εδράνου παρατηρείται πολύ απότομη μείωση του συντελεστή τριβής μ . Μία αύξηση της χάρης ψ από 0.25×10^{-3} σε 0.75×10^{-3} έχει ως αποτέλεσμα μία μείωση του συντελεστή $\mu/1000$ από 25 σε 7.5 (Διάγραμμα 2.2).
- Κατά την αύξηση της κοιλότητας του εδράνου (Διαγράμματα 2.2 \rightarrow 2.7) όσον αφορά στα σημεία αντιφθοράς $\Sigma(\psi=0.75 \times 10^{-3}, nU/w=60)$, παρατηρείται μείωση του h_{\min} με σημαντική σταθερότητα του μ . Για παράδειγμα η αύξηση της κοιλότητας από $W=2$ σε $W=8$ επιφέρει μείωση του h_{\min} περίπου από 11 μm σε 7.5 μm ενώ ο συντελεστής $\mu/1000$ παραμένει περίπου σταθερός (Διαγράμματα 2.2 και 2.5). Σε αυτά τα σημεία η λειτουργία του εδράνου καθίσταται προβληματική, αφού υπάρχει κίνδυνος επαφών μεταξύ στροφέα-τριβέα.
- Σε άλλα σημεία όμως όπως π.χ. $\Sigma 1(\psi=0.25 \times 10^{-3}, nU/w=60)$ η αύξηση της κοιλότητας του εδράνου (Διαγράμματα 2.2 \rightarrow 2.7) οδηγεί σε σημαντική μείωση του συντελεστή τριβής μ , χωρίς υπερβολική μείωση του h_{\min} . Έτσι έχουμε βελτιωμένη αντιτριβική συμπεριφορά χωρίς κίνδυνο επαφών μεταξύ στροφέα-τριβέα. Για παράδειγμα η αύξηση της κοιλότητας από $W=2$ σε $W=8$ επιφέρει μείωση του συντελεστή $\mu/1000$ περίπου από 25 σε 17.5 ενώ το πάχος του λιπαντικού h_{\min} παραμένει περίπου σταθερό (Διαγράμματα 2.2 και 2.5).
- Γενικά η αύξηση της κοιλότητας του εδράνου επιφέρει, από την μία μεριά βελτιωμένη αντιτριβική λειτουργία σε σχέση με το λείο έδρανο, από την άλλη όμως το ελάχιστο πάχος του λιπαντικού μειώνεται. Για κάποια σημεία λειτουργίας η μείωση είναι

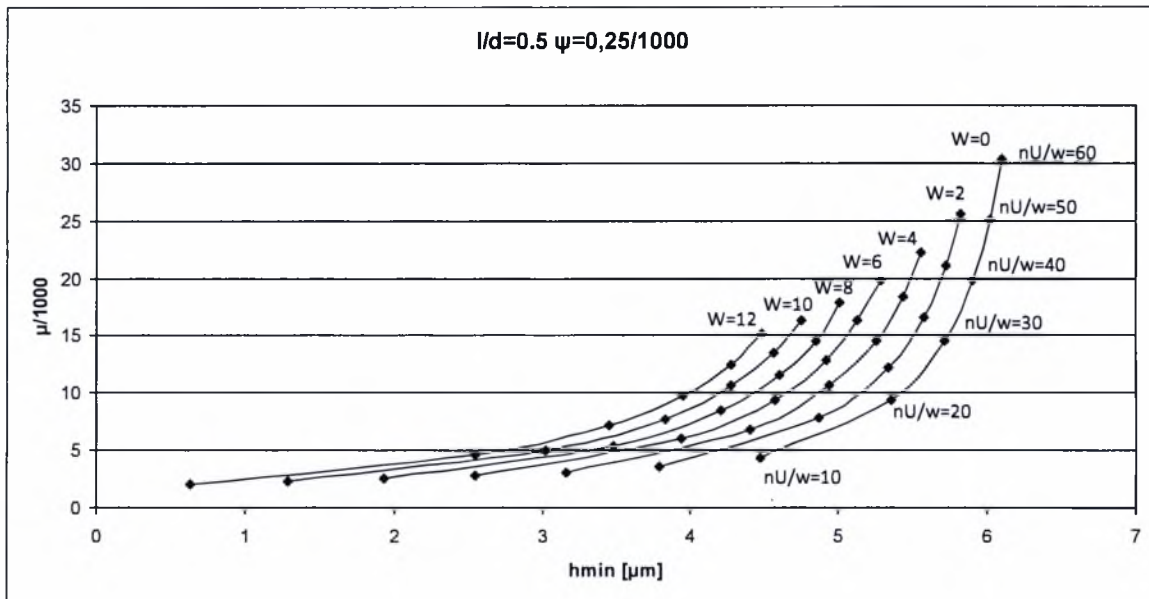
μεγαλύτερη, για κάποια άλλα μικρότερη. Η μείωση του ελάχιστου πάχους λαδιού κάτω από ένα όριο ασφαλείας μπορεί να είναι καταστροφική για το έδρανο και να οδηγήσει το σύστημα σε αστοχία.

2.3 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΧΑΡΗΣ ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗΣ ΚΟΙΛΟΤΗΤΑΣ

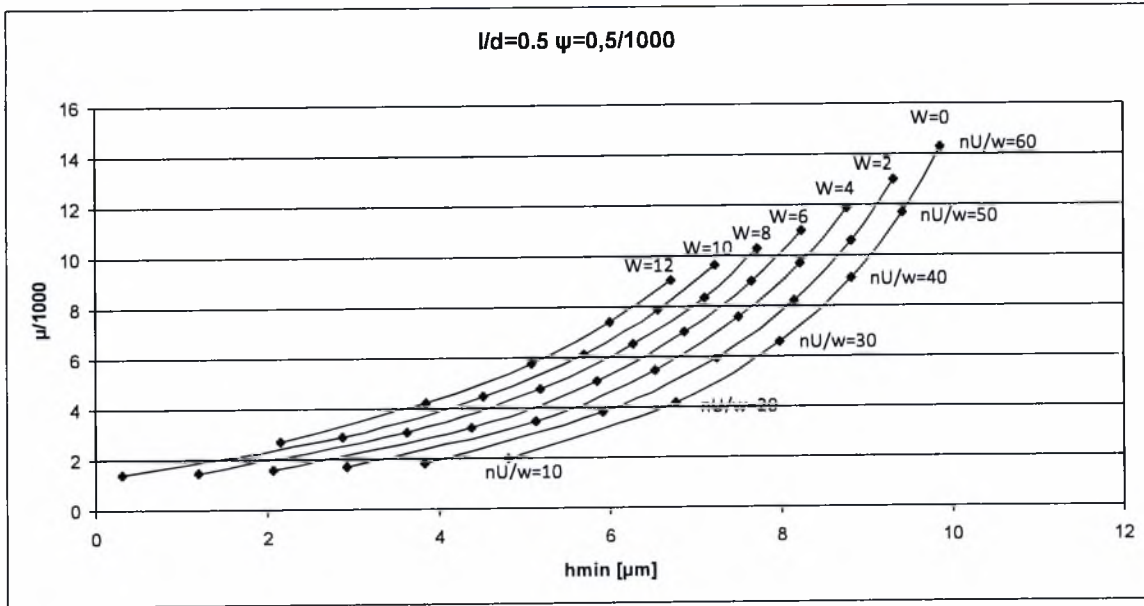
Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα μεταβολής του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης h_{min} για τα διάφορα ημιεύρη κυμάτωσης W που αποτυπώνουν την ολίσθηση των σημείων λειτουργίας σε συνάρτηση με τη μεταβολή των ημιεύρων κυμάτωσης W , τη μεταβολή του μήκους του εδράνου (L/d), της χάρης λειτουργίας του ψ καθώς και της παραμέτρου ισο-λειτουργίας ($\eta U/w$).

Η απεικόνιση αυτών των διαγραμμάτων παρουσιάζει εξαιρετικό ενδιαφέρον διότι δίνει στον αναγνώστη μια πλήρη εικόνα για την μεταβολή που προκαλεί στα χαρακτηριστικά του εδράνου μια πιθανή γεωμετρική αλλαγή της επιφάνειας του εδράνου, του μήκους του ή και των δύο. Το ενδιαφέρον επικεντρώνεται κυρίως στην διαφαινόμενη ολίσθηση των σημείων λειτουργίας του κοίλου εδράνου ολίσθησης συγκριτικά με τα σημεία λειτουργίας του εδράνου με συμβατική γεωμετρία (λείο έδρανο ολίσθησης). Πλήρη διαγράμματα λειτουργίας σταθερής χάρης και μεταβλητής κοιλότητας δίνονται στο παράρτημα.

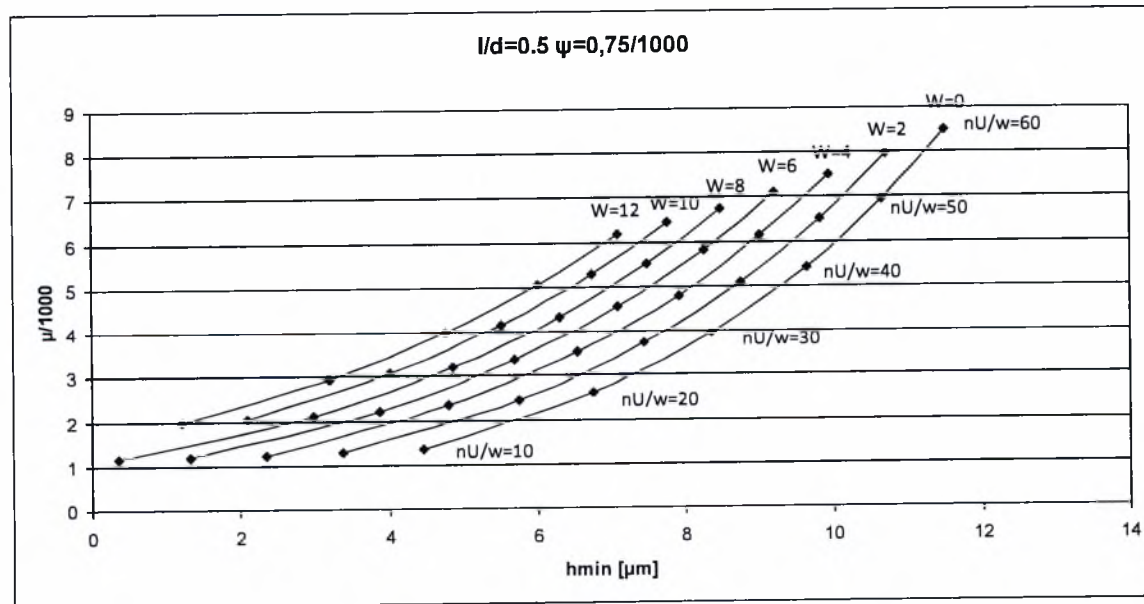
Διαγράμματα μεταβολής του συντελεστή τριβής σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης για ημιεύρος κυμάτωσης W από 0 έως 12 μm , τιμές χαρακτηριστικής λειτουργίας nU/w από 10 έως 60, $L/d=0,5$.



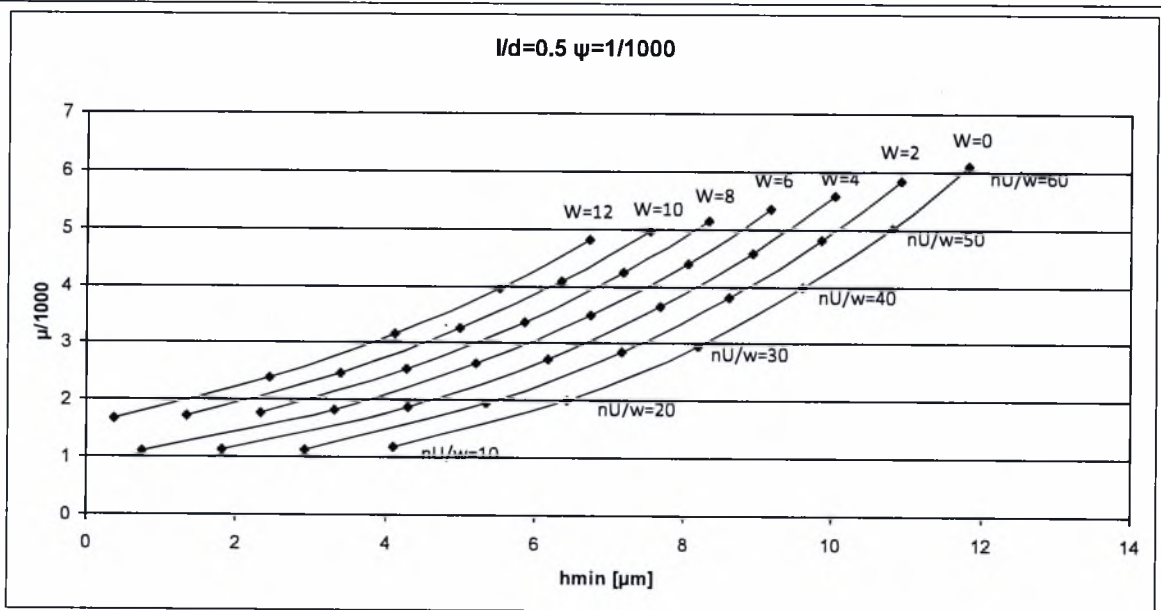
Διάγραμμα 2.8



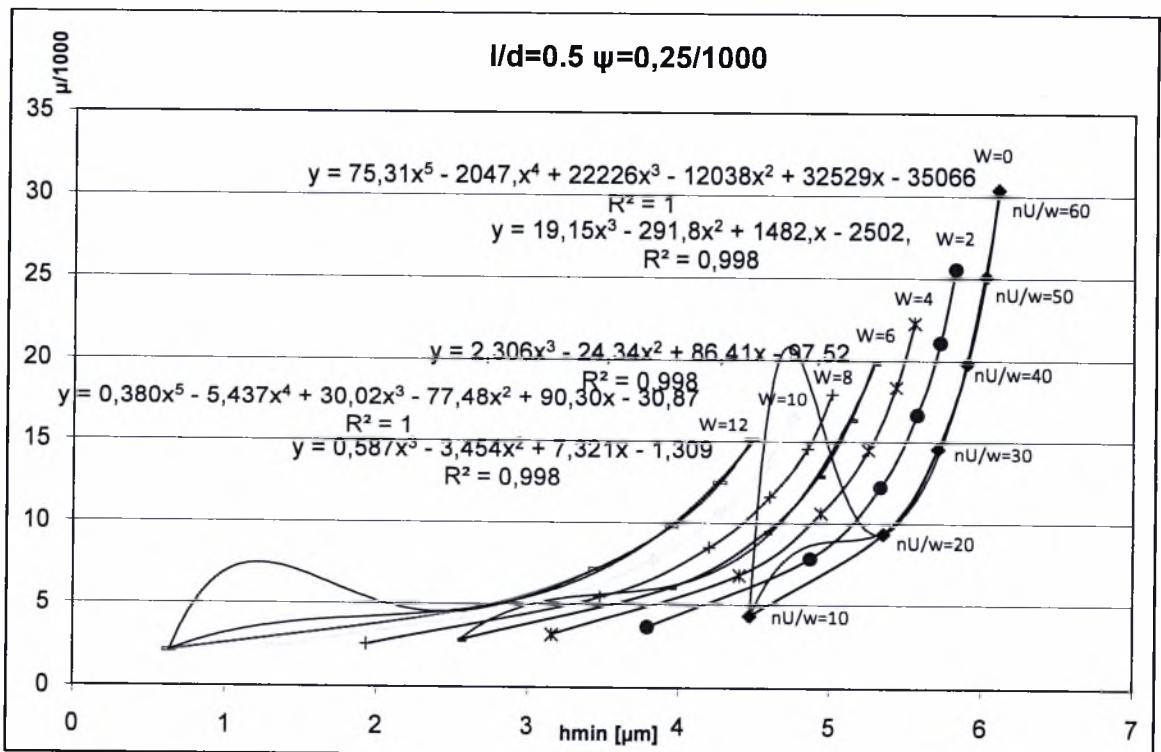
Διάγραμμα 2.9



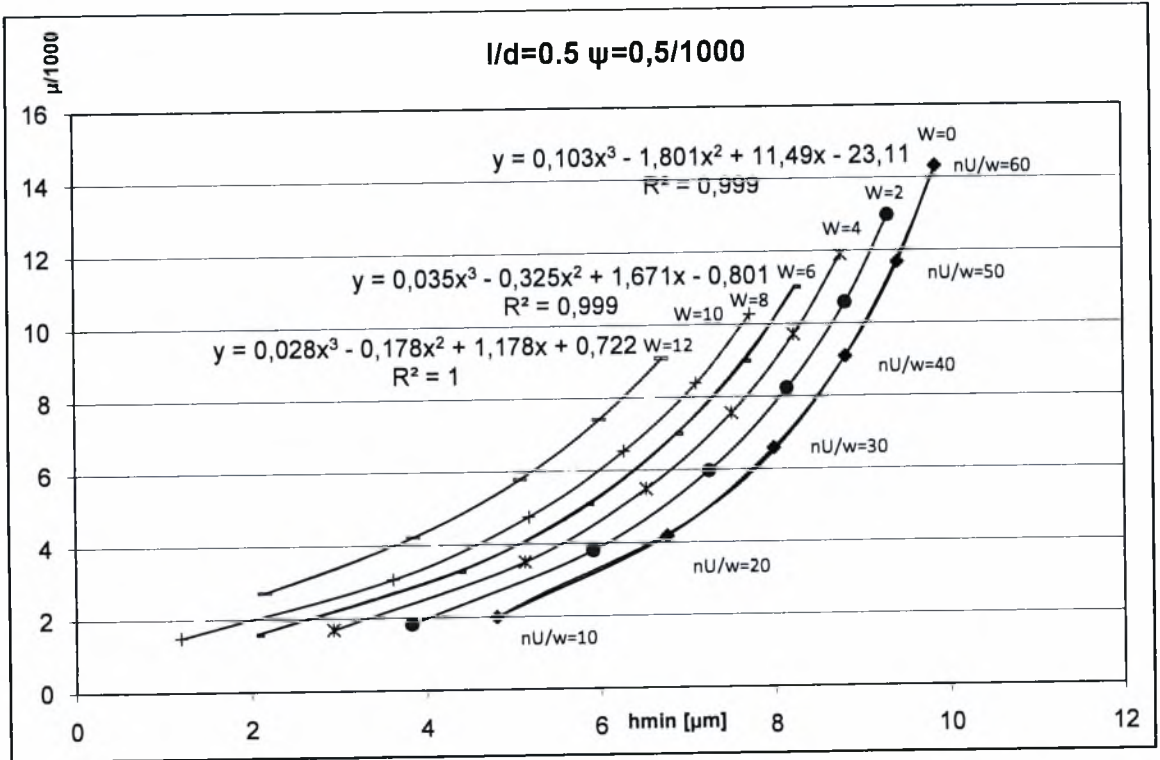
Διάγραμμα 2.10



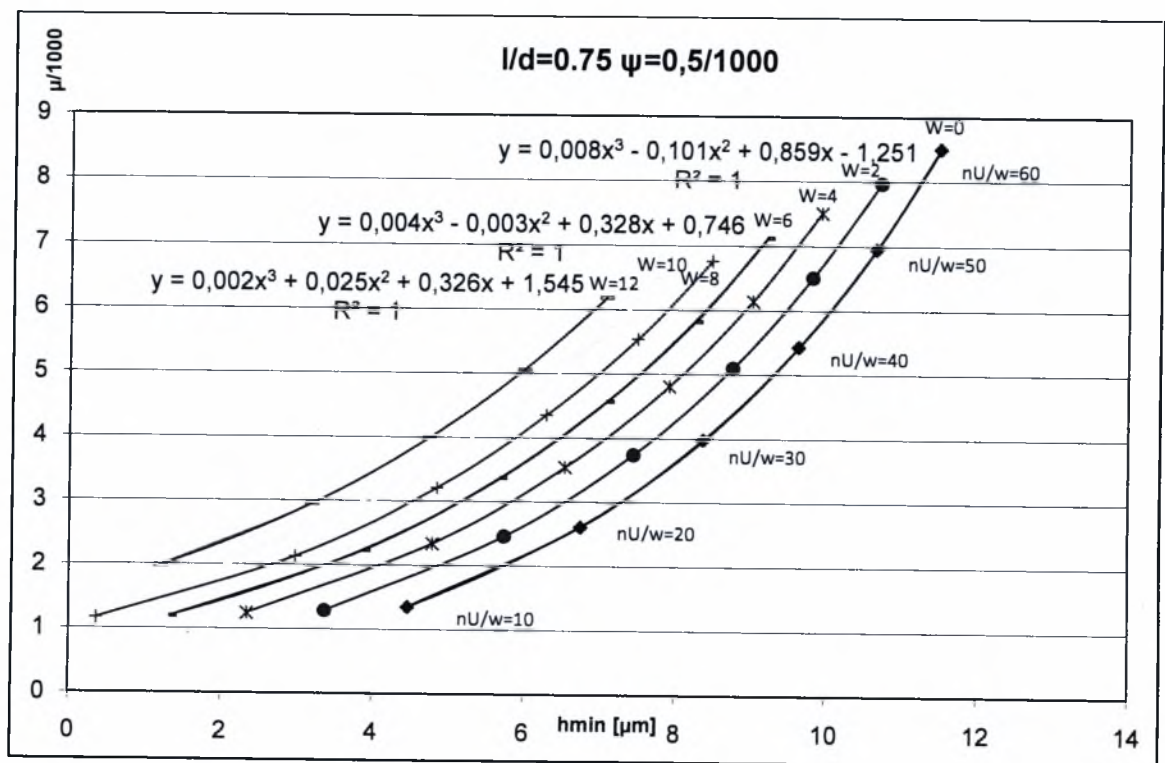
Διάγραμμα 2.11



Διάγραμμα 2.8b: Πολυωνυμικές καμπύλες προσέγγισης των καμπύλων σταθερής χάρης για $l/d=0.5$ και $\psi=0.25 \times 10^{-3}$ στις waveness 0,6 και 12 αντίστοιχα



Διάγραμμα 2.9β: Πολυωνυμικές καμπύλες προσέγγισης των καμπύλων σταθερής χάρης για $l/d=0.5$ και $\psi=0.5 \times 10^{-3}$ στις waveness 0,6 και 12 αντίστοιχα



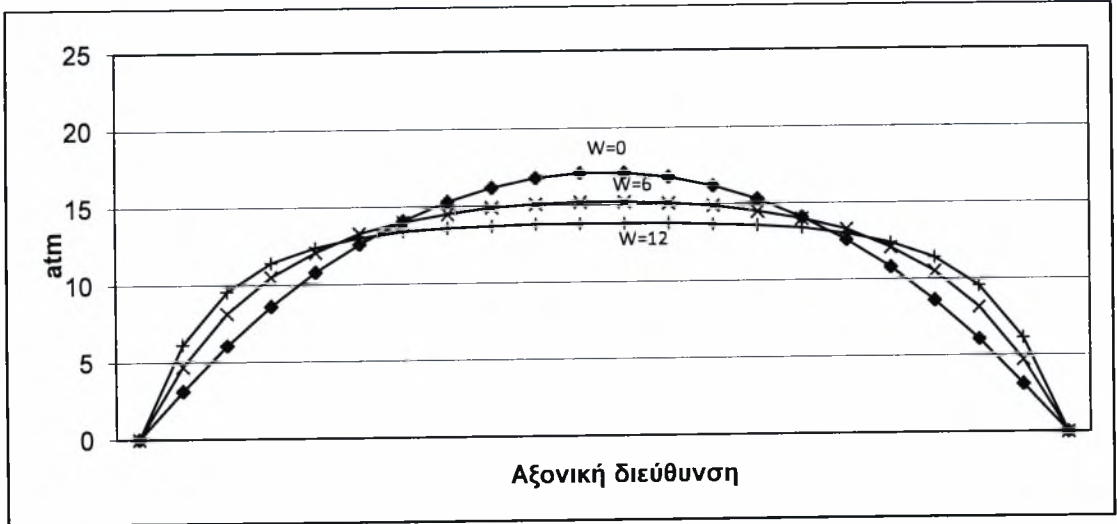
Διάγραμμα 2.10β: Πολυωνυμικές καμπύλες προσέγγισης των καμπύλων σταθερής χάρης για $l/d=0.5$ και $\psi=0.75 \times 10^{-3}$ στις waveness 0,6 και 12 αντίστοιχα

Παρατηρήσεις:

- Για $nU/w = \text{const}$ καθώς μεγαλώνει η waviness τα χαρακτηριστικά αντιφθοράς-τριβής (ΑΦ-Τ) τείνουν σε φθορά-αντιτριβή (Φ-ΑΤ), όπως παρατηρείται από τα διαγράμματα.
- Μπορούν να προταθούν πολυωνυμικές συναρτήσεις προσέγγισης $\mu = f(h_{min})$ των καμπύλων σταθερής χάρης (Διαγράμματα 2.8β \rightarrow 2.10β).
- Στις μικρές τιμές διαμετρικής χάρης όπως π.χ. για $\psi = 0.25 \times 10^{-3}$ οι καμπύλες δεν μπορούν να προσεγγίσουν αρκετά ικανοποιητικά τις καμπύλες. Τα πολυώνυμα αποκλίνουν όπως μπορούμε να δούμε κυρίως στις μικρές τιμές χαρακτηριστικών λειτουργίας (nU/w). Η χρήση πολυωνύμων άνω του 3^{ου} βαθμού οδηγεί σε ακόμα μεγαλύτερες αποκλίσεις (Διάγραμμα 2.8β, waveness 0 και 12).
- Σε μεγαλύτερες τιμές χάρης ($\psi = 0.5 \times 10^{-3}$ και $\psi = 0.75 \times 10^{-3}$) πολυωνυμικές συναρτήσεις 3^{ου} βαθμού μπορούν να προσεγγίσουν πολύ ικανοποιητικά τις καμπύλες.

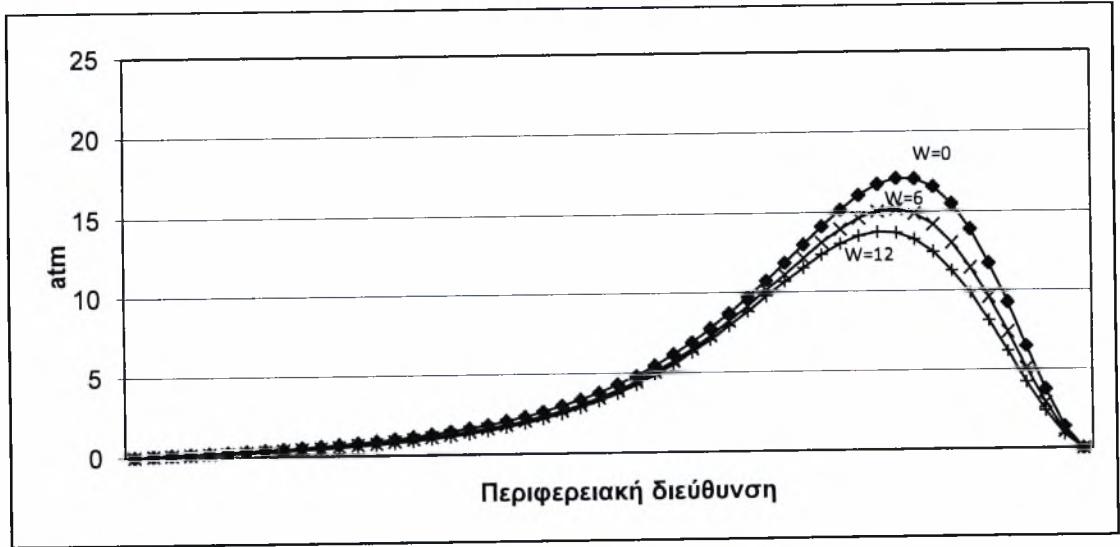
2.4 ΚΑΤΑΝΟΜΕΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΚΟΙΛΟΥ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΕΔΡΑΝΟΥ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

$l/d=0.5 \quad \psi=1/1000 \quad nU/w=50$



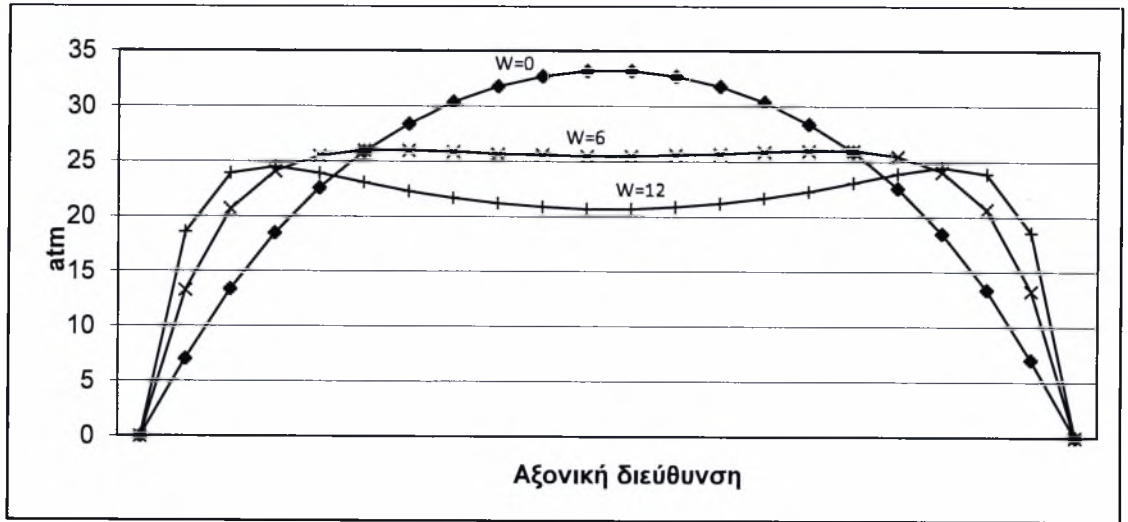
Διάγραμμα 2.12α

$l/d=0.5 \quad \psi=1/1000 \quad nU/w=50$



Διάγραμμα 2.12β

$l/d=0.5 \quad \psi=2/1000 \quad nU/w=30$



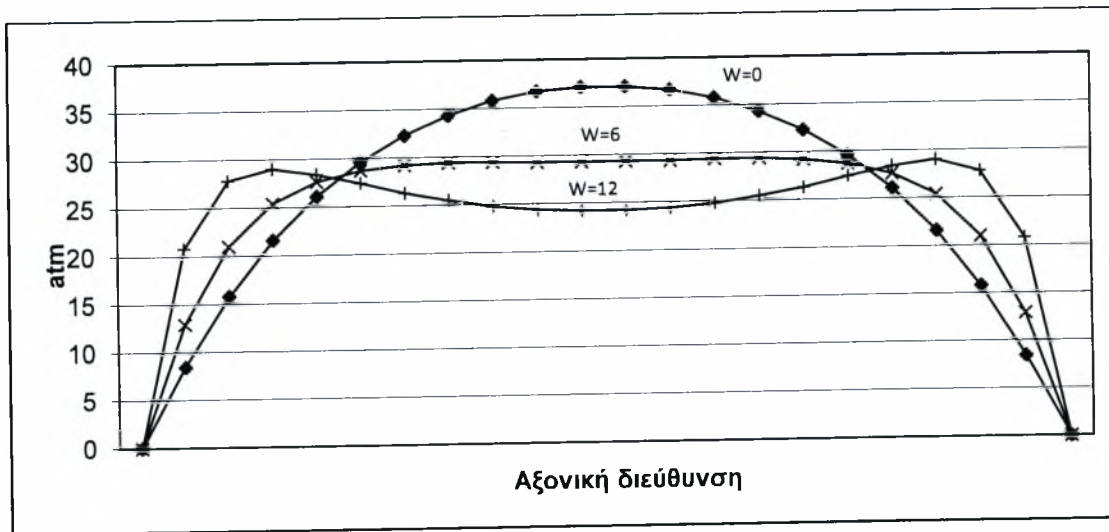
Διάγραμμα 2.13α

$l/d=0.5 \quad \psi=2/1000 \quad nU/w=30$



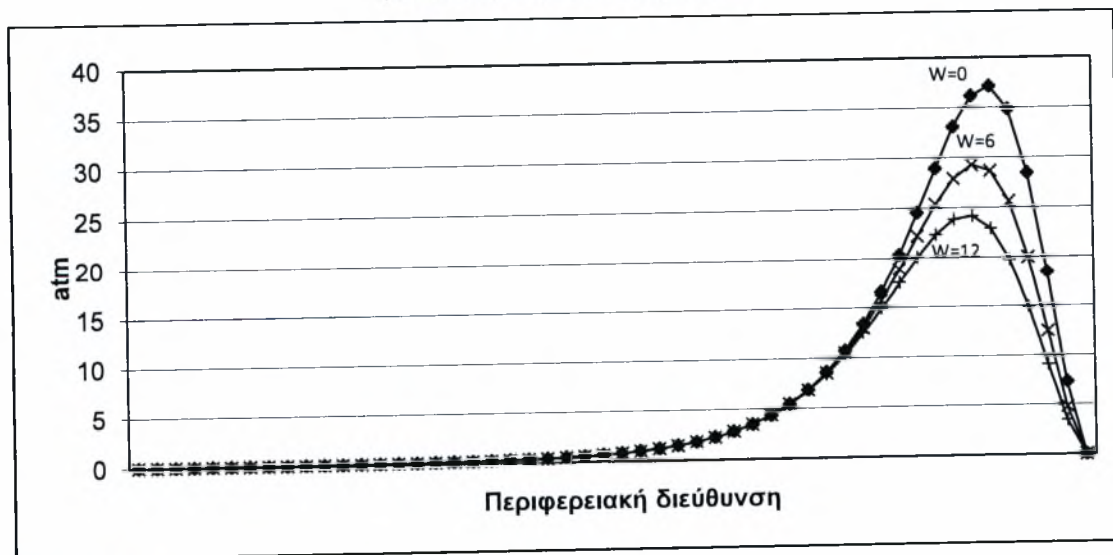
Διάγραμμα 2.13β

$l/d=0.5 \quad \psi=3/1000 \quad nU/w=50$



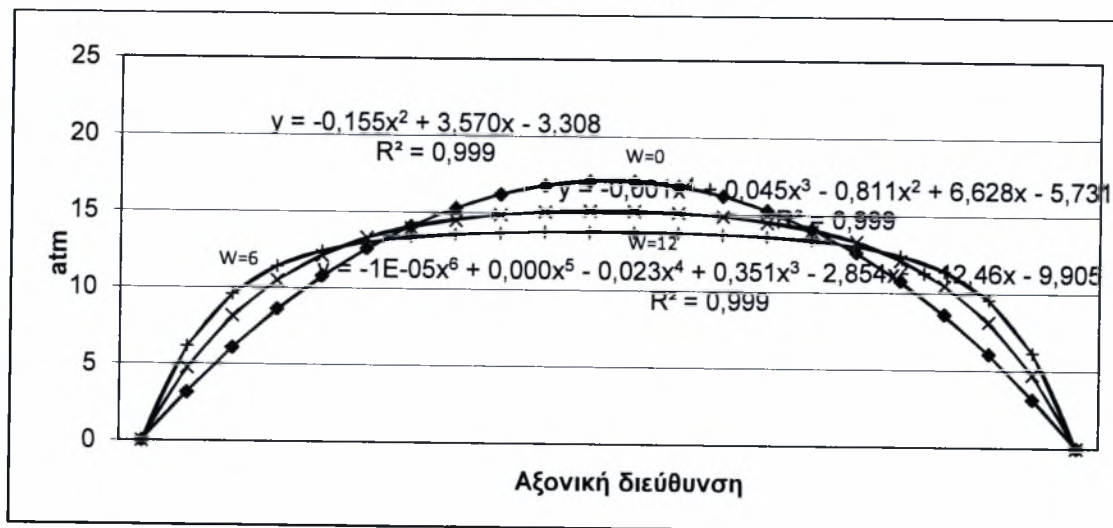
Διάγραμμα 2.14α

$l/d=0.5 \quad \psi=3/1000 \quad nU/w=50$



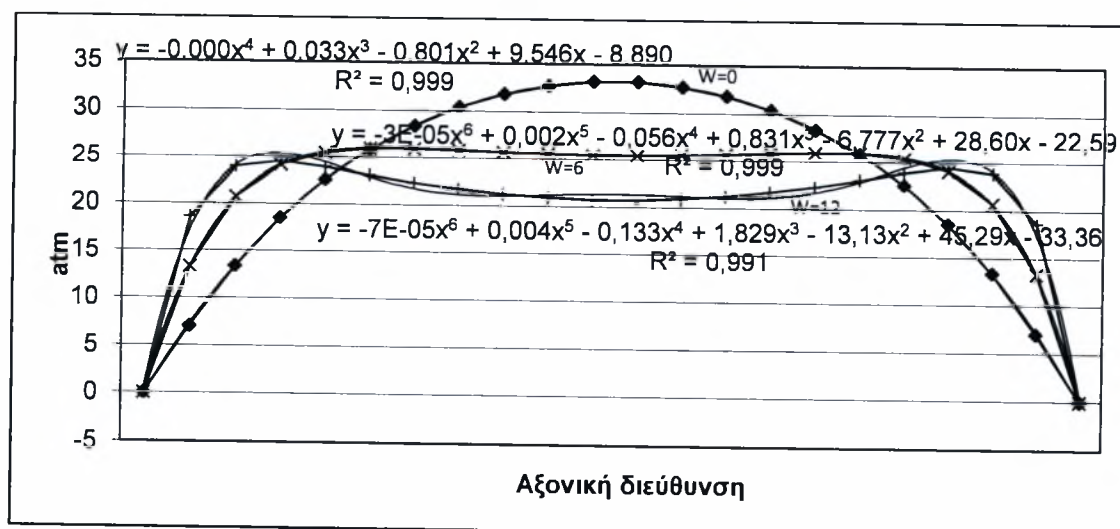
Διάγραμμα 2.14β

$l/d=0.5 \quad \psi=1/1000 \quad nU/w=50$



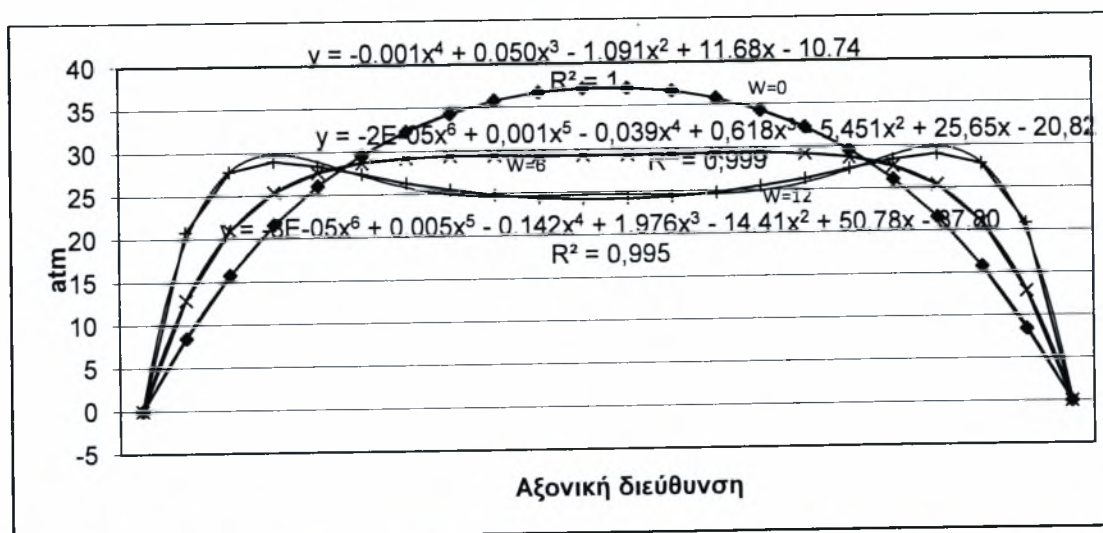
Διάγραμμα 2.12γ: Πολυωνυμικές καμπύλες προσέγγισης των κατανομών πιέσεων για $l/d=0.5$, $\psi=1.0 \times 10^{-3}$ και $nU/w=50$ στις waveness 0,6 και 12 αντίστοιχα

$l/d=0.5 \quad \psi=2/1000 \quad nU/w=30$



Διάγραμμα 2.13γ: Πολυωνυμικές καμπύλες προσέγγισης των κατανομών πιέσεων για $l/d=0.5$, $\psi=2.0 \times 10^{-3}$ και $nU/w=30$ στις waveness 0,6 και 12 αντίστοιχα

$$l/d=0.5 \quad \psi=3/1000 \quad nU/w=50$$



Διάγραμμα 2.14γ: Πολυωνυμικές καμπύλες προσέγγισης των κατανομών πιέσεων για $l/d=0.5$, $\psi=3.0 \times 10^{-3}$ και $nU/w=50$ στις waveness 0,6 και 12 αντίστοιχα

Παρατηρήσεις:

- Στα λεία έδρανα οι καμπύλες πίεσης στην αξονική διεύθυνση παρουσιάζουν πάντα μία τιμή μεγίστου στο μέσο της αξονικής διεύθυνσης.
- Σε έδρανα μη συμβατικής γεωμετρίας: **Περίπτωση α)** Οι καμπύλες πίεσης στην αξονική διεύθυνση μπορεί να έχουν την μορφή που έχουν και στο λείο έδρανο με μία τιμή μεγίστου στο μέσο της αξονικής διεύθυνσης σε χαμηλές τιμές της κοιλότητας W . **Περίπτωση β)** Οι καμπύλες πίεσης στην αξονική διεύθυνση μπορεί να παρουσιάζουν μια σχεδόν ισοκατανομή της πίεσης στην αξονική διεύθυνση. **Περίπτωση γ)** Σε μεγαλύτερες τιμές της κοιλότητας και της διαμετρικής χάρης του εδράνου, παρουσιάζονται δύο μέγιστα συμμετρικά ως προς το κέντρο της αξονικής διεύθυνσης.
- Η σχεδόν ισοκατανομή της πίεσης στην αξονική διεύθυνση του **κοίλου** εδράνου (Περίπτωση β) μπορεί να είναι επιθυμητή, αφού με τη σειρά της οδηγεί σε ομοιόμορφες παραμορφώσεις σε αντίθεση με το λείο έδρανο όπου έχουμε μέγιστο της πίεσης στο κέντρο και άρα μεγάλες παραμορφώσεις στην περιοχή αυτή.
- Στις μεγάλες τιμές της κοιλότητας και της χάρης (Περίπτωση γ) θα μπορούσε να γίνει περαιτέρω διερεύνηση με χρήση ενός πιο πυκνού πλέγματος γύρω από τις δύο περιοχές μέγιστων τιμών πίεσης. Η χρήση πιο πυκνού πλέγματος θα μπορούσε να δώσει με ακρίβεια

τις τιμές των μεγίστων οι οποίες μπορεί να είναι ακόμη υψηλότερες, αφού το συγκεκριμένο πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε δεν τις 'πιάνει' με ακρίβεια.

- Η Περίπτωση γ είναι εντελώς ανεπιθύμητη και λόγω υψηλών τιμών των πιέσεων άλλα και λόγω της ανομοιομορφίας της κατανομής της πίεσης η οποία οδηγεί με τη σειρά της σε έντονα ανομοιόμορφο πεδίο παραμορφώσεων.
- Μπορούν να προταθούν πολυωνυμικές συναρτήσεις προσέγγισης του προφίλ της πίεσης στην αξονική διεύθυνση.
- Πολυώνυμα έως 4^{ου} βαθμού μπορούν να προσεγγίσουν πολύ ικανοποιητικά τις καμπύλες πίεσης στην αξονική διεύθυνση, σε μικρές τιμές της κοιλότητας και της χάρης του εδράνου (Διάγραμμα 2.12γ, waviness 0 και 6, Διαγράμματα 2.13γ, 2.14γ waviness 0)
- Σε μεγαλύτερες τιμές της χάρης και της κοιλότητας του εδράνου πολυώνυμα 6^{ου} βαθμού και άνω προσεγγίζουν ικανοποιητικά τις καμπύλες πίεσης στην αξονική διεύθυνση (Διάγραμμα 2.12γ, waviness 12, Διαγράμματα 2.13γ, 2.14γ waviness 6 και 12)

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ



3.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η παρούσα εργασία εισάγει μια καινοτόμο μέθοδο καθορισμού των λειτουργικών χαρακτηριστικών υδροδυναμικών κοίλων εδράνων ολίσθησης με την χρήση λεπτομερών χαρτών που προέρχονται από πολυσύνθετους υπολογισμούς, οι οποίοι οδηγούν στην αριθμητική επίλυση της εξίσωσης του Reynolds.

Η μελέτη των εδράνων ολίσθησης μη συμβατικής γεωμετρίας, που ένα χαρακτηριστικό δείγμα τους εξετάζεται σε αυτήν την εργασία, αποτελεί βασικό εργαλείο για την έρευνα και ανάπτυξη των εδράνων ολίσθησης.

Η βελτιστοποίηση των εδράνων ολίσθησης στην περιοχή λειτουργίας με τις ελάχιστες δυνατές απώλειες τριβής παραμένει ο κύριος στόχος του Τριβολογικού Μηχανολογικού Σχεδιασμού για καθορισμό σημείων λειτουργίας αντί-τριβής και αντί-φθοράς.

Είναι αποδεδειγμένο ότι μακρογεωμετρικά σφάλματα στα έδρανα ολίσθησης προέρχονται κυρίως από την μηχανουργική κατεργασία τους και λιγότερο από λάθη τοποθέτησης-συναρμολόγησης.

Παραμένουν, ωστόσο, μέχρι σήμερα αμφιβολίες για το είδος των σφαλμάτων ή/και μη συμβατικών επιθυμητών γεωμετρικών παρεκκλίσεων στην επιφάνεια του εδράνου ολίσθησης που επιφέρουν βελτιωμένη λίπανση και γενικότερα βελτιστοποιημένη λειτουργία.

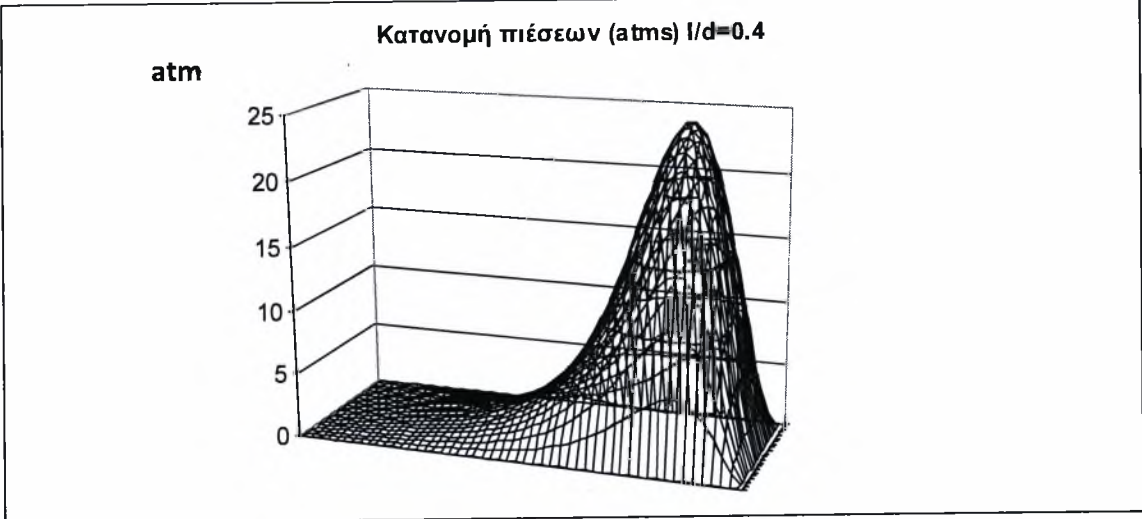
Από την συγκεκριμένη Διπλωματική Εργασία εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Σήμερα, με το μοντέλο Lubra πρέπει να θεωρείται δεδομένη η άμεση θεωρητική προσέγγιση της συμπεριφοράς κάθε υδροδυναμικά λιπαινόμενου ΕΕΟ πεπερασμένου μήκους ακόμη και μη συμβατικής γεωμετρίας (με ή χωρίς την θεώρηση μακρογεωμετρικών ή μικρογεωμετρικών σφαλμάτων).
- Η εισαγωγή της παραμέτρου ίσο-λειτουργίας ($\eta U/w = \text{constant}$) δίνει τη δυνατότητα, με τη χρήση χαρτών λειτουργίας $\mu-h_{\min}$, να εξαχθούν άμεσα και χρήσιμα συμπεράσματα ως προς τη βελτιστοποίηση αντιτριβής-αντιφθοράς του υπό μελέτη συστήματος.
- Η εισαγωγή της παραμέτρου κοιλότητας W δίνει την δυνατότητα για το κοίλο έδρανο, με τη χρήση χάρτη $\mu-h_{\min}$, να εξαχθούν άμεσα και χρήσιμα συμπεράσματα ως προς τη

βελτιστοποίηση αντιτριβής-αντιφθοράς του υπό μελέτη συστήματος, σε σύγκριση με τη συμπεριφορά του ιδανικού λείου εδράνου.

- Οι καμπύλες ίσο-λειτουργίας και για τα κοίλα έδρανα έχουν τη μορφή αγκίστρου και εμφανίζουν γενικά ελάχιστο ως προς μ και μέγιστο ως προς h_{min} . Έτσι, ακόμη και αν θεωρηθεί διακινδυνευμένη η εκτίμηση των συνθηκών αντιτριβής με βάση την ελάχιστη τιμή του μ , η εκτίμηση του σημείου λειτουργίας αντιφθοράς θεωρείται εφικτή.
- Η χρήση των προαναφερθέντων χαρτών κάνει προφανέστερες τις τιμές της βέλτιστης χάρης $\psi_{βελτ}$ του εδράνου κατά περίπτωση.
- Σχετικά με το ερώτημα αν αξίζει τον κόπο να χρησιμοποιήσουμε κοίλα έδρανα η παρούσα Διπλωματική Εργασία αποδεικνύει ότι γενικότερα η κοιλότητα στην επιφάνεια του εδράνου ολίσθησης, οδηγεί σε μείωση των απωλειών τριβής κατά την λειτουργία του σε σχέση με την συμβατική γεωμετρία (λείο έδρανο). Κάτι τέτοιο σημαίνει βελτιωμένη αντιτριβική συμπεριφορά. Παράλληλα όμως, έχουμε και αισθητή μείωση του ελάχιστου πάχους λιπαντικού h_{min} . Το τελευταίο δεν είναι επιθυμητό, αφού μπορεί να οδηγήσει σε επαφή των στοιχείων (τριβέα-στροφέα) με αποτέλεσμα μηχανικές φθορές ή και αστοχία.
- Τα θεωρητικά αποτελέσματα της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας πρέπει να επιβεβαιωθούν με αντίστοιχα πειραματικά, τα οποία θα πραγματοποιηθούν σε ένα ειδικά διαμορφωμένο, μη συμβατικής γεωμετρίας έδρανο ολίσθησης.

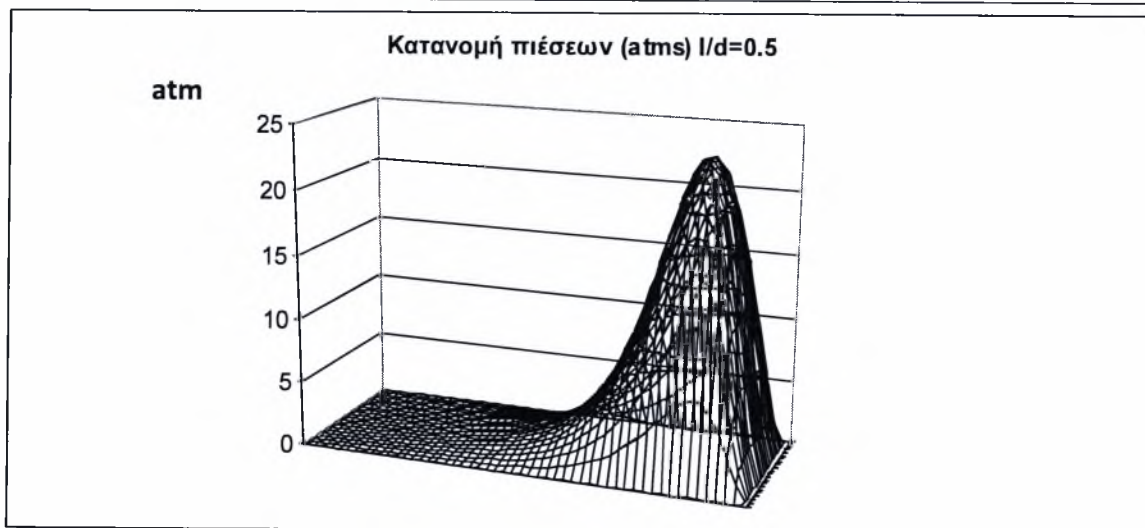
Ανακεφαλαιώνοντας, παρακάτω παρατίθενται τέσσερα διαφορετικά πεδία λειτουργίας σε μορφή τρισδιάστατων διαγραμμάτων που εμφανίζουν τις υδροδυναμικές πιέσεις που αναπτύσσονται κατά μήκος του εδράνου στην περιοχή μεγίστων τιμών καθώς και κατά την περιφέρεια, στην ενεργό περιοχή του εδράνου, στο μέσο επίπεδο συμμετρίας - περιοχή μεγίστων τιμών. Ο αναγνώστης, συμβουλευόμενος τις παρατηρήσεις και τα συμπεράσματα που εξήχθησαν μπορεί να διαπιστώσει τις πολύ ενδιαφέρουσες μεταβολές που παρουσιάζονται στην λειτουργία του εδράνου αναλογικά με τις αλλαγές στη γεωμετρία του.



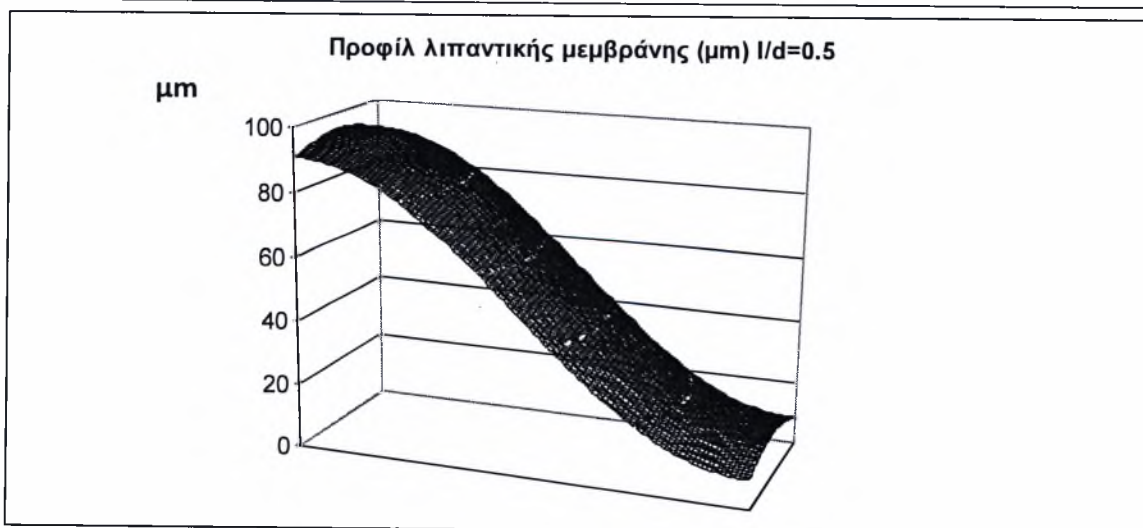
Σχήμα 3.1.α: Κατανομή πιέσεων κατά μήκος του εδράνου στην περιοχή μεγίστων τιμών για ημιεύρος κυμάτωσης $W=2 \mu\text{m}$, τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w=60$, $l/d=0.4$, $\psi=1.0 \times 10^{-3}$.



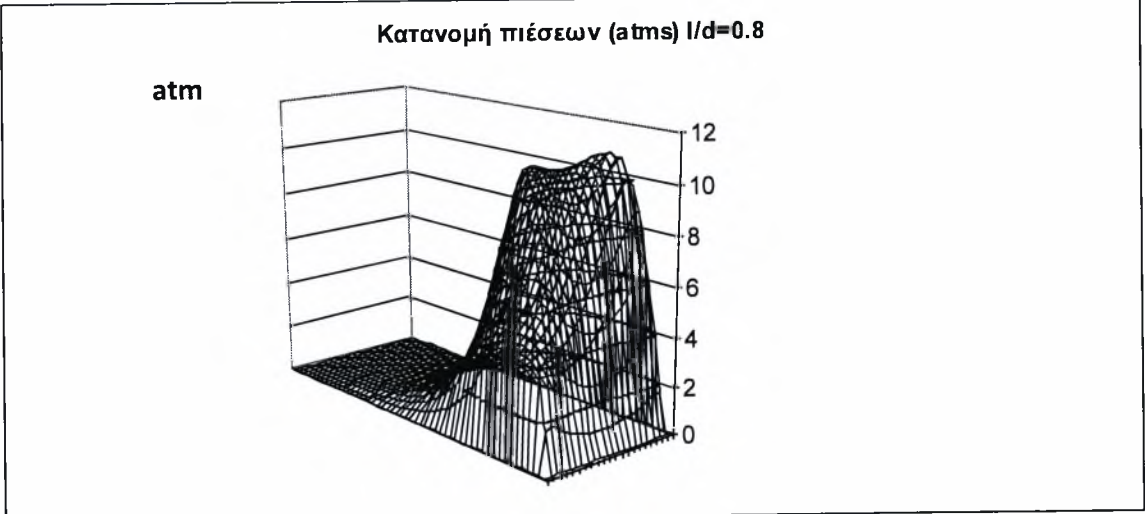
Σχήμα 3.1.β: Κατανομή πάχους λιπαντικής μεμβράνης κατά την περιφέρεια για ημιεύρος κυμάτωσης $W=2 \mu\text{m}$, τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w=60$, $l/d=0.4$, $\psi=1.0 \times 10^{-3}$.



Σχήμα 3.2.α: Κατανομή πιέσεων κατά μήκος του εδράνου στην περιοχή μεγίστων τιμών για ημιεύρος κυμάτωσης $W=4 \mu\text{m}$, τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w=60$, $l/d=0.5$, $\psi=2.0 \times 10^{-3}$.



Σχήμα 3.2.β: Κατανομή πάχους λιπαντικής μεμβράνης κατά την περιφέρεια για ημιεύρος κυμάτωσης $W=4 \mu\text{m}$, τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w=60$, $l/d=0.5$, $\psi=2.0 \times 10^{-3}$.



Σχήμα 3.3.α: Κατανομή πιέσεων κατά μήκος του εδράνου στην περιοχή μεγίστων τιμών για ημιεύρος κυμάτωσης $W=10 \mu\text{m}$, τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w=20$, $l/d=0.8$, $\psi=2.0 \times 10^{-3}$.



Σχήμα 3.3.β: Κατανομή πάχους λιπαντικής μεμβράνης κατά την περιφέρεια για ημιεύρος κυμάτωσης $W=10 \mu\text{m}$, τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w=20$, $l/d=0.8$, $\psi=2.0 \times 10^{-3}$.

3.2 ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ

Η παρούσα εργασία θα χρησιμεύει σαν βάση για μια σειρά επιπλέον αναζητήσεων με τη βοήθεια του μοντέλου Lubra. Προτεινόμενοι άξονες για περαιτέρω εμβάθυνση προτείνονται στη συνέχεια:

- Χαρτογράφηση αντίστοιχων με αυτών της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας μη συμβατικών εδράνων ολίσθησης, με διαφορετική γεωμετρία όπως για παράδειγμα κυματοειδών εδράνων.
- Βελτιστοποίηση του κώδικα ως προς την ακρίβεια με σύγχρονη αναζήτηση βελτιστοποιημένου πλέγματος για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds χωρίς τον δυναμικό της όρο.
- Επίλυση της εξίσωσης του Reynolds (2.2) – χαρτογράφηση λαμβανομένου υπ' όψη του δυναμικού όρου $\frac{\partial h}{\partial t}$.
- Επίλυση της γενικευμένης εξίσωσης του Reynolds HD, 3D (2.1) – χαρτογράφηση με ή χωρίς τον δυναμικό όρο $\frac{\partial h}{\partial t}$ λαμβανομένης υπ' όψη της τραχύτητας των επιφανειών.
- Επίλυση της εξίσωσης του Reynolds στη γενική της μορφή για ασυμπίεστο λιπαντικό λαμβανομένης υπ' όψη της εξίσωσης της ενεργειακής μεταβολής της λιπαντικής μεμβράνης με σκοπό τον υπολογισμό της θερμοκρασίας της και ενδεχομένως στη συνέχεια τον υπολογισμό της νέας γεωμετρίας των τριβομένων στοιχείων (διαστολές-συστολές) THD - 3D.
- Επίλυση της εξίσωσης του Reynolds και στη συνέχεια προσδιορισμό των ελαστικών παραμορφώσεων του τριβοσυστήματος που οφείλονται στο πεδίο των υδροδυναμικών πιέσεων EHD - 3D.
- Επίλυση πλήρους θερμοελαστοϋδροδυναμικού μοντέλου που θα λαμβάνει υπ' όψη επιπλέον και τις θερμομηχανικές ιδιότητες των στερεών λείων ή και τραχέων TEHD - 3D.
- Πειραματική επιβεβαίωση των θεωρητικών αποτελεσμάτων κάτω από ελεγχόμενες συνθήκες, οι οποίες, όμως, να μην απέχουν από τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας ΕΕΟ για κάθε μοντέλο κατά περίπτωση (μέτρηση θέσης ισορροπίας – ελάχιστου πάχους μεμβράνης λαδιού - πεδίου πιέσεων).

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Faltz E., "Grundzüge der Schmieretechnik", Berlin-Springer, 1931
- [2] Bauer K., "Einfluss der endlichen Breite des Gleitlagers auf Tragfähigkeit und Reibung", Forsch. Ing.-Wes. 14 (1943) Nr 2, 48-62
- [3] Sassenfeld H. and Walther A., "Gleitlagerberechnungen", VDI-Forschungsheft 441, 1954
- [4] Vogelppohl G., "Die Stribeck-Kurve Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflöchen", Z. VDI 96, Nr 9 (1954), 261-268
- [5] Someya T., "Stabilität einer in zylindrischen Gleitlagern laufenden, unwuchtfreien Welle", Ing.-Arch. 33 (1963), 85-108
- [6] Burton R.A., "Effects of Two-Dimensional Sinusoidal Roughness on the Load Support Characteristics of a lubricant Film", Trans. ASME, J. Basic Eng., 85 (1963), 258-264
- [7] Vogelppohl G., "Optimale Oberflöchen für Lager", VDI-Berichte, Nr 90 (1965), 91-94
- [8] Vogelppohl G., "Betriebssichere Gleitlager", Bd. 1, Berlin-Heidelberg, New York-Springer, 1967
- [9] Θεοφανόπουλος Ν., "Στοιχεία Μηχανών", Τεύχος Δ, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, 1976
- [10] Orlov P., "Fundamentals of Machine Design", MIR Publishers, Moscow, 1977
- [11] Niemann G., "Machinenelemente", Springer Verlag Berlin-Heidelberg, (Greek Version) Fountas, Athens-Greece, 1993
- [12] Γραικούσης Ρ., "Στοιχεία Μηχανών", Τόμος 2, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, Γιαχούδης-Γιαπούλης, Θεσσαλονίκη, 1983
- [13] Δημαρόγκωνας Α., "Στοιχεία Μηχανών με Υπολογιστές (CAD)", Τόμος 2, Πανεπιστήμιο Πατρών, Αθανοσόπουλος-Παπαδάμης, Πάτρα, 1989
- [14] Raimondi A.A., Boyd J. and Kaufman H.N., "Analysis and Design of Sliding Bearings", Standard Handbook of Lubrication Engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, O'Connor J.J., Boyd J. and Availone E.E., eds. (1968), 55-118
- [15] Cameron A., "Basic Lubrication Theory", Ellis Horwood Ltd, 1981
- [16] Tzeng, S.T. and Saibel, E., "Surface roughness effects on slider bearing lubrication" ASLE, Vol. 10 (1967), 334
- [17] Christensen H., "Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces", Proc. Inst. Mech. Eng. Tribology Group 184, Part 1, Vol 55 (1969-70), 1013

- [18] Christensen H., "A Theory of Mixed Lubrication", Proc. Inst. Mech. Eng., Vol 186 (1972), 421
- [19] Patir N. and Cheng H.S., "An Average Model for Determining Effects of three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", Trans. of ASME, Vol. 120 (1978), 12-17
- [20] Patir N. and Cheng H.S., "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", Trans. of ASME, Vol. 101 (1979), 220-230
- [21] Teale J.L. and Lebeck A.O., "An evaluation of the Average Flow Model for Surface Roughness Effects in Lubrication", Trans. of ASME, Vol. 102 (1980), 360-367
- [22] Trjpp S.H., "Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication: the Flow Factor Method", Trans. of ASME, Vol. 105 (1983), 458-465
- [23] Pranab K. Das, "Analysis of Piston Ring Lubrication", SAE Paper 760008 (1976), 1-10
- [24] Rohde S.M., "A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication", General Motors Research Laboratories, 1980
- [25] Pandazaras C., "Etudes Expérimentales et Théoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises", Etude Bibliographique, DLA/DRDA/RNUR-ISMCM, Paris-France, 1982
- [26] Pandazaras C., "Modélisation du Frottement Segment-Chemise", DLA/ DRDA/RNUR, Note Technique No 5781, Paris-France, 1982
- [27] Pandazaras C., "Influence de la Forme des Segments sur le Frottement Segment-Chemise", DLA/DRDA/RNUR, Note Technique No 5808, Paris-France, 1983
- [28] Pandazaras C., "Modélisation Théorique et Experimentale du Frottement Segment-Chemise", Thuse D.D.I., ISMCM-DLA/DRDA/RNUR, Paris-France, 1985
- [29] Noizat J., "Viscosité limite admissible des lubrifiants faible viscosité dans les paliers", E.C.L-DLA/DRDA/RNUR, Paris -France, 1985
- [30] Κούτλας, Γ., "Θεωρητική και Πειραματική Προσομοίωση Συμπεριφοράς Εδράνου Ολίσθησης με Μακρογεωμετρικά Σφάλματα σε Δυναμική Καταπόνηση" Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 1995
- [31] Lin J.R., "Steady State Performance of Finite Hydrodynamic Journal Bearing with three dimensional Irregularities", ASME Journal of Tribology, Vol. 112 (1990), 497-505
- [32] Lin J.R., "Squeeze Film Characteristics of Finite Journal Bearings: Couple Stress Fluid Model", Tribology International, Vol. 31 (1998), 201-207

- [33] Rasheed H., "Effects of Surface Waviness on the Hydrodynamic Lubrication of a Plain Cylindrical Sliding Element Bearing", *Wear* 223 (1998), 1-6
- [34] Pandazaras C., Petropoulos G. and Koutlas G., "Numerical Modelling of the Functional Behaviour of Finite Sliding Hydrodynamically Lubricated Journal Bearings Considering Macrogeometrical Deviations and Dynamic Load", *Journal of The Balkan Tribological Association*, Vol.5, No 3 (1999), 43-55
- [35] Pandazaras C., Petropoulos G. and Koutlas G., "Numerical Modelling of the behaviour of various type Finite Journal Bearings, Under Dynamic Loading". *Tribology in Industry*, Vol. 21, No 3 (1999), 90102
- [36] Pandazaras C. and Petropoulos G., "On the relationship between surface waviness and roughness parameters in turning / Assessment of hydrodynamically lubricated journal bearings performance", *Tribology in Industry*, Vol. 21, No 4 (1999), 121-132
- [37] Pandazaras C. and Petropoulos G., "A Computational Study of Hydrodynamically Lubricated Convex and Concave Journal Bearings", *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 215 Part J (2001) 1-5.
- [38] Pandazaras C. and Petropoulos G., "Assessment of Frictional Behaviour of Wavy Journal Bearing under Hydrodynamic Lubrication", submitted for publication in *Tribology Letters* (2002).
- [39] Pandazaras C. and G. Petropoulos, "A Computational Estimation of the Critical Rotational Speed for Finite Hydrodynamically Lubricated Journal Bearings", *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 53, No 4 (2001) 141-147
- [41] Strzelecki S. and Someya T., "Static characteristics of the off-set halves journal bearing", *Proceedings INTERTRIBO '99*, Slovak Republic (1999), 289-292
- [40] Strzelecki S., "Journal centre trajectory of dynamically loaded offset-halves bearing", *Proceedings BALKANTRIB '99*, Sinaia-Romania (1990), 373-378
- [41] Strzelecki S., "Friction Loss of 2-lobe journal bearing with different bush Profile", *Proceedings BALKANTRIB '99*, Sinaia-Romania (1999), 379-386
- [42] Arnold O., Schultheiss H. and Glaser H., "Experimental investigation into the oil flow rate and the friction moment of dynamically loaded plain journal bearings", *Proceedings INTERTRIBO '99*, Slovak Republic (1999), 285-288
- [43] Dimofte F., "Bearings with nonconventional geometry (or wave bearings)-an advanced bearing technology", *Proc. 3rd Int. Conf. BALKANTRIB '99* (1999), 425-440
- [44] Hirani H., Rao T.V.V.L.N., Athre K. and Biswas S., "Rapid performance evaluation of journal bearings", *Tribology International*, Vol.30, No11 (1997), 825-834

- [45] Pandazaras C., "Comparison of Journal Bearing Operational Magnitudes Calculated Using Various Modern Theoretical Simulation Models", *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 53, No 5 (2001) 198-201.
- [46] Cameron A., "The principles of Lubrication", Longmans, Green and Co. Ltd., London, 1966
- [47] Reason B.R. and Narang I.P., "Rapid Design and Performance Evaluation of Steady State Journal Bearings-A Technique Amenable to Programmable Hand Calculators", *Transactions of the ASLE*, 25(4) (1982), 429-444
- [48] Martin F.A., "Oil Flow in Plain Steadily Loaded Journal Bearings: Realistic Predictions Using Rapid Techniques", *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 212, No J6 (1998) 413-425
- [49] Glienicke J., "Einfluss der Lagerparameter und der Wellensteifigkeit auf das Schwingungsverhalten eines Rotors", *MTZ* 32 (1971), 109-113
- [50] Christensen H. and Tonder K., "The Hydrodynamic Lubrication on Rough Journal Bearings", *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology*, 95 (1973), 166-172
- [51] Tugara R., Sekhar A.S. and Majumdar B.C., "The Effect of Roughness Parameter on the Performance of Hydrodynamic Journal Bearings with Rough Surfaces", *Tribology International*, 32 (1999), 231-236
- [52] Fantino B., "Influence des Défauts de Forme dans la Lubrification Hydrodynamique", Thèse de Doctorat de Spécialité, Université Claude Bernard, Lyon-France, 1973
- [53] Fantino B., "Influence des Défauts de Forme et des Déformations Élastiques des Surfaces dans la Lubrification Hydrodynamique sous Charges Statiques et Dynamiques", These de Docteur d'Etat es Sciences, Université Claude Bernard, Lyon-France, 1981
- [54] Hargreaves D.J., "Surface Waviness Effects on the Load Carrying Capacity of Rectangular Slider Bearings", *Wear* 145 (1991), 137-151
- [55] Lin J.R., "Steady State Performance of Finite Hydrodynamic Journal Bearing with Three-Dimensional Irregularities", *Trans. ASME Journal of Tribology*, 176 (1994)
- [56] Wojcicki R. and Strzelecki S., "Power Loss of Cylindrical Journal Bearing at Fluid and Mixed Lubrication", *Proc. 2nd World Tribology Congress, Vienna (2001)* 432
- [57] Strzelecki S., "Analysis of Power Loss of 3-Lobe Journal Bearing with Different Bore Profile", *Proc. 2nd World Tribology Congress, Vienna (2001)* 439
- [58] Choy F.K., Braun M.J. and Zhao H., "Numerical Modeling and Design of a Wavy Thrust Bearing", *Proc. 2nd World Tribology Congress, Vienna (2001)* 417

- [59] Capone G., Agostino V. and Guida D., "A Finite Length Plain Journal Bearing Theory", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 116 (1994), 648-653
- [60] Khonsari M.M., Jang J.Y. and Fillon M., "On the Generalization of Thermo hydrodynamic analyses for Journal Bearings", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 118 (1996), 571-579
- [61] Chen P.Y.P. and Hahn E.J., "Use of Computational Fluid Dynamics in Hydrodynamic Lubrication", Journal of Engineering Tribology, Vol. 212, No J6 (1998) 427-436
- [62] Monmousseau P, Fillon M, 2000, "Transient thermoelastohydrodynamic analysis for safe operating conditions of a tilting pad journal bearing during start up", Tribology International, Vol. 33, pp. 225-231.
- [63] Piffeteau S., Souchet D., Bonneau D. 2000, "Influence of Thermal and Elastic Deformation on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication Under Dynamic Loading," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, pp. 181-191.
- [64] B.J. Kim, K.W Kim, 2001, "Thermo-elastohydrodynamic analysis of connecting rod bearing in internal combustion engine", Transactions of ASME, vol.123, pp. 444-454.
- [65] D. Souchet, S. Piffeteau. 2001, "Approche par la M.E.F. de la lubrification thermoélastohydrodynamique des paliers de tête de bielle", Revue Européenne des Eléments Finis, Vol.10-n°6-7, pp. 815-847.
- [66] L. V. Hoang, D. Souchet, D. Bonneau, 2002, "Connecting-rod big end bearing elastohydrodynamic lubrication, Comparison between theory and experiment", Second International Tribology Conference, 23-25 august 2002, University of Zielona, Poland.
- [67] Bates, T.W., Evans, P.G., 1985 "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 1 Instrumentation of the Big-End Bearing of a Fired Engine", Proc. Of the JSLE International Tribology Conference, 8-10 juillet, Tokyo, Japon.
- [68] Bates, T.W., Benwell, S., and Evans, P.G., 1987, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 2 - Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine", Proc. 4th SAE Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, Paper No. 871272.
- [69] Bates, T.W., Benwell, S., 1988, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 3 - Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine", SAE Paper No. 880679.
- [70] Bates, T.W., Fantino, B., Launay, J. and Frêne, J., 1990 , "Oil film thickness in an Elastic Connecting-rod Bearing. Comparison between theory and experiment", STLE, vol.33, pp254-266
- [71] Suzuki S., Osaza T., Masago Y., Npzawa Y. and Takashi N., 1995, "Temperature Distribution and Lubrication Characteristics of Connecting-Rod Big End Bearings", SAE Paper n°952550.

- [72] Spearot T.A. and Murphy C.K., 1983, "Measuring the Effect of Oil Viscosity on Oil Film Thickness in Engine Journal Bearing", SAE paper 831689.
- [73] Choi J.K. e, Hur K. and Han D.C., 1992, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing: Comparison between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method", SAE paper 922345.
- [74] Choi J .K. e, Hur K. and Han D.C, 1993, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing: Comparison Between Calculation and Experiment", SAE paper 930694.
- [75] Moreau, H., Maspeyrot, P., Chomat-Delalex, A.M, Bonneau, D., Frêne, J. 2001 "Dynamic Behaviour of Elastic Engine Main Bearings: Theory and Measurements", Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 216, pp 179-193, Part J: J. Engineering Tribology.
- [76] Pierre-Eugène, J., Frêne, J., Fantino, B., Roussel, G., du Parquet, J ., 1983 "Theory and Experiments on Elastic Connecting-Rod Bearings Under Steady State Conditions," 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology", Tribology of the Reciprocating Engines, Butterworths, pp 49-54.
- [77] Optasanu, V., 2000 , "Modélisation Expérimentale et Numérique de la Lubrification des Paliers Compliant sous Chargement Dynamique", Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers.
- [78] Boncompain, R., Fillon, M., Frêne, J. 1986 Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings. ASME J. Tribol. 108, 219-224.
- [79] Elrod, H.G. "A Cavitation Algorithm". ASME J.Lubr.Technol.103, 350-354.
- [80] Hoang, L.V., Bonneau, D. 2001 "Approche expérimentale de la lubrification EHD des paliers de tête de bielle sous chargement dynamique." 15^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nancy , 3-7 Septembre, article 382, CD, 6 pages.
- [81] Michaud, P., Souchet D., Bonneau D. 2001 "Etude thermique d'un palier de tête de bielle." 15^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nancy , 3- 7 Septembre, article 376, CD, 6 pages.
- [82] Pierre, I., Fillon, M. 2000 "Influence of Geometric Parameters and Operating Conditions on Thermohydrodynamic Behavior of Plain Journal Bearings." IMechE J. Engng Tribol. 214, 445-457.
- [83] Pierre, I., Bouyer, J., Fillon, M. 2002 "Thermohydrodynamic Study of Misaligned Plain Journal Bearings - Comparison Between Experimental Data and Theoretical Results." Int. J. Appl. Mech Engng 7, 949-960.
- [84] Wang, Y., Zhang, C., Liu, G., Wang, J.Q. & Lin, C. 2001 "A mixed-TEHD analysis and experiment of journal bearings under severe operating conditions." 2nd World Tribology Congress, Vienne, Autriche, 3-7 Septembre, paper#252, CD, 5 pages.

- [85] Xu, H., Mian, O., Parker, D. 2001 "Performance of a gear pump bearing taking into account elastic deflection of both housing and shaft." 2nd World Tribology Congress, Vienne, Autriche, 3-7 Septembre, paper#717, CD, 4 pages.
- [86] Michaud P., Souchet D., Hoang L.V., Bonneau D., "Modélisation TEHD De La Lubrification Des Paliers De Tête De Bielle Sous Chargement Dynamique Comparaison Entre Resultats Experimentaux Et Theoriques" 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003
- [87] Hoang, L.V., Souchet D., Bonneau D., "Modélisation Expérimentale De La Lubrification Des Paliers De Tête De Bielle Sous Chargement Dynamique" 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003
- [88] Boyer J., Fillon M., "Influence Des Déformations Élastiques Et Des Effets Thermiques Sur Les Performances D' un Palier Hydrodynamique Soumis À De Très Fortes Charges" 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003
- [89] Botelho T.D.S., Progre R., Robbe-Valloire F., Inglebert G., "Modèle Analytique D' Indentation Du Contact Linéaire Présentant Un Revêtement Mince De Faible Dureté" 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice , 1-5 Septembre 2003
- [90] Ρούσσος, Μ., "Νέοι Χάρτες Λειτουργίας για Ισόθερμα Υδροδυναμικά Εγκάρσια Έδρανα Ολίσθησης" Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 2003
- [91] A.A. Raimondi and J. Boyd, "A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design" Trans. ASLE, 1 (1958) 159-209
- [92] A.Z. Szeri, "Tribology, Friction, Lubrication and Wear", McGraw Hill, New York, 1980, pp. 55-101
- [93] M. Malik, "A comparative study of some two-lobed journal bearing configurations", ASLE Trans., 26 (1) (1983) 118-124
- [94] M. Malik, "The analysis of symmetric and tilted four-lobed journal bearing configurations", ASLE Trans., 26 (2) (1983) 264-269
- [95] A.J. Smalley and H. McCallion, "The effect of journal misalignment on the performance of a journal bearing under steady running conditions", Proc.Institution of Mechanical Engineers, 181 (3B) (1966) 45; Discussion, (1980)257-260
- [96] O. Pinkers and S.S. Bupara, "Analysis of misaligned groove journal bearings", ASME J.Lubr.Technol., 101 (1979) 503-509

- [97] J. Mitsui and Y. Akutsu, "Analysis of shaft alignment taking oil film characteristics of stern tube bearing into consideration", *Bull. JSME*, 27 (224) (1984) 317-324
- [98] C. Rajalingham and B.S. Prabhu, "The effect of inlet film boundary conditions on the steady state characteristics of hydrodynamic journal bearings", *Wear*, 89 (1983) 117-124
- [99] H.N. Chandrawat and R. Sinhasen, "A comparison between two numerical techniques for hydrodynamic journal bearing problems" *Wear*, 119 (1987) 77-89
- [100] B. Sivak and M. Sivak, "The numerical solution of Reynolds equation by a modified Ritz method, *Wear*, 72 (1981) 371-376
- [101] P.S. Leung, I.A. Craighed and T.S. Wilkinson, "An analysis of the steady state and dynamic characteristics of a spherical hydrodynamic journal bearing", *J.Tribol.*, 111 (1989) 459-467
- [102] G.D. Smith, "Numerical Solution of Partial Differential Equations", Oxford University Press, 1971, p. 131.
- [103] H.A El-Gamal, "Analysis of the steady state performance of a wedge-shaped hydrodynamic journal bearing", *Wear*, 184 (1995) 111-117
- [104] T.R. Lin, "Hydrodynamic lubrication of journal bearings including micropolar lubricants and three-dimensional irregularities", *Wear* 192 (1996) 21-28
- [105] A.Eringen, "Theory of micropolar fluids", *J. Math. Mech.*, 16 (1966) 1-18
- [106] J.B.Shukla and M.Isa, "Generalized Reynolds equation for micro-polar lubricants and its application to optimum one-dimensional slider bearings: effects of solid particle additives in solution", *J.Mech.Eng.Sci.* 17 (1975) 280-284
- [107] J. Prakash and P.Sinha, "Lubrication theory for micropolar fluids and its application to a journal bearing", *Int.J.Eng.Sci.* 13 (1975)217-232
- [108] C.Singh and P.Sinha, "The three-dimensional Reynolds equation for micropolar fluid lubricated bearings", *Wear*, 76 (1982) 199-209
- [109] H.Cristensen and K.Tonder, "The hydrodynamic lubrication of rough bearing surfaces of finite width", *ASME J.Lubrication Technol.*, 93 (3) (1971) 324-330
- [110] H.G Elrod, "A general theory for laminar lubrication with Reynolds roughness", *ASME J.Lubrication Technol.*, 101 (1979) 1-14
- [111] N.Phan-Thien and J.D Atkinson, "On the effects of homogeneous Reynolds roughness in a two dimensional slider bearing with exponential film thickness", *ASME J.Lubrication Technol.*, 104 (1982) 220-226

- [112] D.C Sun and K.K Chen, "First effects of Stokes roughness in hydrodynamic lubrication", ASME J.Lubrication Technol., 99 (1) (1977) 2-9
- [113] P.R Goglia, C.Cusano and T.F Conry, "The effects of surface irregularities on the EHL of sliding line contacts", Part 2-Wavy surfaces, ASME J.Tribol., 106 (1984) 113-119
- [114] M.M Khonsari and D.E Brewster, "On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids", Tribol.Trans. 32 (2) (1989) 155-160
- [115] C.Pandazaras and G.Petropoulos, "Tribological design of hydrodynamic sliding journal bearings-formulating new functional charts", Industrial Lubrication and Technology, Vol.57, No 4 (2005) 4-11
- [116] C.Pandazaras, "Comparison of journal bearing operational magnitudes calculated using various modern theoretical simulation models", Industrial Lubrication and Technology, Vol.53, No 5 (2001) 198-201
- [117] A.V Ruddy, D.Dowson and C.M Taylor, "The prediction of film thickness in a mechanical face seal with circumferential waviness on both the face and the seal", J.Mech.Csi. 24 (1) (1982) 37-43
- [118] S.Korcek, R.K Jensen, M.D Johnson and J.Sorab, "The role of tribology in maximizing the fuel efficiency of engine oils", Proc. Vol.2 Int.Symposium, INTRTRIBO 99 (1999) pp.35-44
- [119] S.Korcek, R.K Jensen, M.D Johnson and J.Sorab, "Automotive lubricants for the next millennium", Industrial Lubrication and Technology, Vol.52, No 5 (2000) 209-220
- [120] J.E. Shigley and C.R. Mischke, "Bearings and Lubrication: A Mechanical Designers Workbook", McGraw-Hill 1990
- [121] G.T. McAllister and S.M. Rohde, "Optimum design of one dimensional journal bearings", J. Optimization Theory and Applic. 1983, 41 (4), 599-617
- [122] H.Hashimoto, "Optimum design of high-speed, short journal bearings by mathematical programming", STLE Tribology Trans., 1997, 40, 283-293
- [123] B.S. Yang, Y.H. Lee, B.K. Choi and H.J. Kim, "Optimum design of short journal bearing by artificial life algorithm", Tribology Int., 2001, 34, 427-435
- [124] A.Seirig and H.Ezzat, "Optimum design of hydrodynamic journal bearings", J.Lubric. Technol., 1969, 91, 516-523
- [125] H.Hashimoto and K.Matsumoto, "Improvement of operating characteristics of high speed hydrodynamic journal bearing by optimum design: Part 1-Formulation of methodology and its application to elliptical bearing design", Trans. ASME, J.Tribology, 2001, 123, (2), 305-312

[126] C.S.Beighlter, T.C.Lo and H.G. Rylander, "Optimal design by geometric programming", J. Engrs for Industry, 1970, 92, 191-196

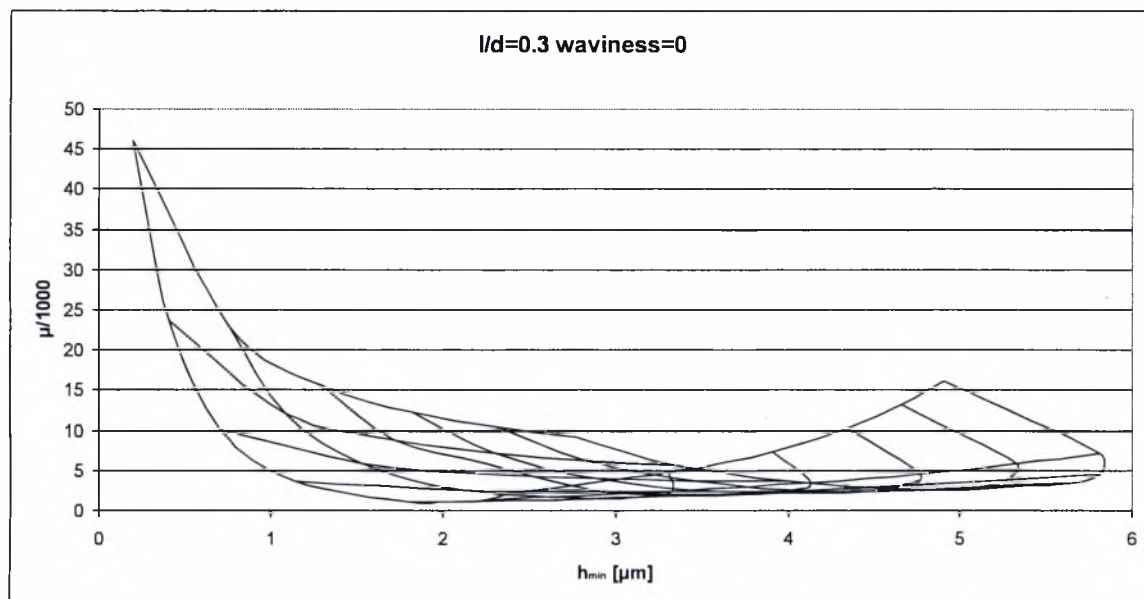
[127] N. Wang, C.I. Ho and K.C. Cha, "Engineering optimum design of fluid film lubricated bearings.", STLE Tribology Trans., 2000, 43, (3), 377-386

[128] Παπαδόπουλος, Κ., "Χάρτες λειτουργίας για ισόθερμα υδροδυναμικά κυρτά εγκάρσια έδρανα ολίσθησης" Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 2005

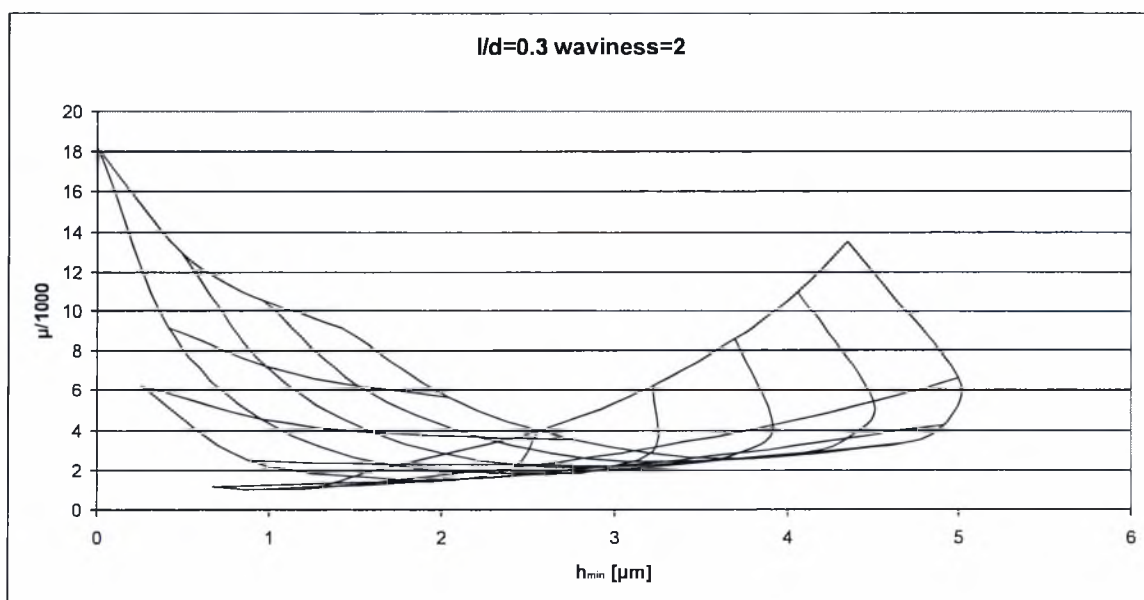
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

ΧΑΡΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

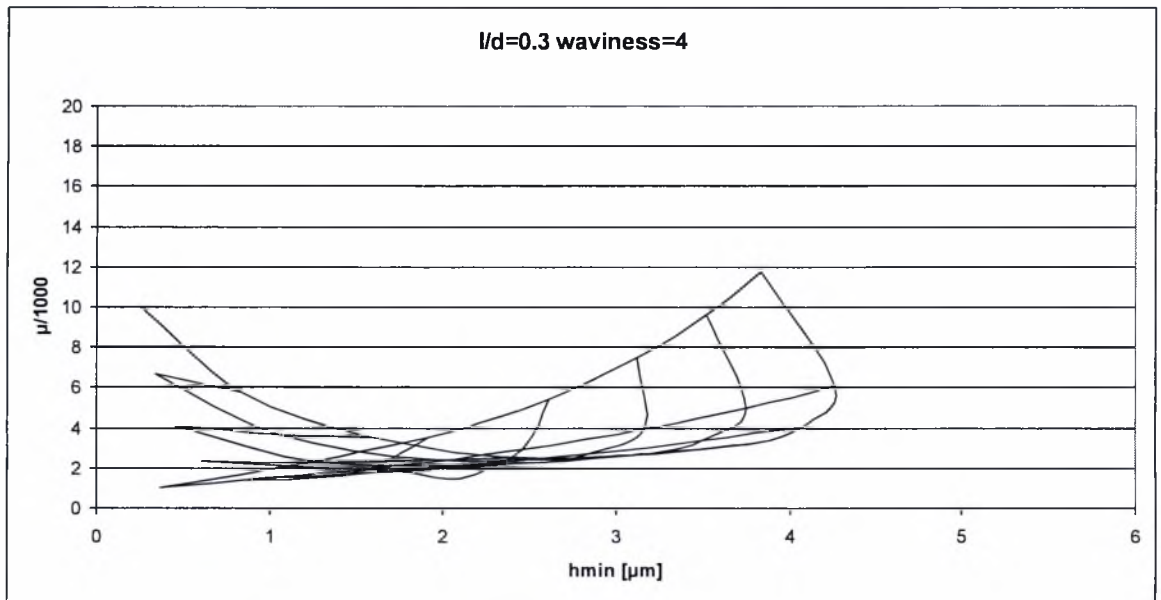
Διαγράμματα μεταβολής υδροδυναμικού συντελεστή τριβής μ , σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης h_{\min} , για τιμές μετωπικής σχετικής χάρης ψ από 0.25/1000 έως 5/1000, για τιμές χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w$ από 10 έως 60, $L/d=0.3$.



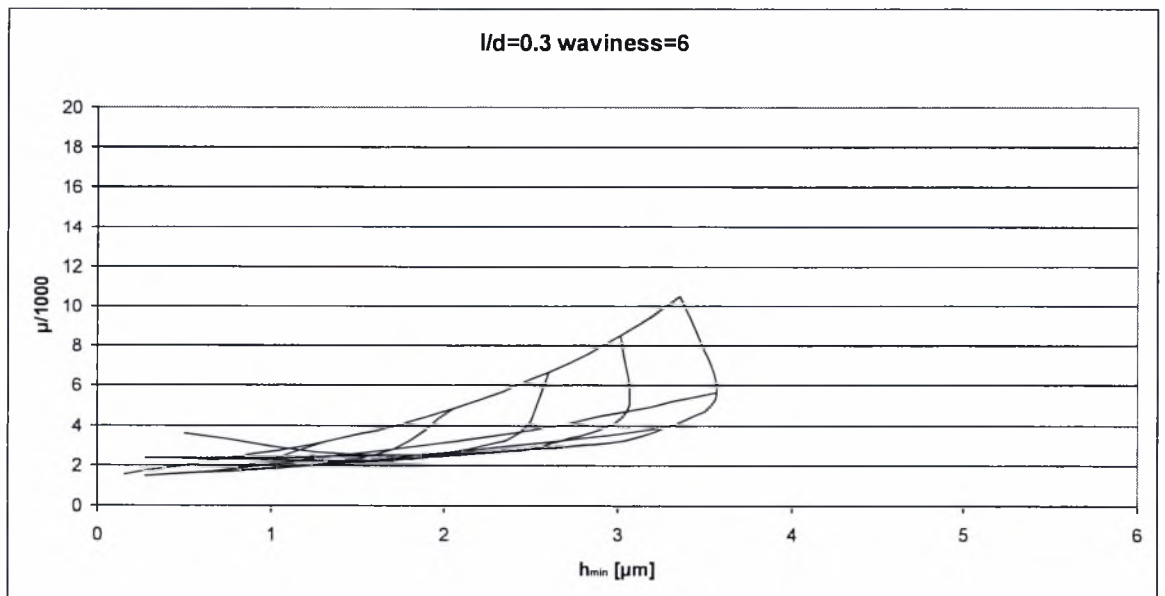
1.1.1



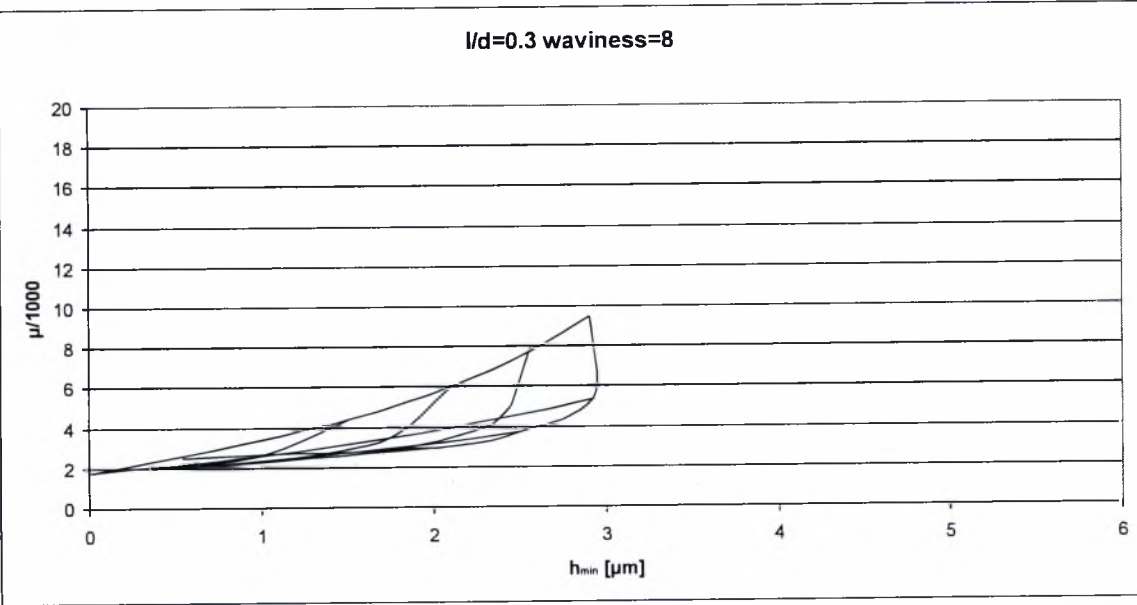
1.1.2



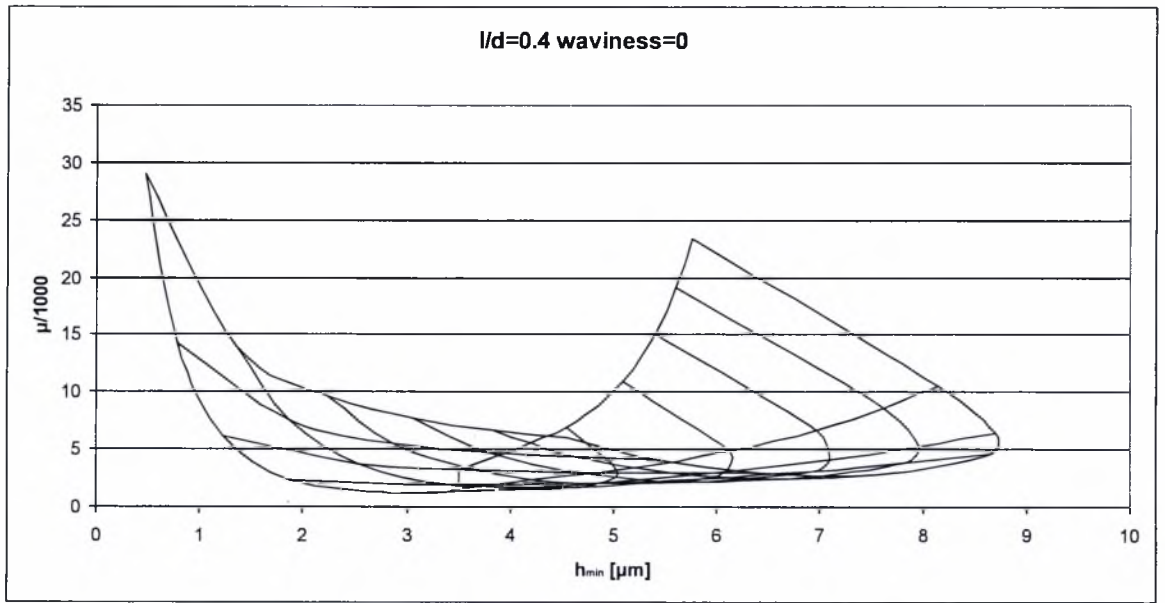
1.1.3



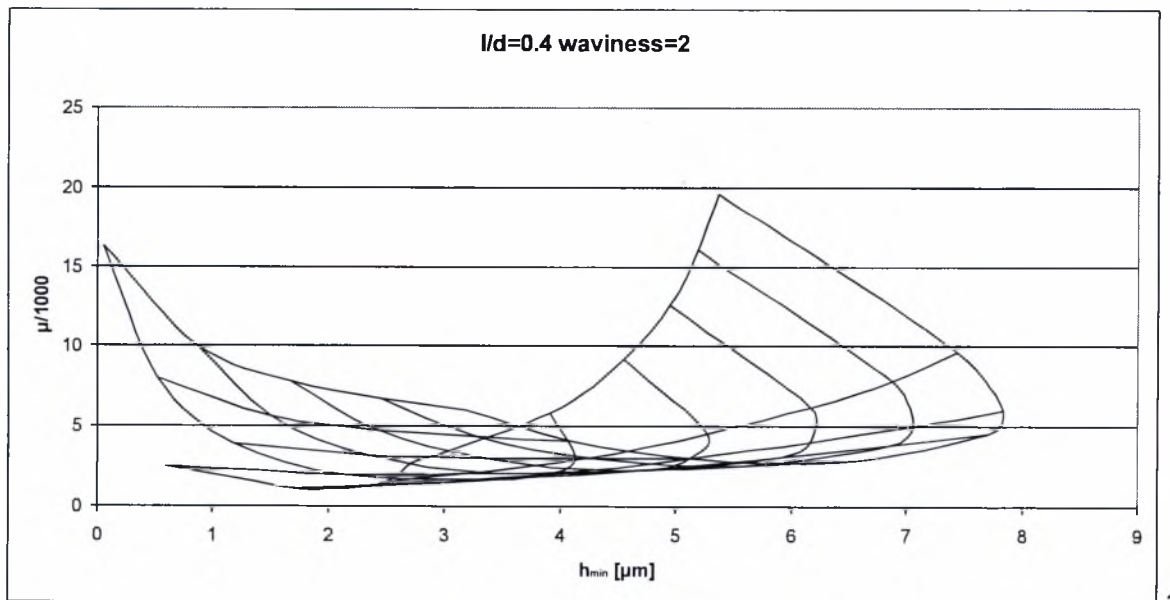
1.1.4



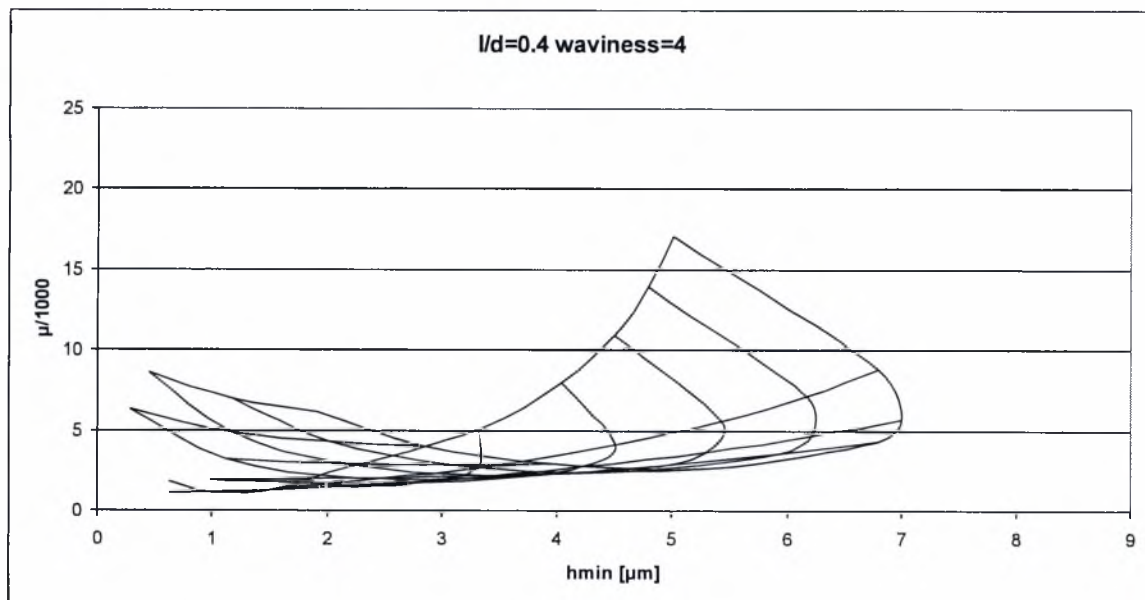
1.1.5



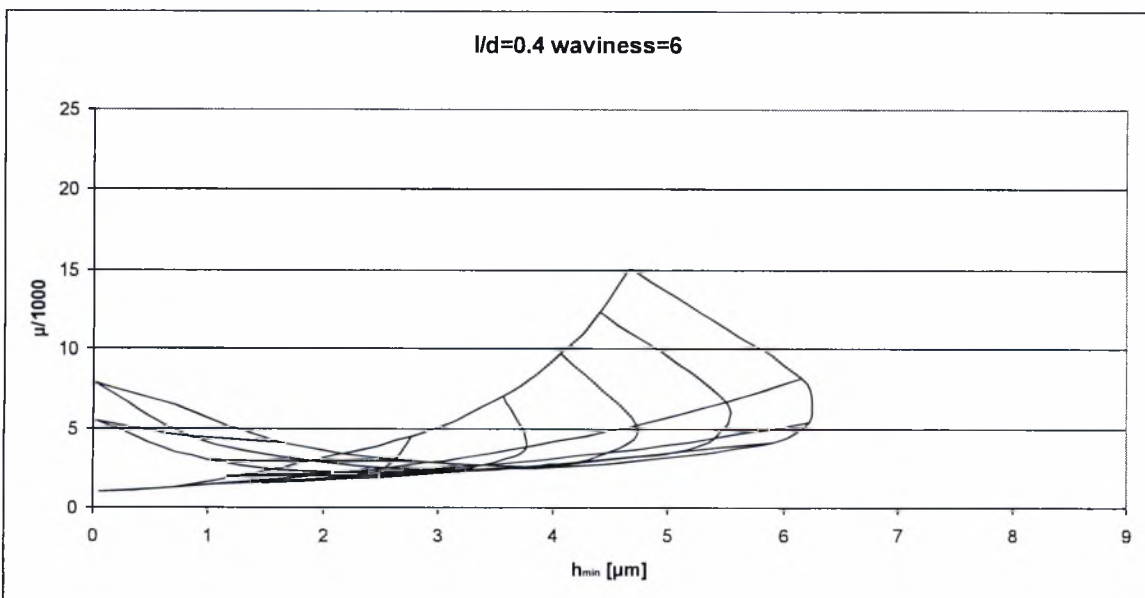
1.2.1



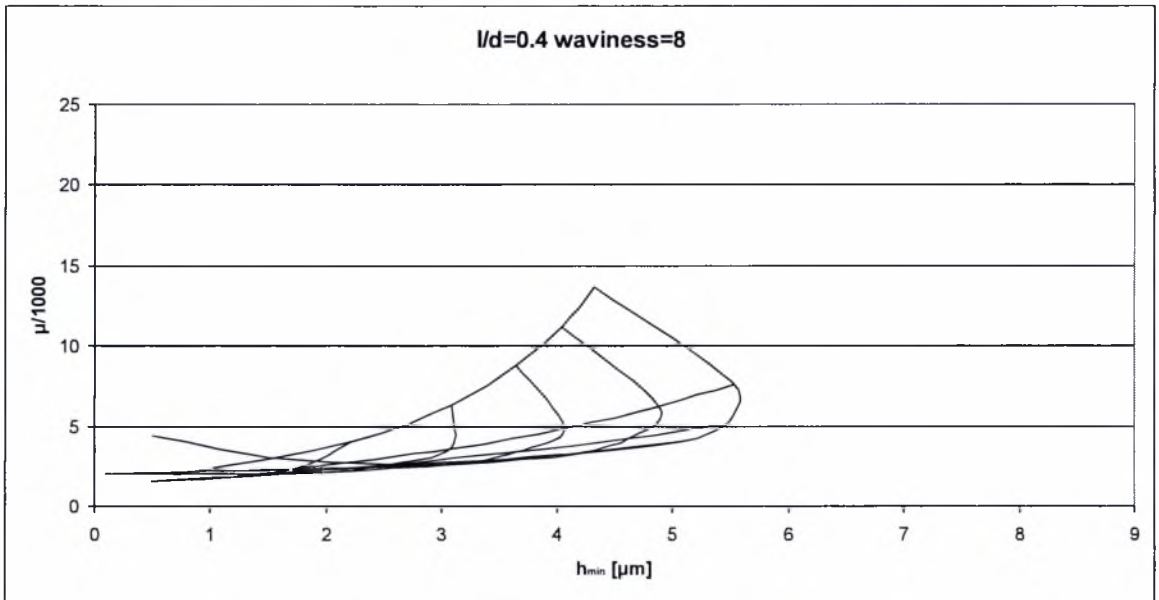
1.2.2



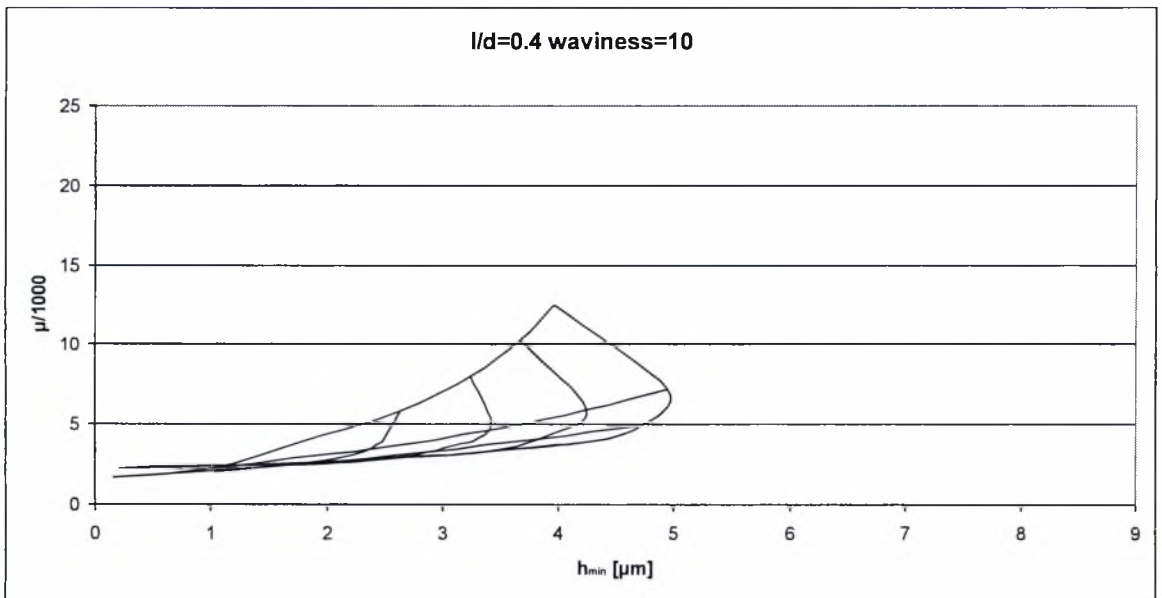
1.2.3



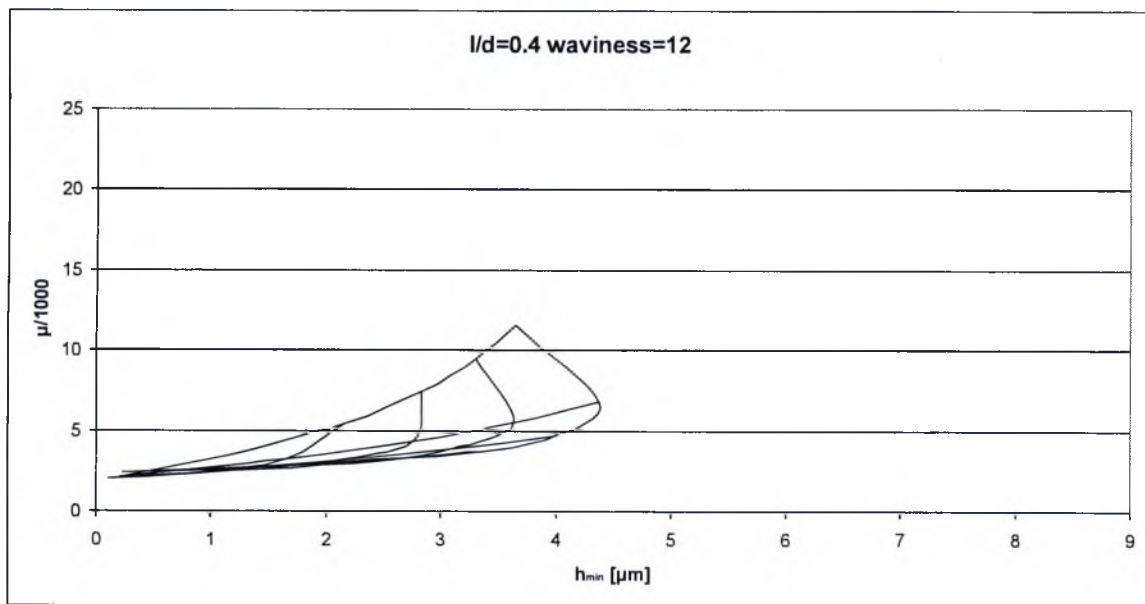
1.2.4



1.2.5

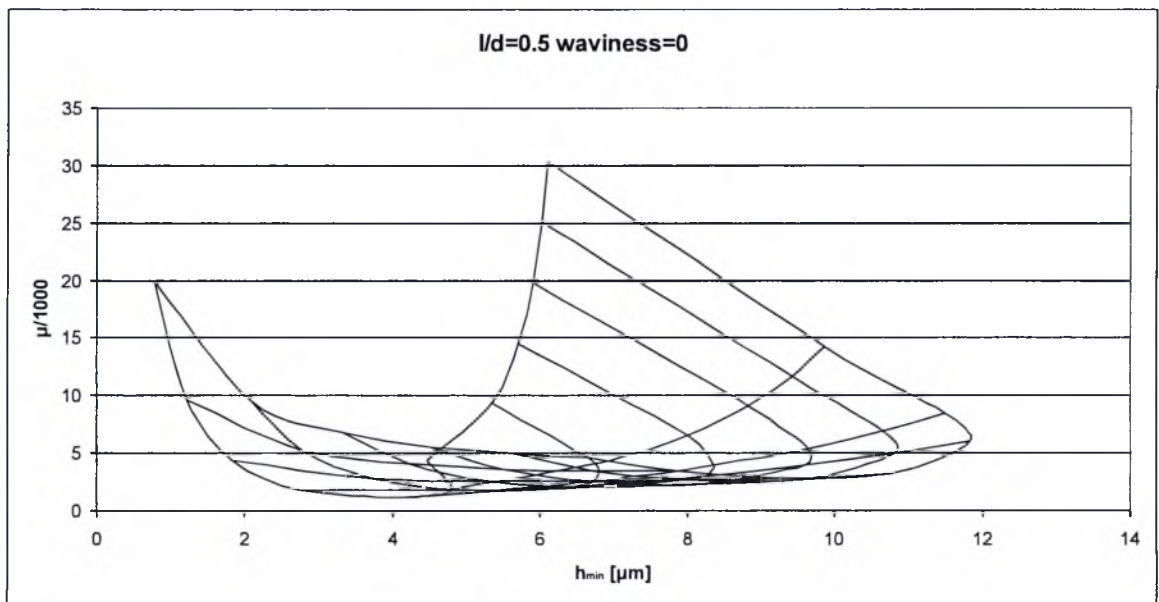


1.2.6

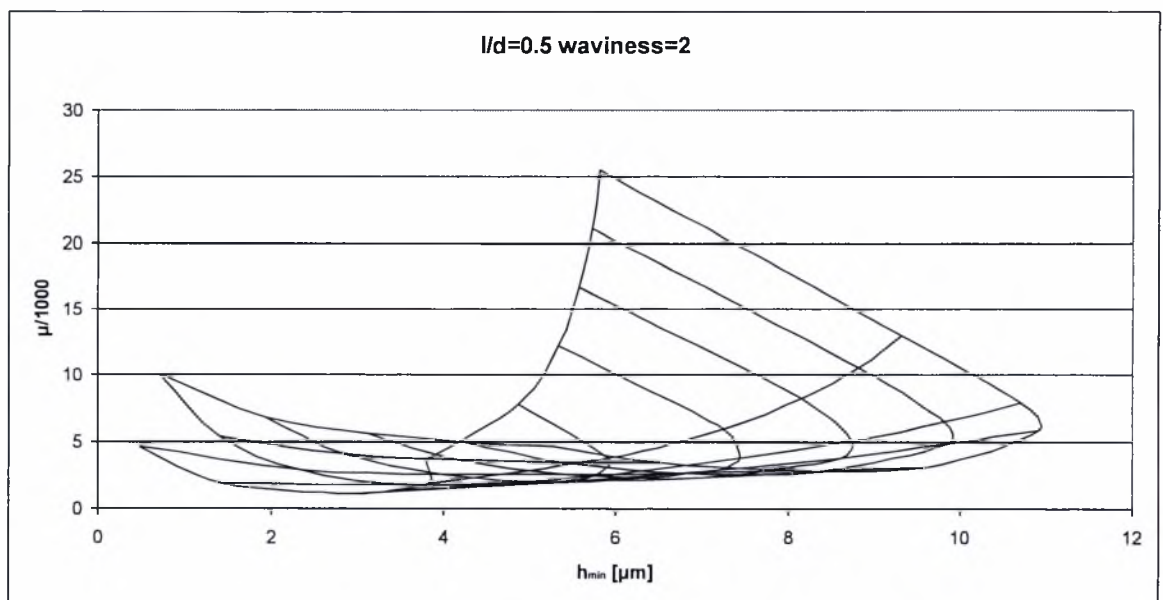


1.2.7



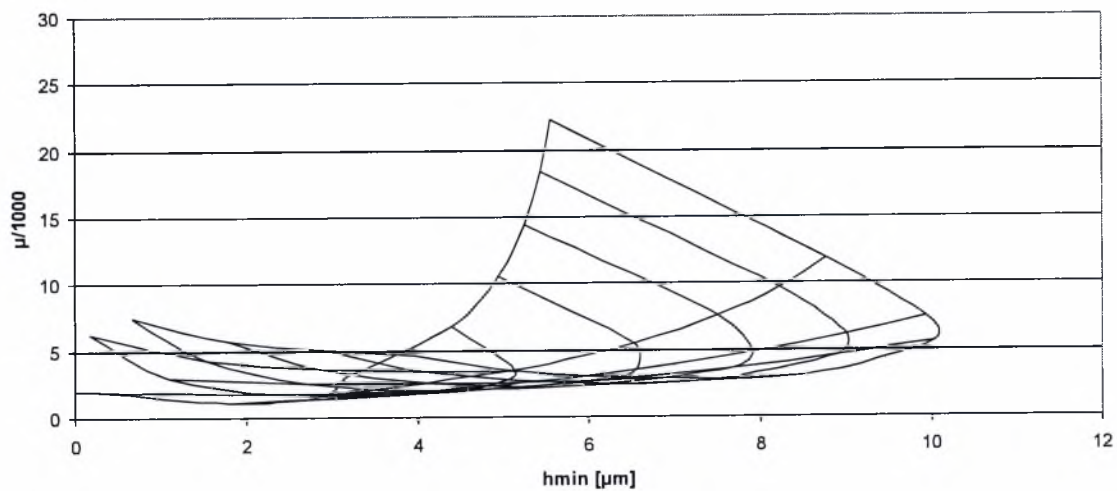


1.3.1



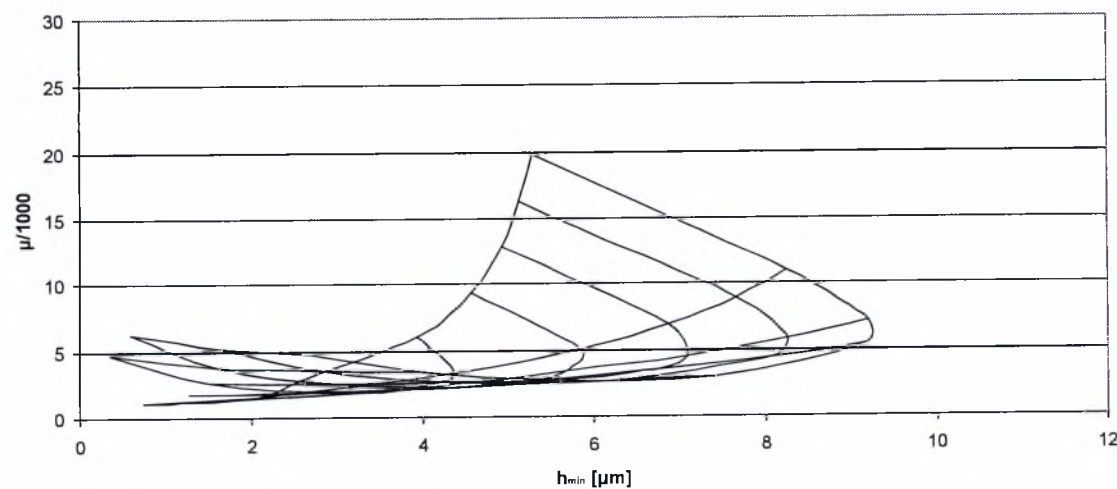
1.3.2

$l/d=0.5$ waviness=4

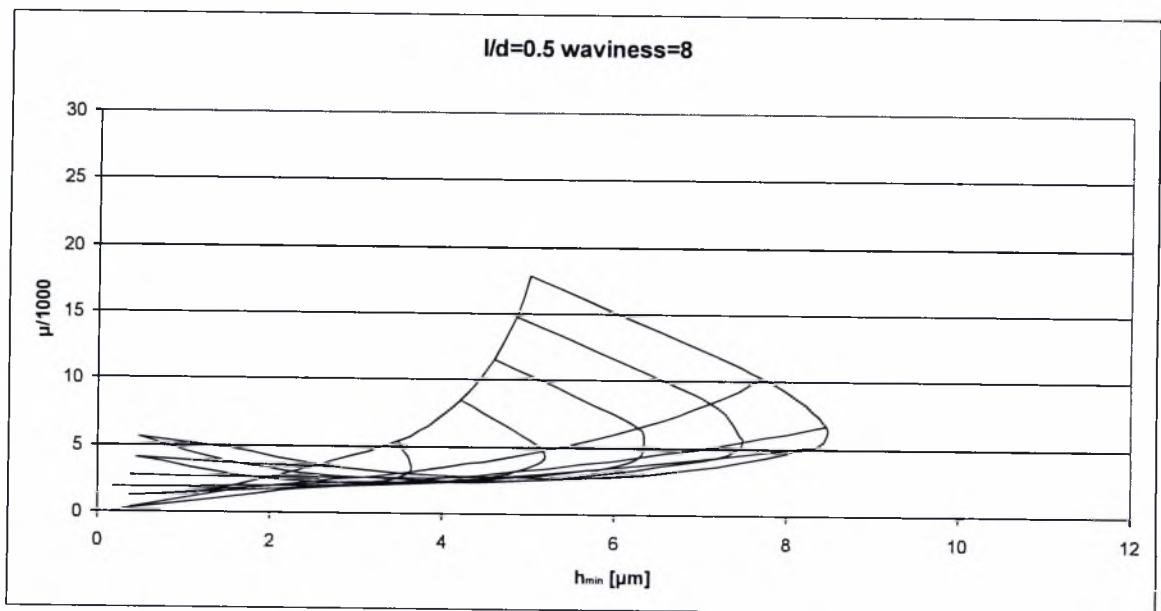


1.3.3

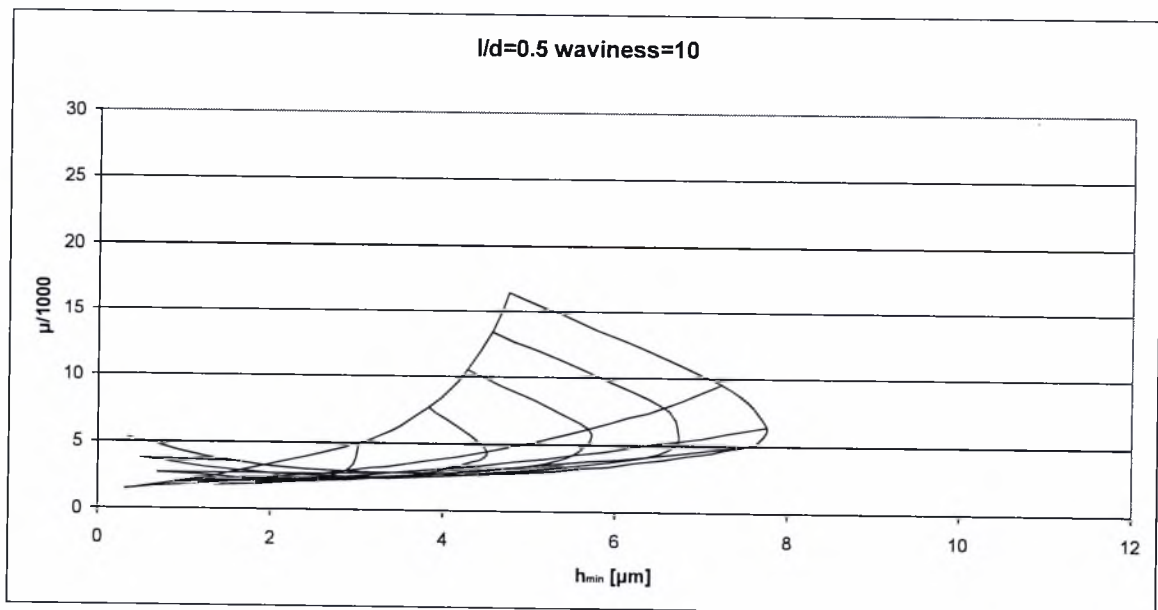
$l/d=0.5$ waviness=6



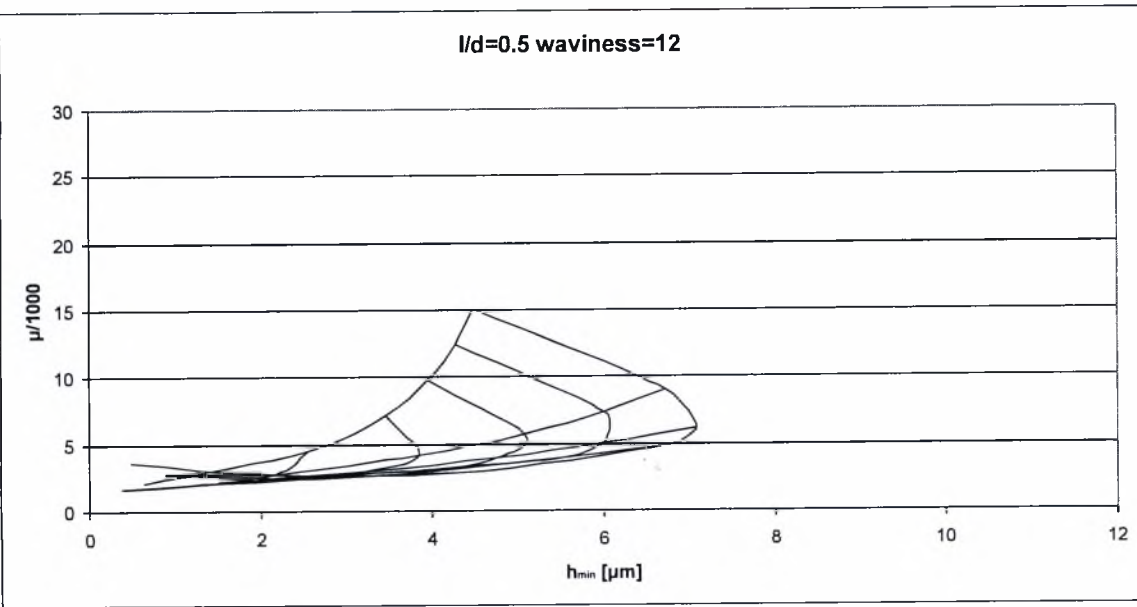
1.3.4



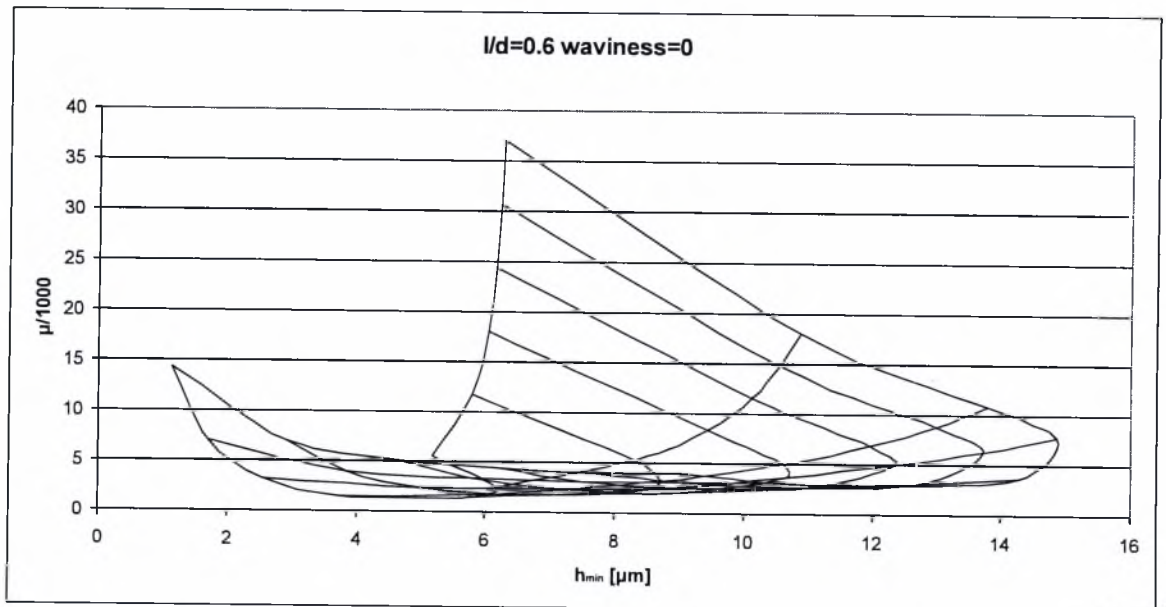
1.3.5



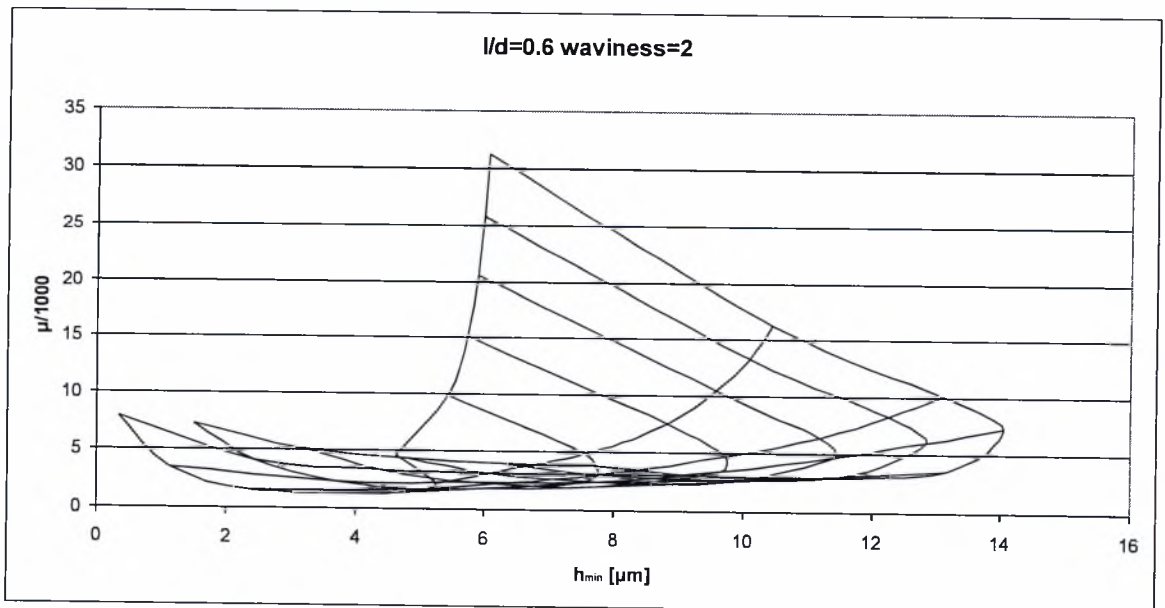
1.3.6



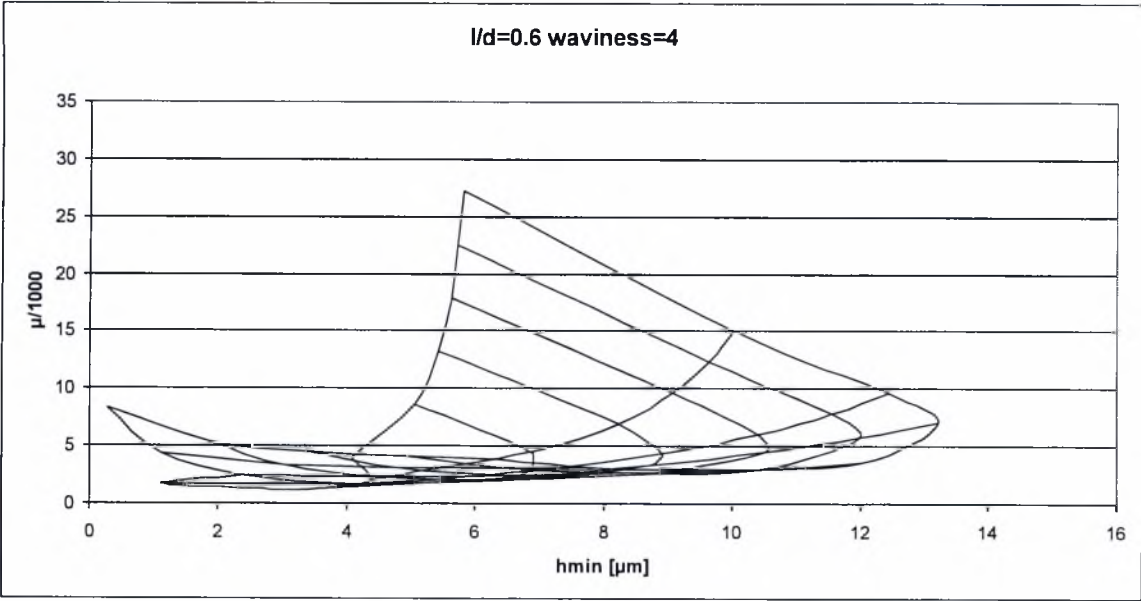
1.3.7



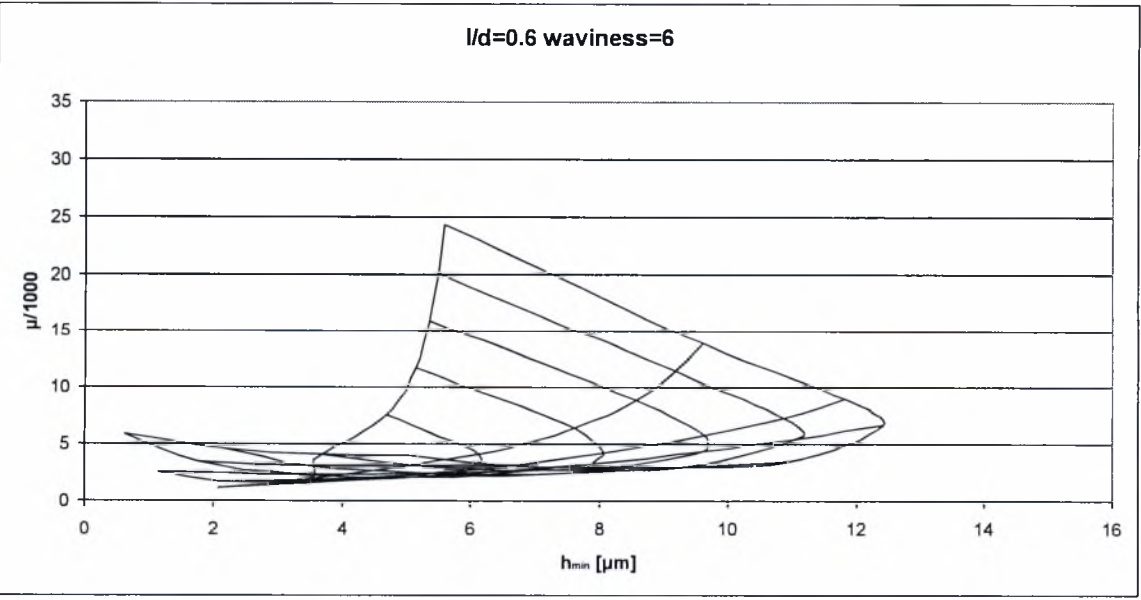
1.4.1



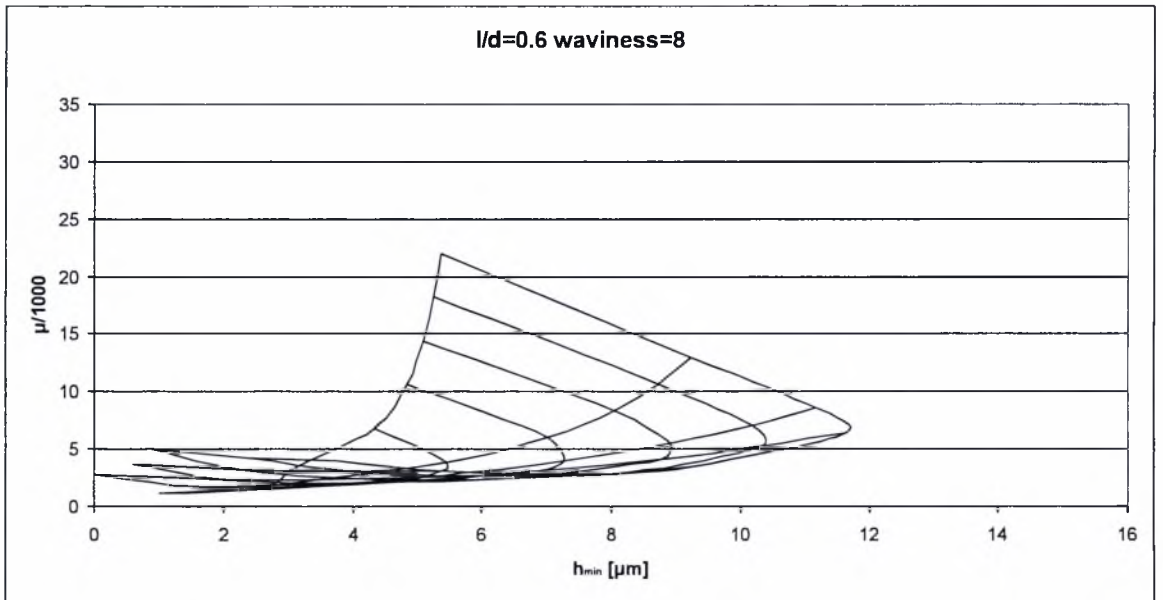
1.4.2



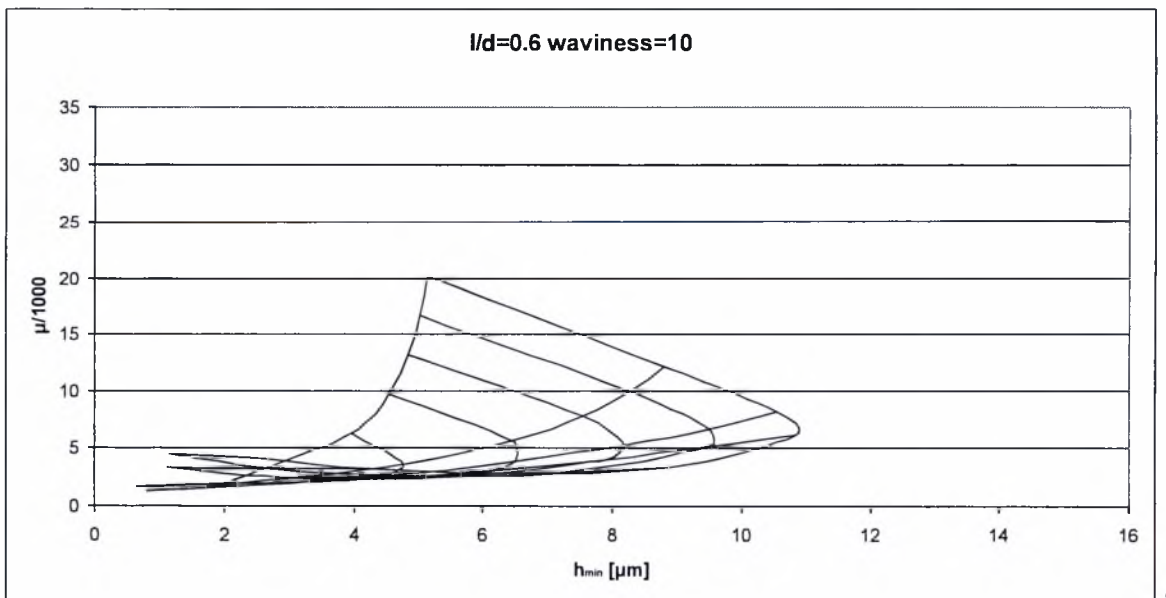
1.4.3



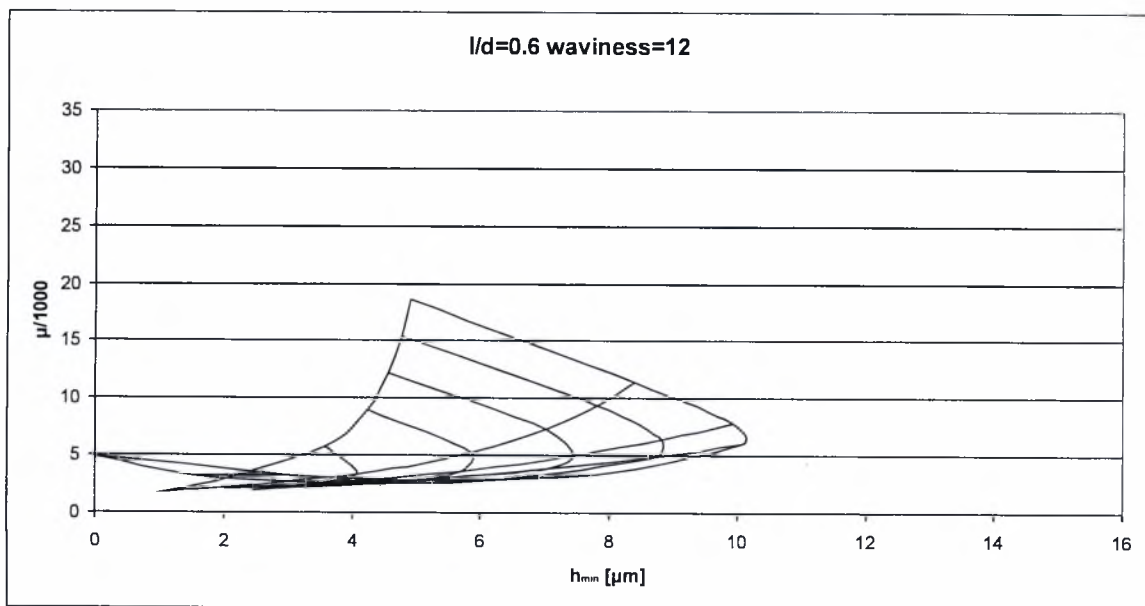
1.4.4



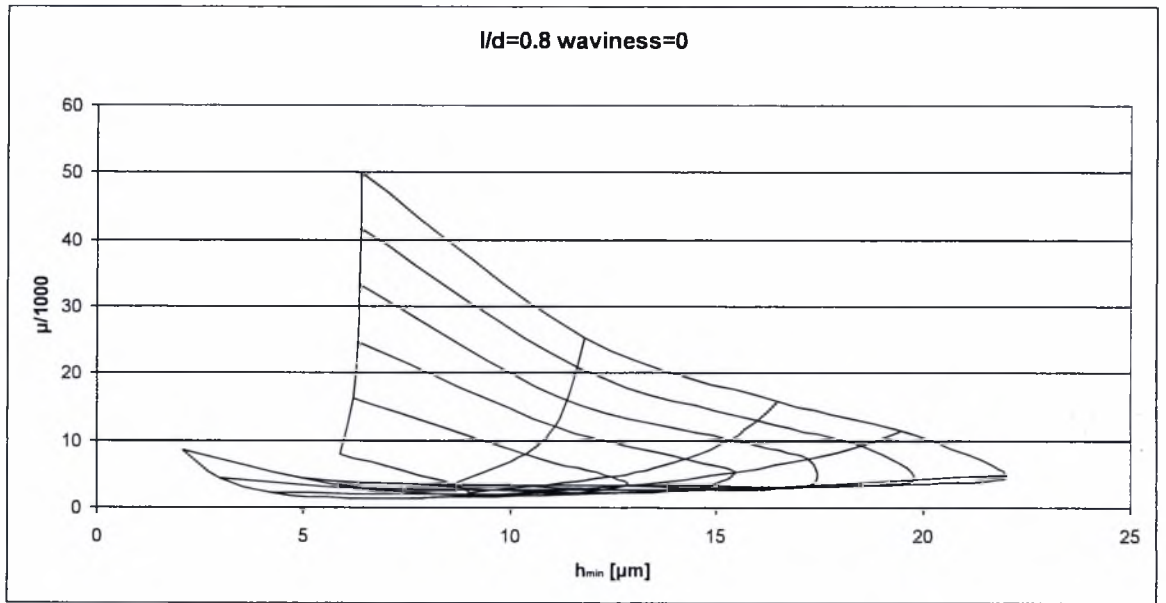
1.4.5



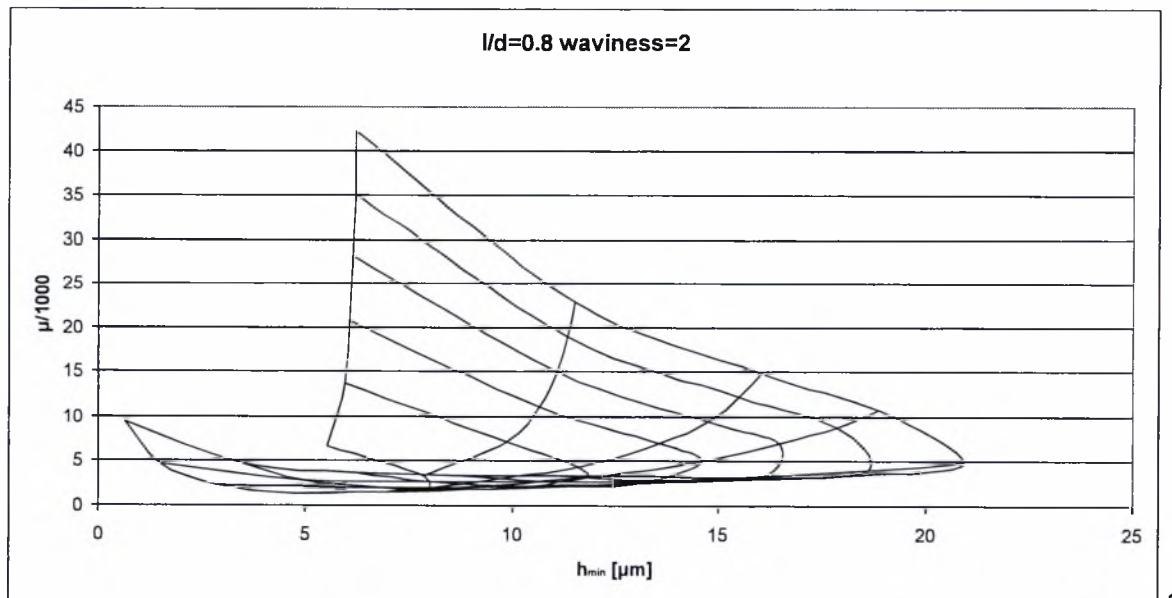
1.4.6



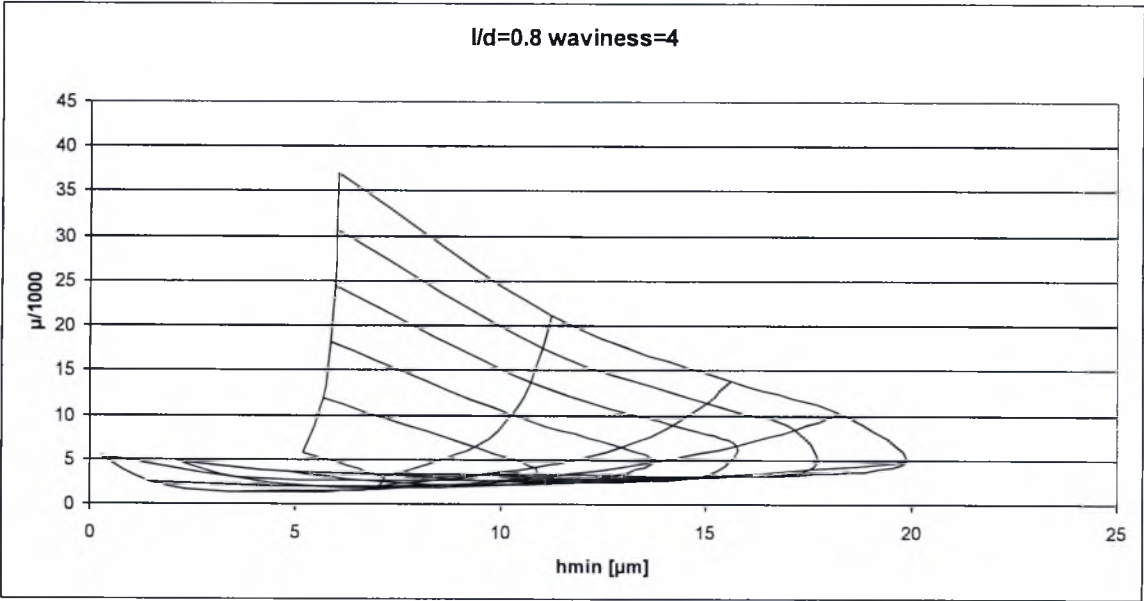
1.4.7



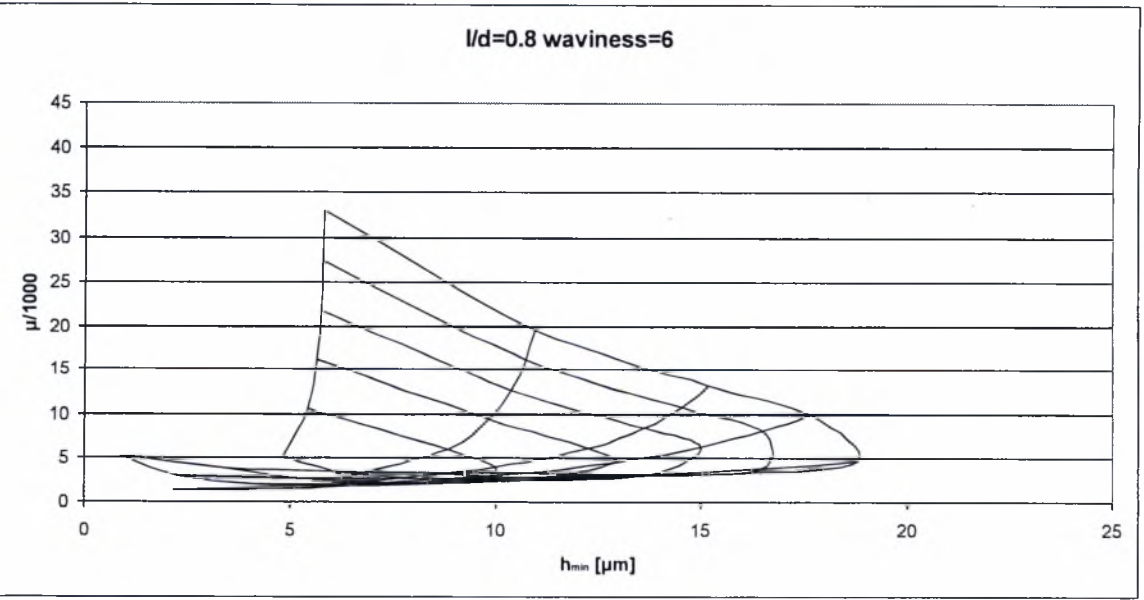
1.5.1



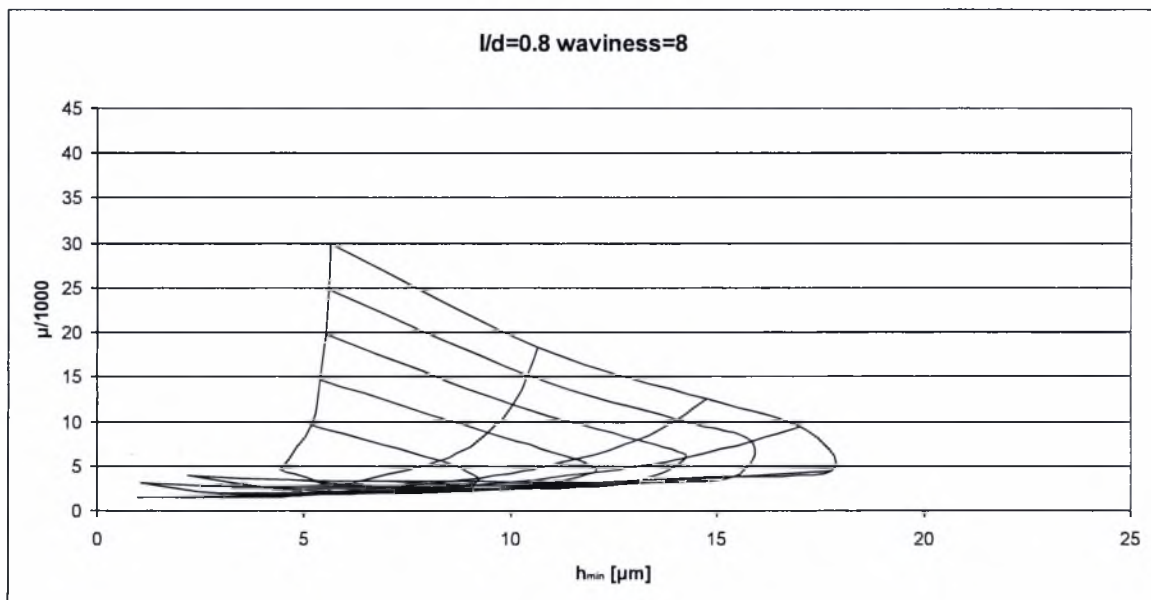
1.5.2



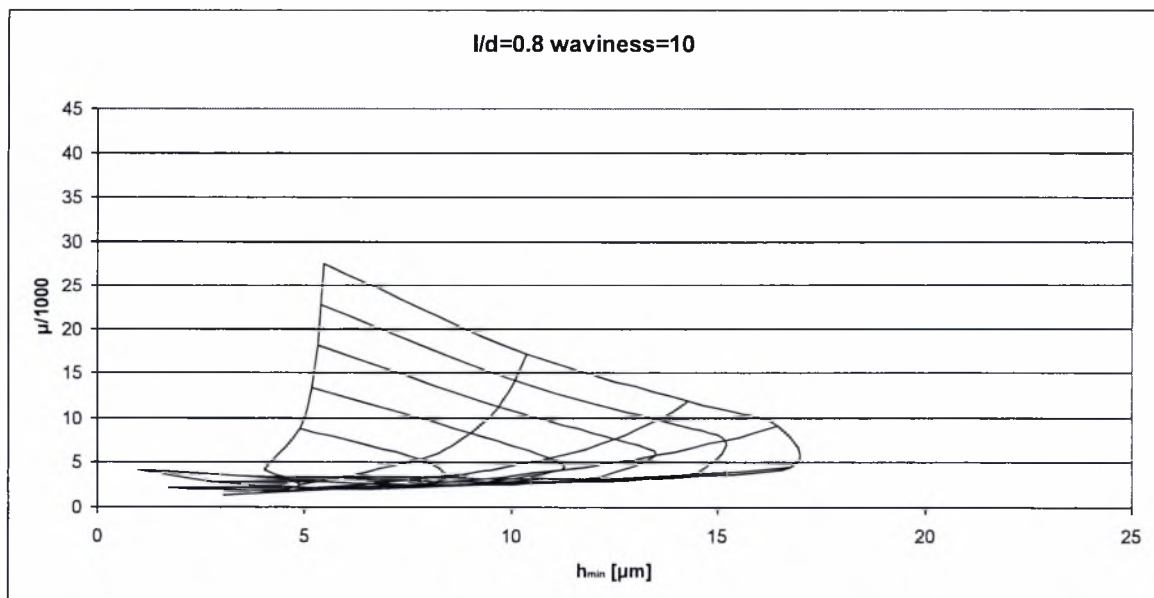
1.5.3



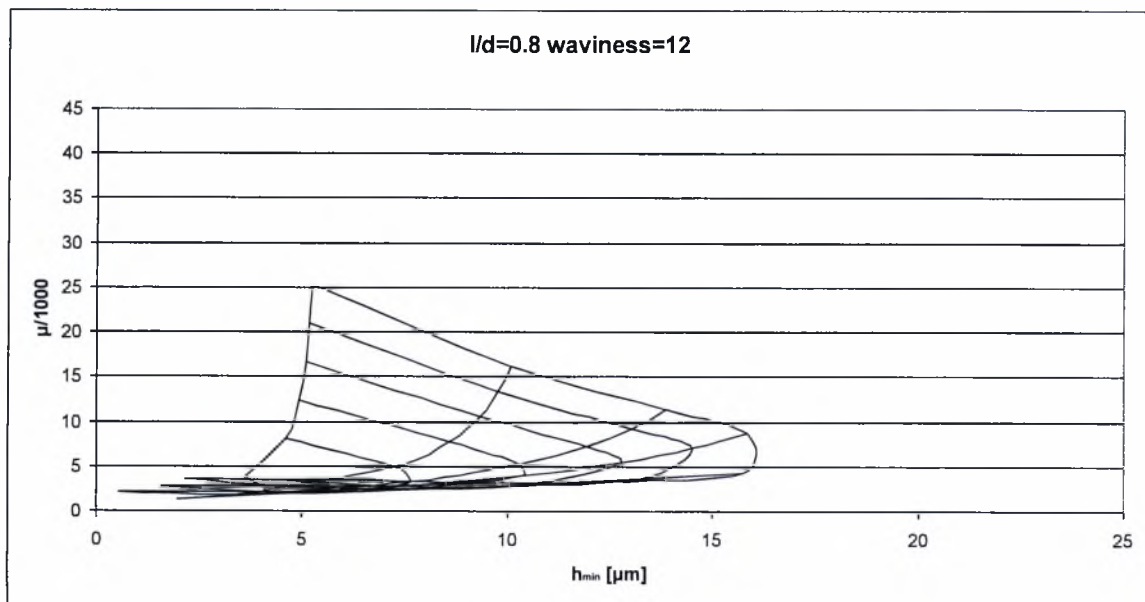
1.5.4



1.5.5



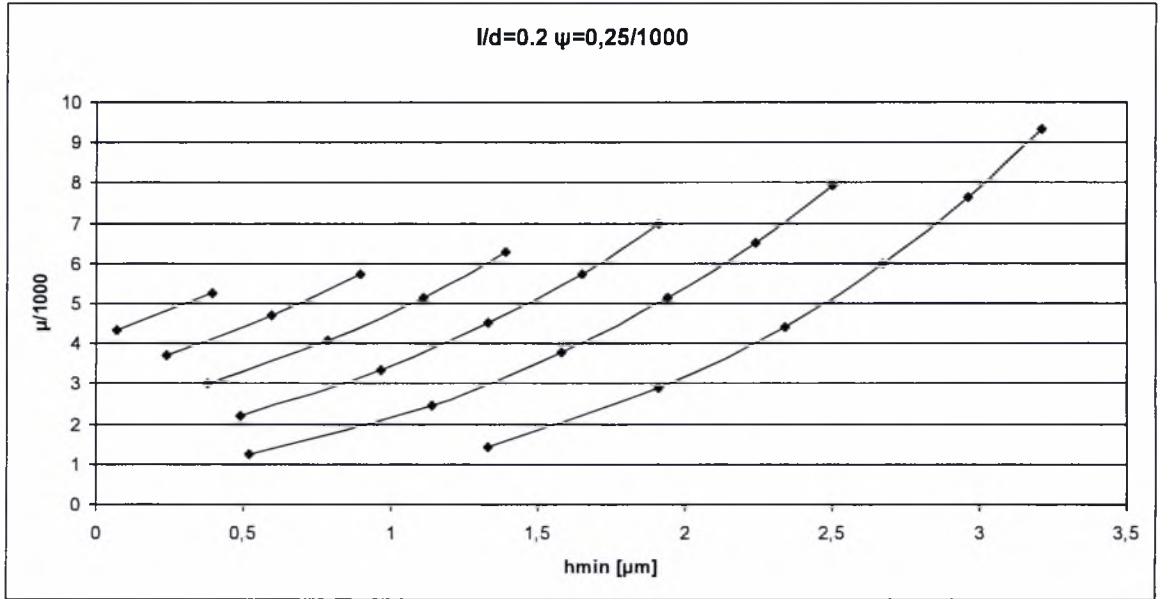
1.5.6



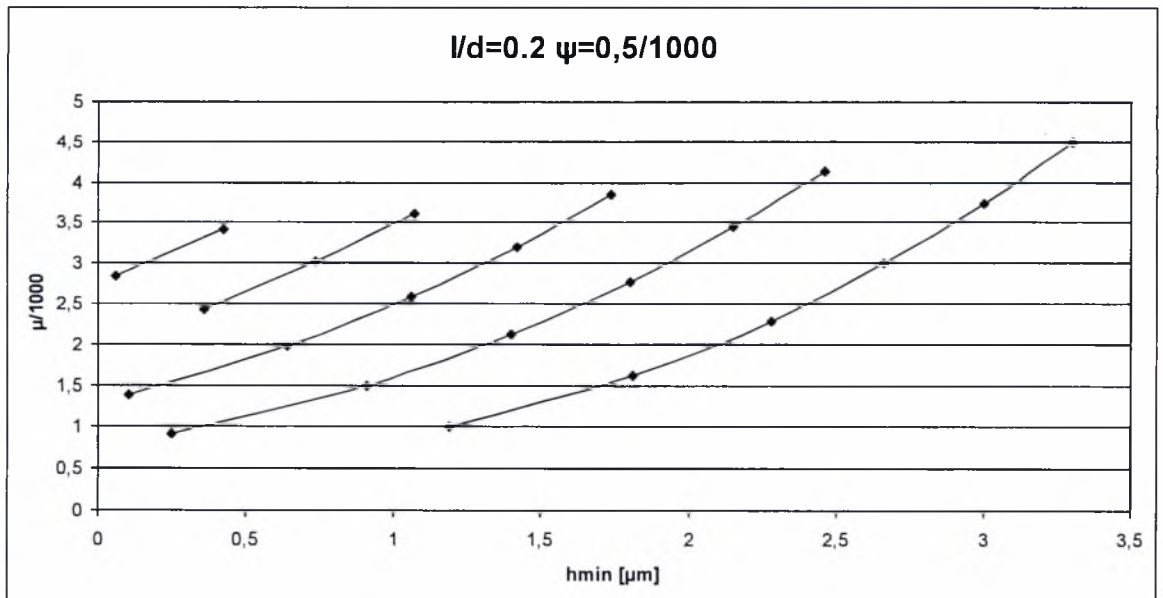
1.5.7

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΧΑΡΗΣ ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗΣ ΚΟΙΛΟΤΗΤΑΣ

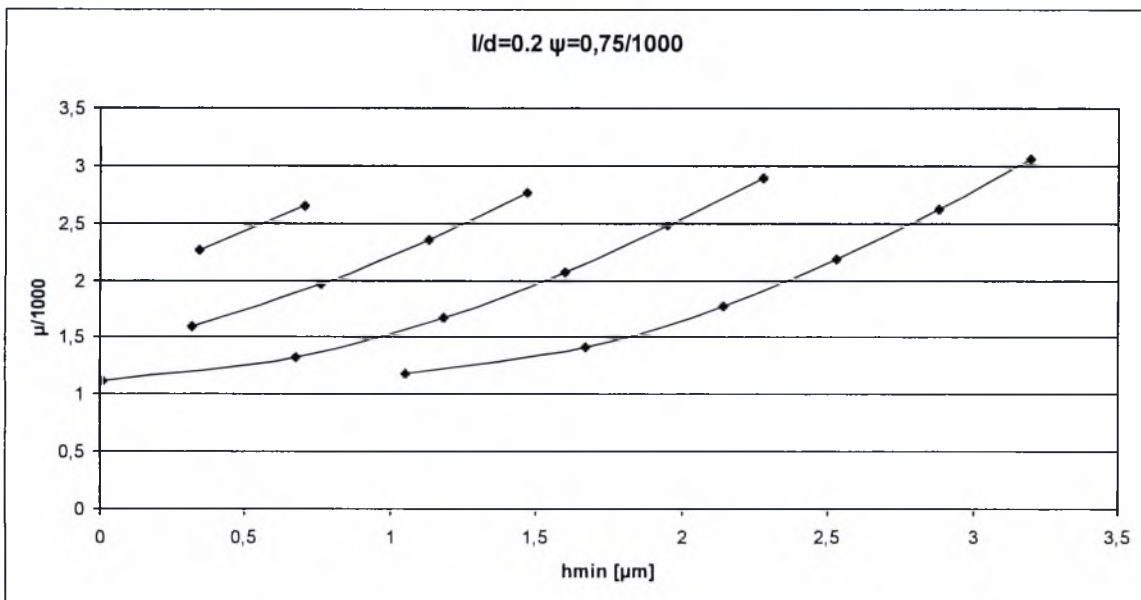
Διαγράμματα μεταβολής του συντελεστή τριβής σε σχέση με το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης για ημιεύρος κυμάτωσης W από 0 έως 12 μm , τιμές χαρακτηριστικής λειτουργίας $\eta U/w$ από 10 έως 60



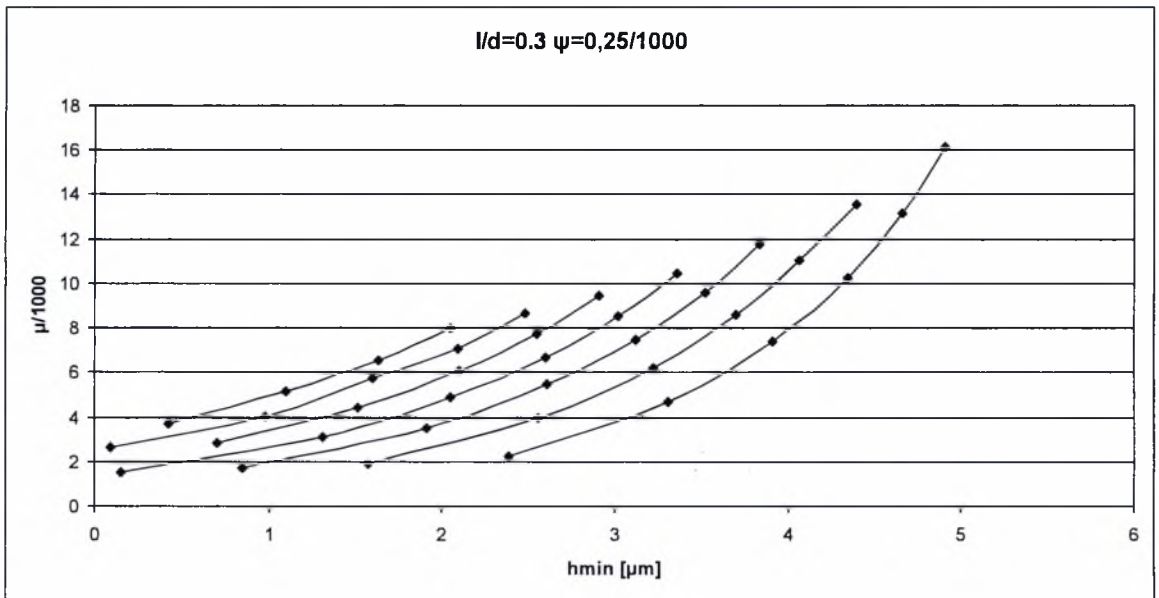
2.1.1



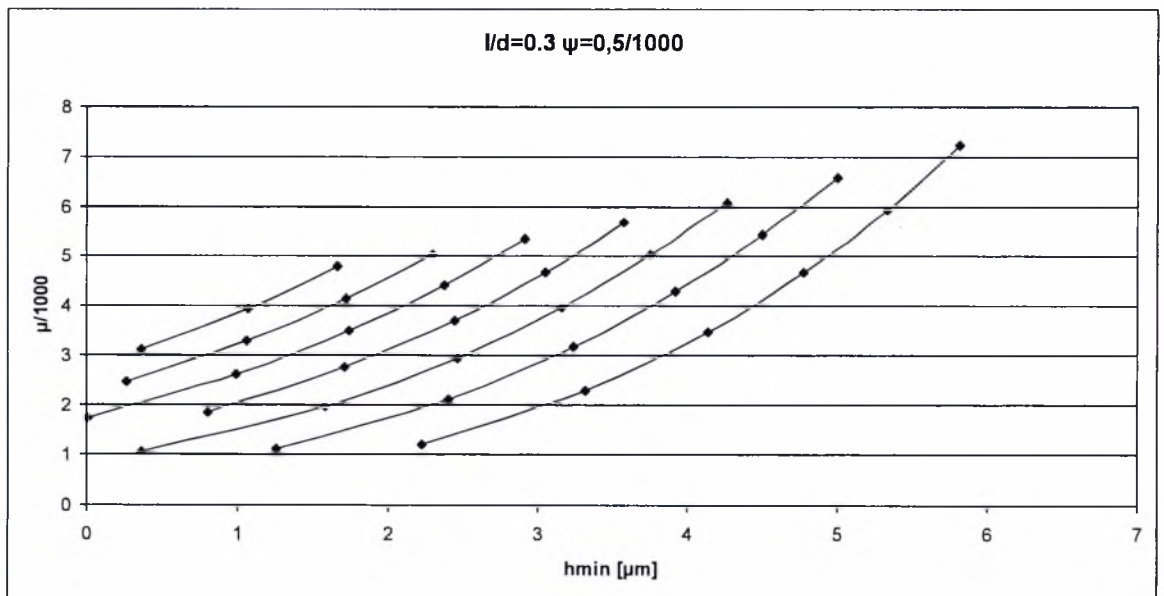
2.1.2



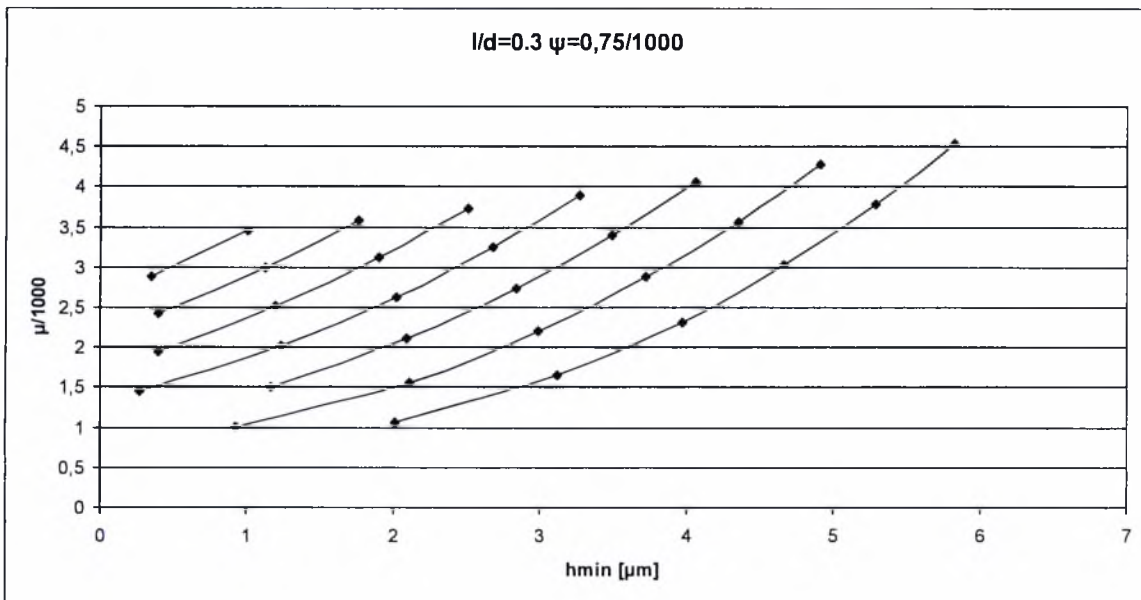
2.1.3



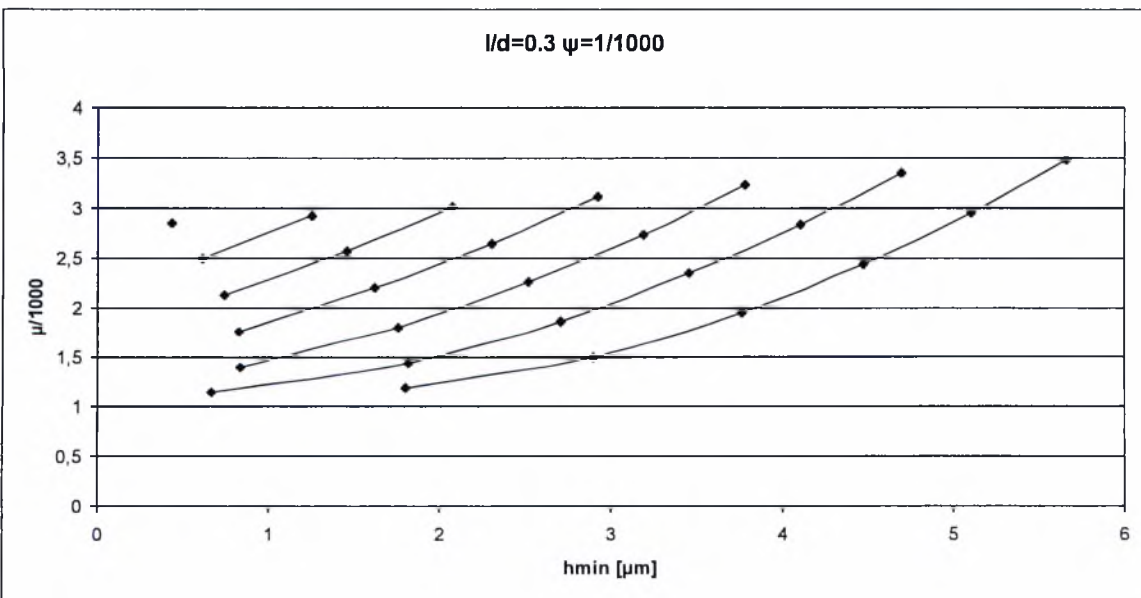
2.2.1



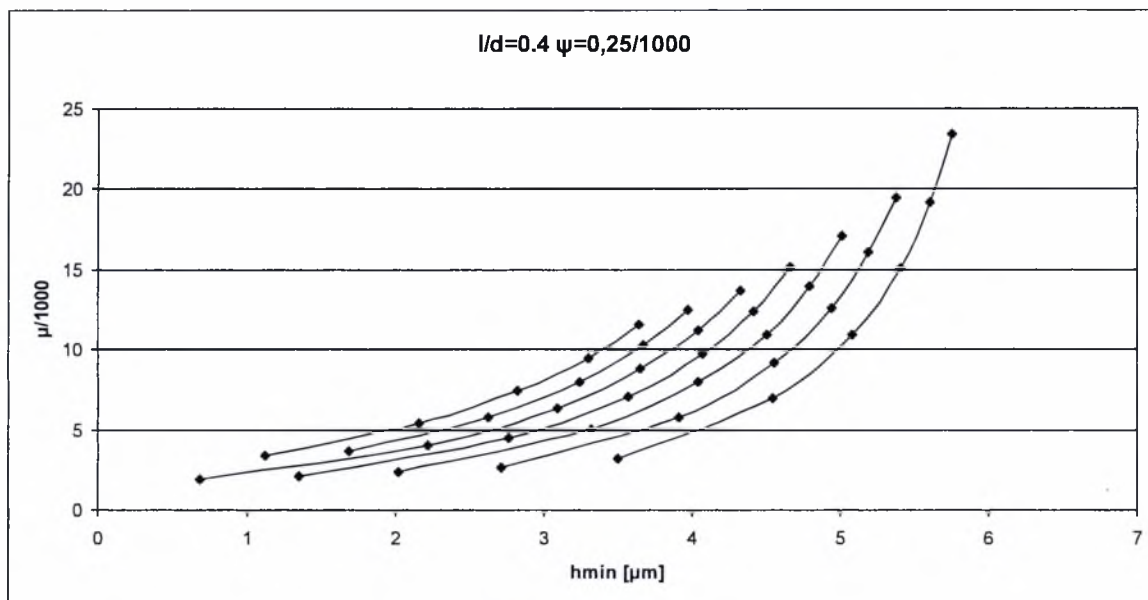
2.2.2



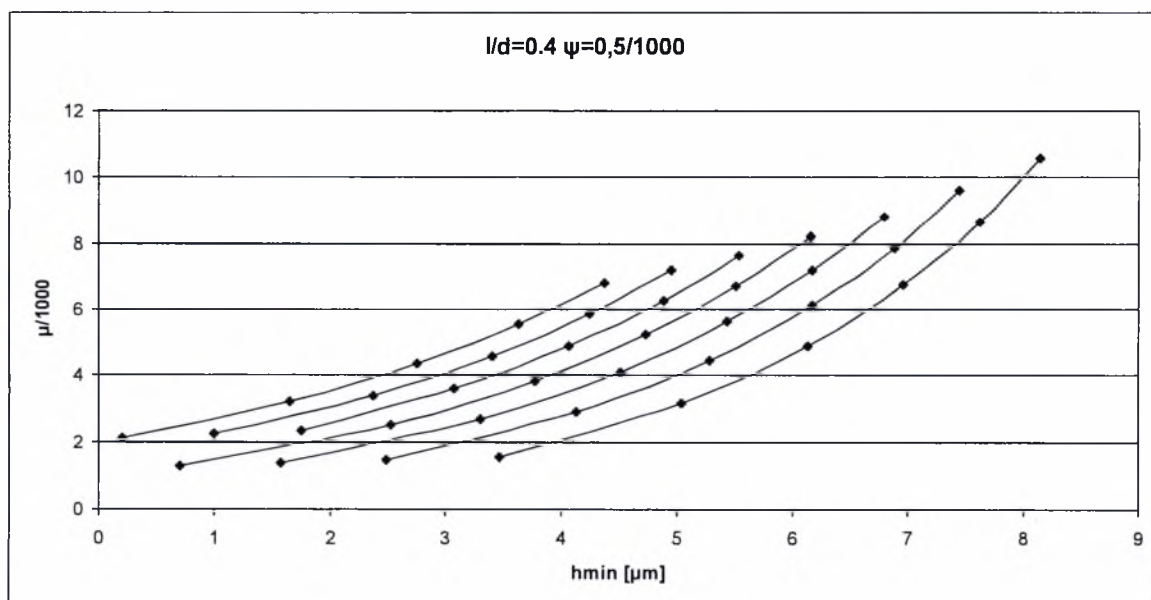
2.2.3



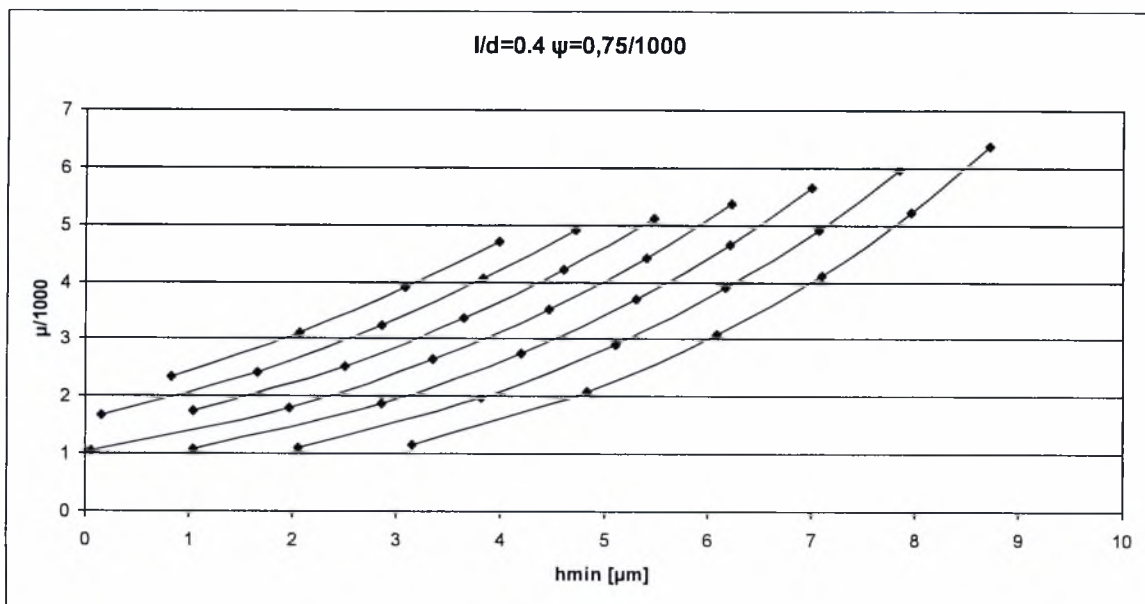
2.2.4



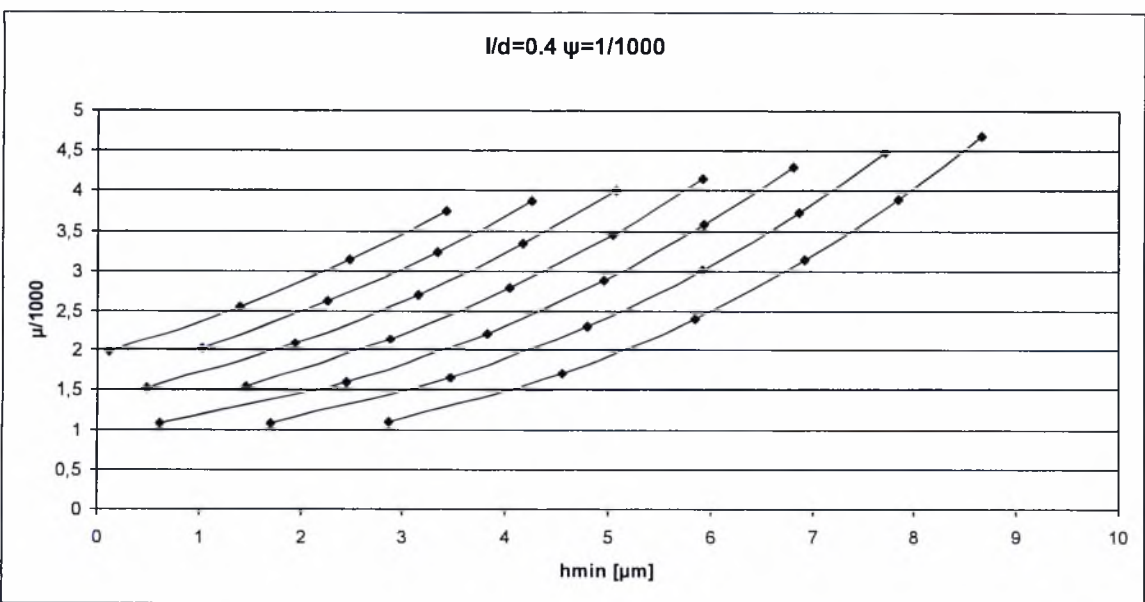
2.3.1



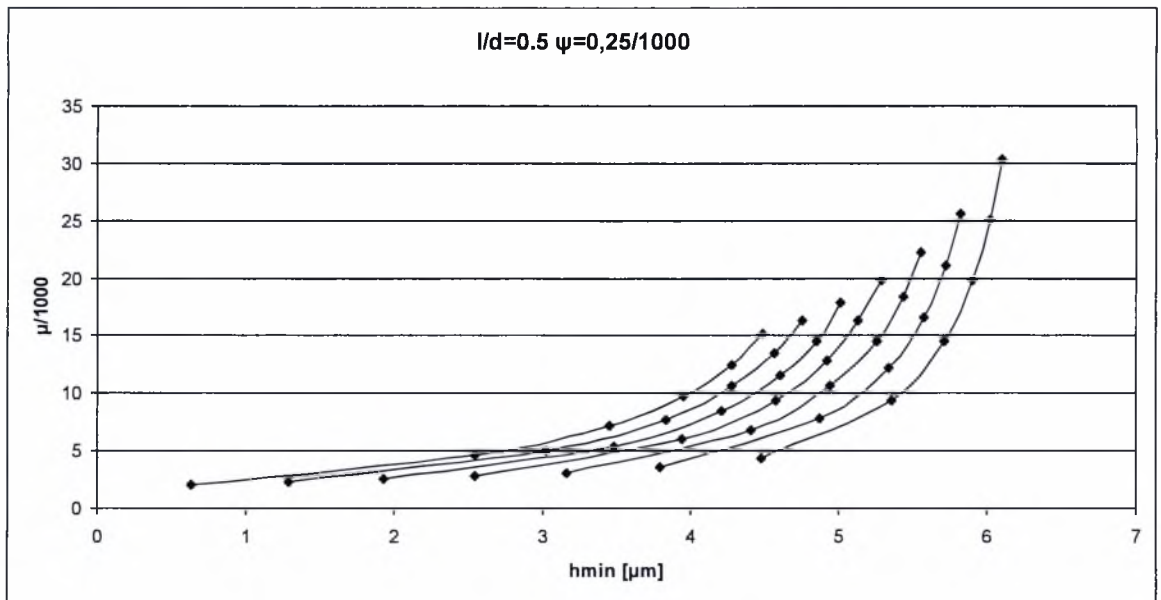
2.3.2



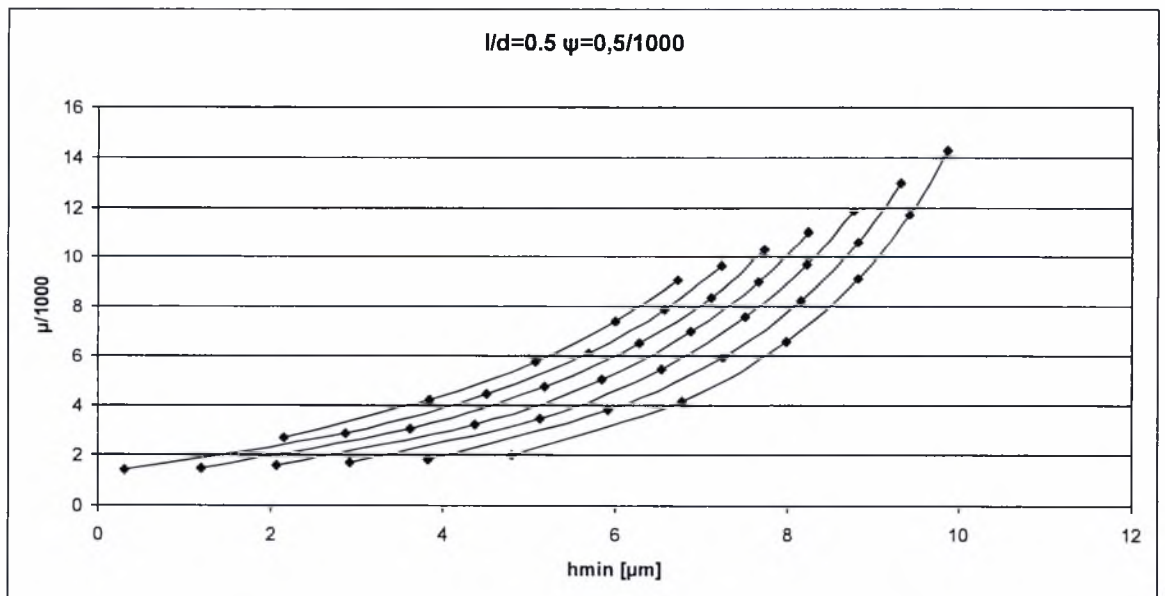
2.3.3



2.3.4

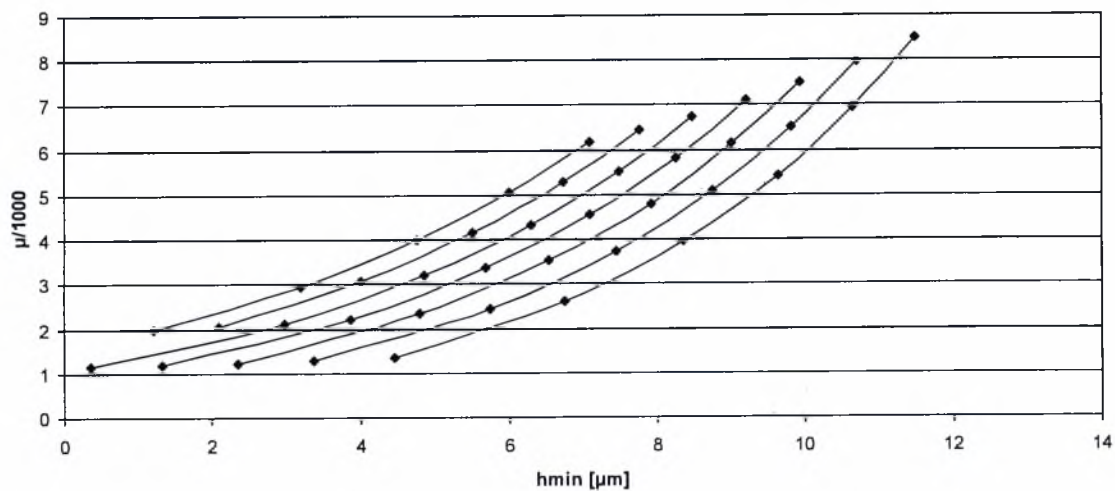


2.4.1



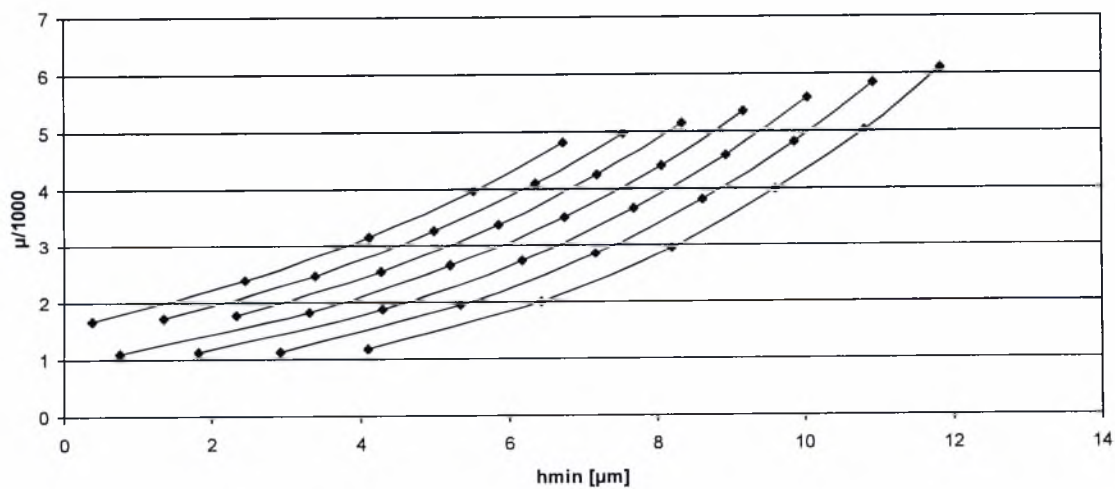
2.4.2

$l/d=0.5 \quad \psi=0,75/1000$

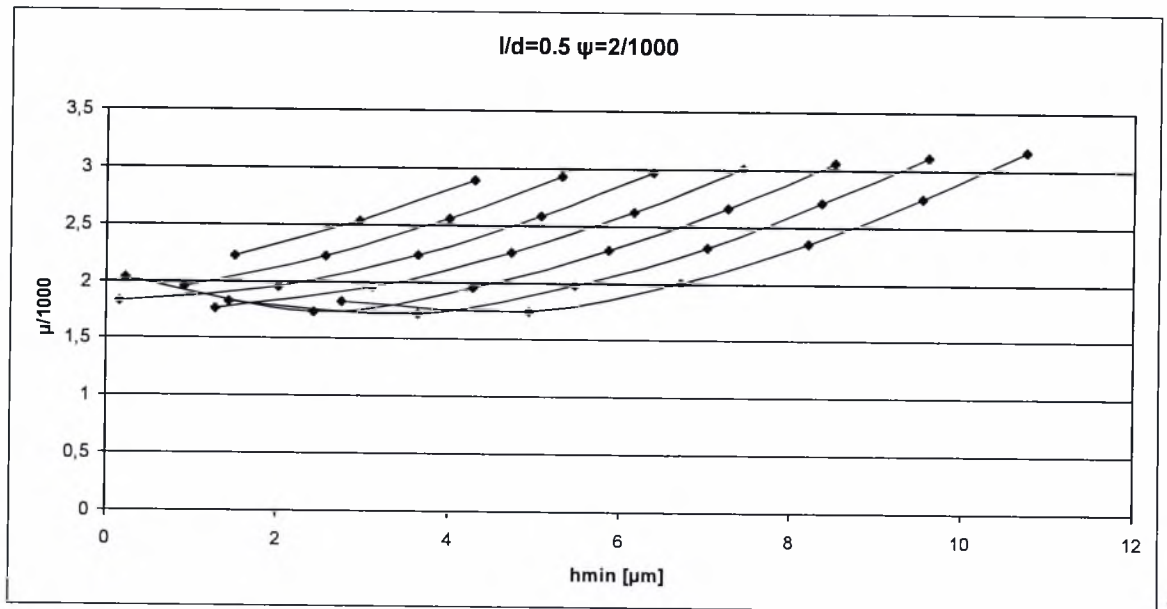


2.4.3

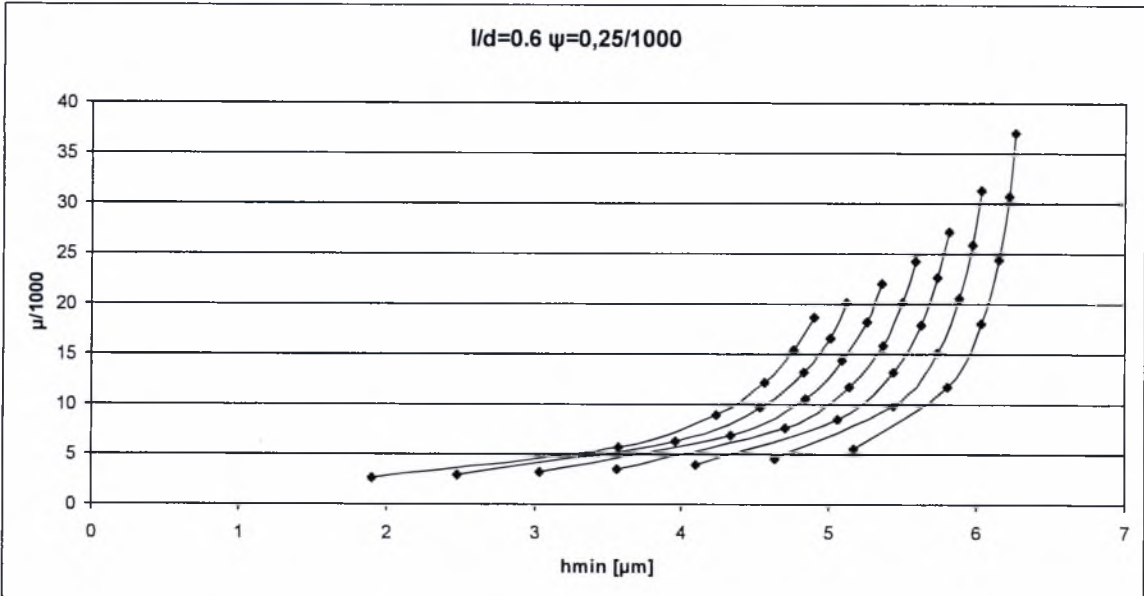
$l/d=0.5 \quad \psi=1/1000$



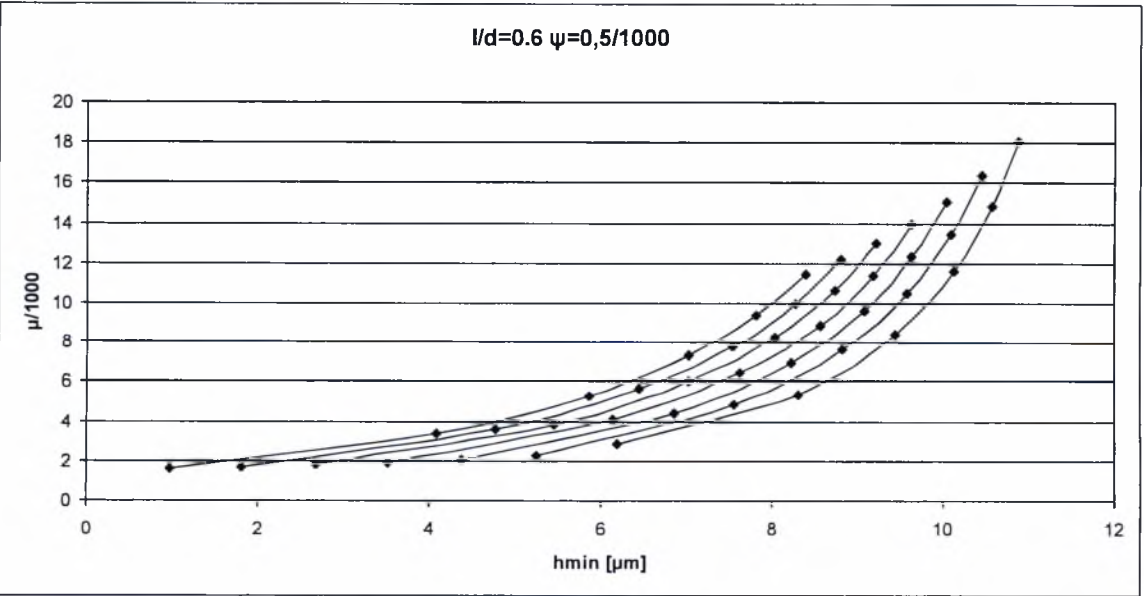
2.4.4



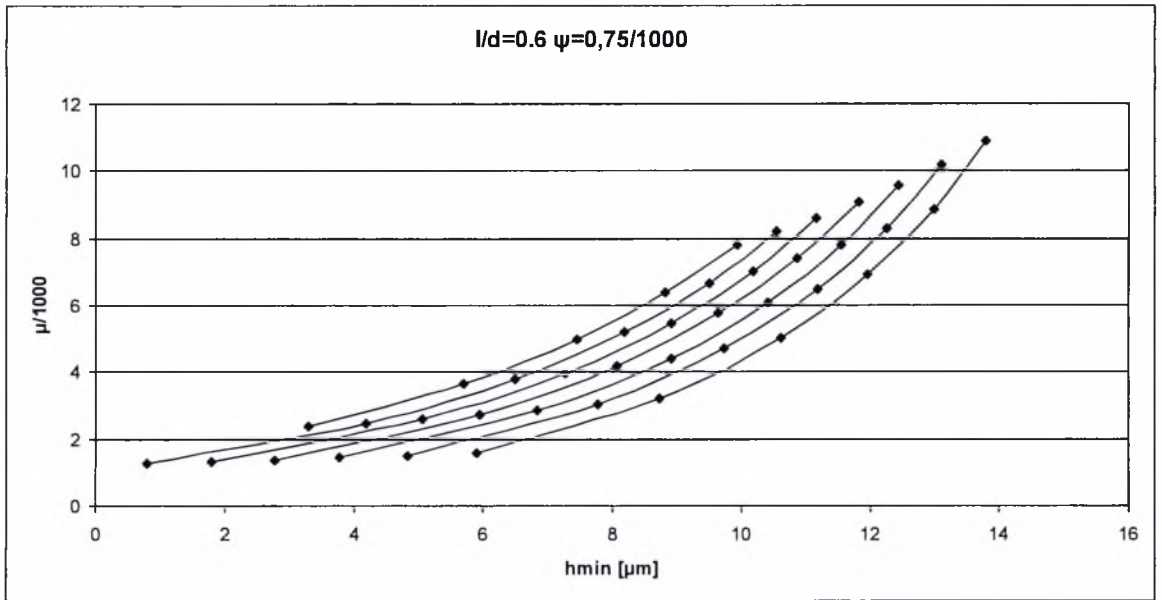
2.4.5



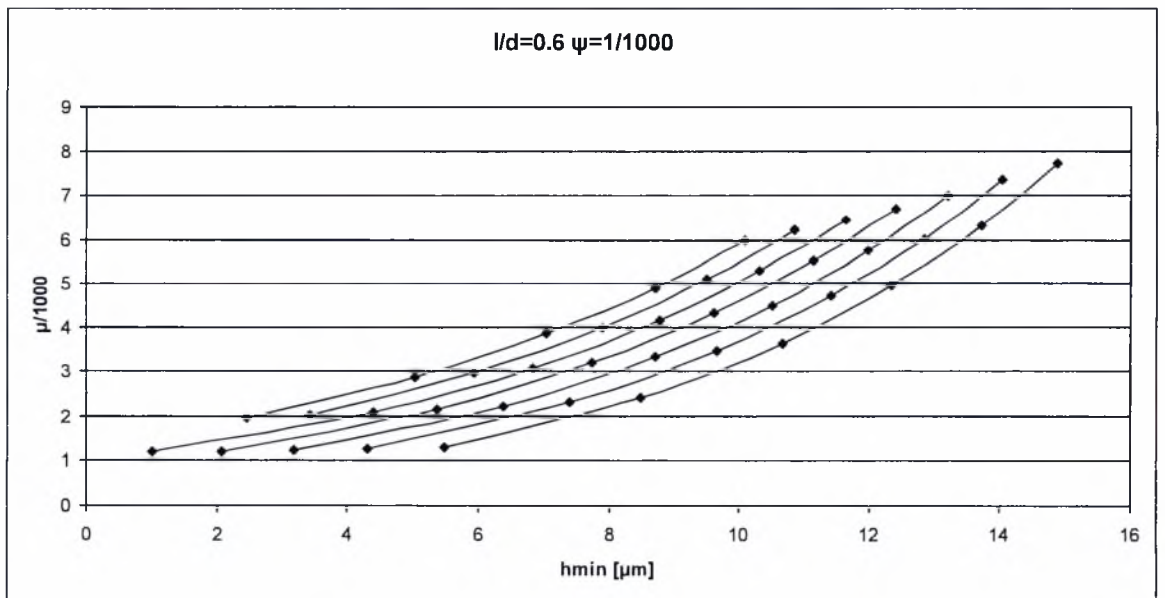
2.5.1



2.5.2

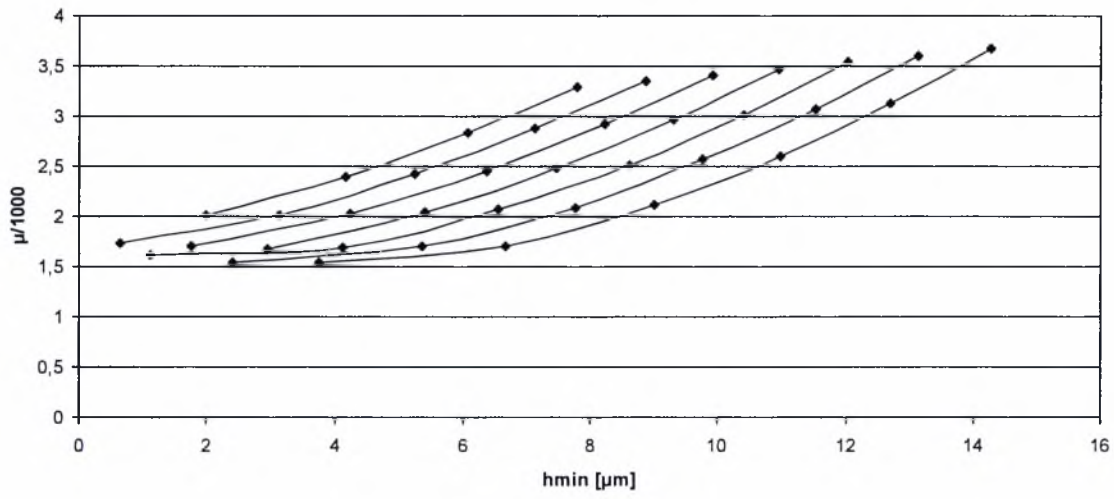


2.5.3

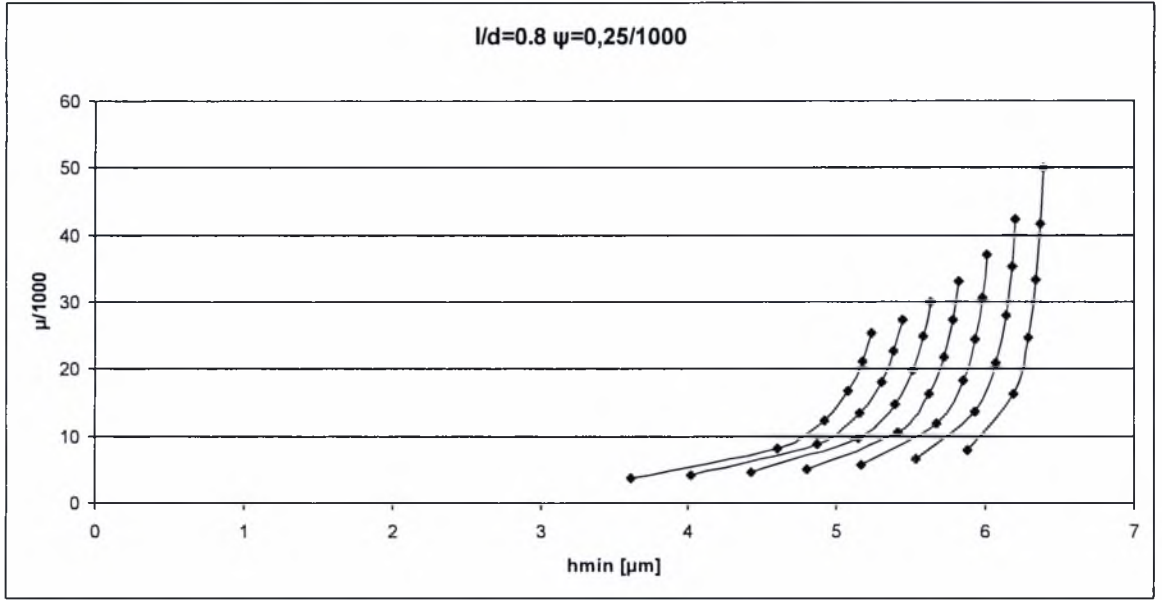


2.5.4

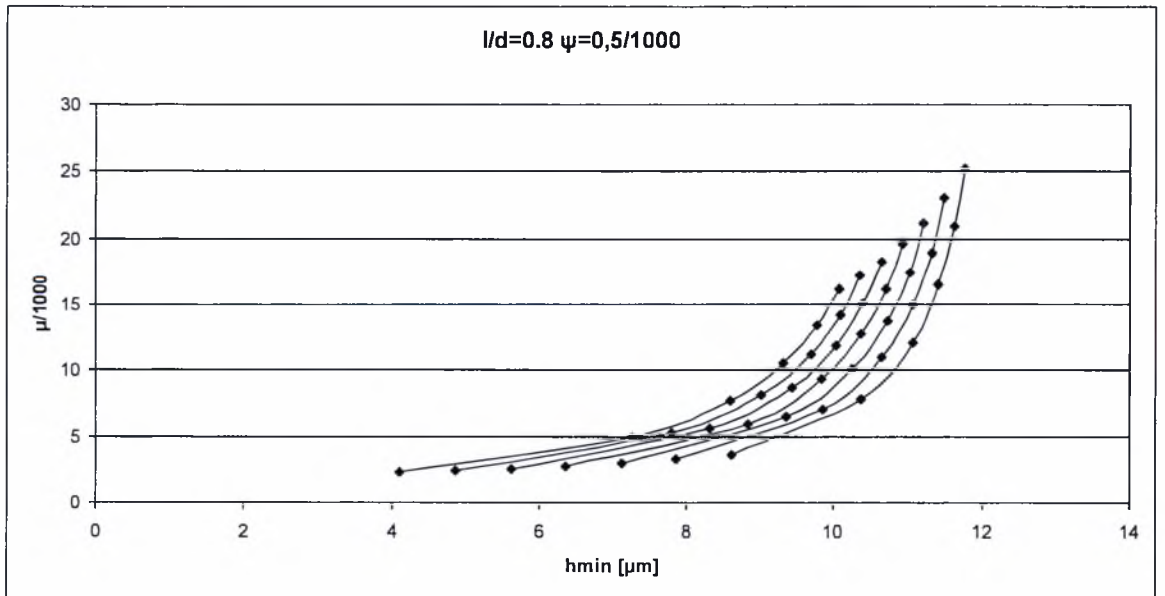
$l/d=0.6 \quad \psi=2/1000$



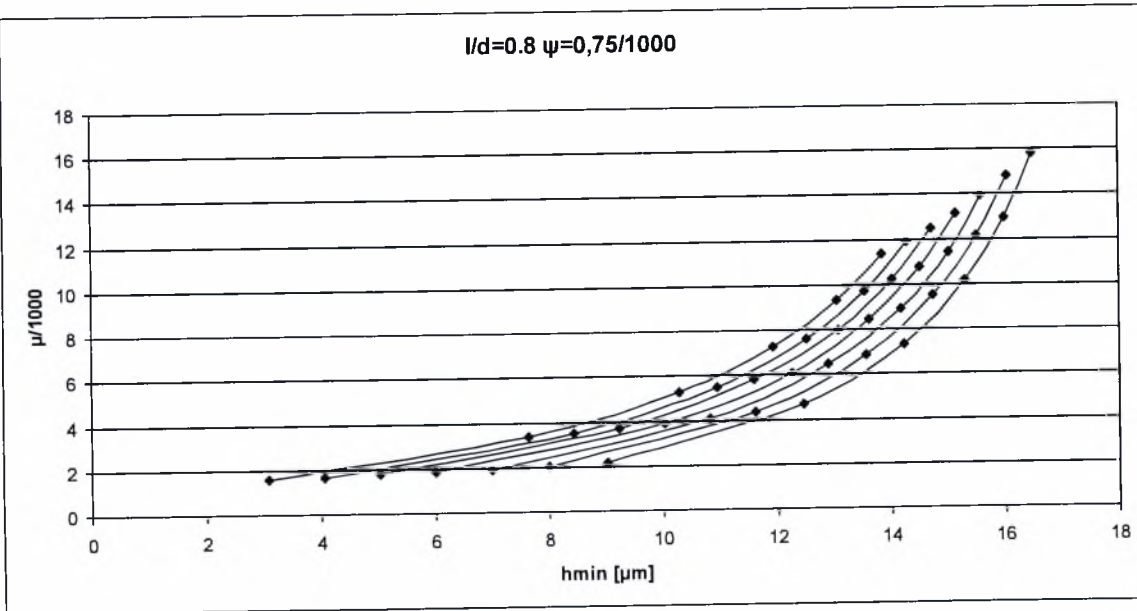
2.5.5



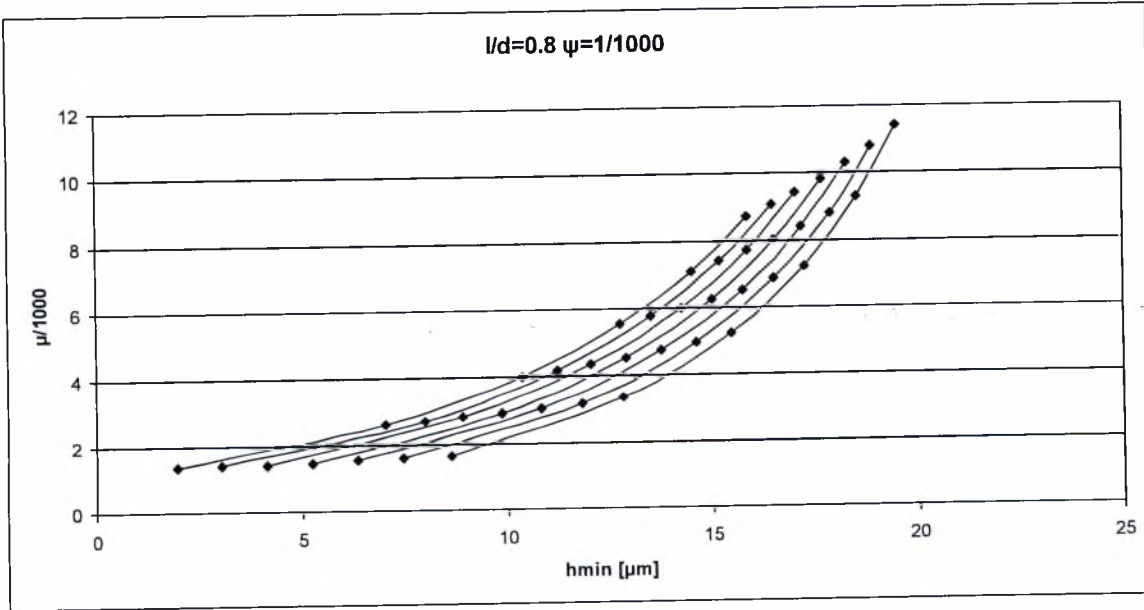
2.6.1



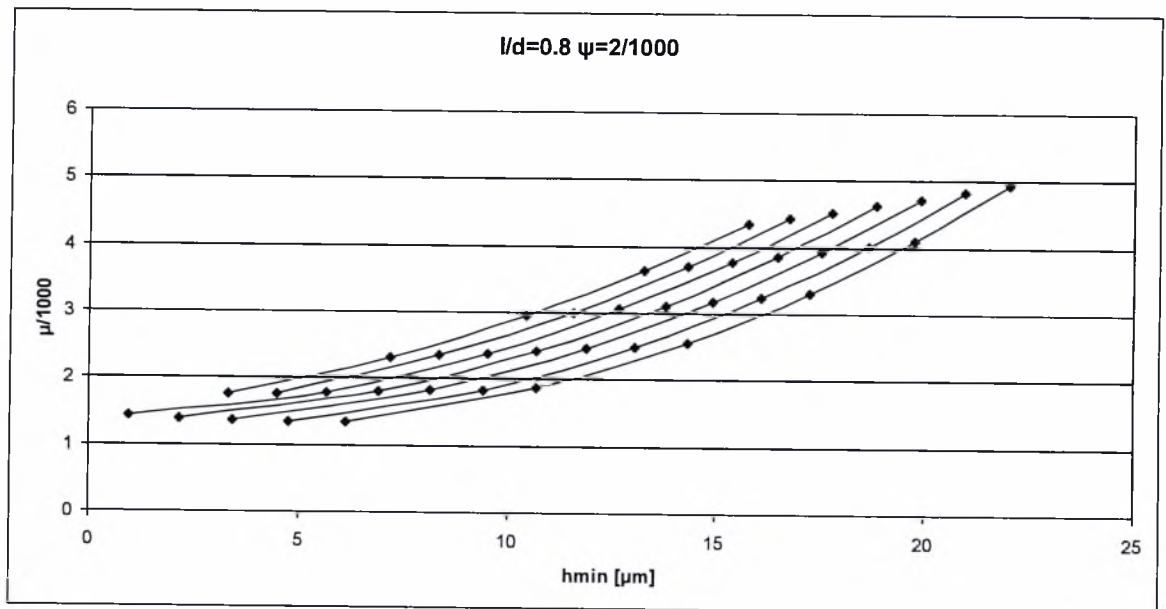
2.6.2



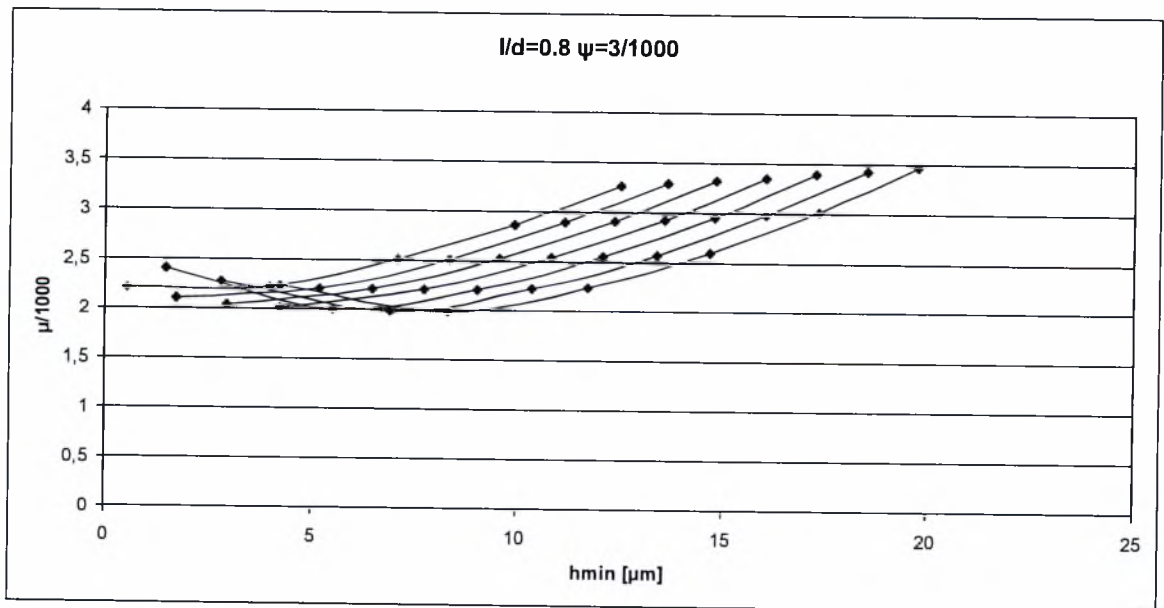
2.6.3



2.6.4



2.6.5

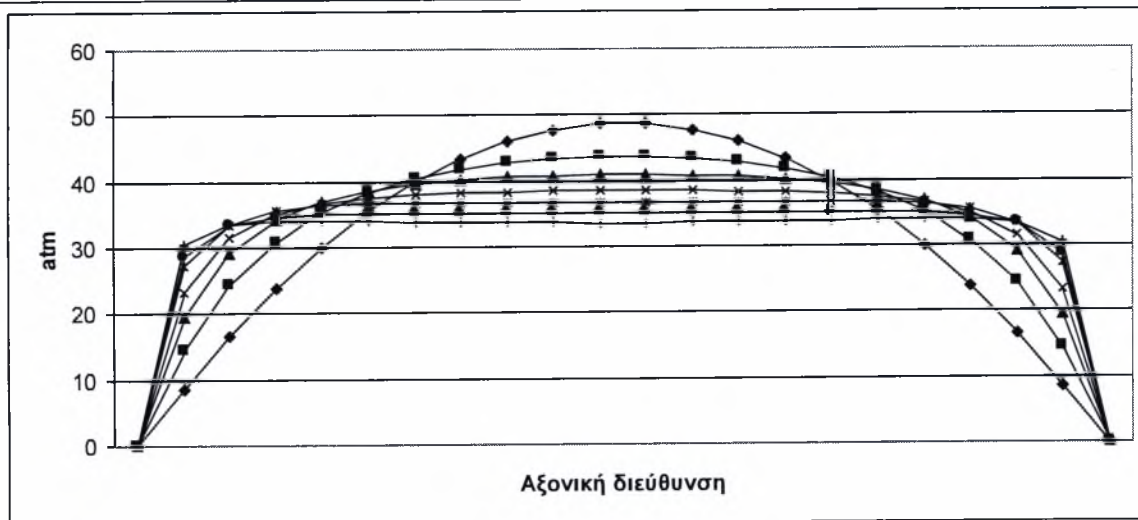


2.6.6

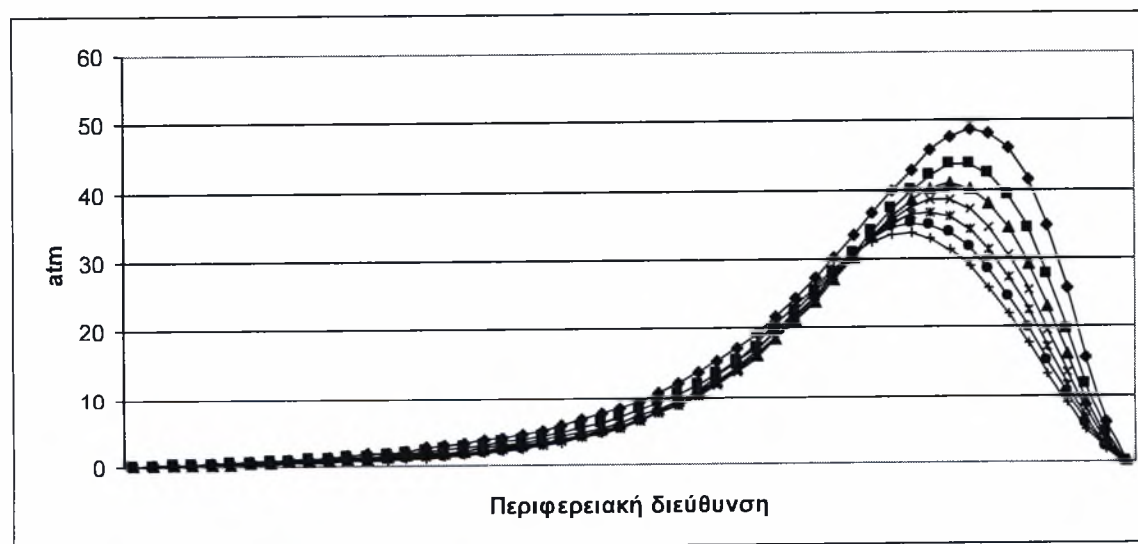
ΚΑΤΑΝΟΜΕΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΚΟΙΛΟΥ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΕΔΡΑΝΟΥ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

$L/d=0.2$

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.25/1000$



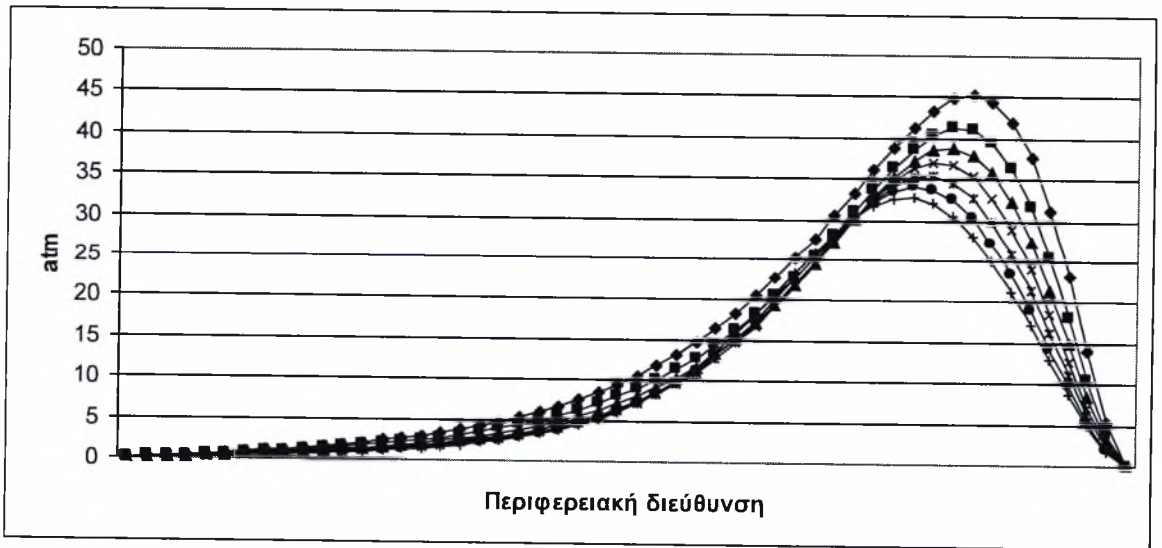
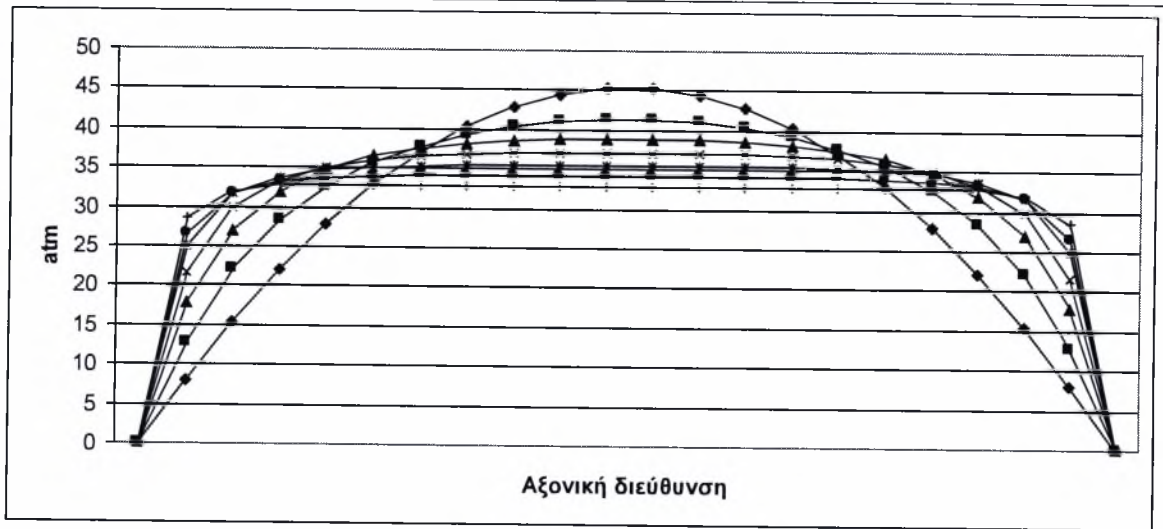
Κατανομή πιέσεων κατά μήκος του εδράνου στην περιοχή μέγιστων τιμών.



Κατανομή πιέσεων κατά την περιφέρεια, στην ενεργό περιοχή του εδράνου, στο μέσο επίπεδο συμμετρίας-περιοχή μέγιστων τιμών.

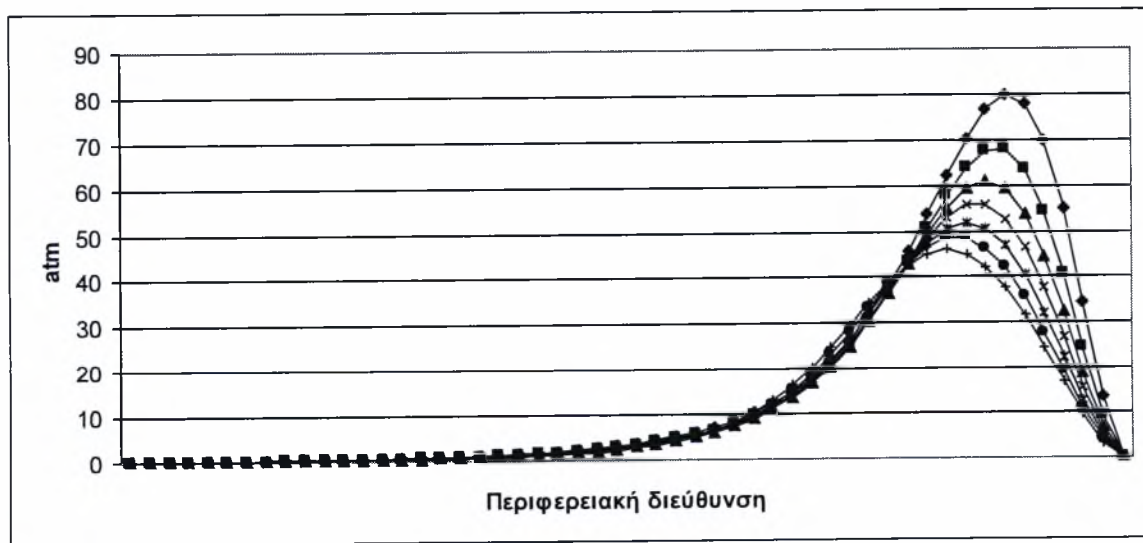
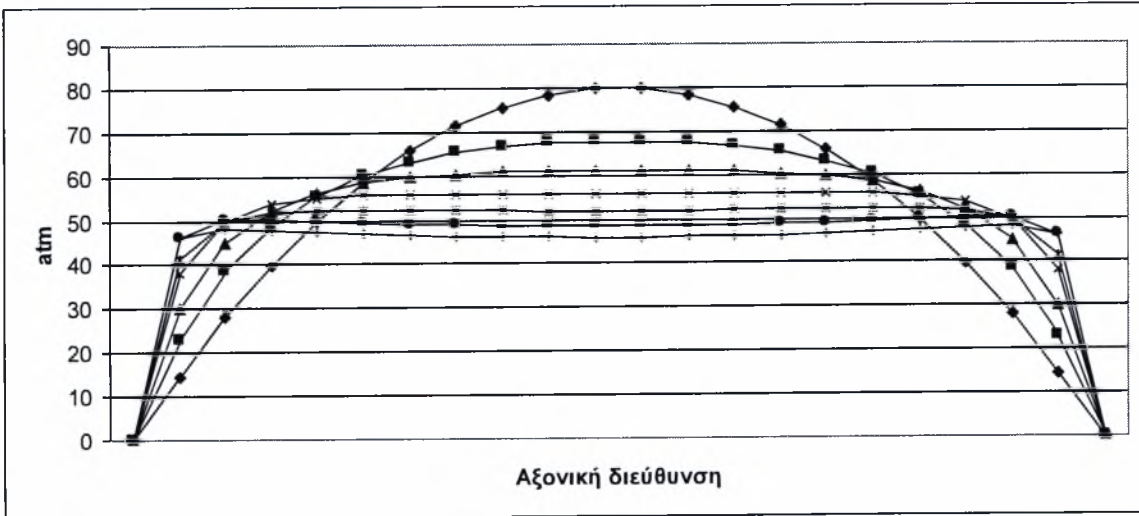
3.1.1

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.25/1000$



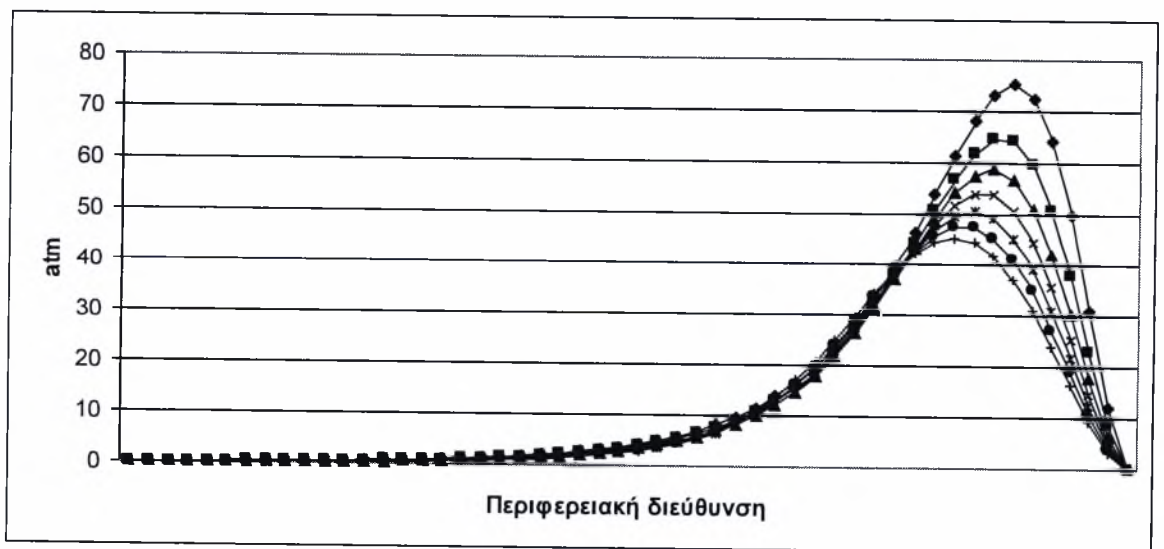
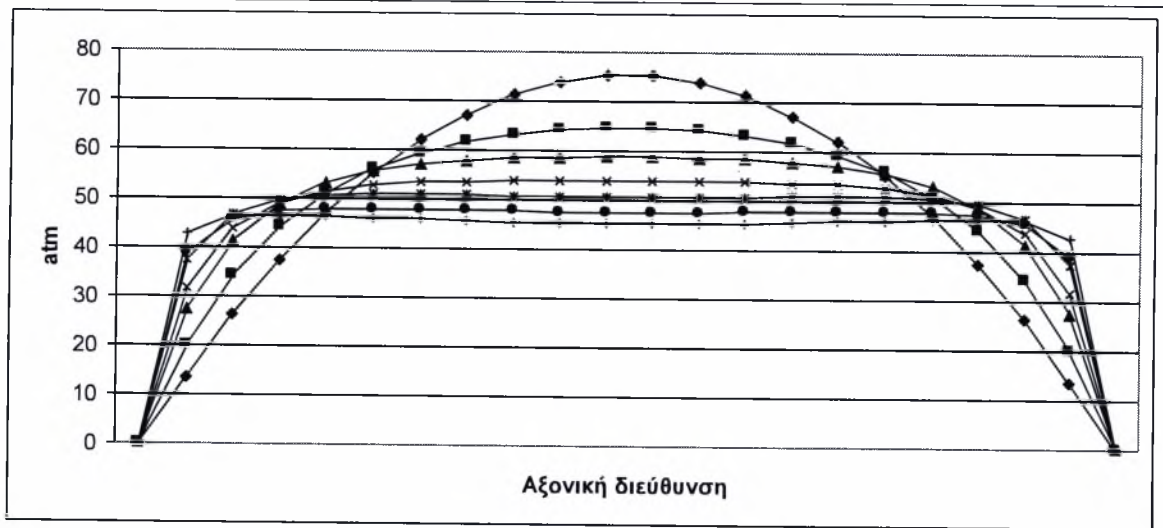
3.1.2

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.5/1000$



3.1.3

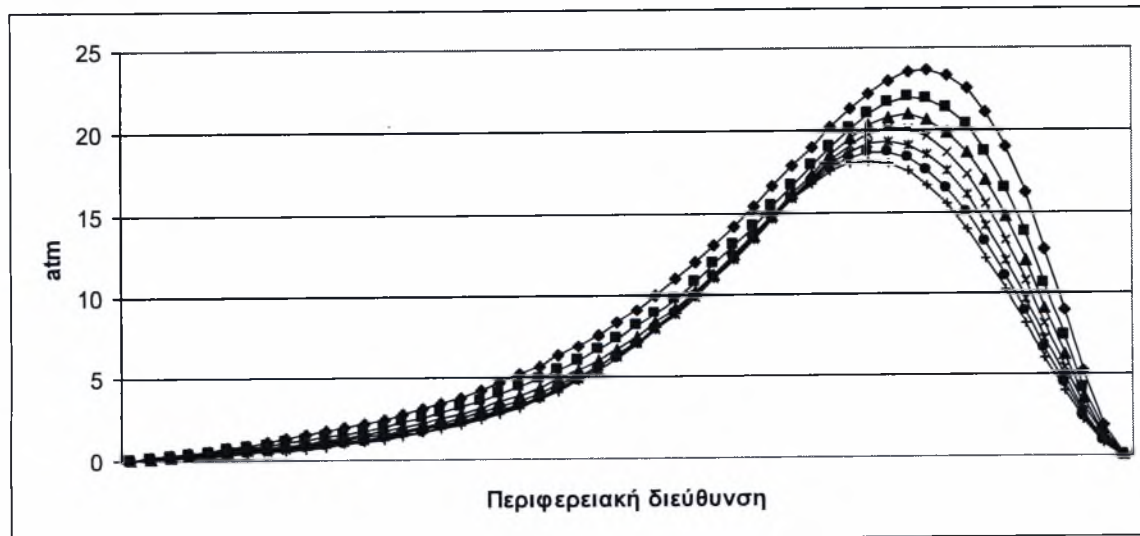
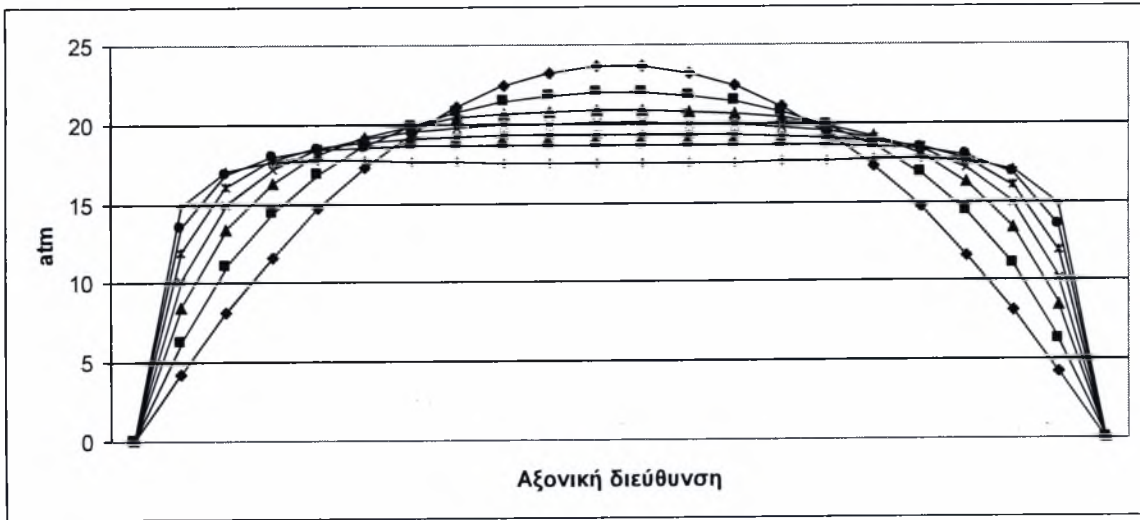
Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.5/1000$



3.1.4

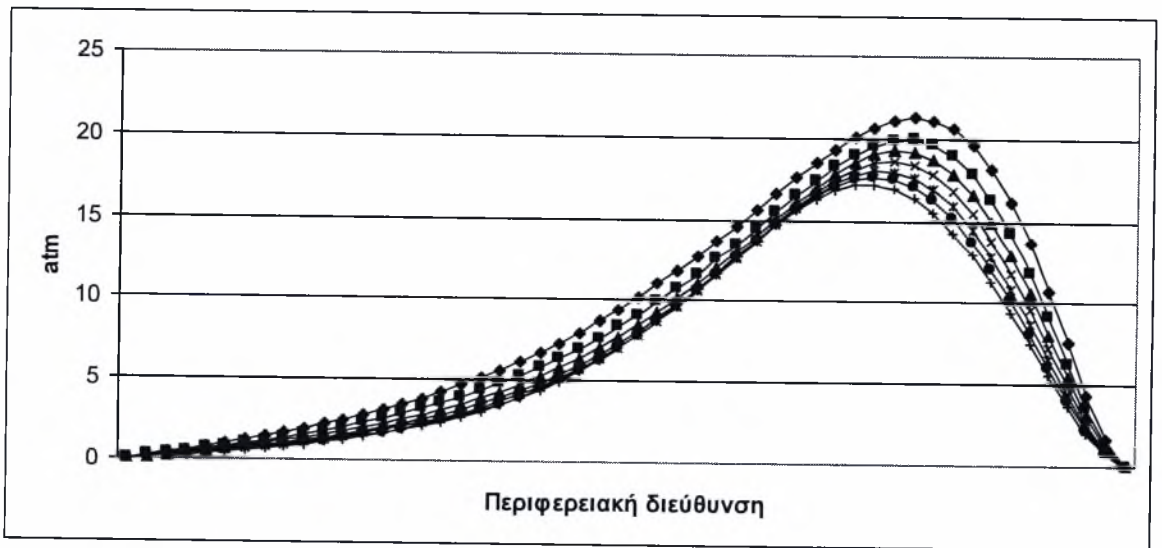
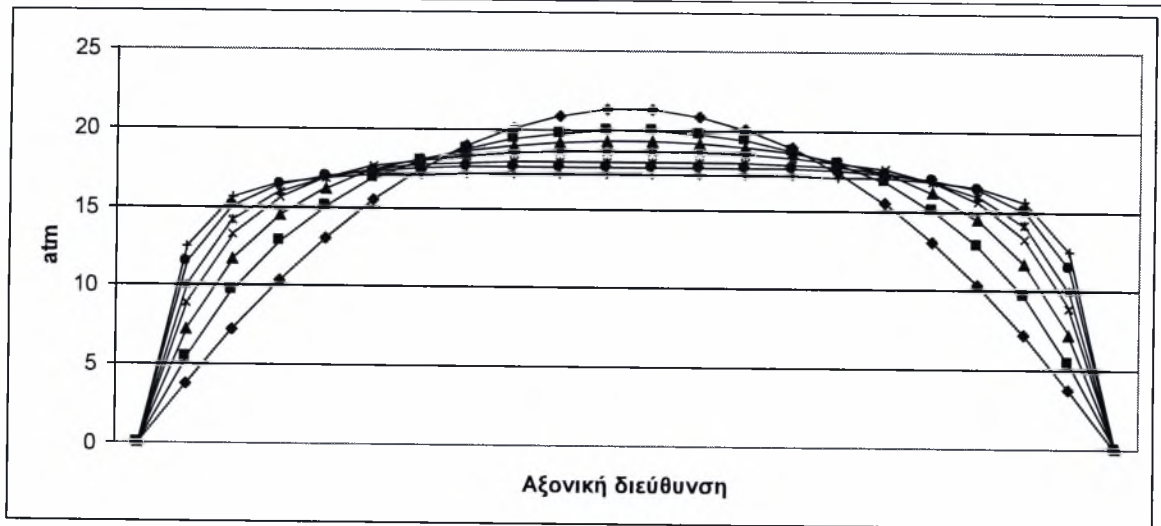
$L/d=0.3$

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.25/1000$



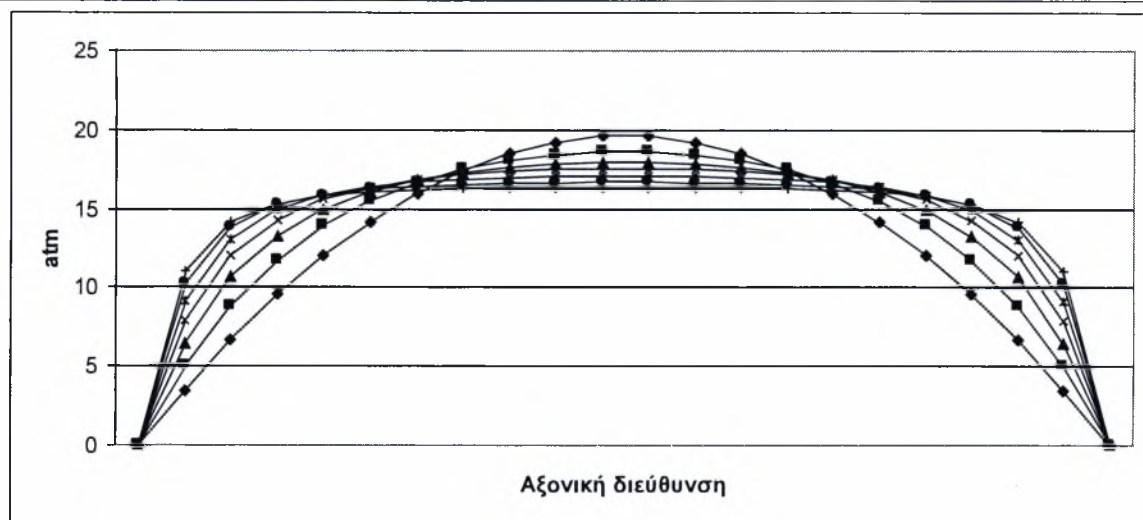
3.2.1

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.25/1000$



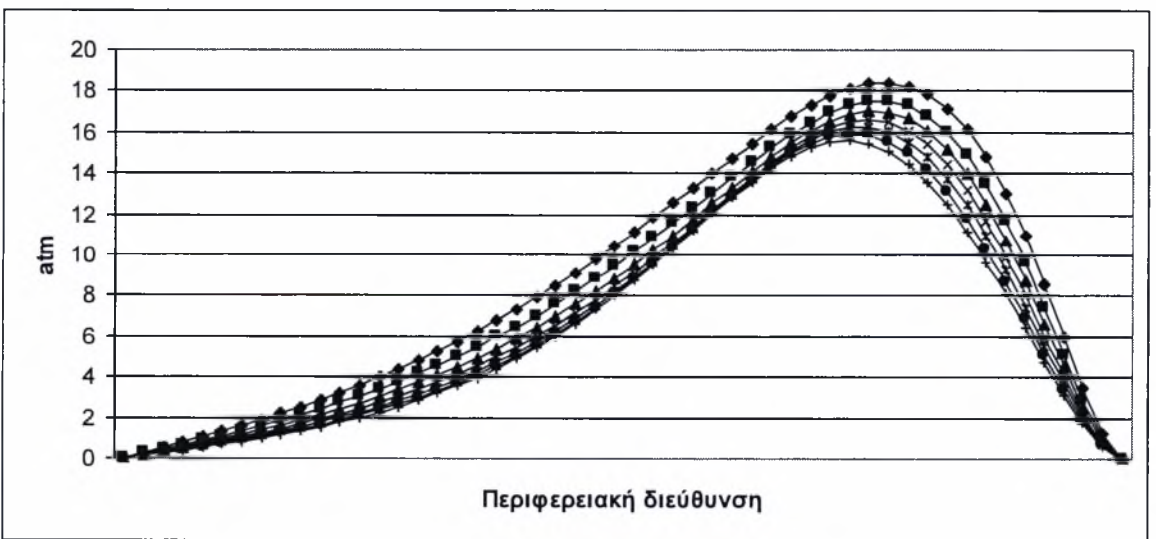
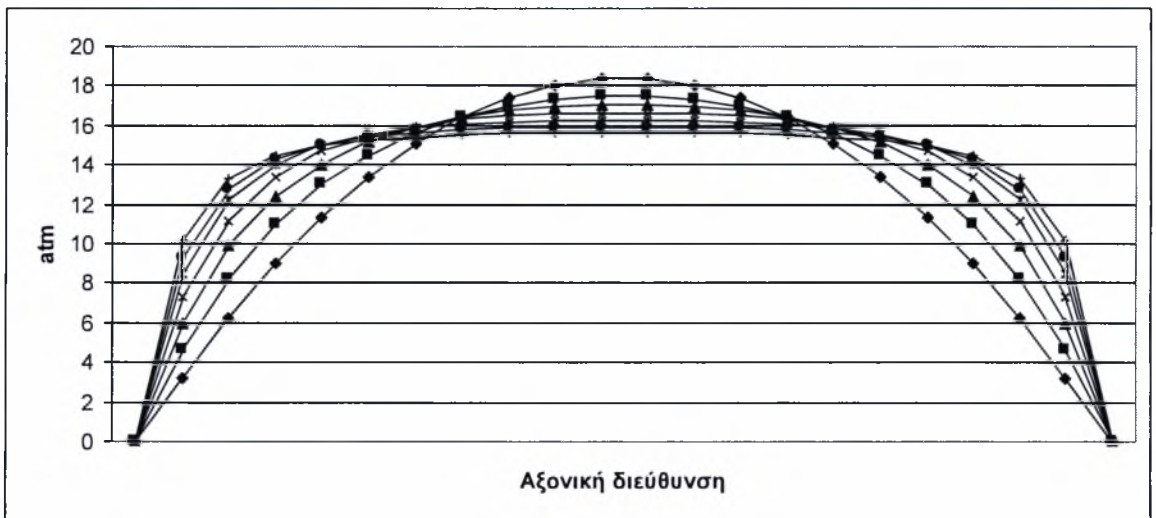
3.2.2

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.25/1000$



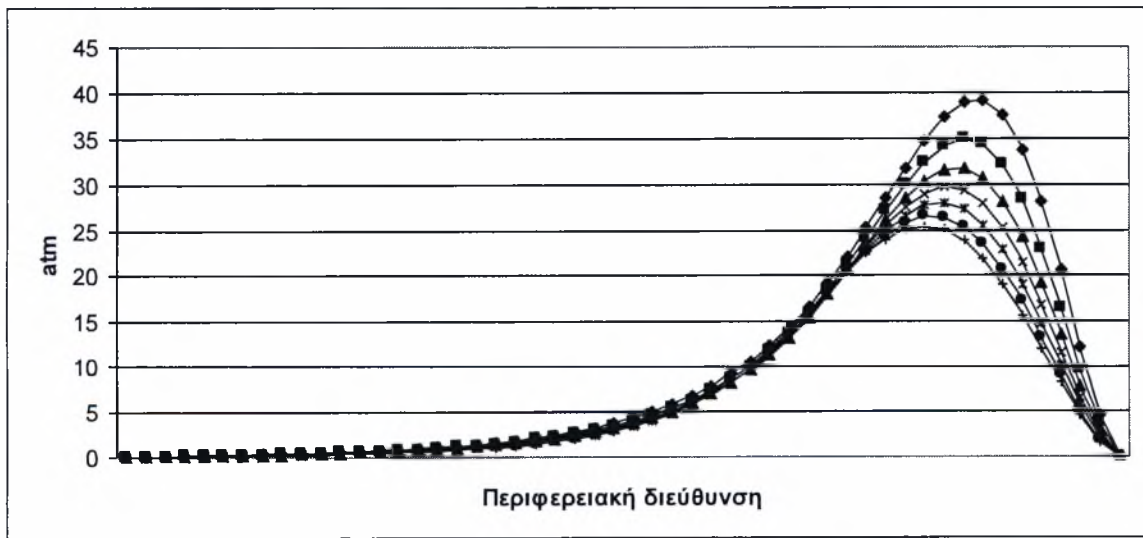
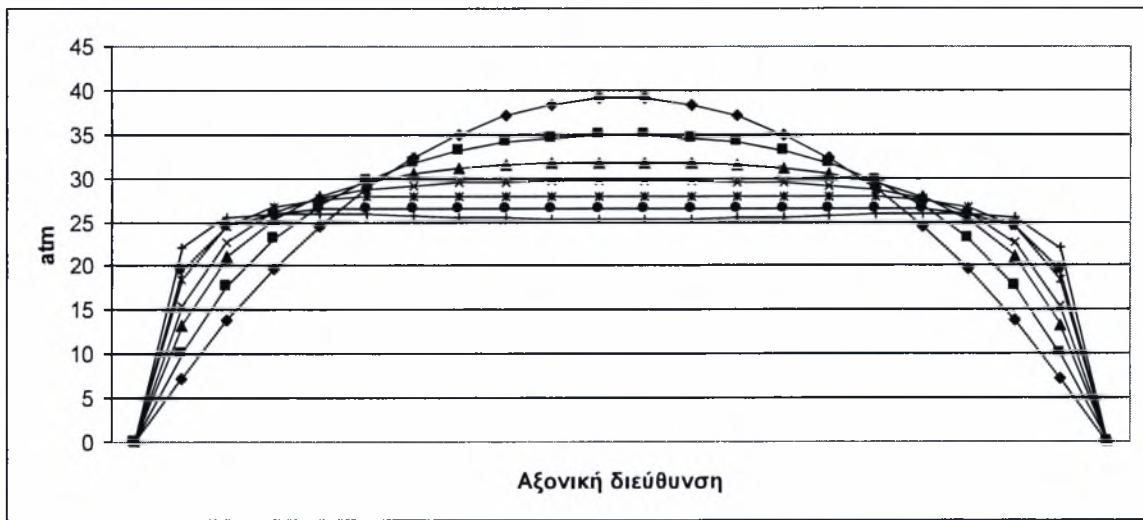
3.2.3

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.25/1000$



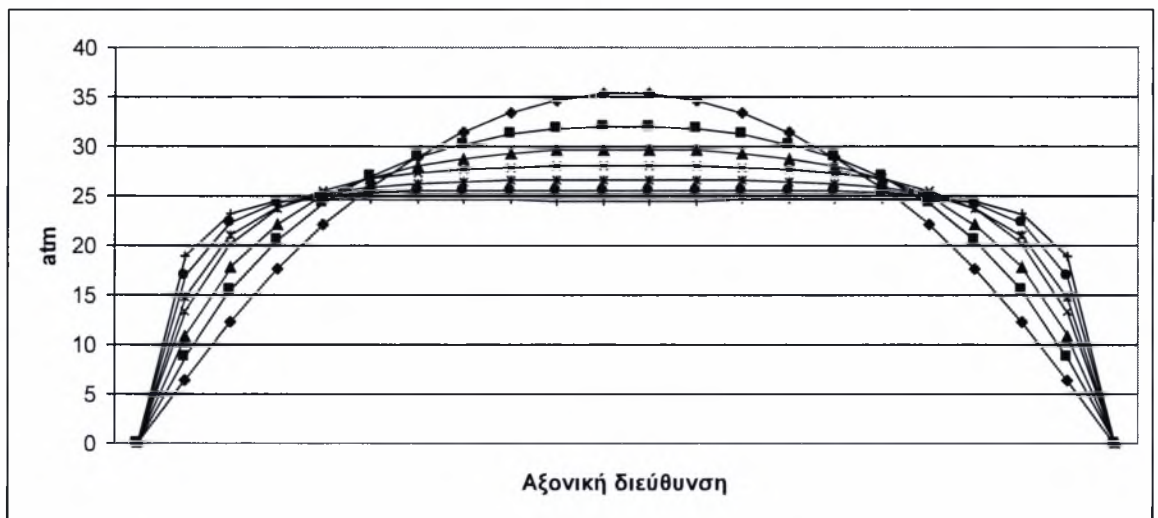
3.2.4

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.5/1000$



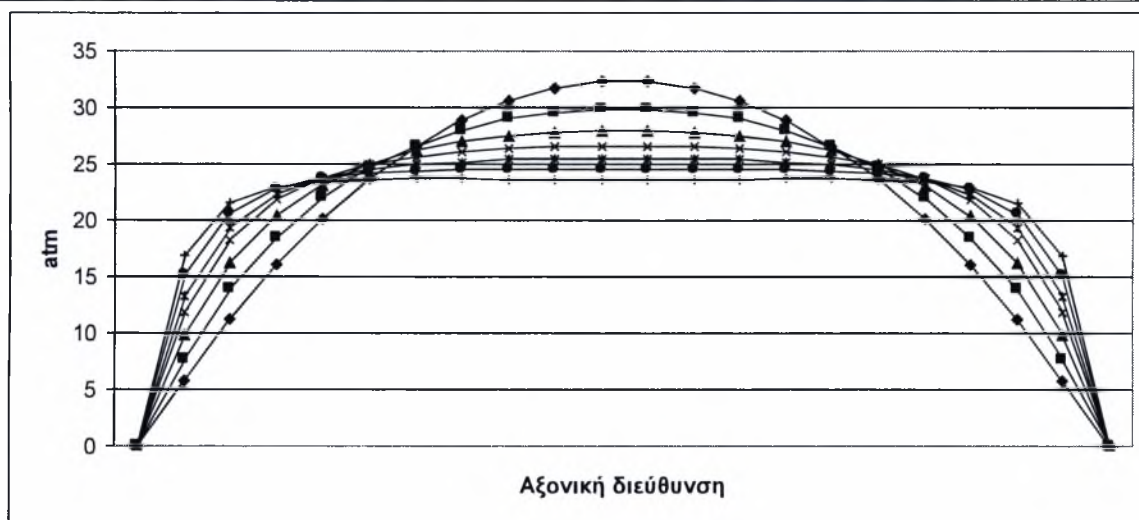
3.2.5

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.5/1000$



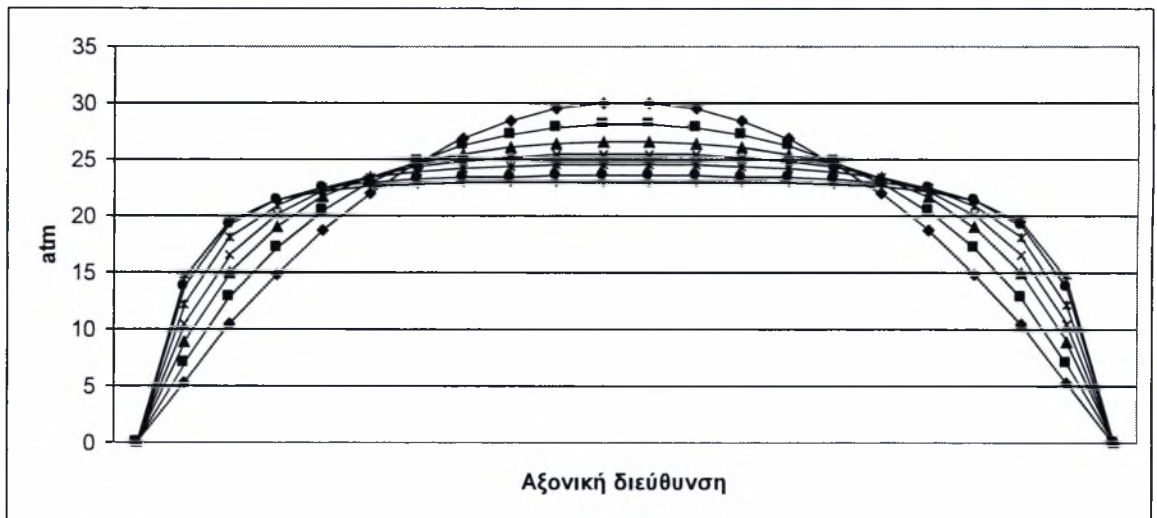
3.2.6

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.5/1000$



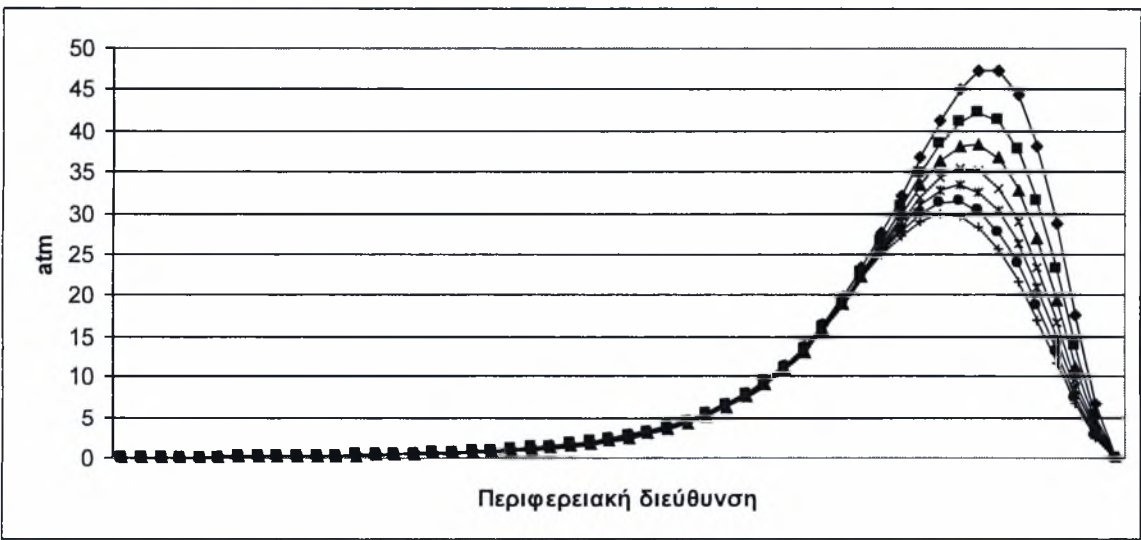
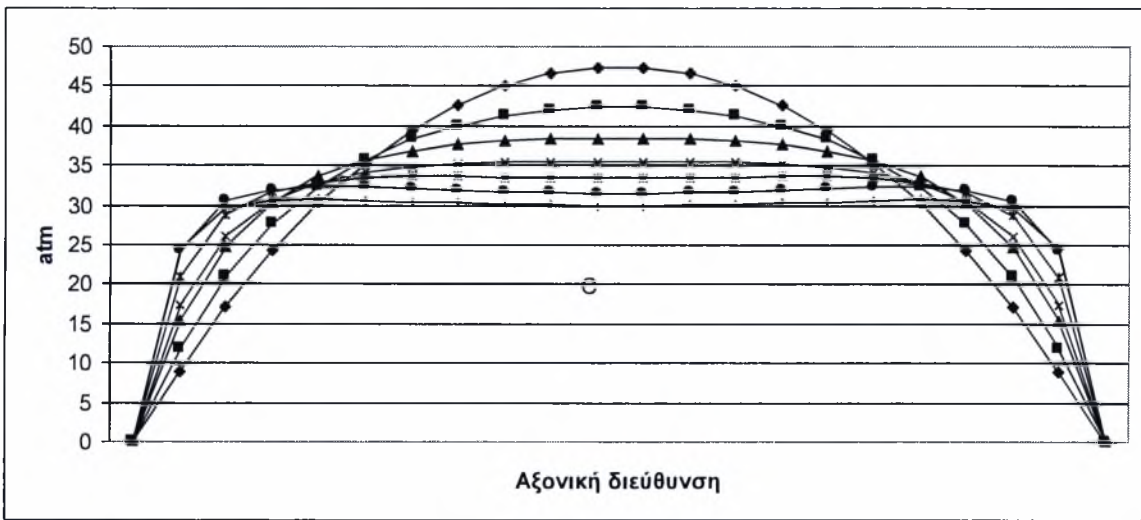
3.2.7

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.5/1000$



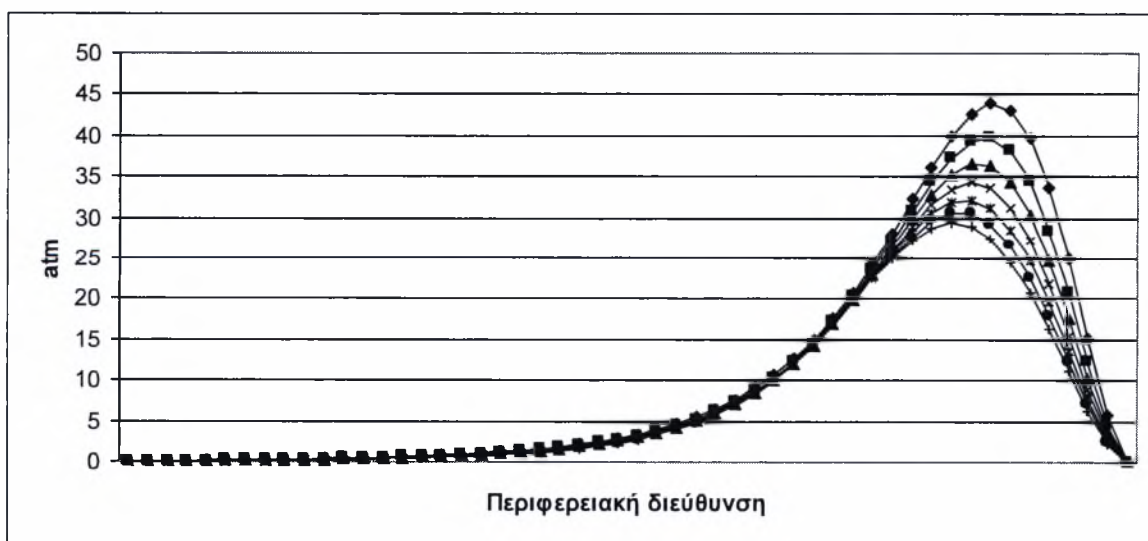
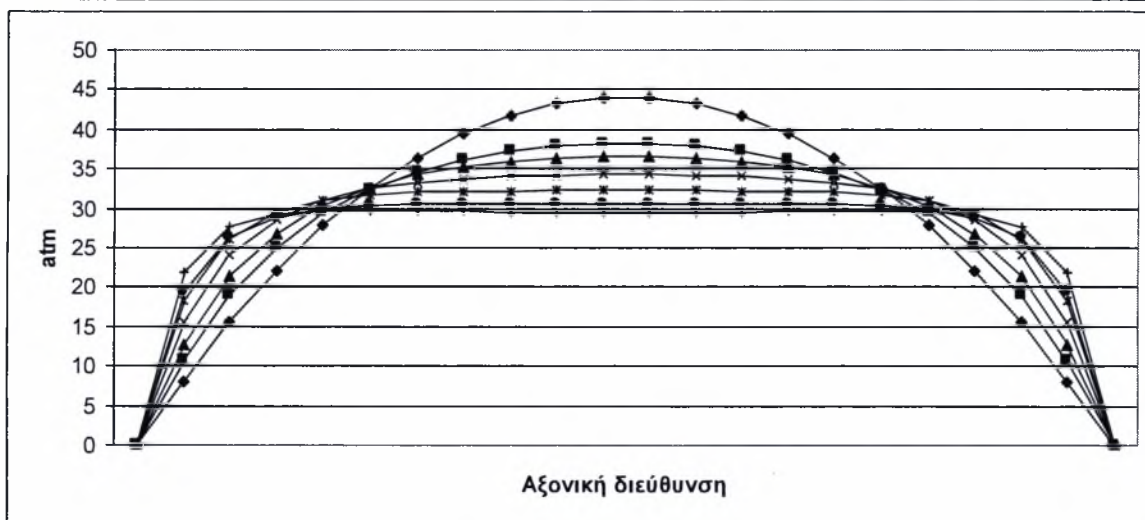
3.2.8

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.75/1000$



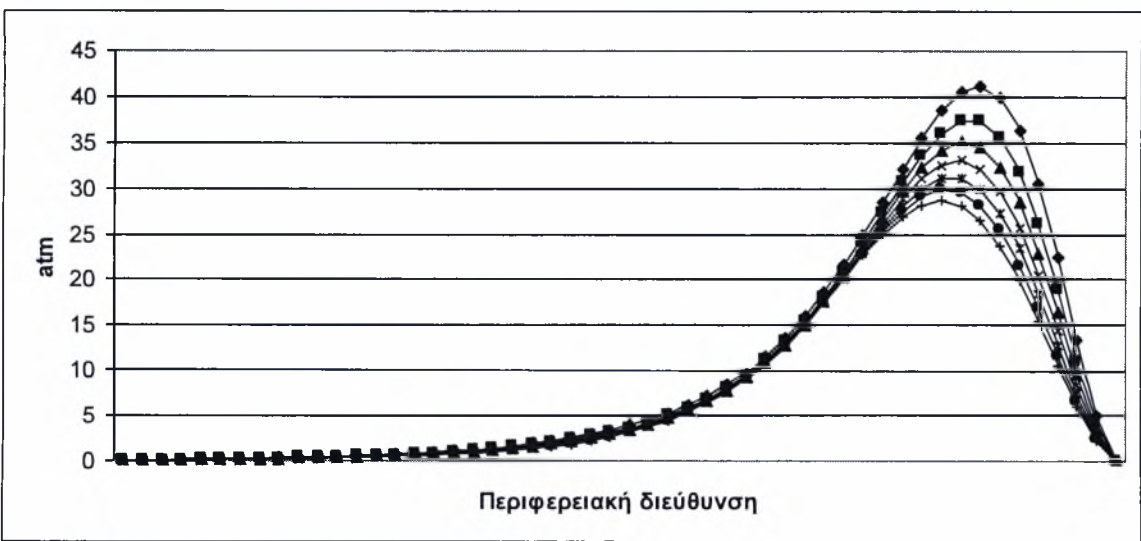
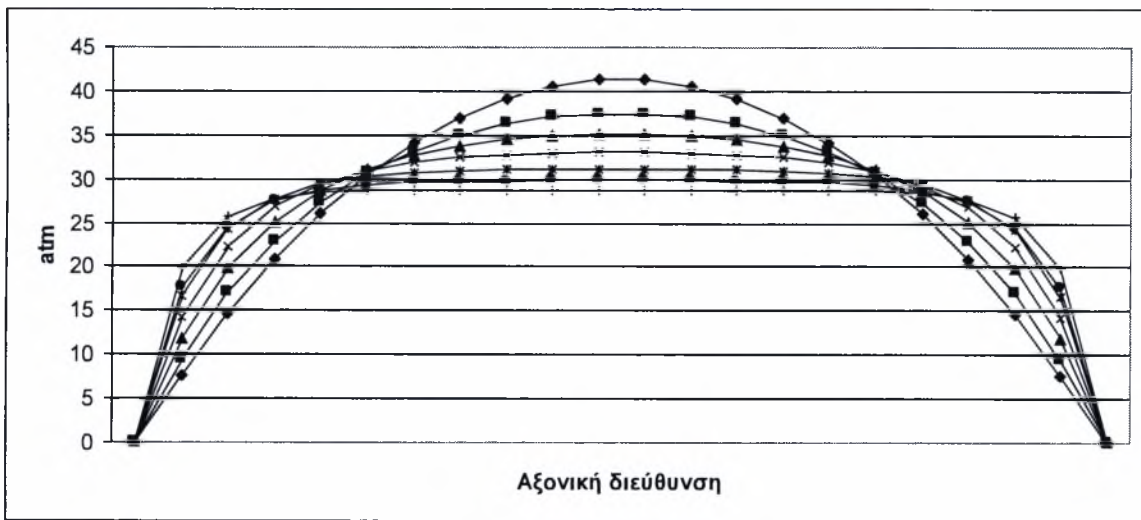
3.2.9

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.75/1000$



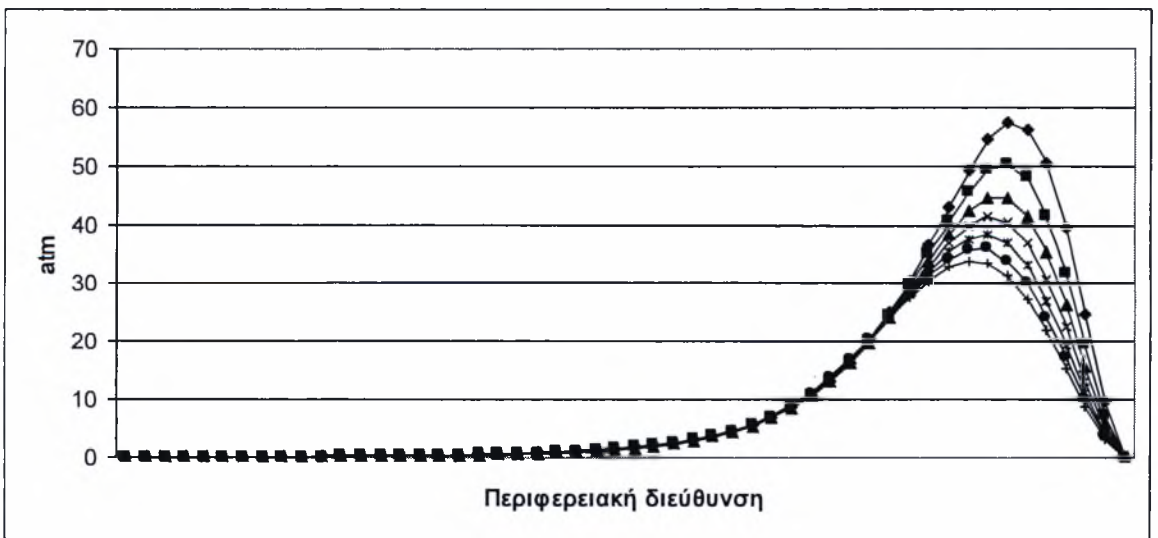
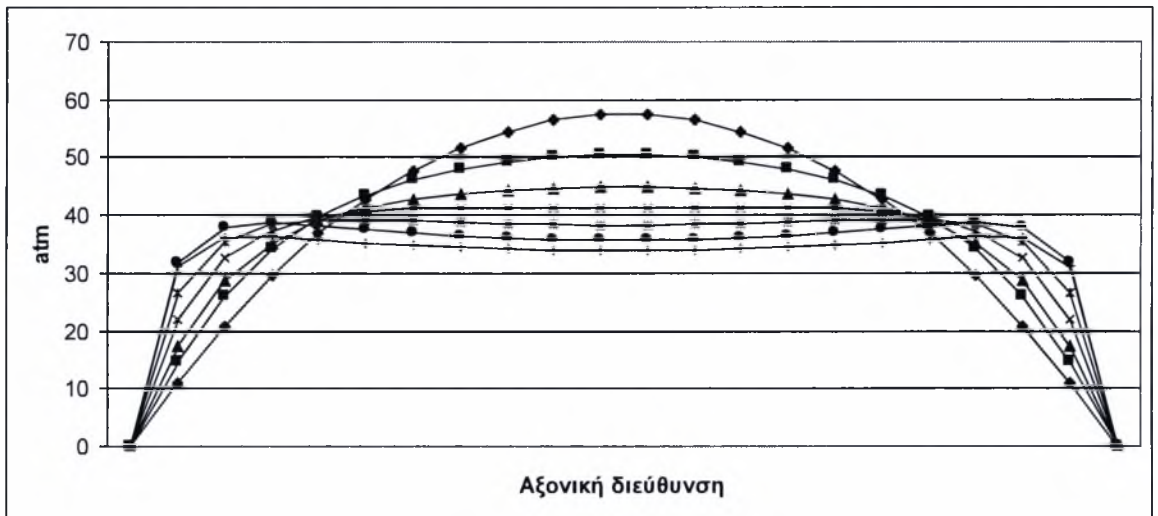
3.2.10

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.75/1000$



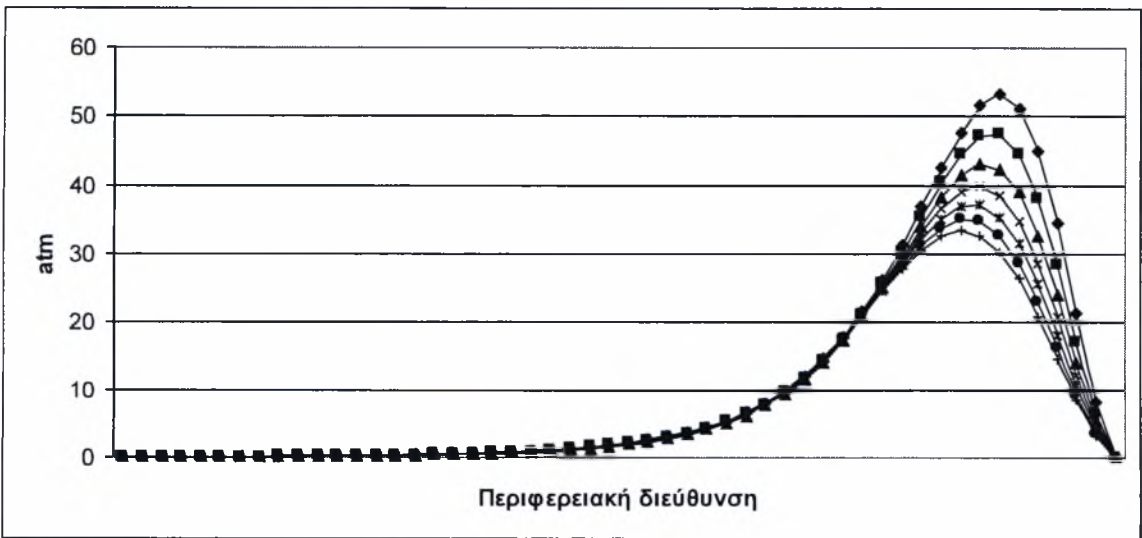
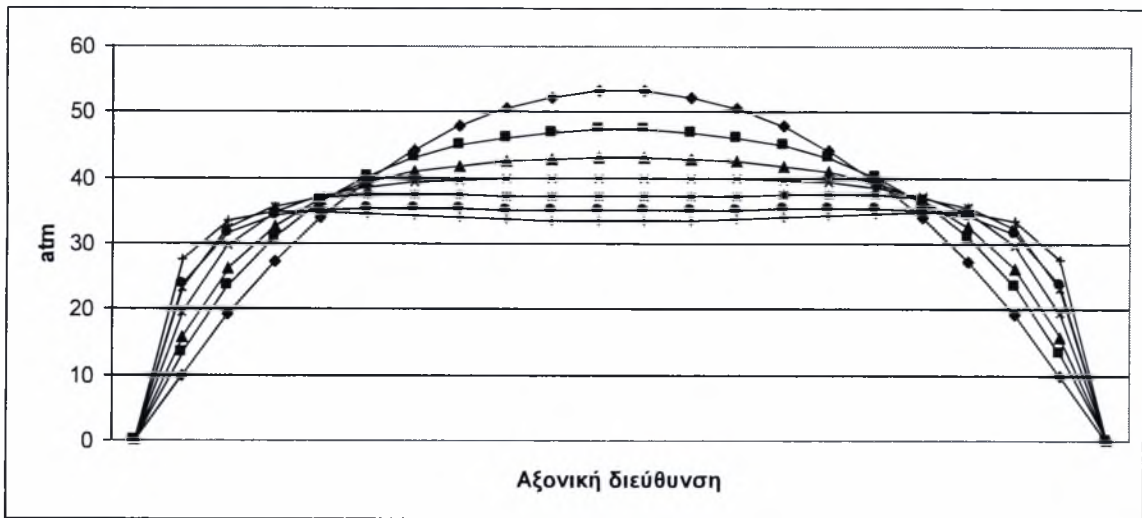
3.2.11

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=1/1000$



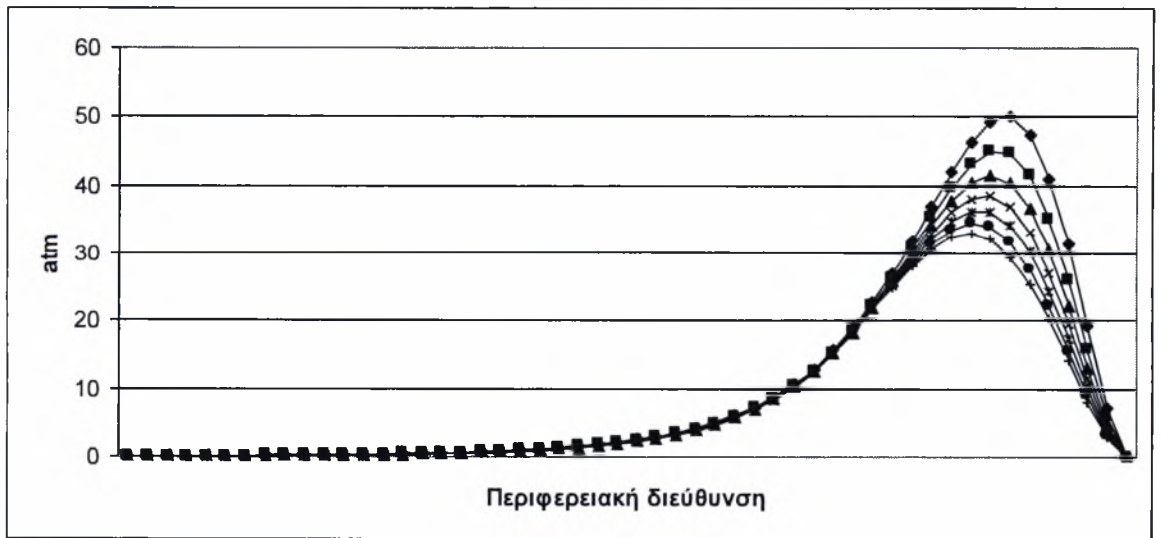
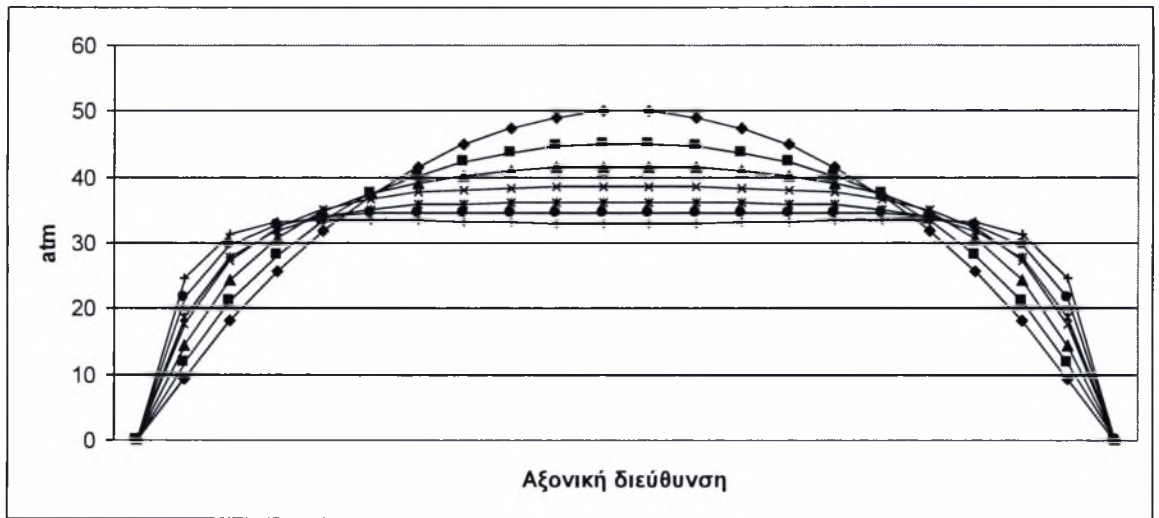
3.2.12

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=1/1000$



3.2.13

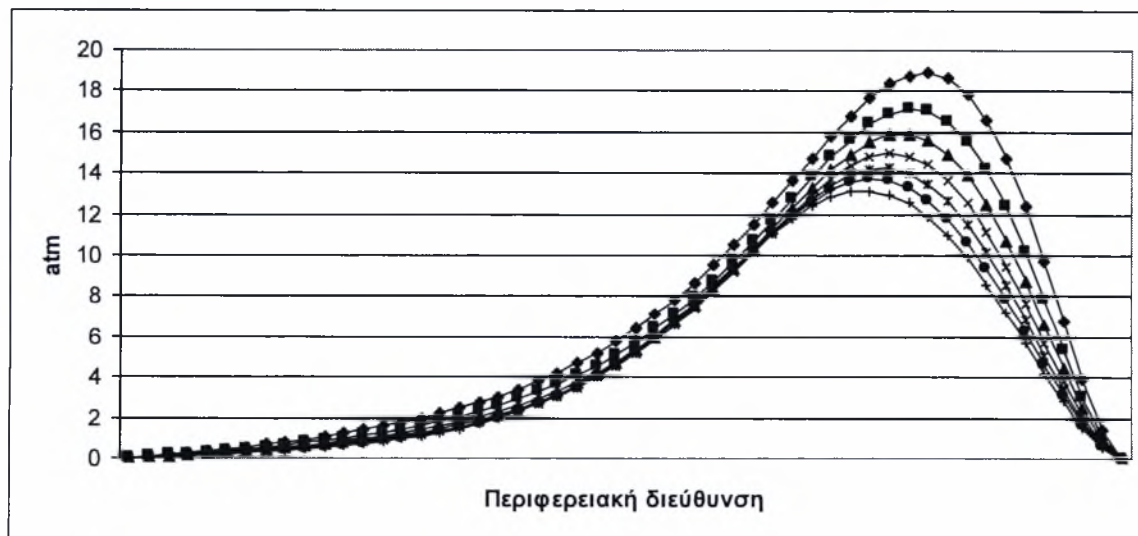
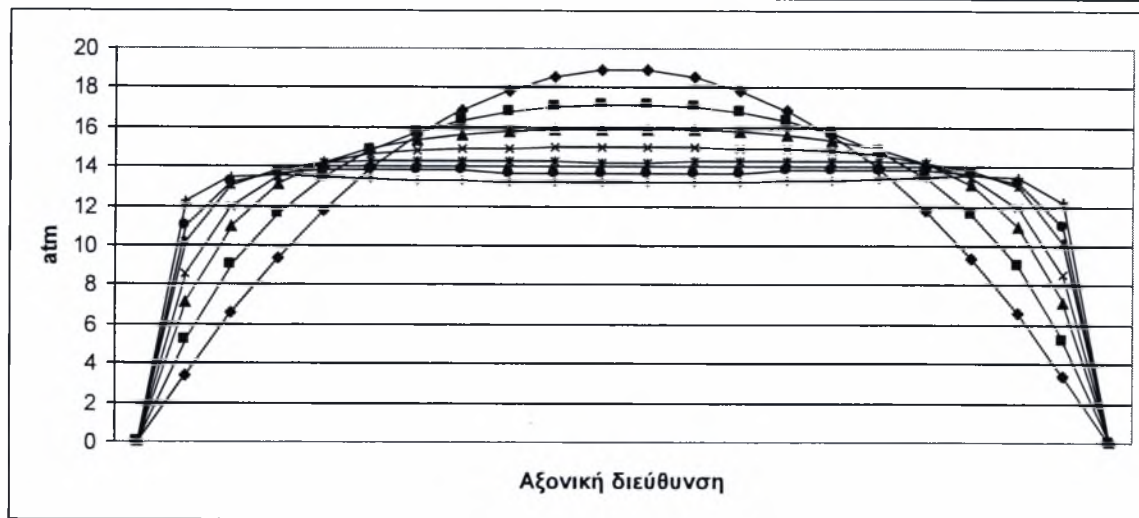
Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=1/1000$



3.2.14

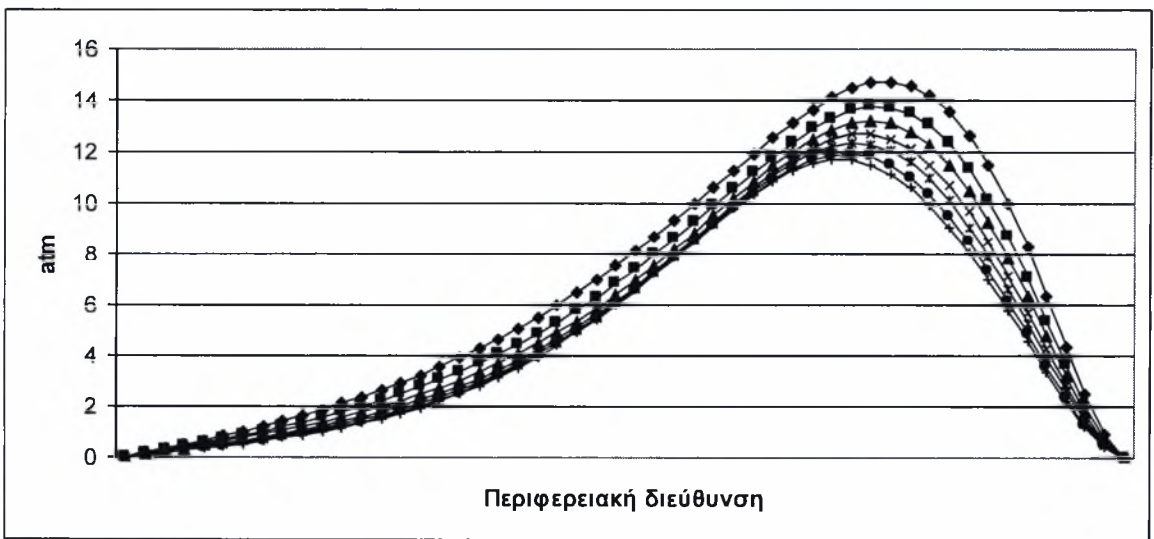
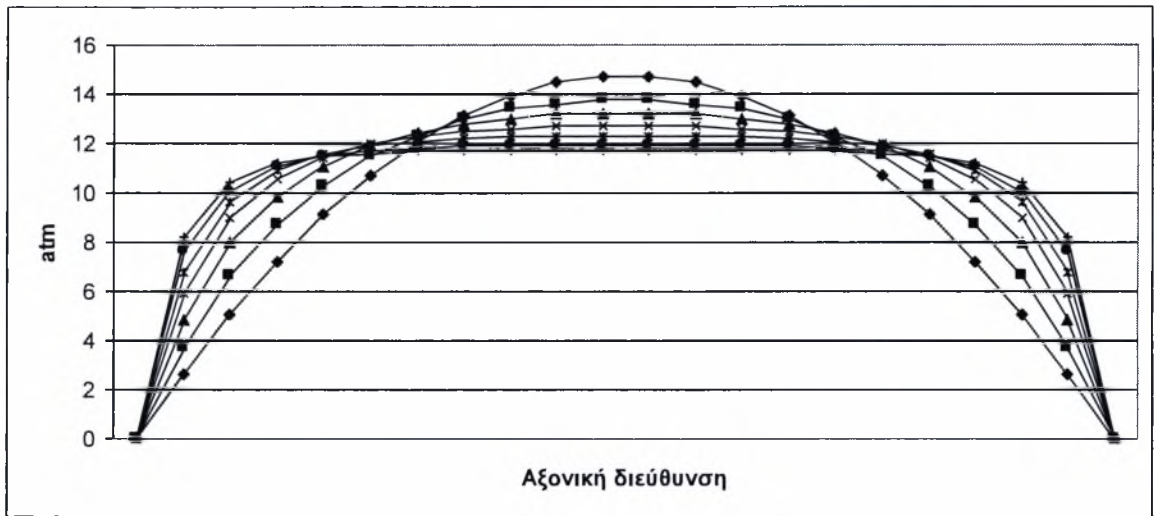
$L/d=0.4$

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.25/1000$



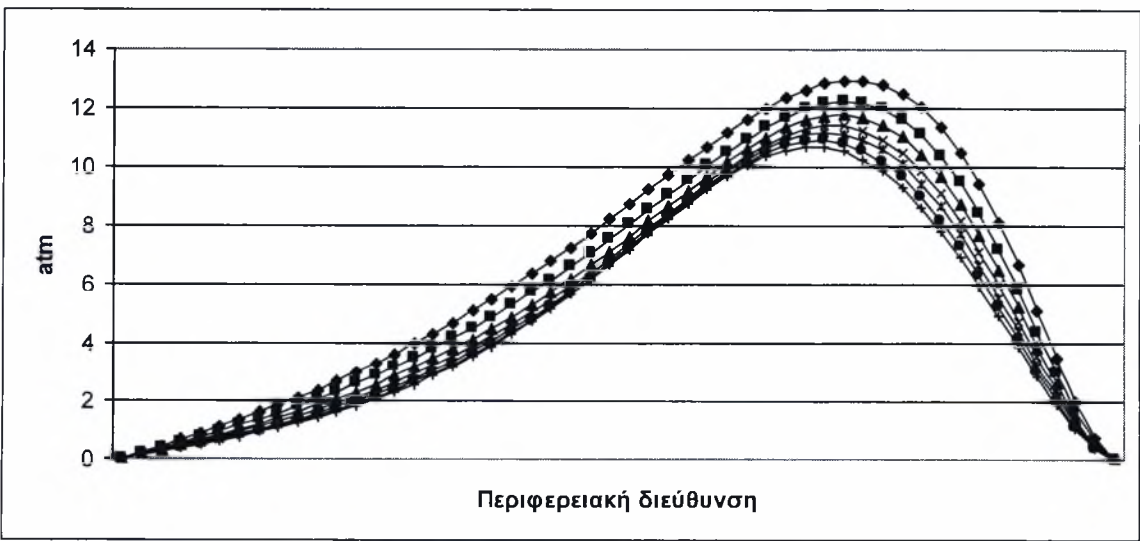
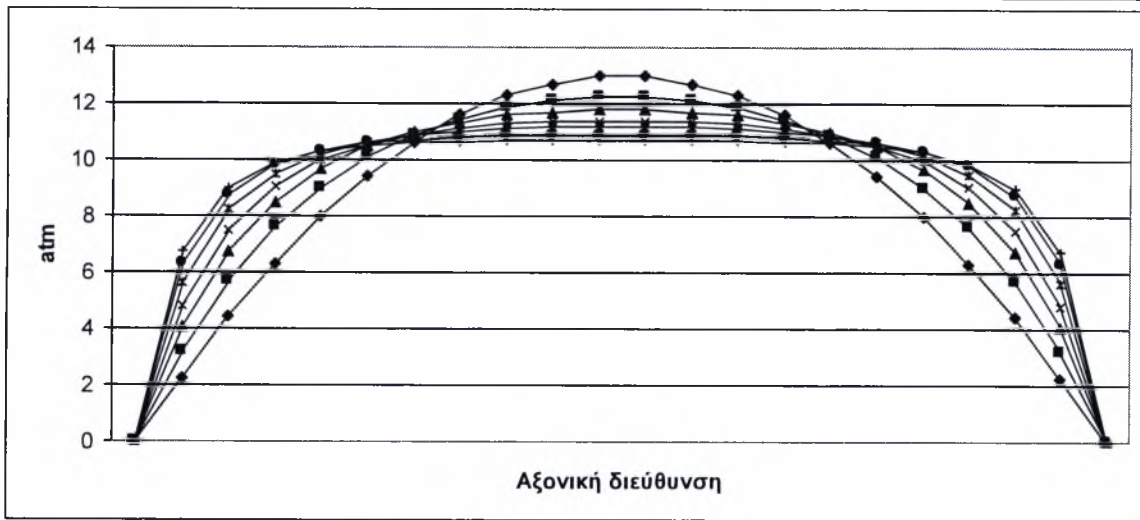
3.3.1

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.25/1000$



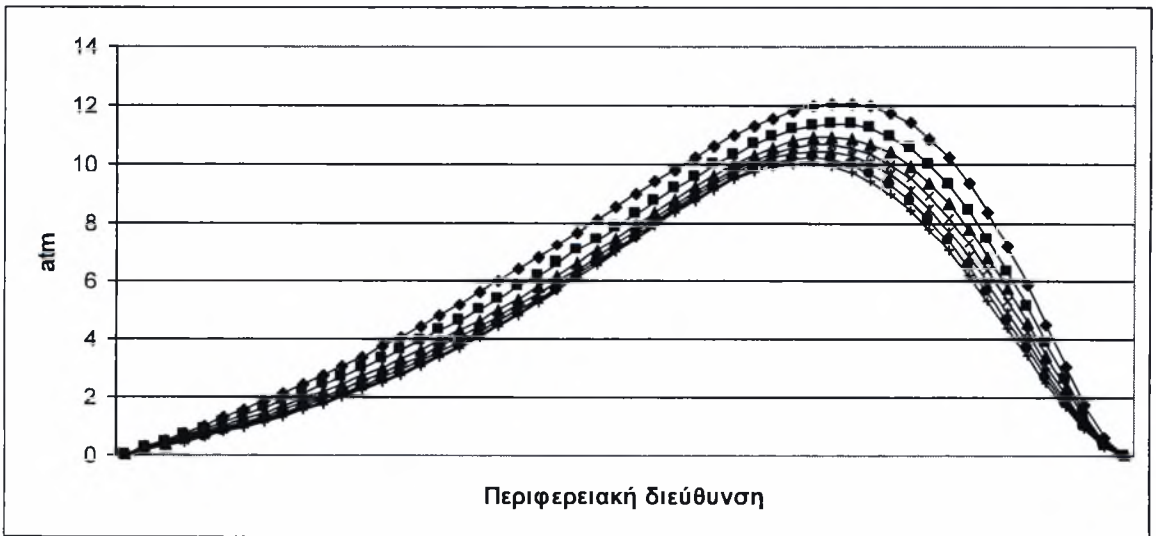
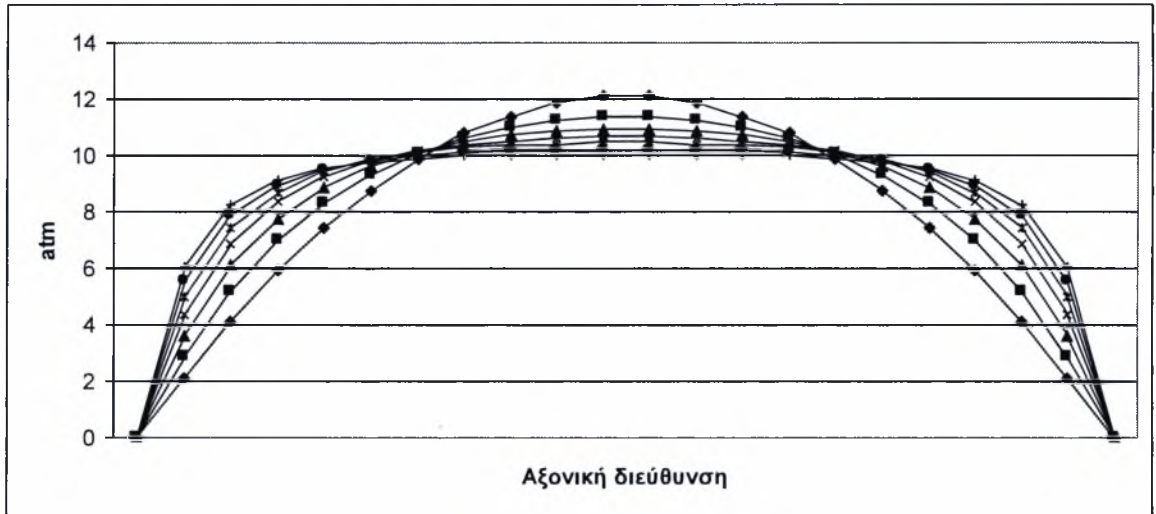
3.3.2

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.25/1000$



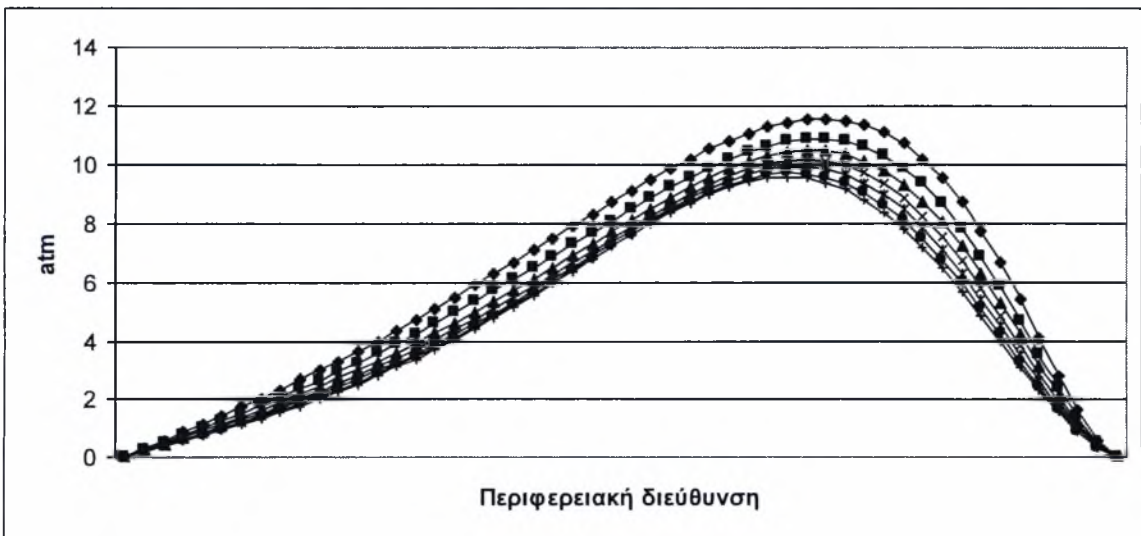
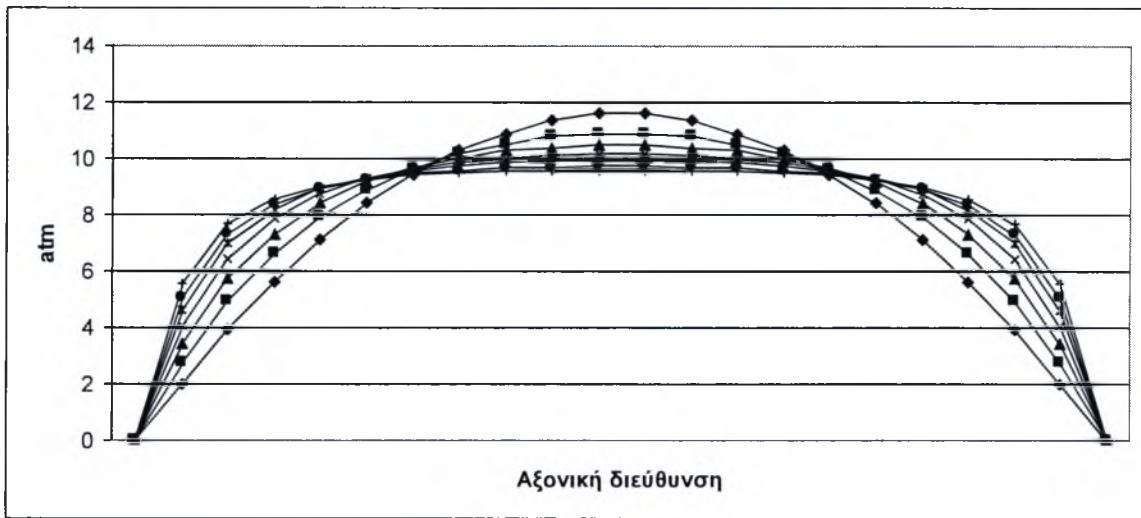
3.3.3

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.25/1000$



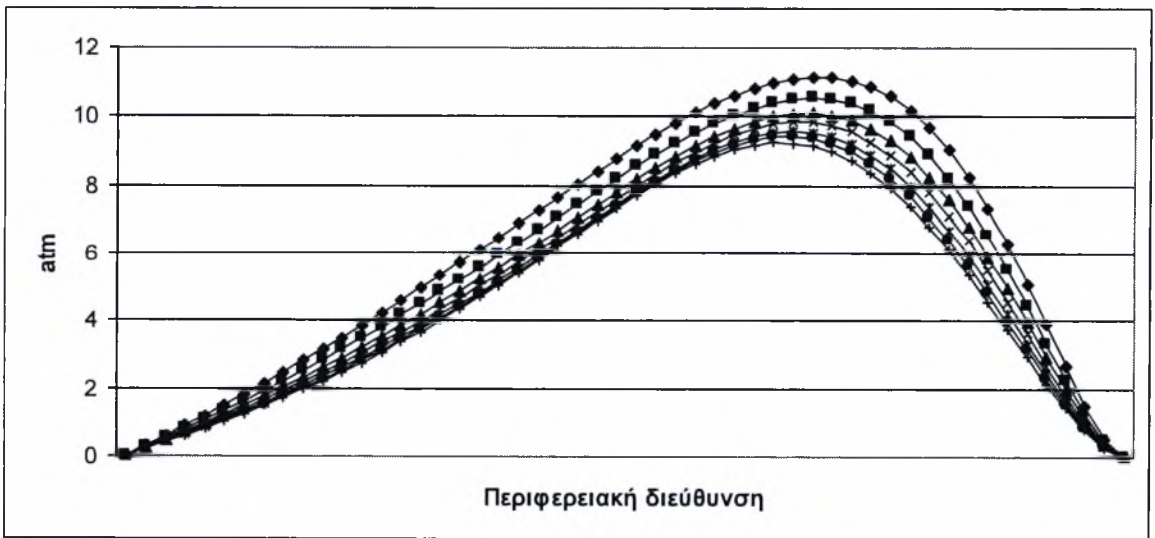
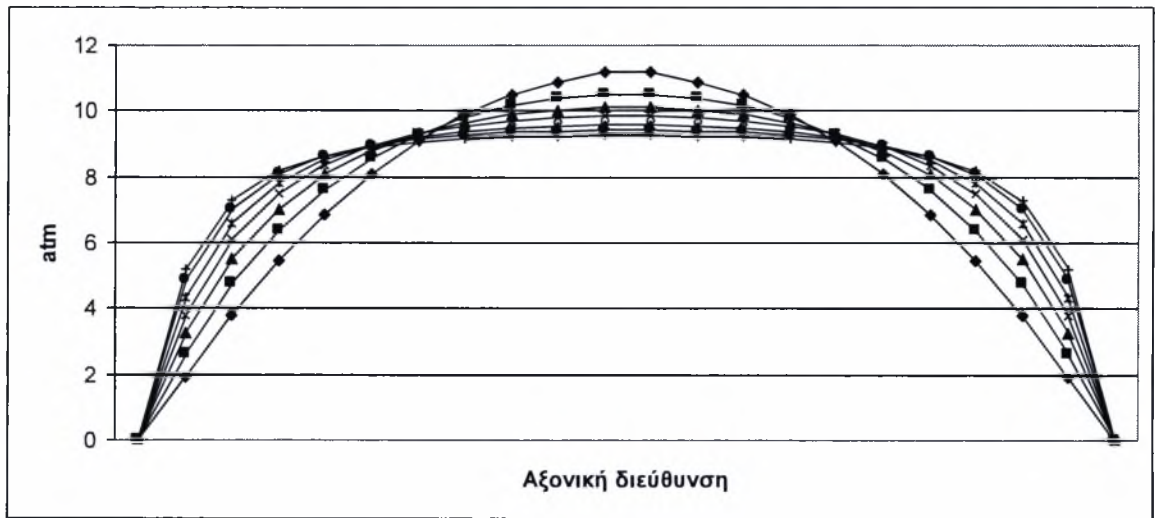
3.3.4

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.25/1000$



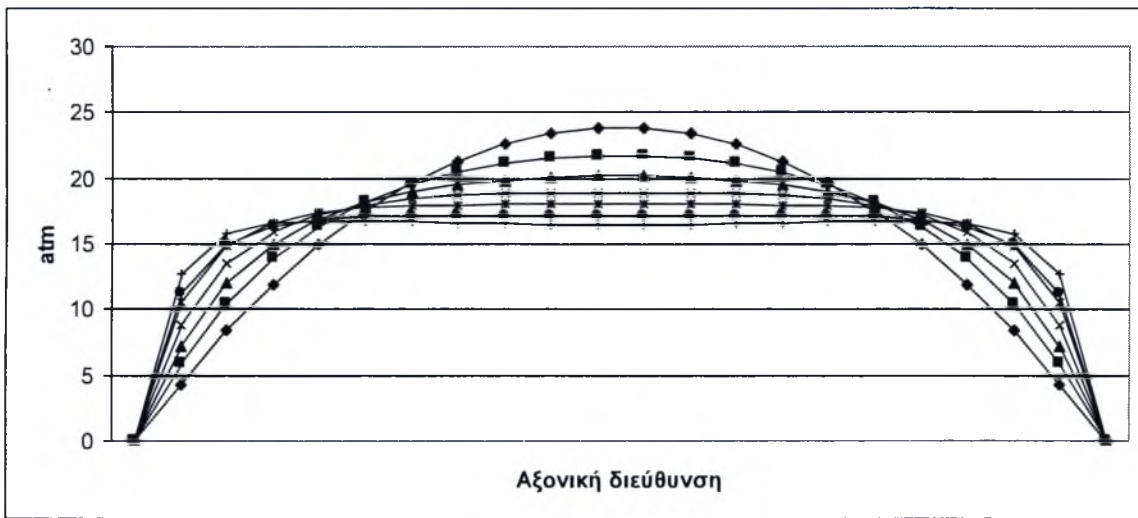
3.3.5

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.25/1000$



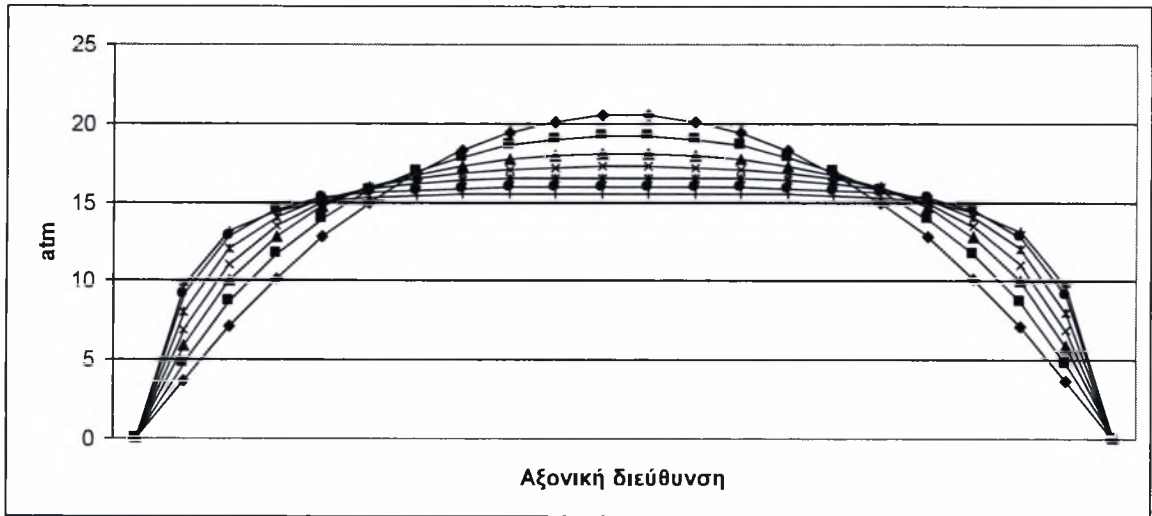
3.3.6

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.5/1000$



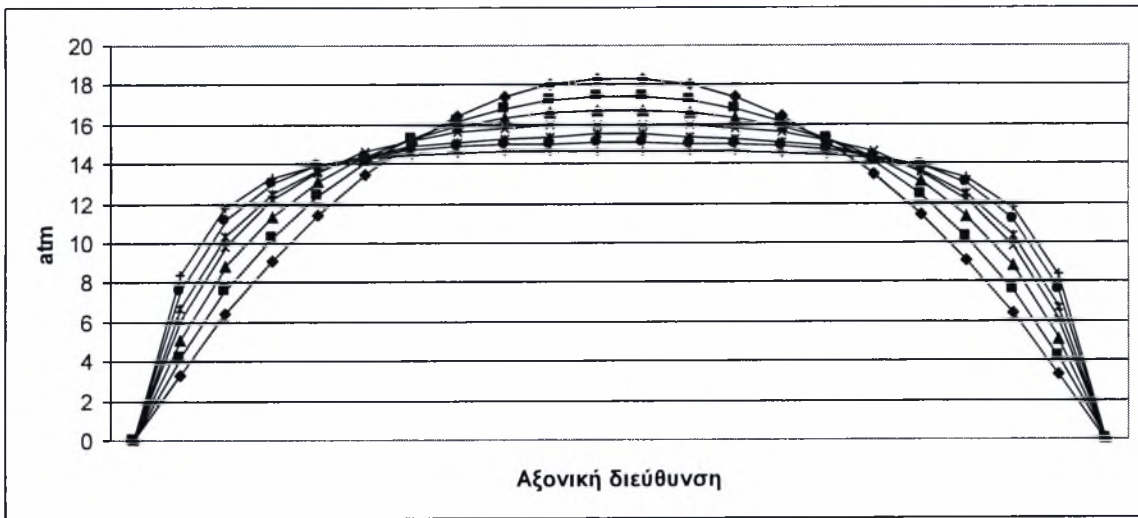
3.3.7

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.5/1000$



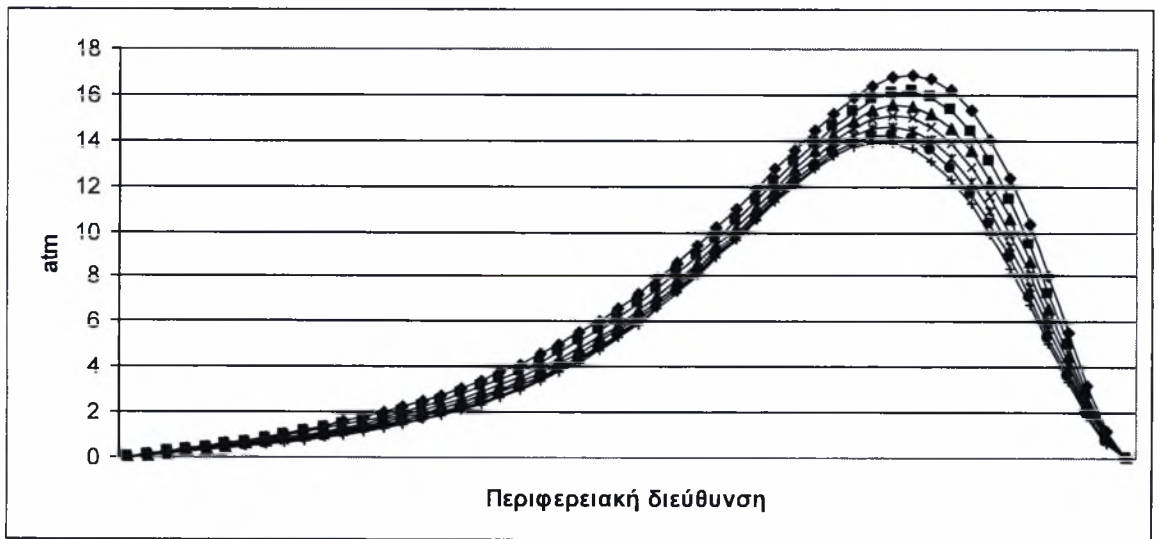
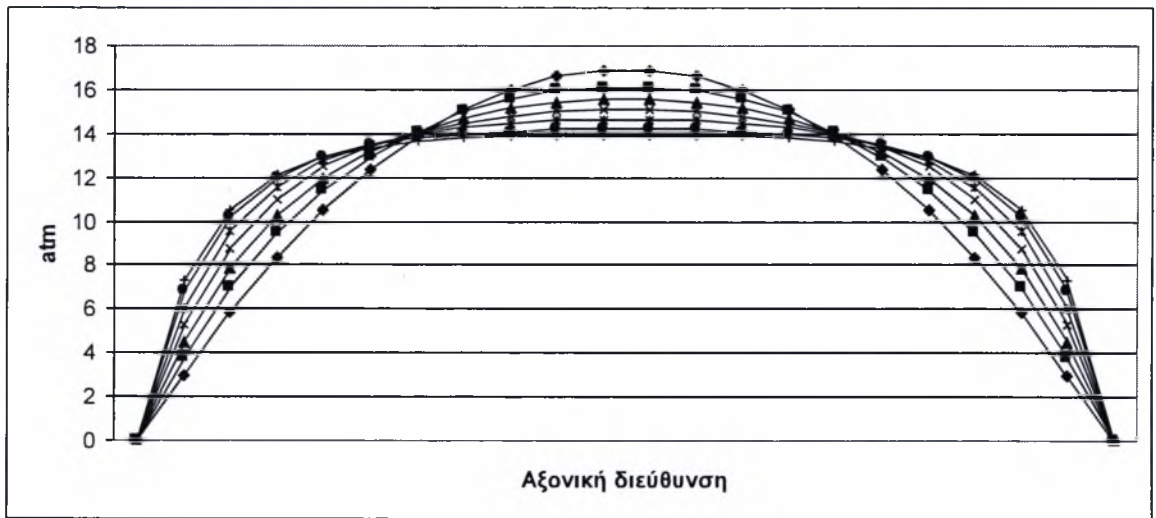
3.3.8

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.5/1000$



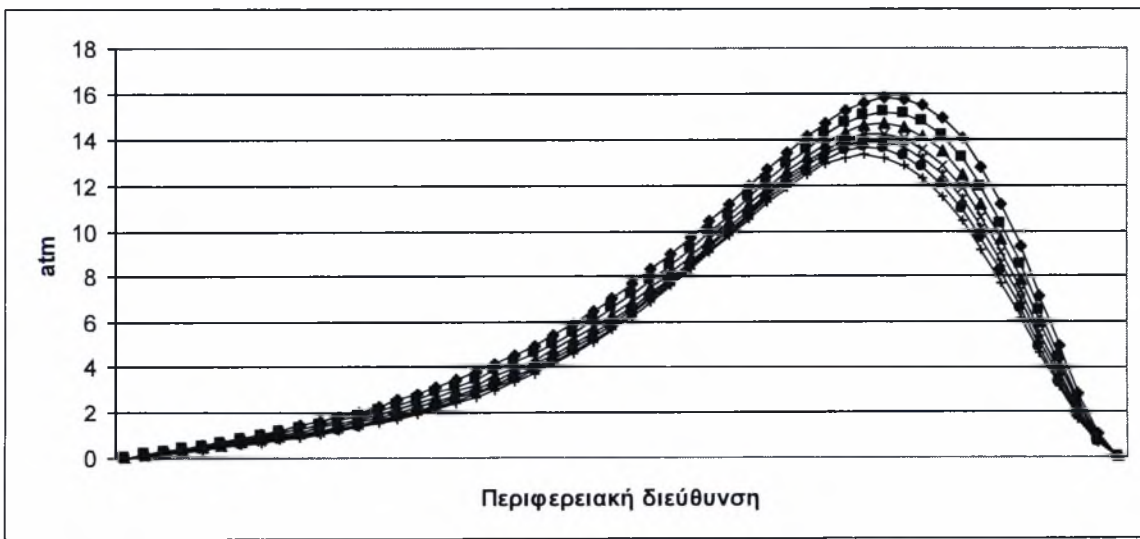
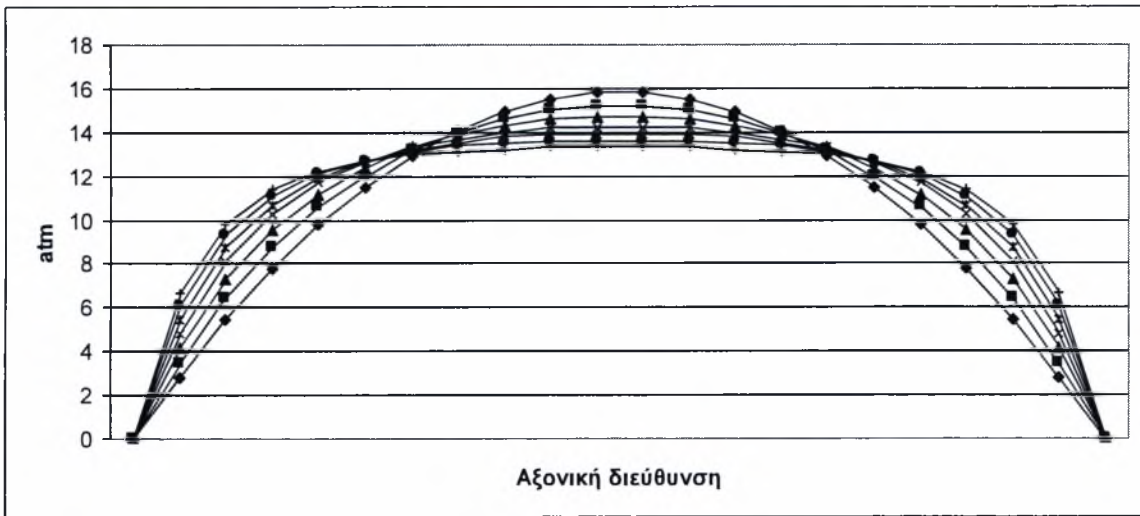
3.3.9

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.5/1000$



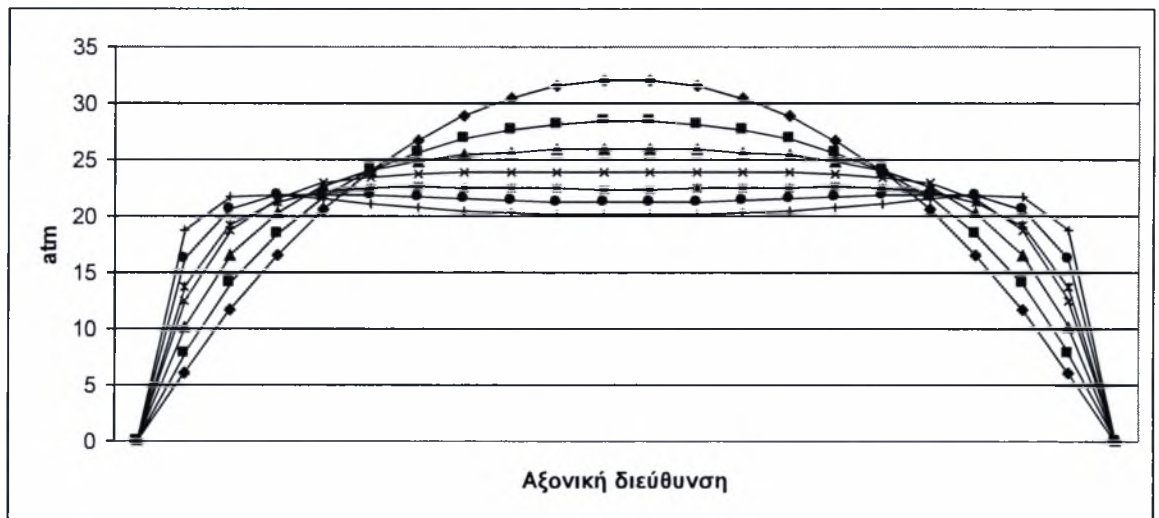
3.3.10

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.5/1000$



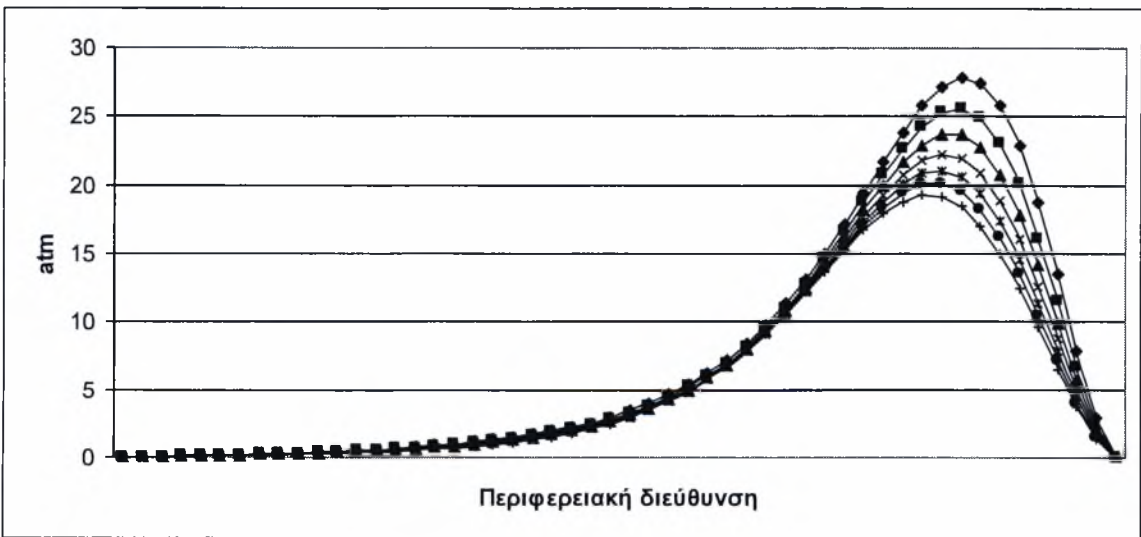
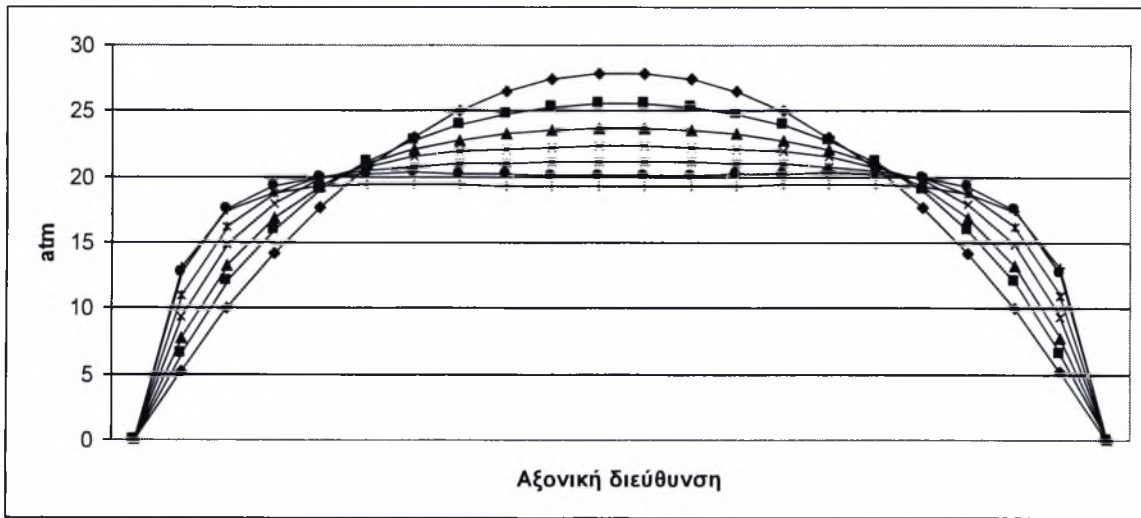
3.3.11

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.75/1000$



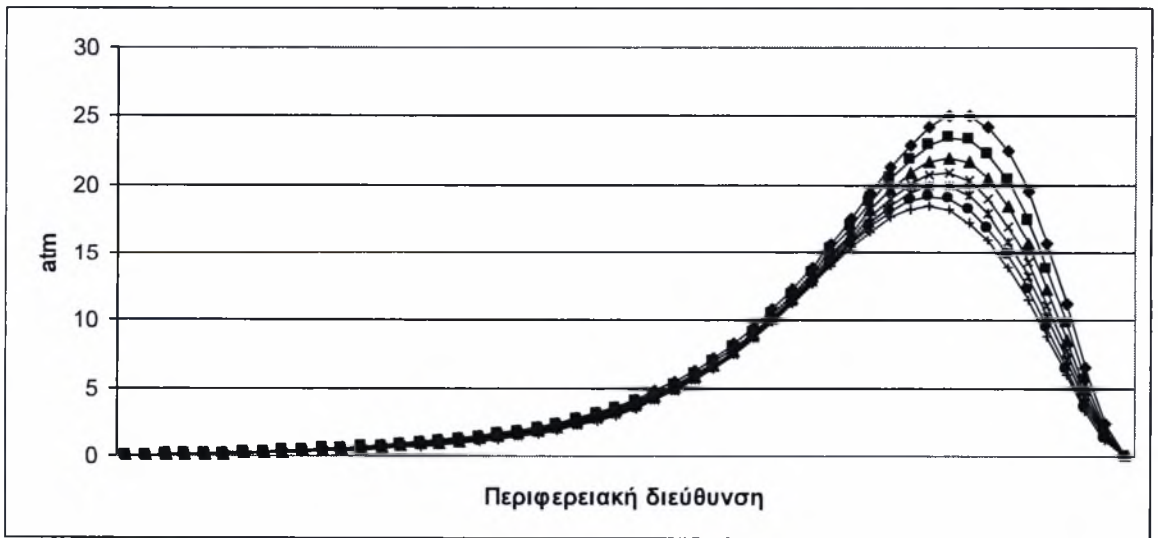
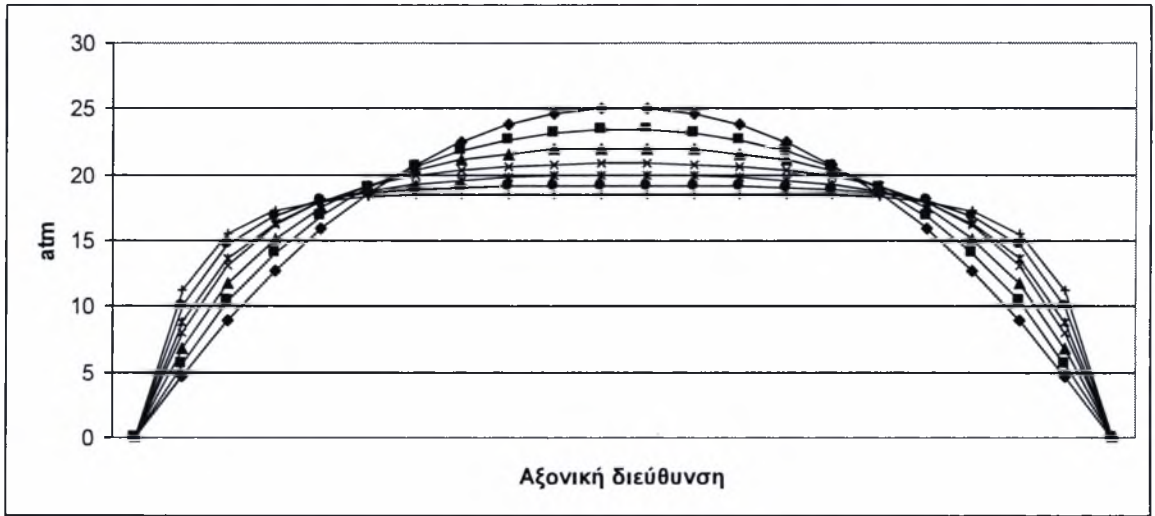
3.3.12

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.75/1000$

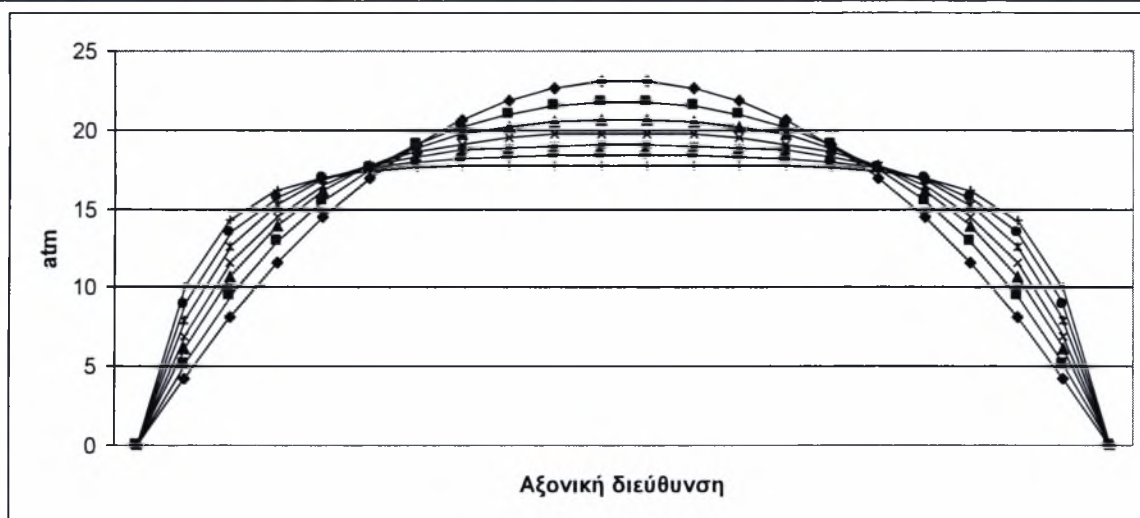


3.3.13

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.75/1000$

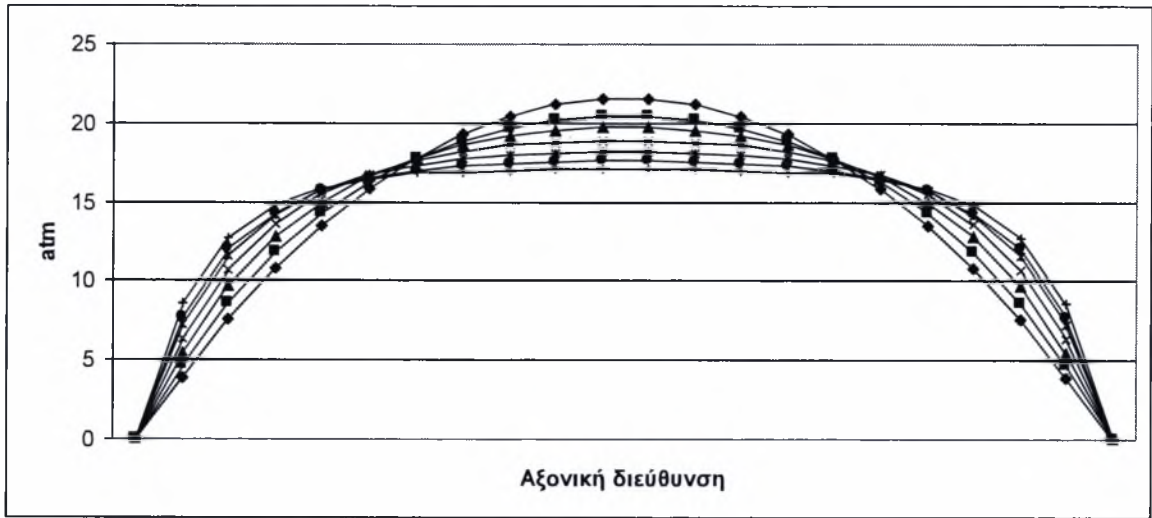


3.3.14

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.75/1000$ 

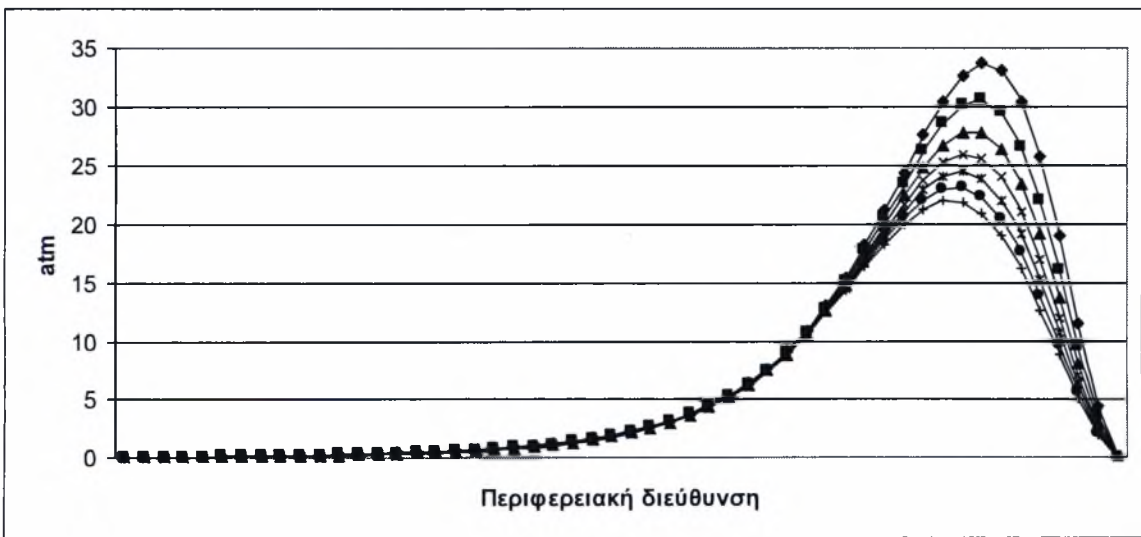
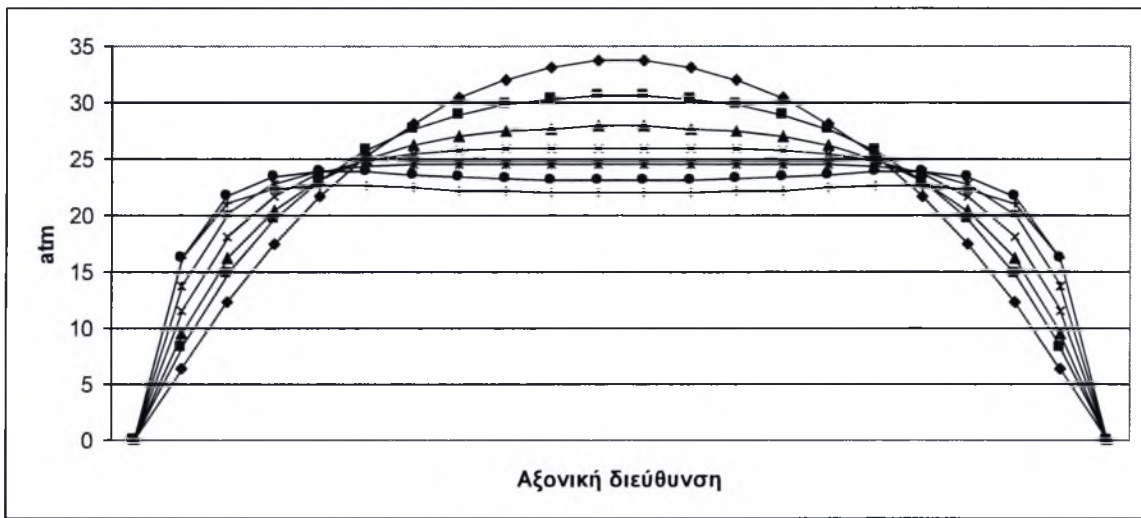
3.3.15

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.75/1000$



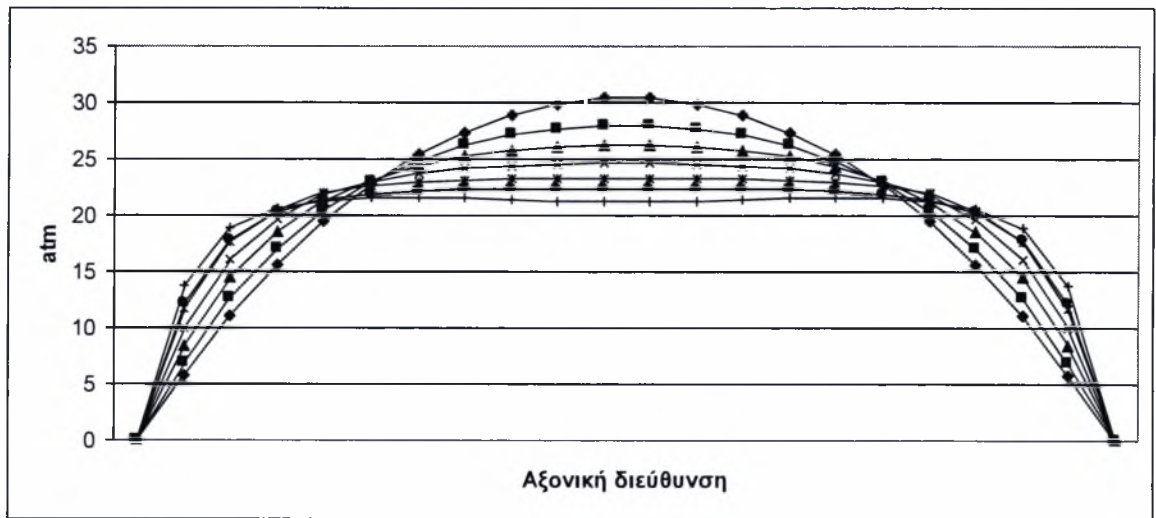
3.3.16

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=1/1000$



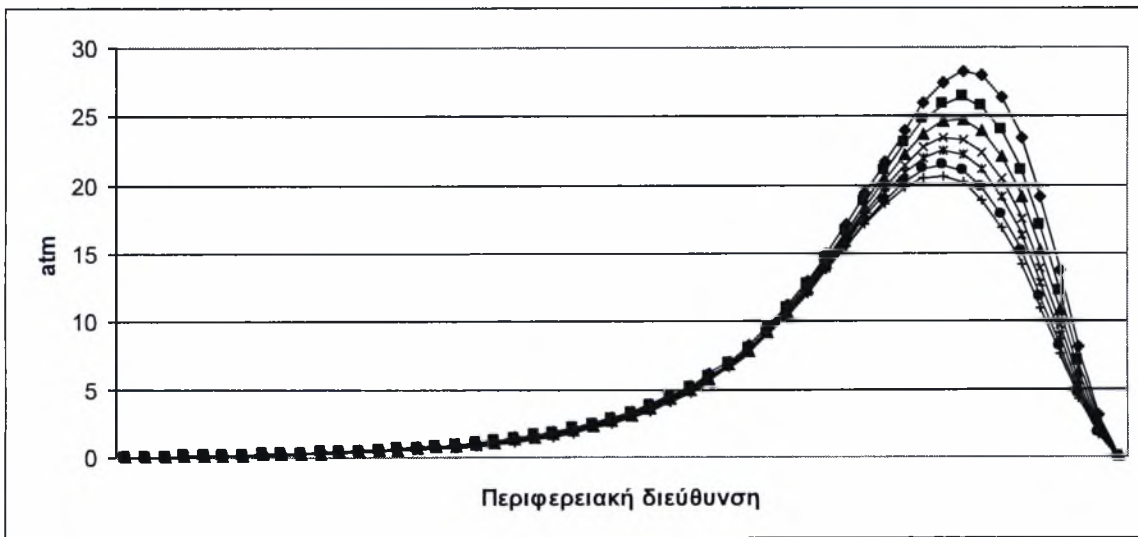
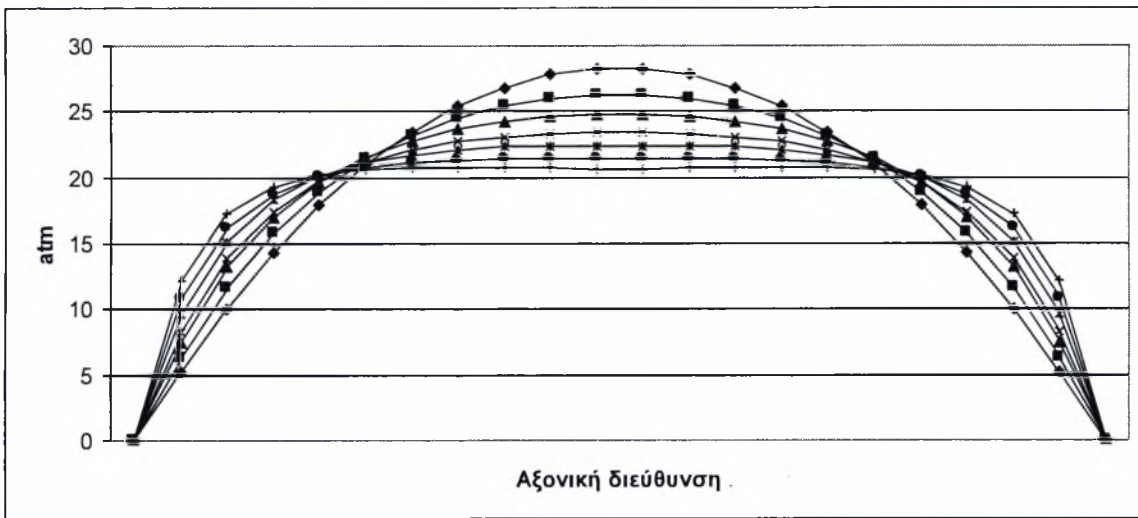
3.3.17

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=1/1000$



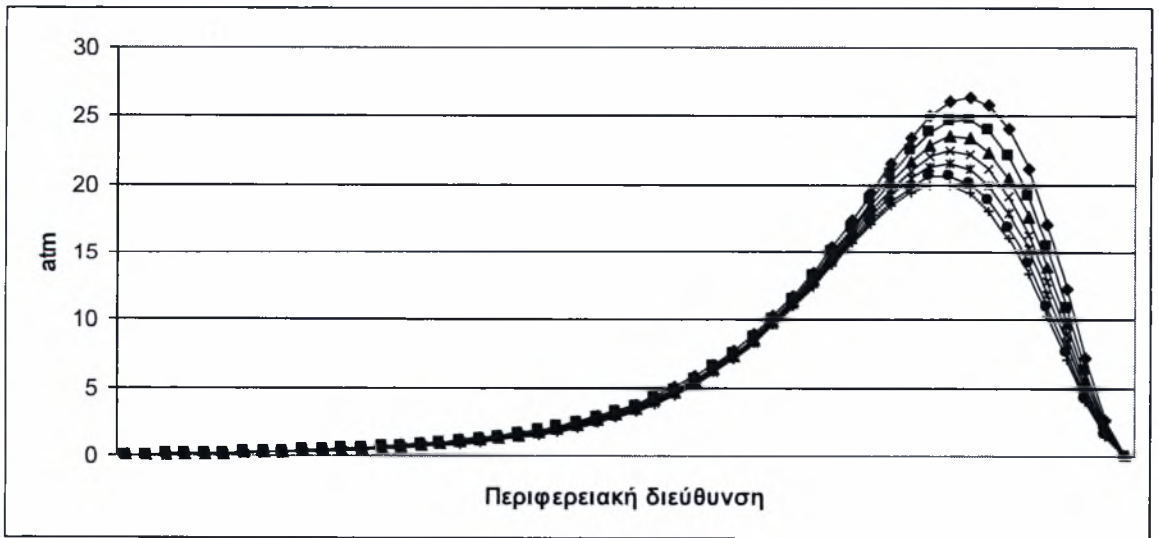
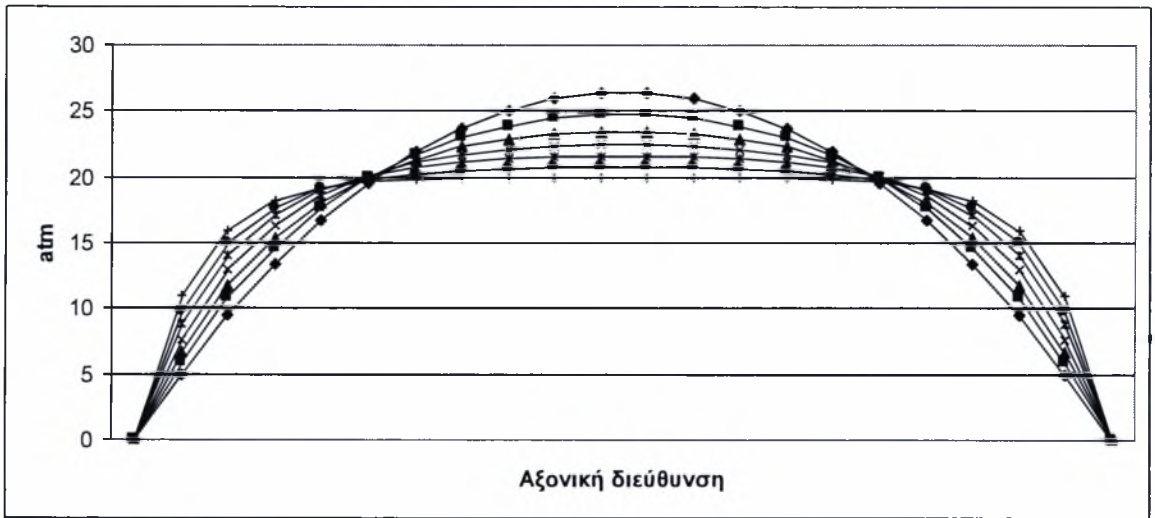
3.3.18

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=1/1000$



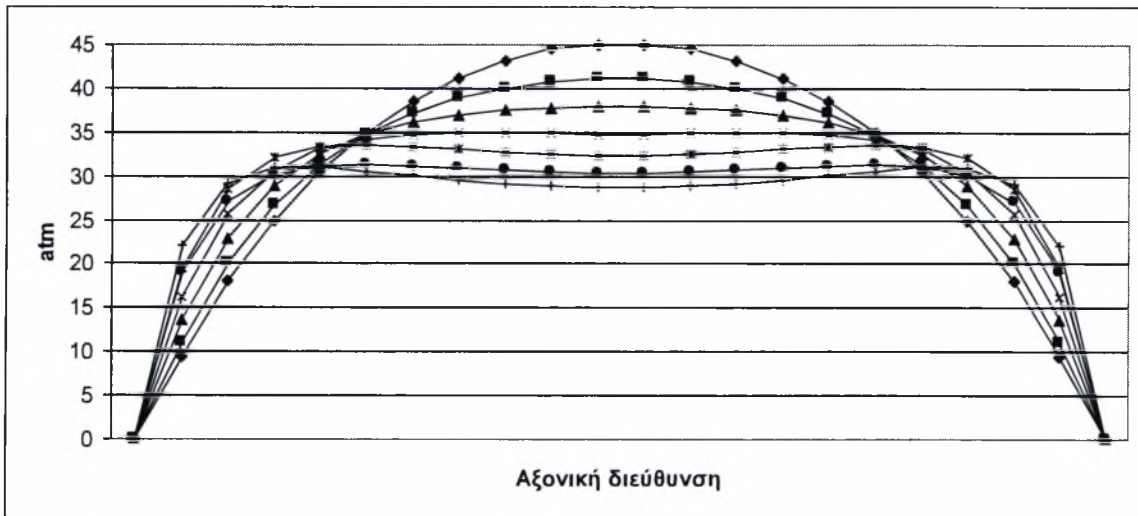
3.3.19

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=1/1000$



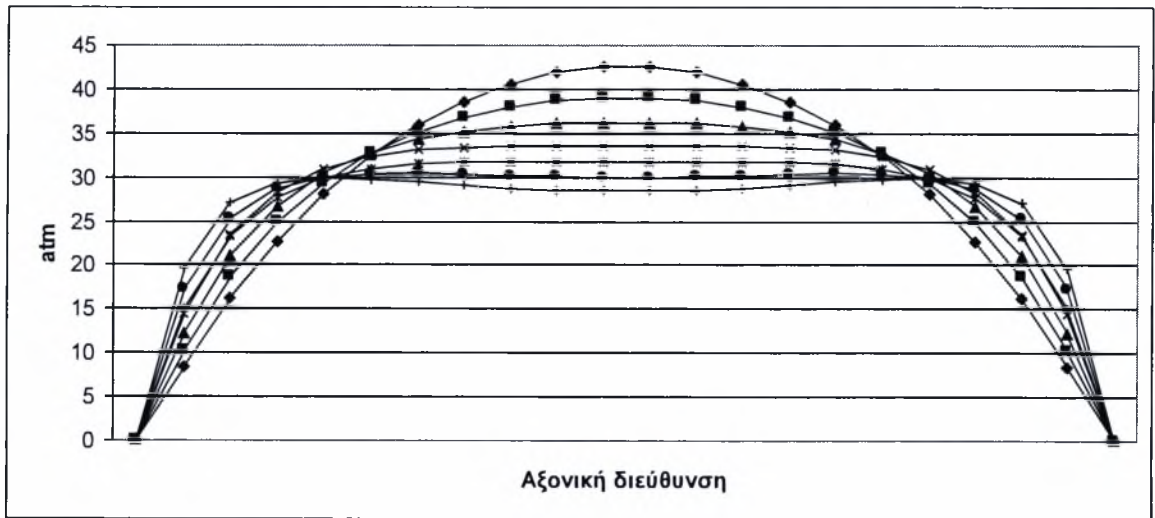
3.3.20

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=2/1000$



3.3.21

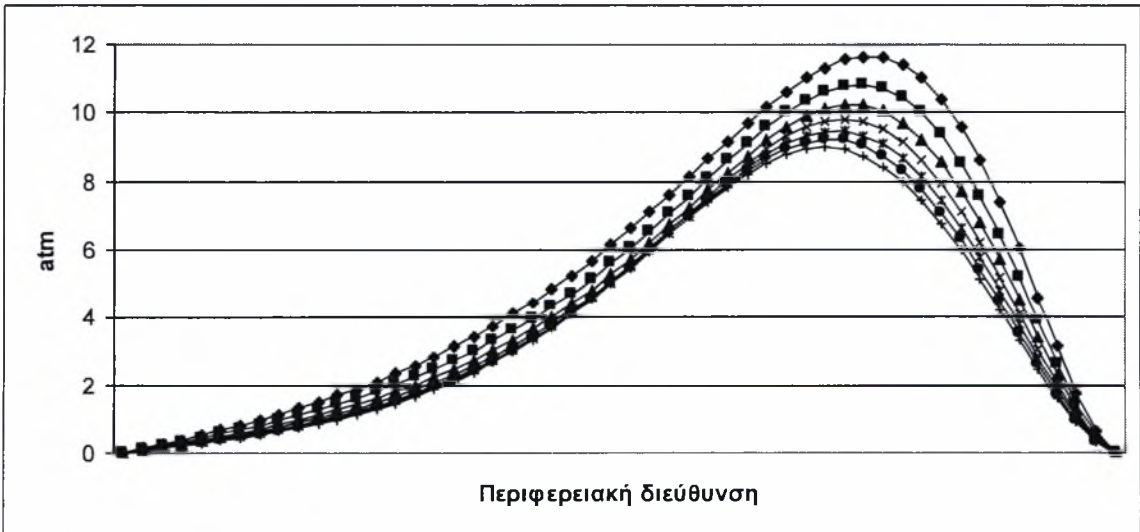
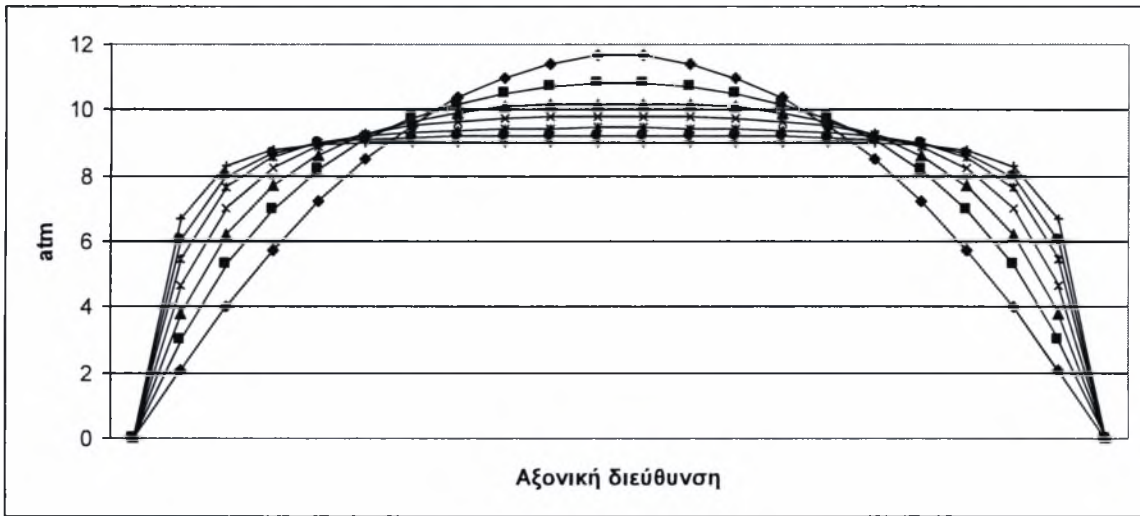
Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=2/1000$



3.3.22

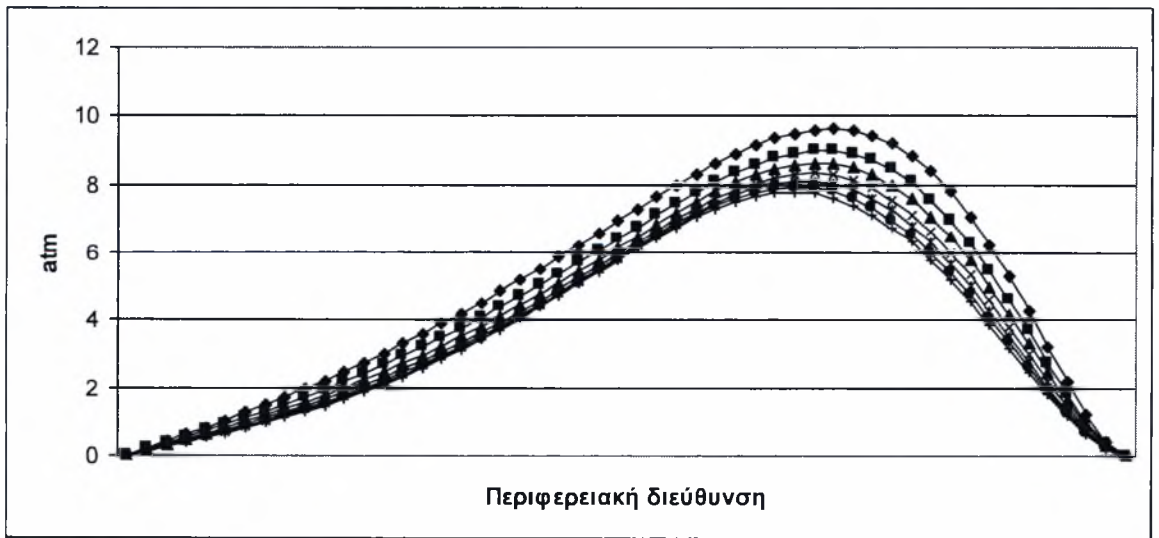
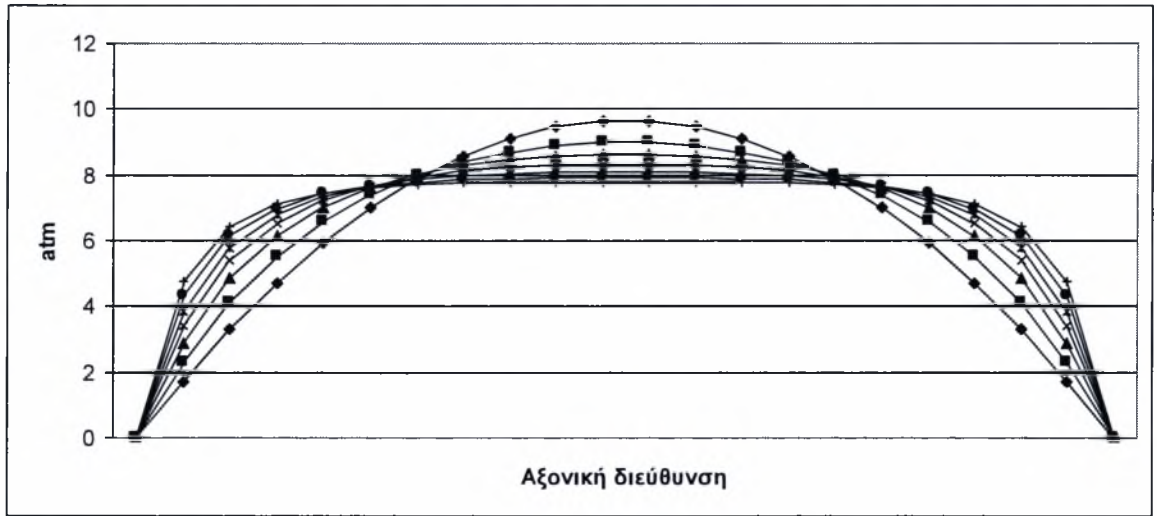
$L/d=0.5$

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.25/1000$



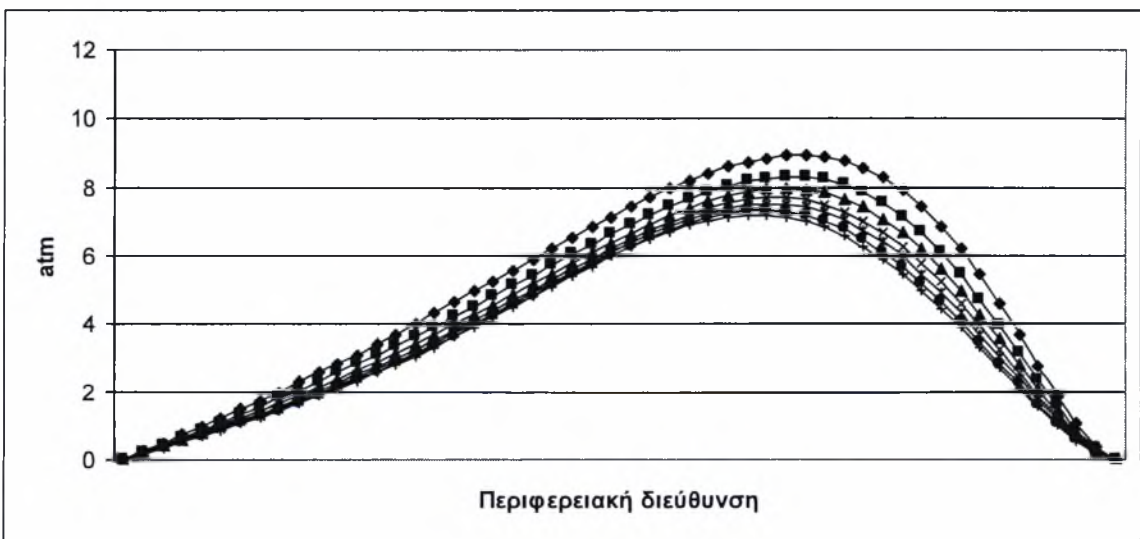
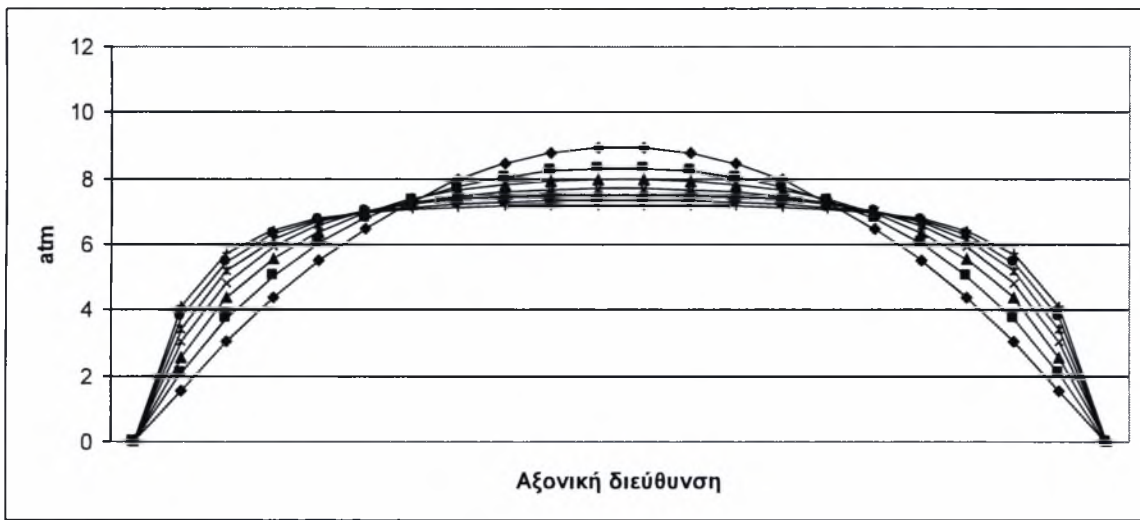
3.4.1

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.25/1000$



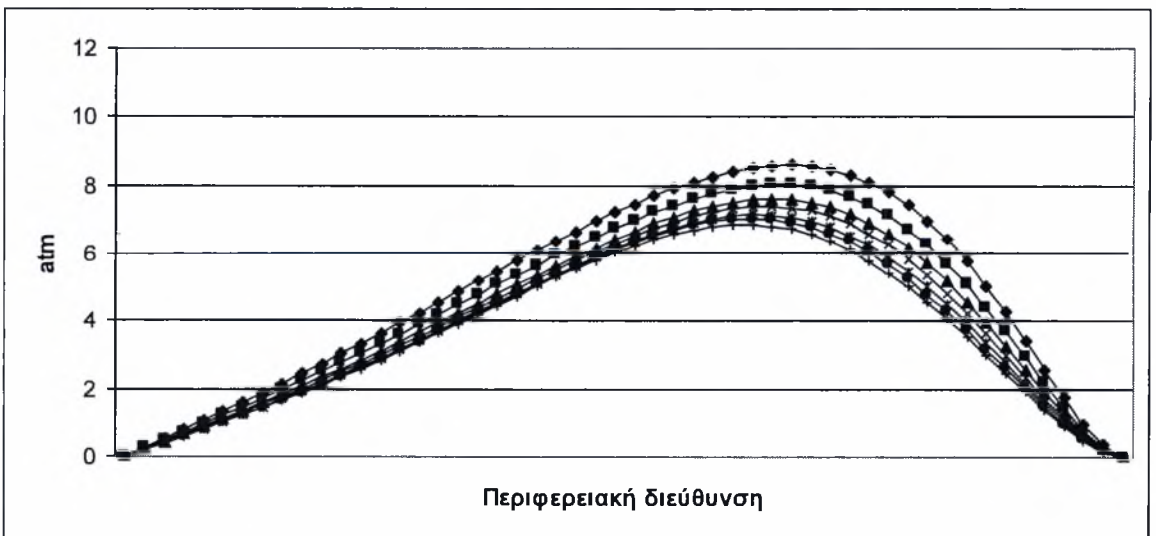
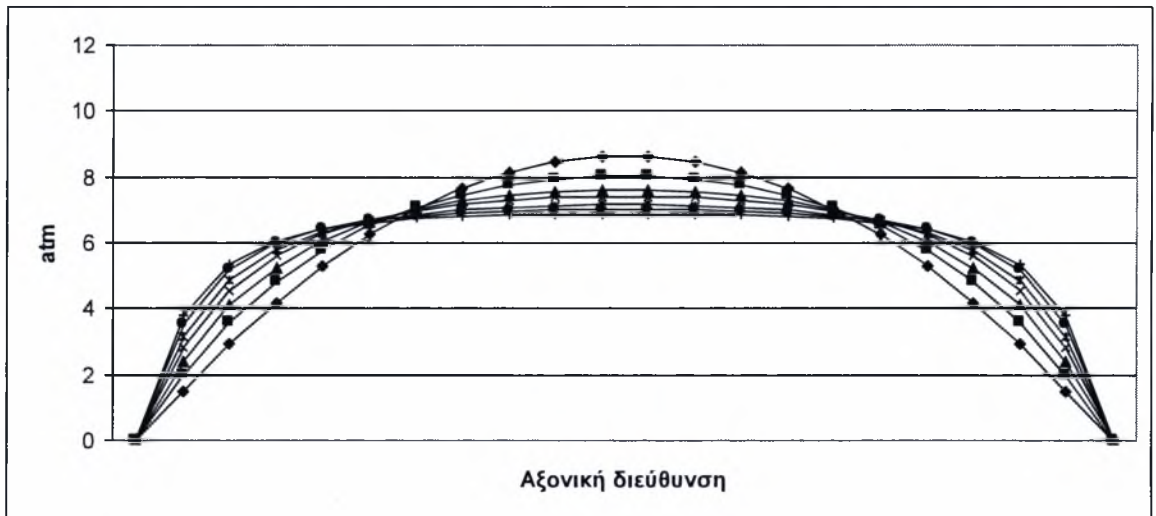
3.4.2

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.25/1000$



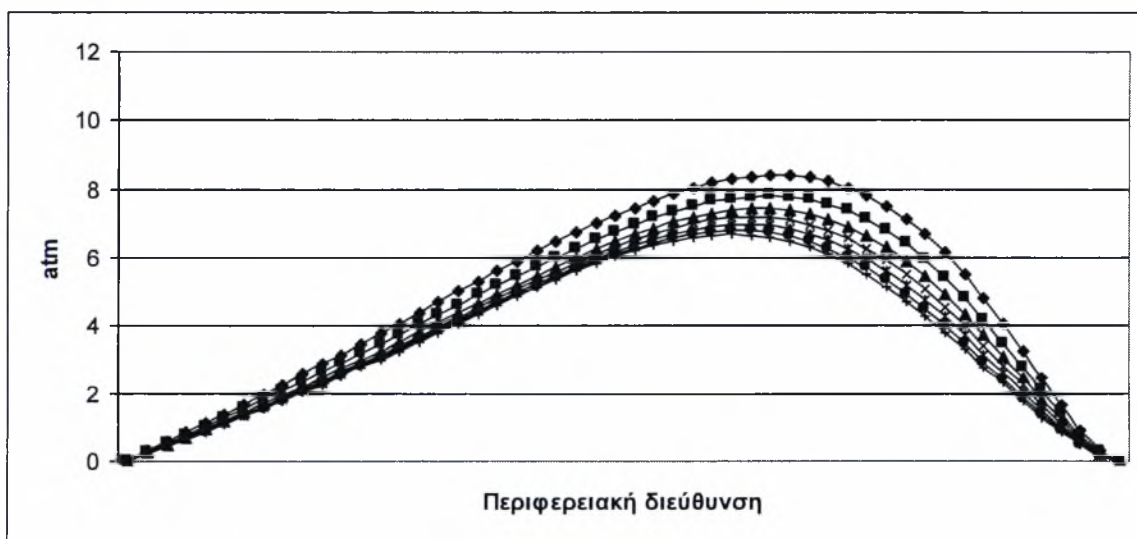
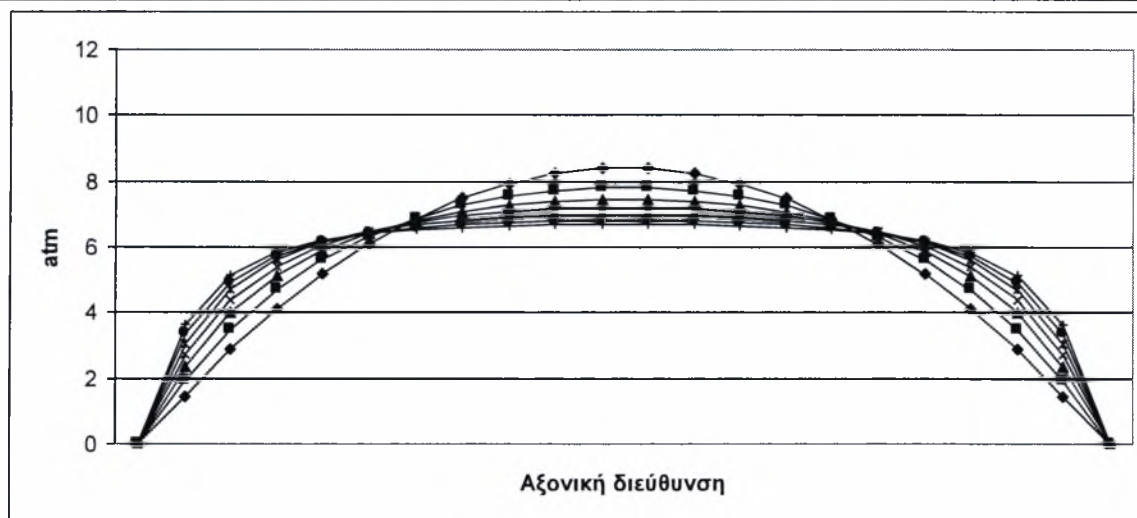
3.4.3

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.25/1000$



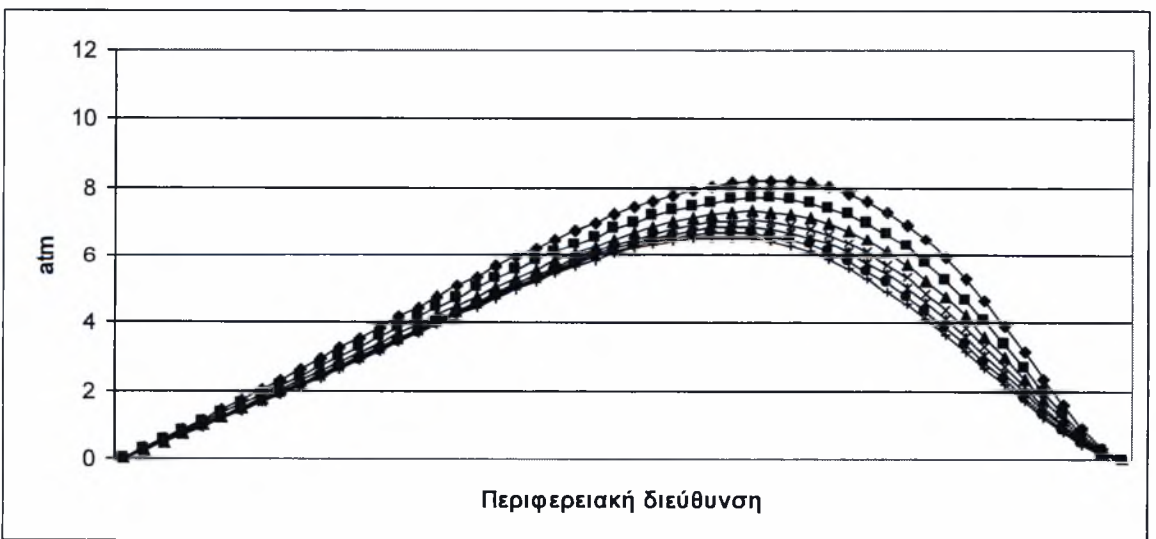
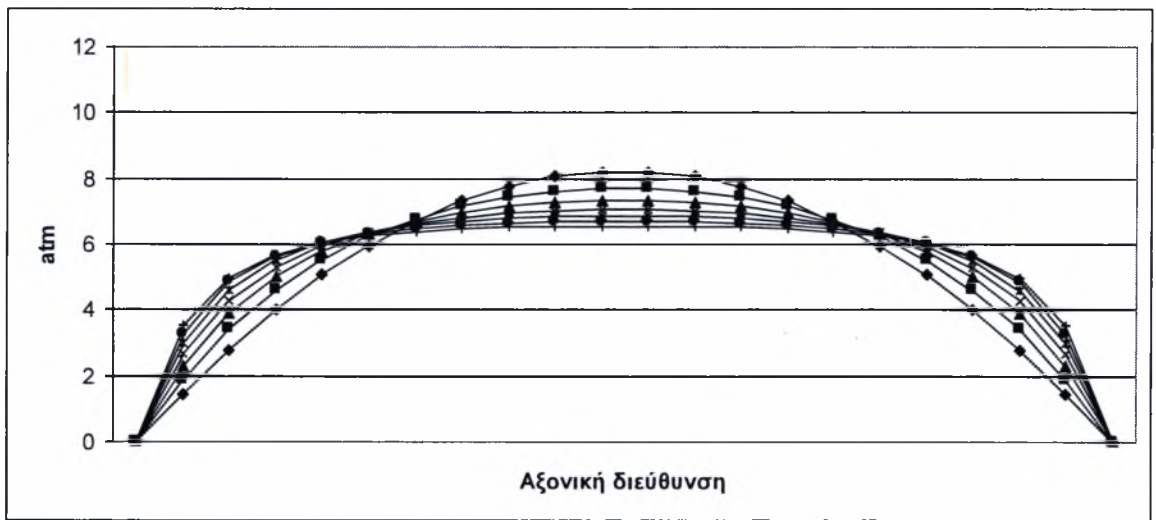
3.4.4

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.25/1000$



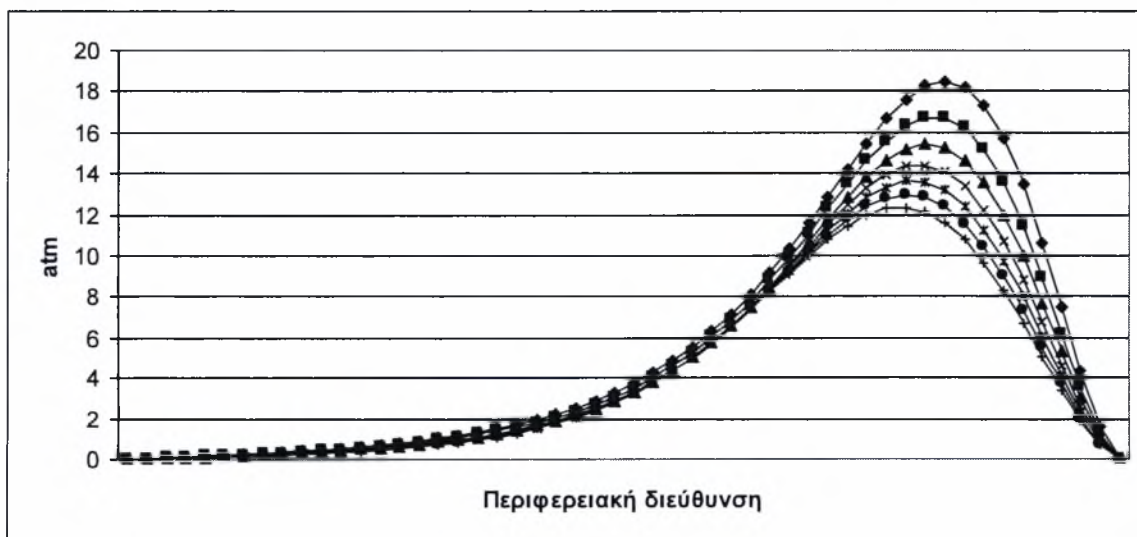
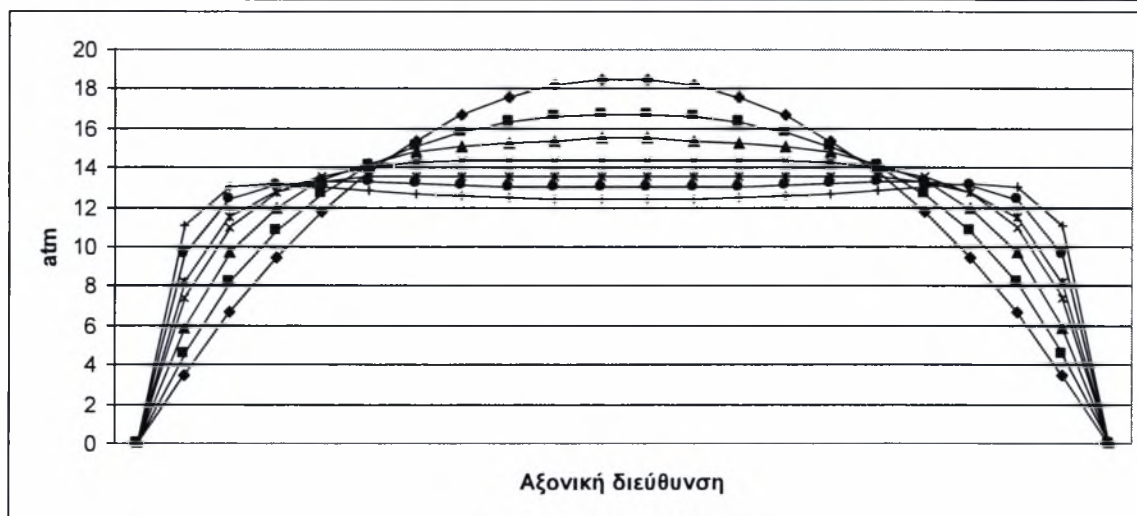
3.4.5

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.25/1000$



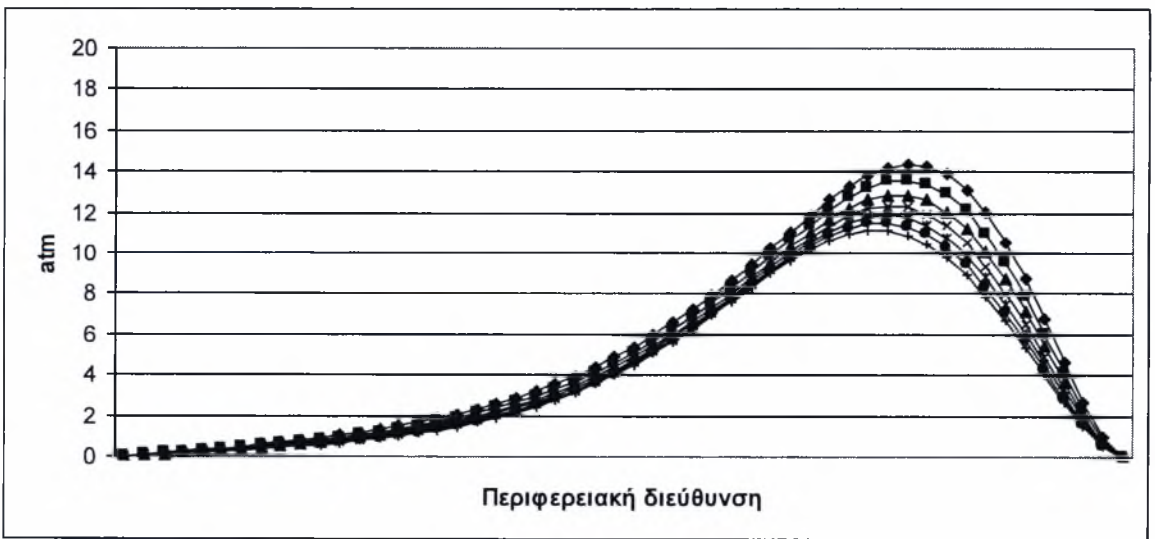
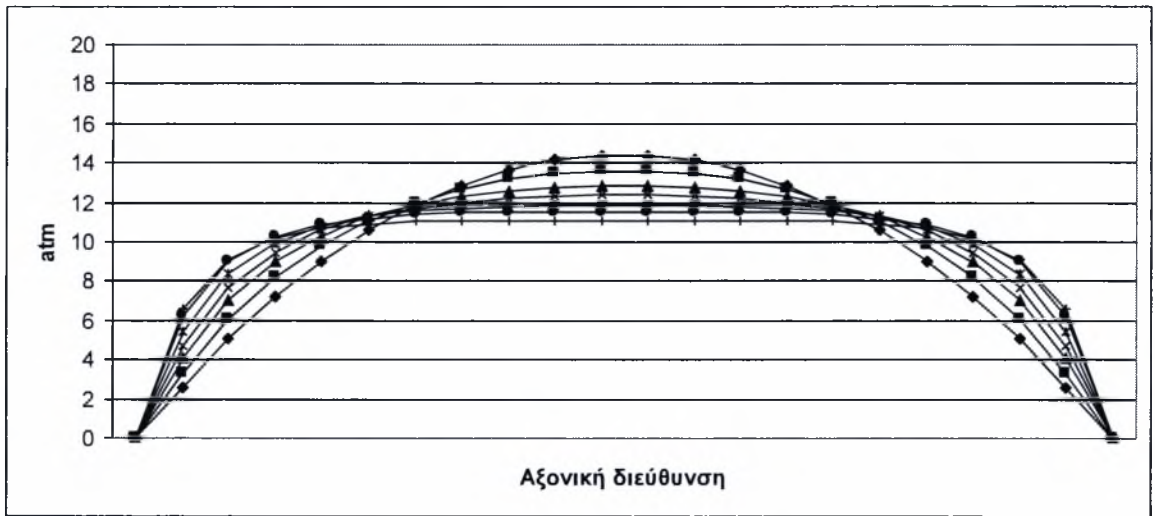
3.4.6

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.5/1000$



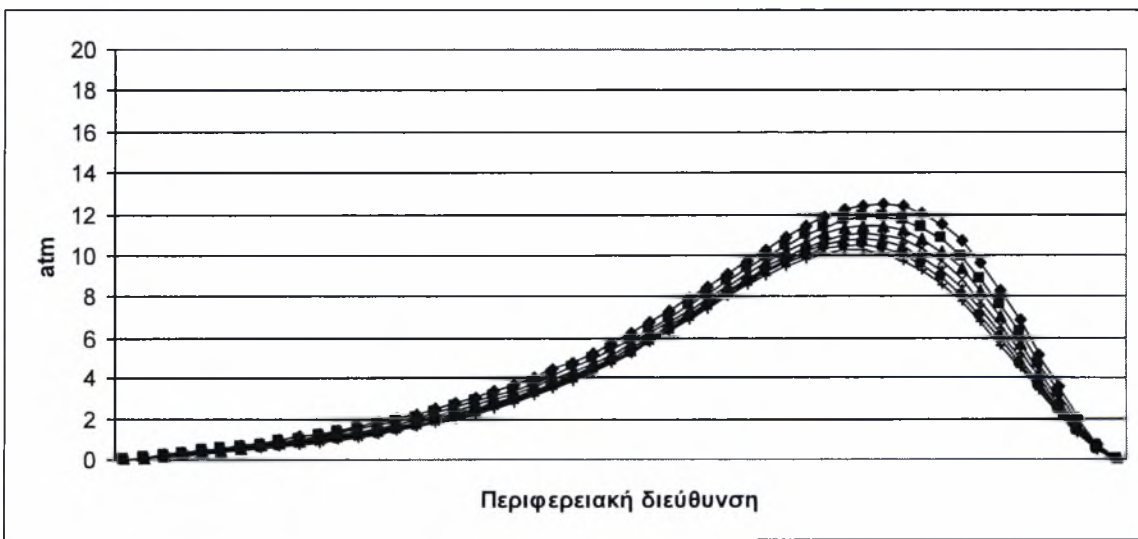
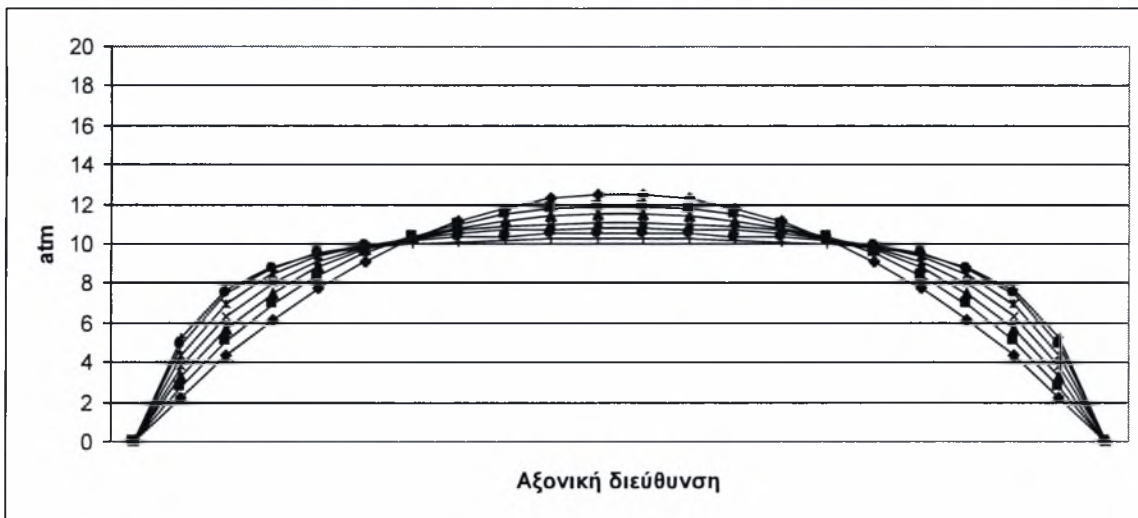
3.4.7

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.5/1000$



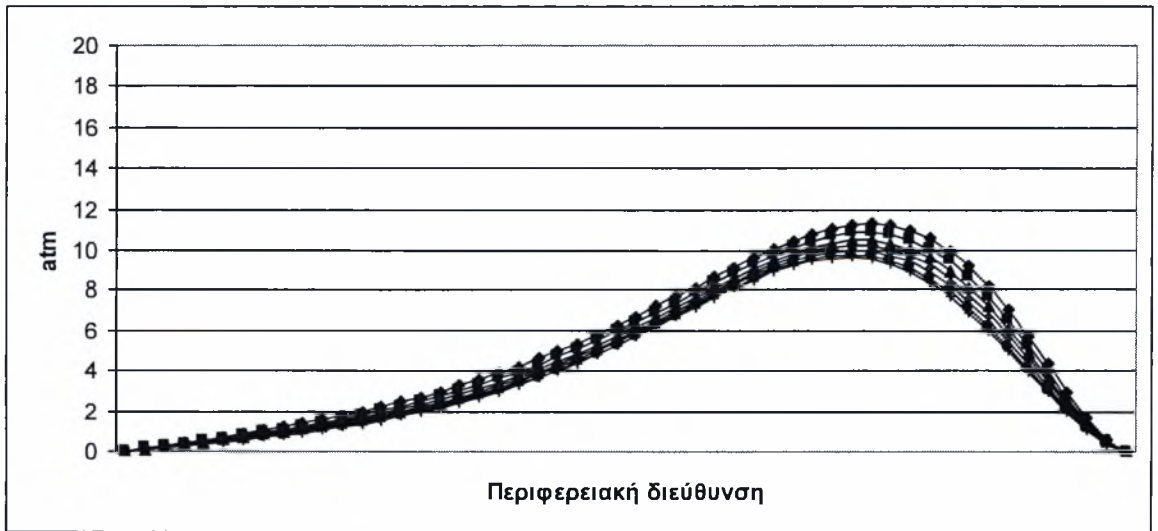
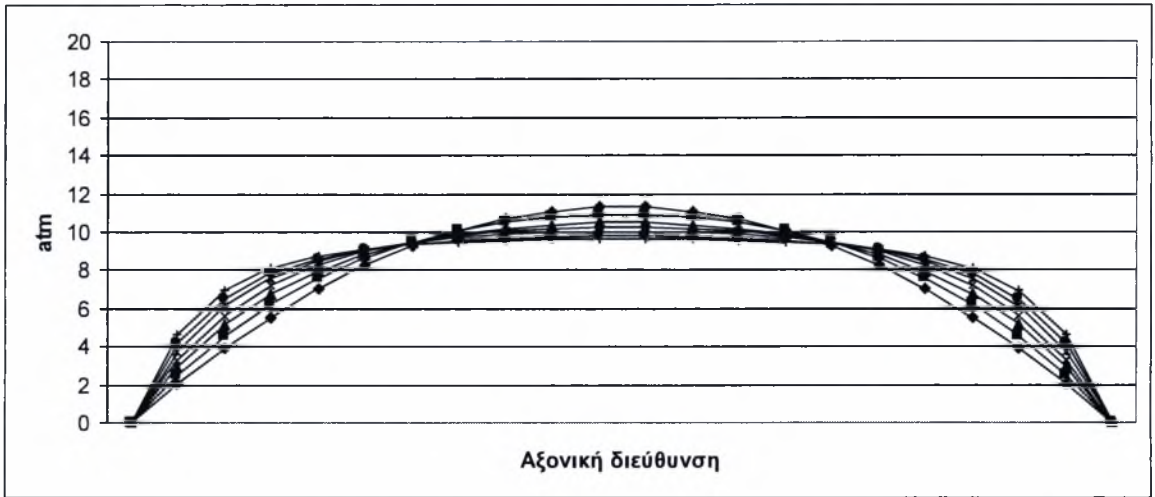
3.4.8

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.5/1000$



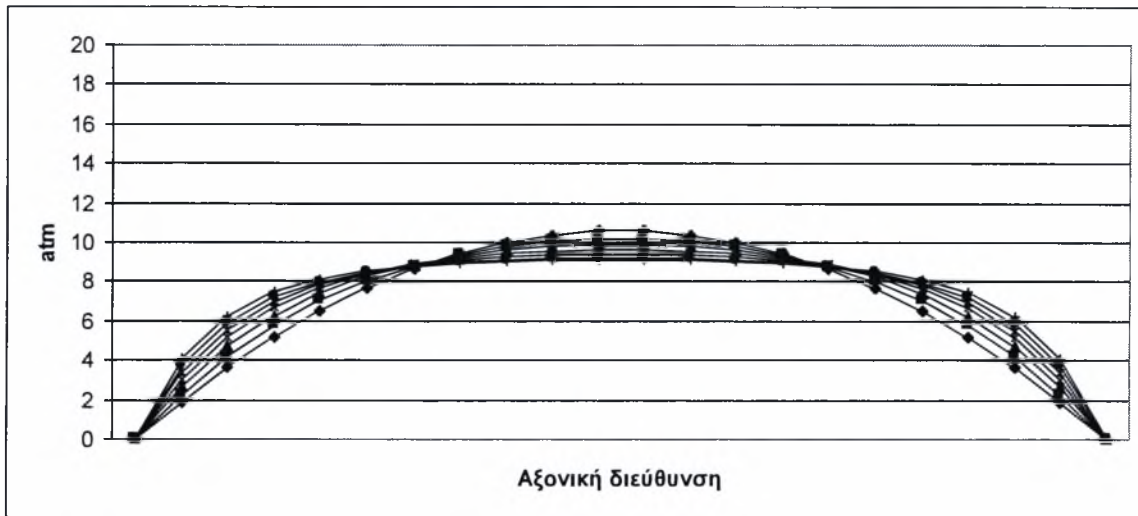
3.4.9

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.5/1000$



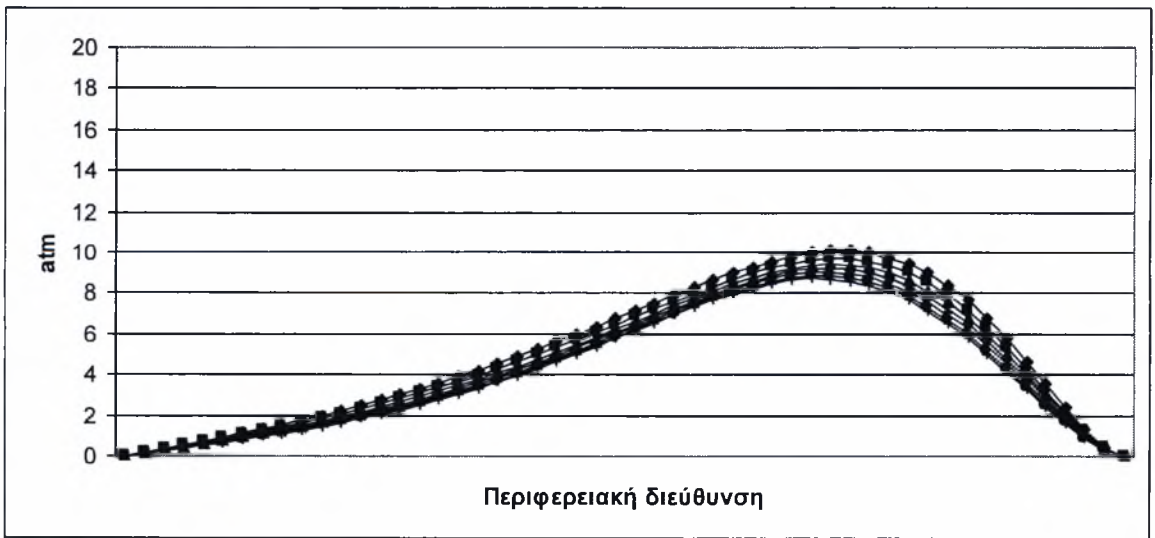
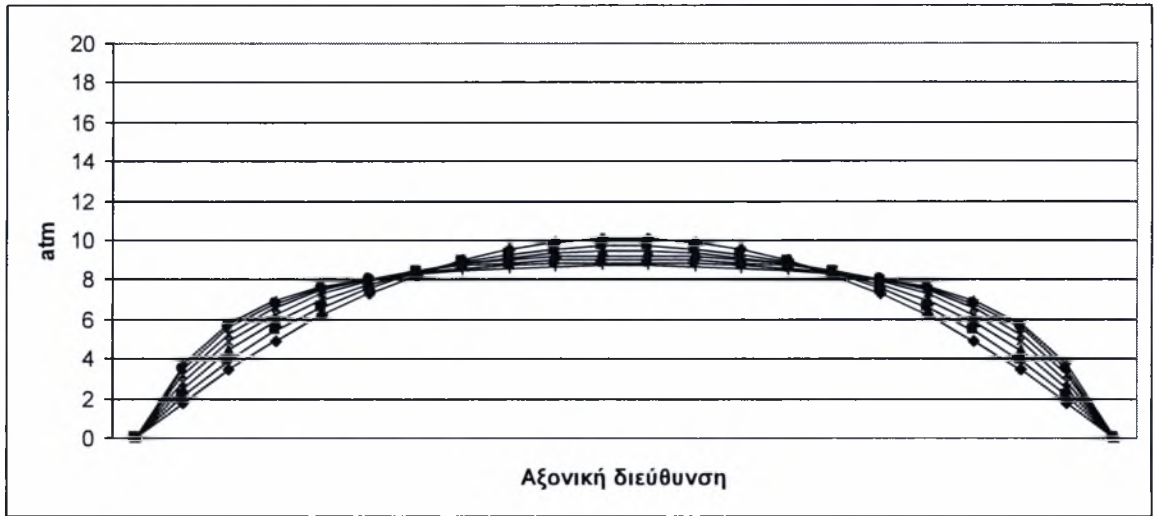
3.4.10

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.5/1000$



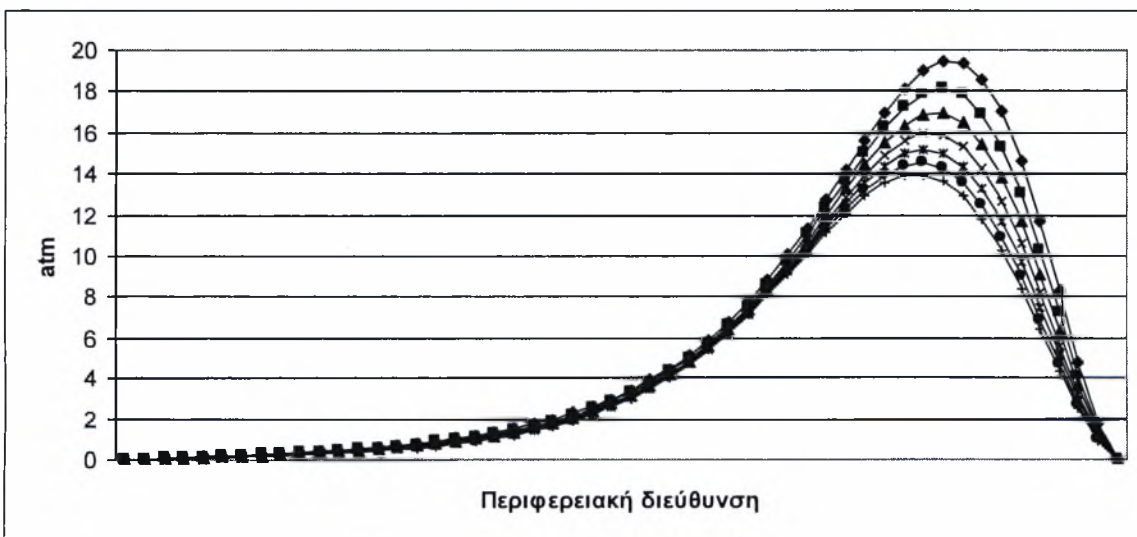
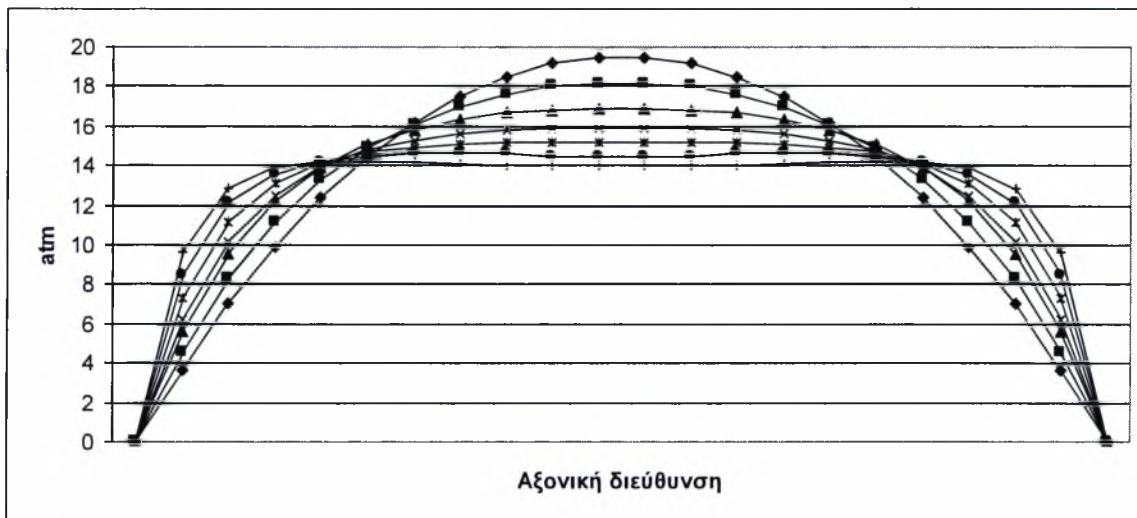
3.4.11

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.5/1000$



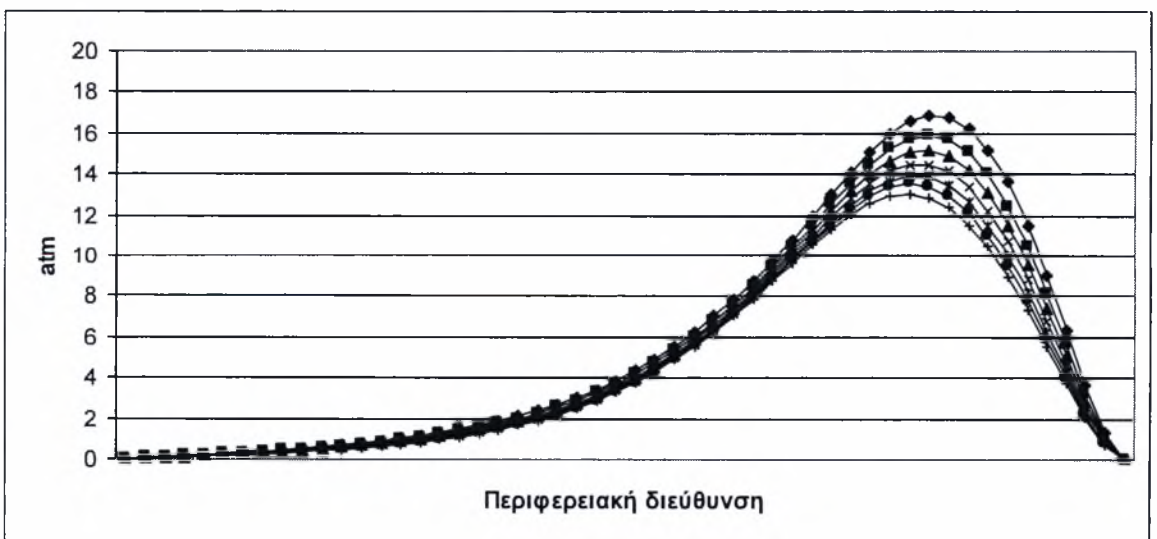
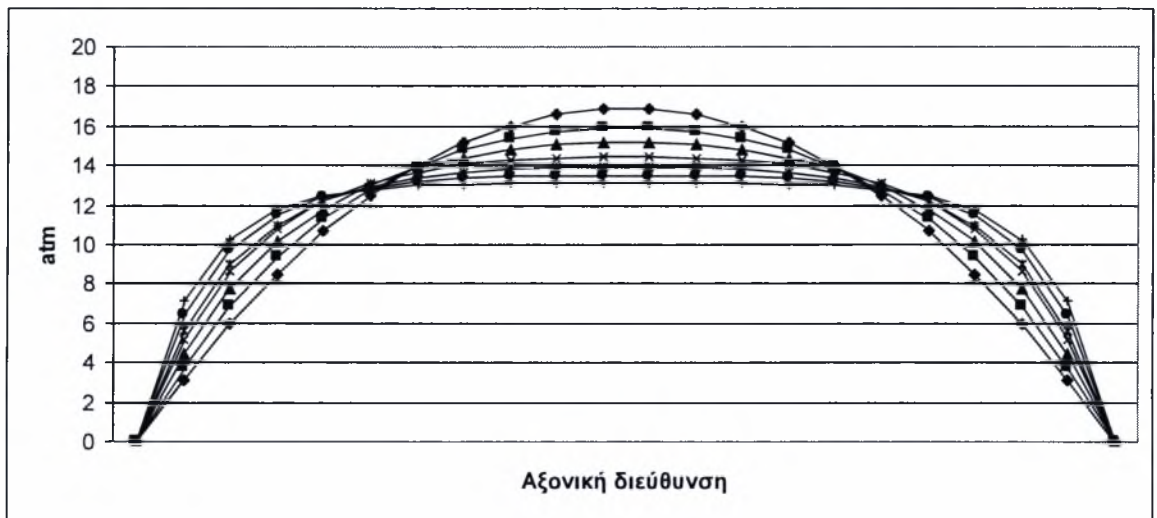
3.4.12

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.75/1000$



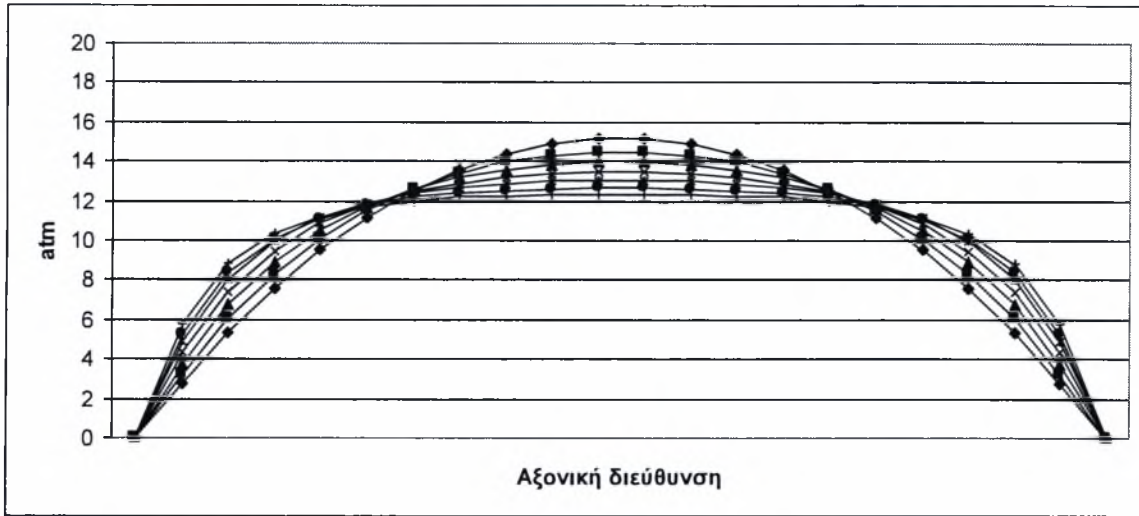
3.4.13

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.75/1000$



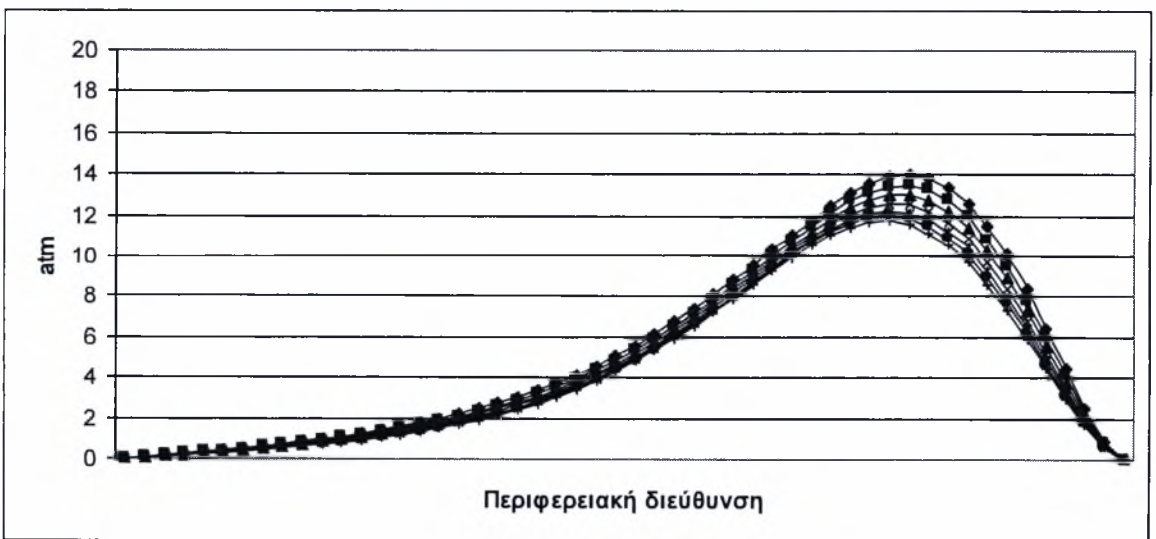
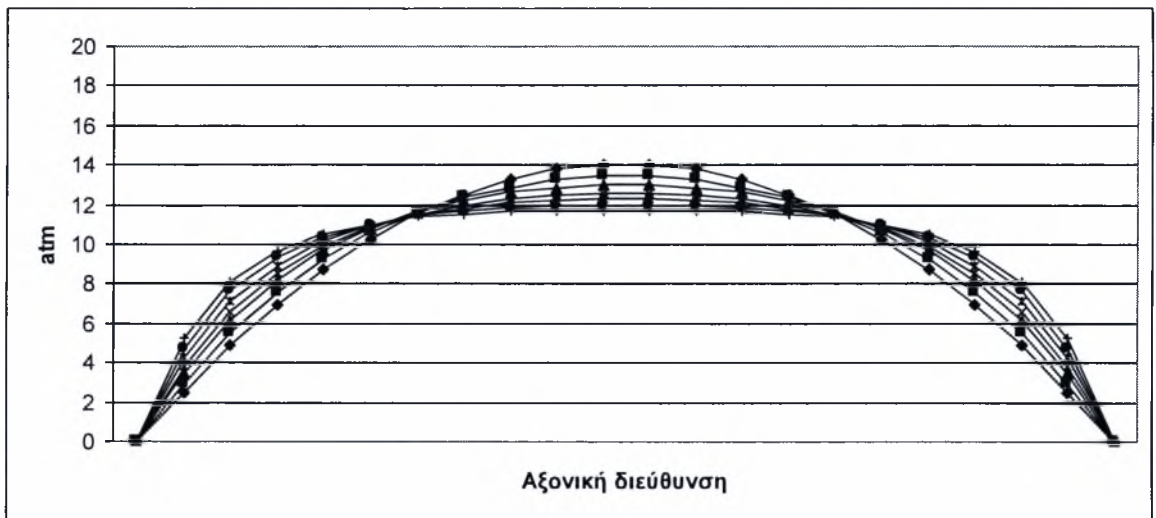
3.4.14

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.75/1000$



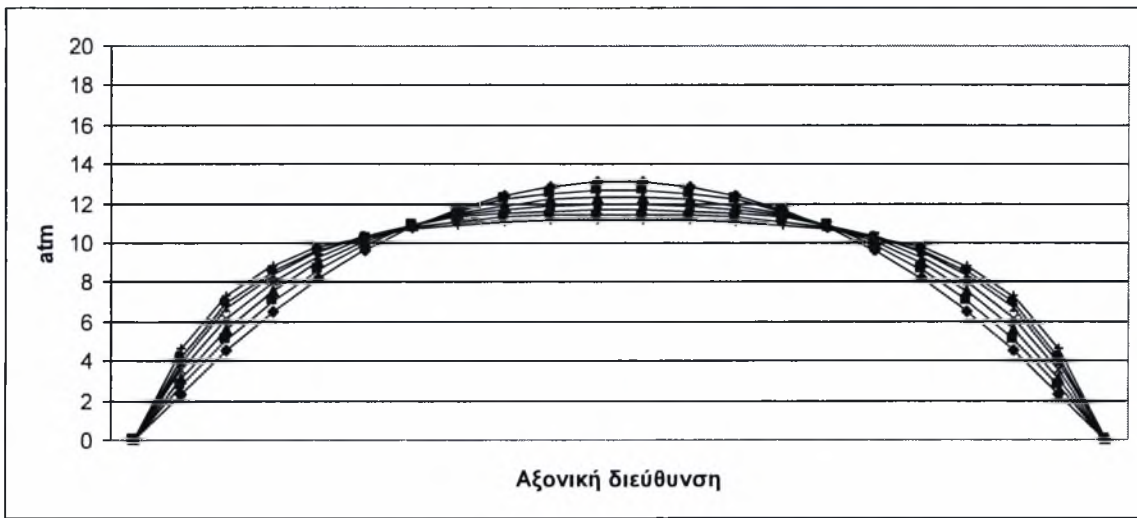
3.4.15

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.75 /1000$



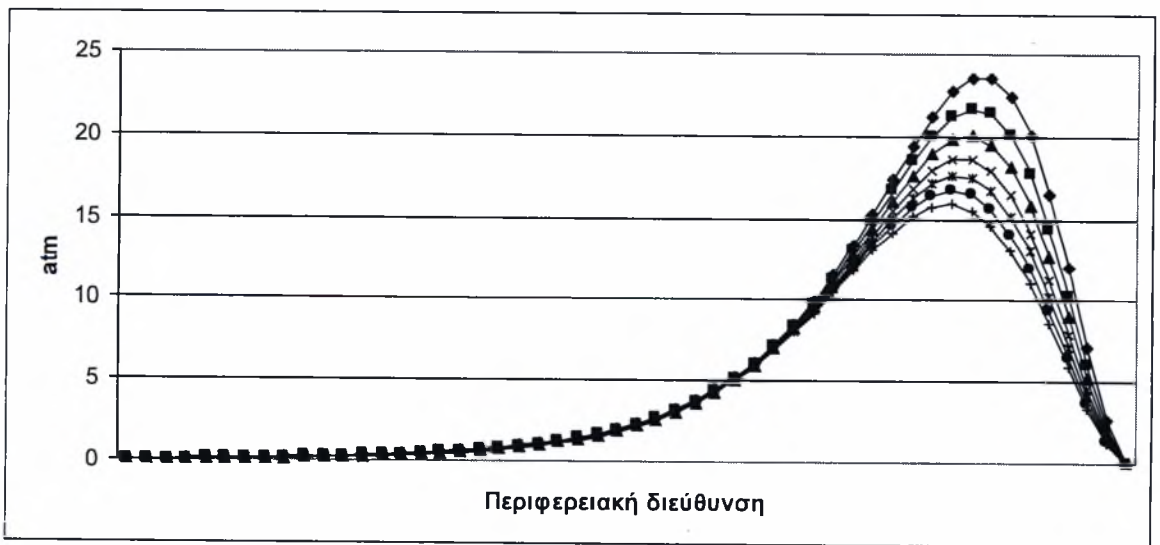
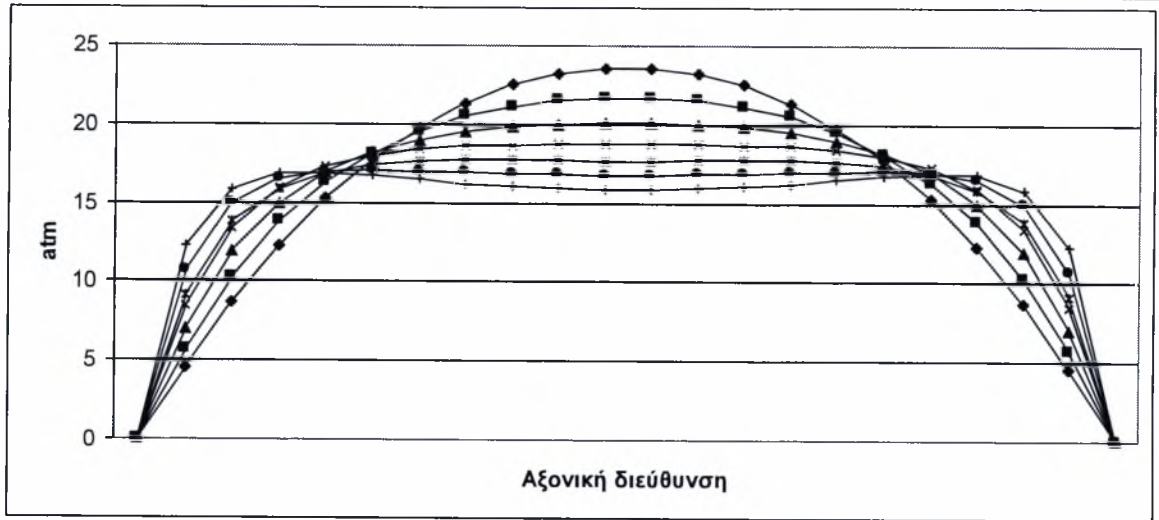
3.4.16

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.75/1000$



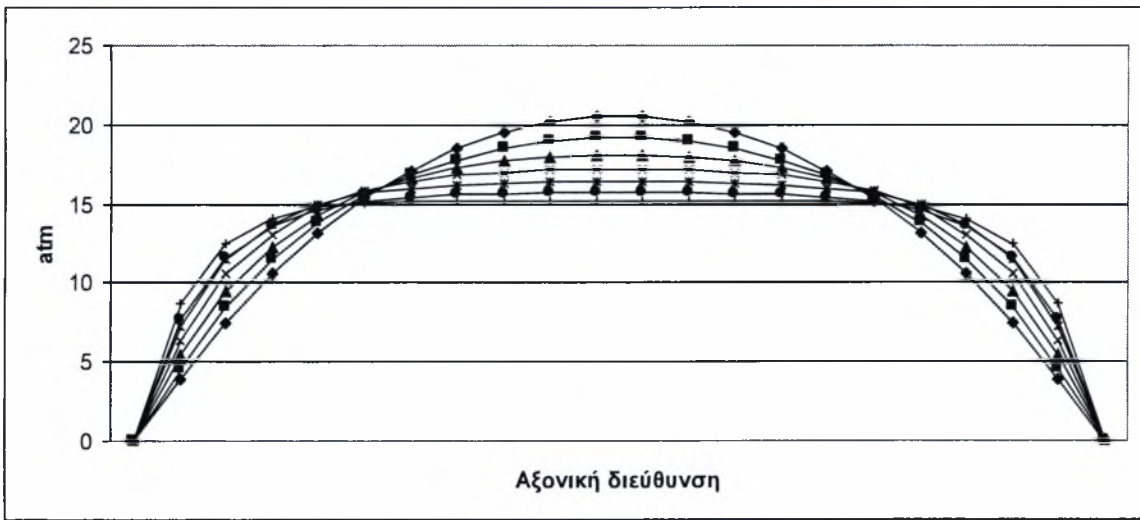
3.4.17

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=1/1000$



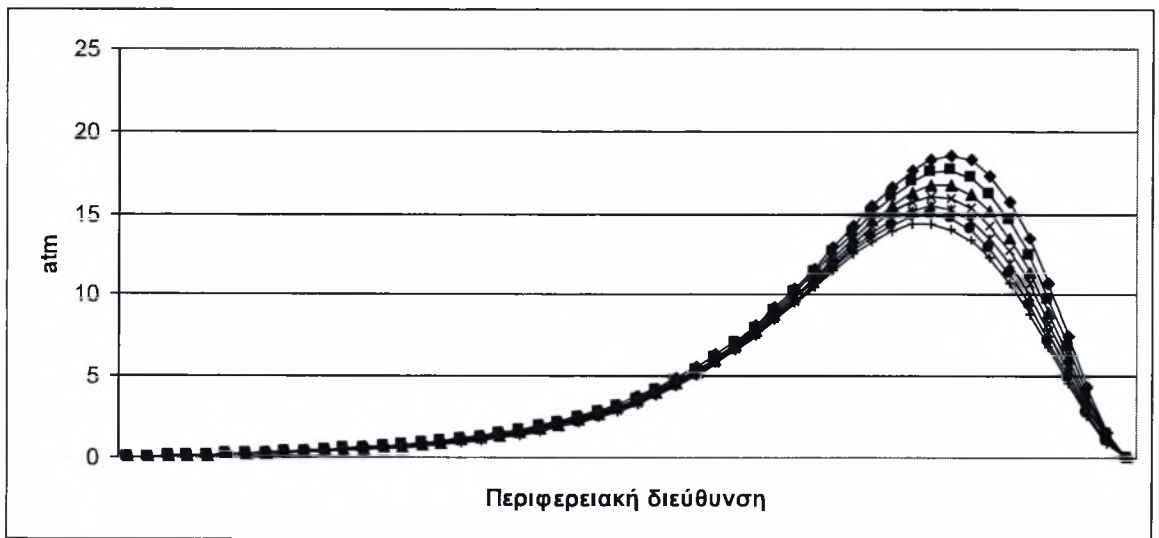
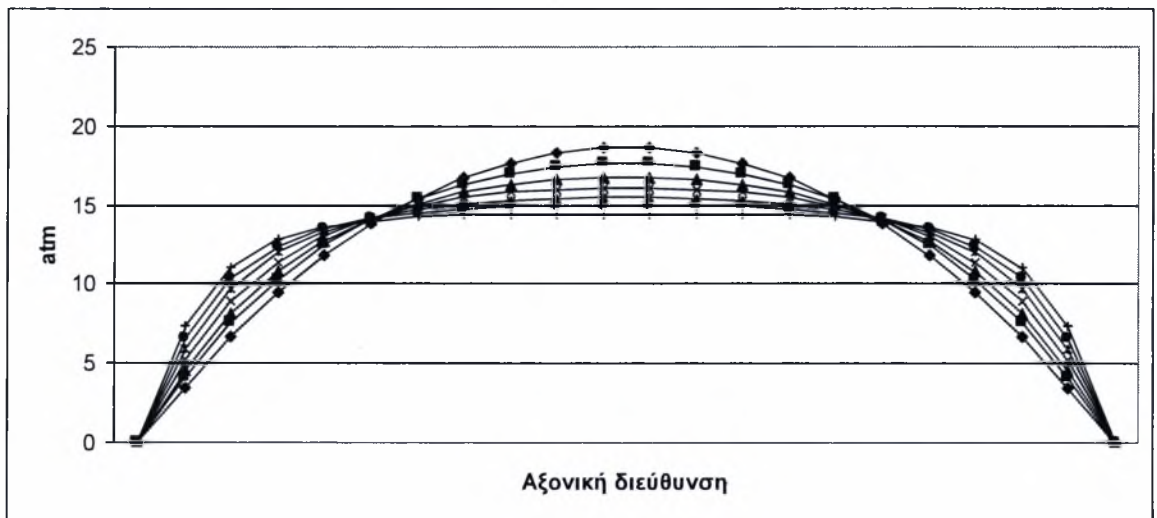
3.4.18

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=1/1000$



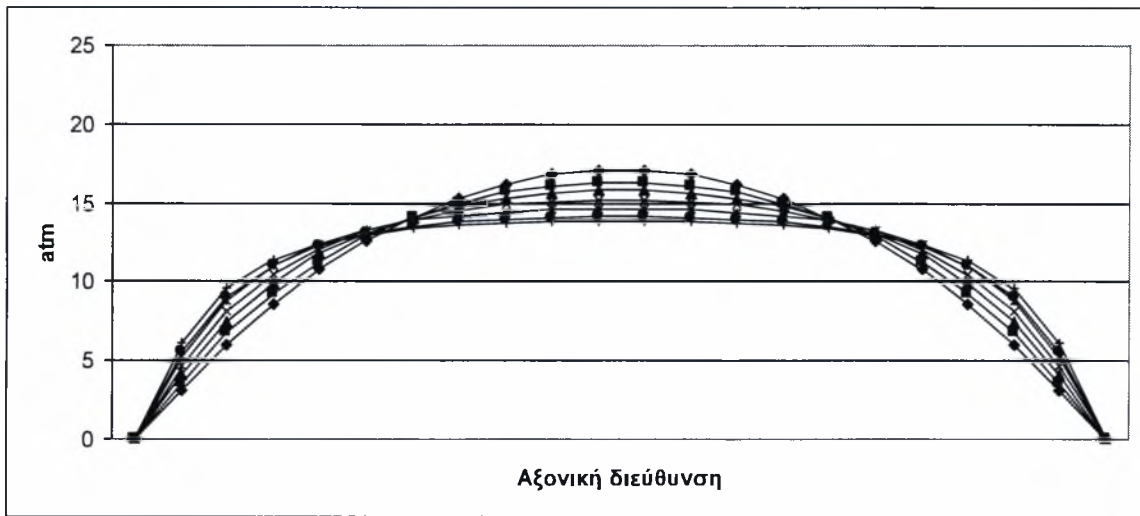
3.4.19

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=1/1000$



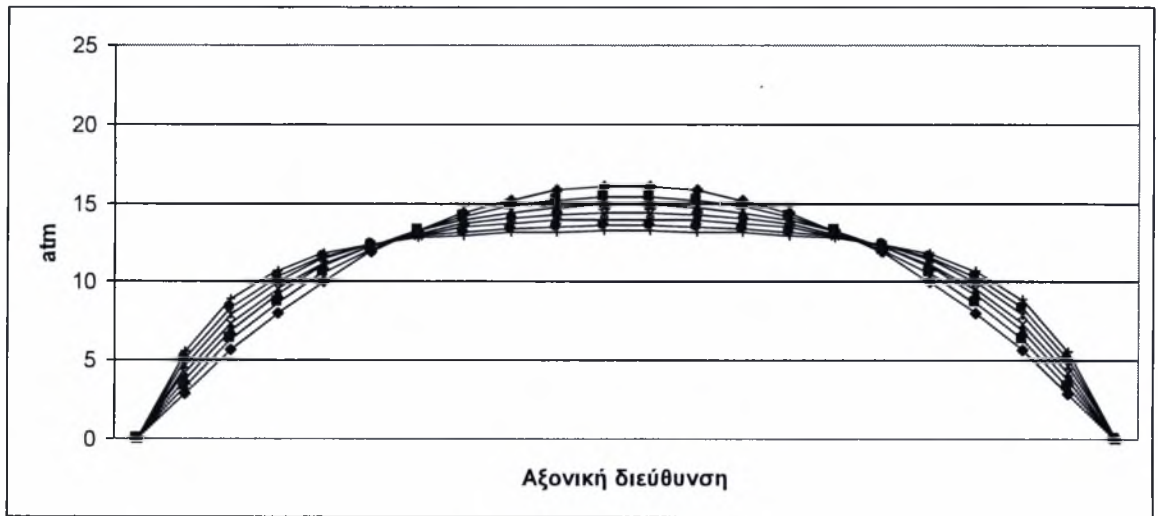
3.4.20

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=1/1000$



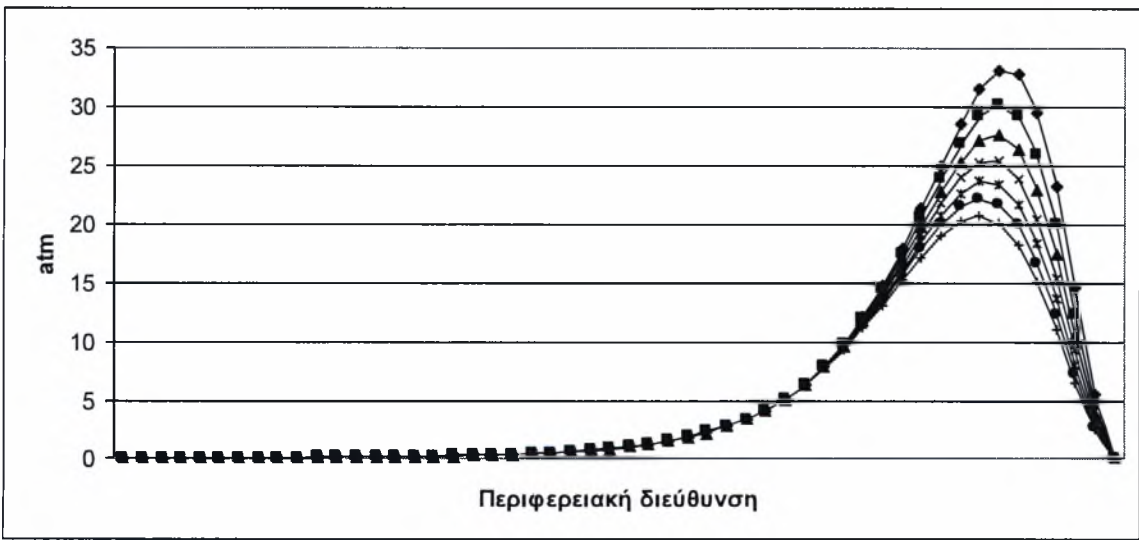
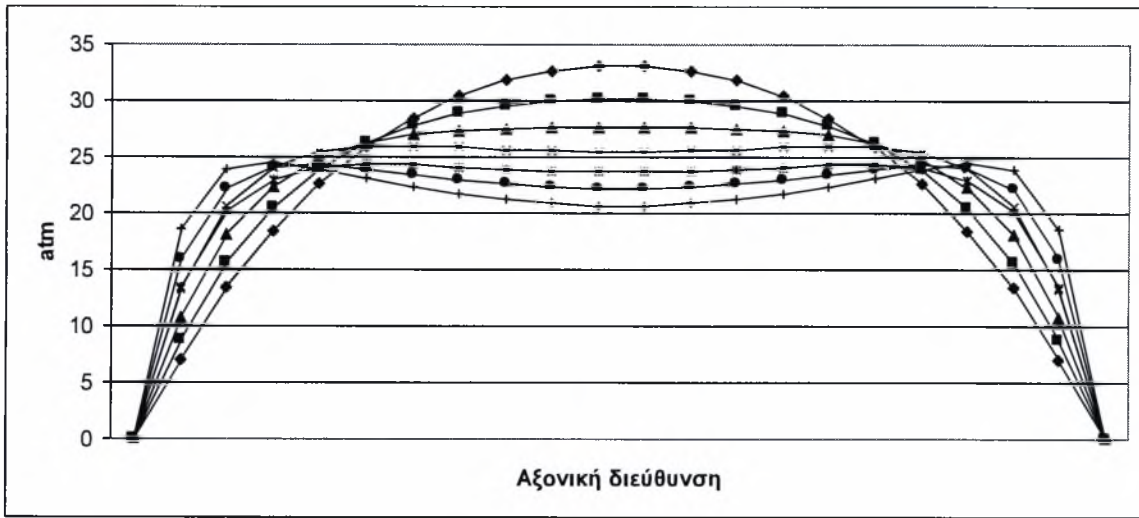
3.4.21

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=1/1000$



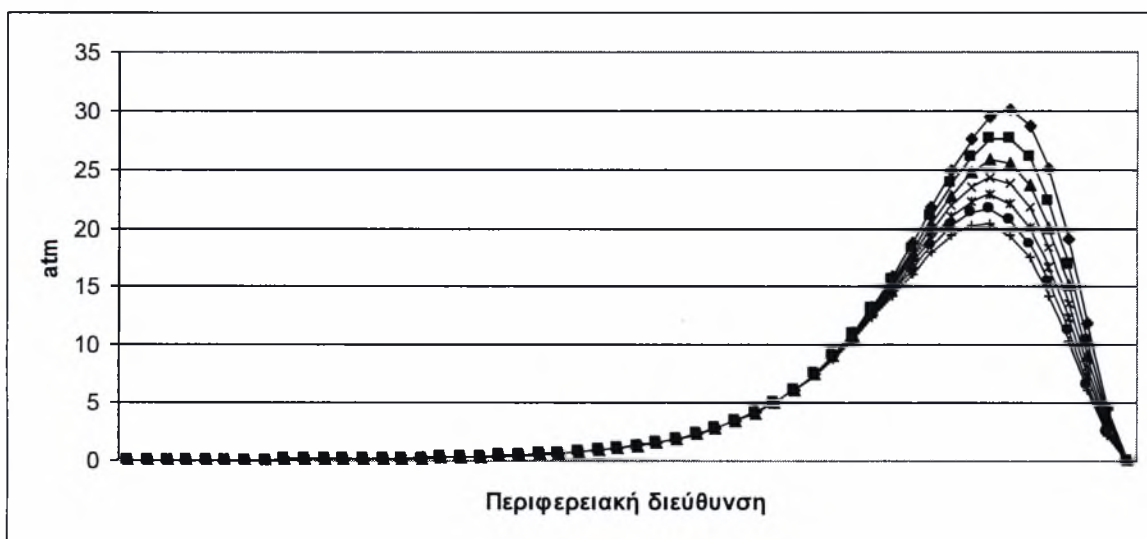
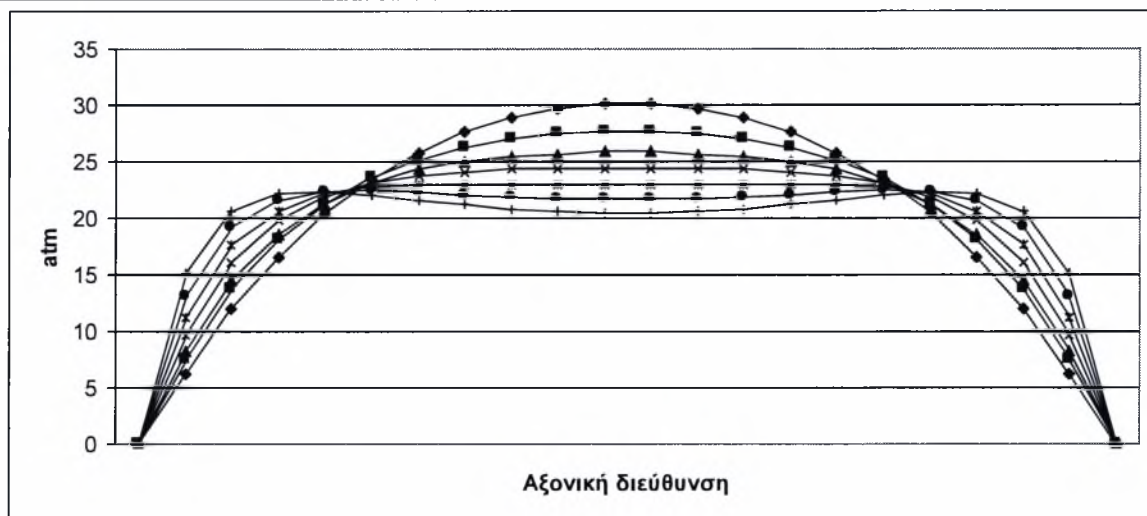
3.4.22

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=2/1000$



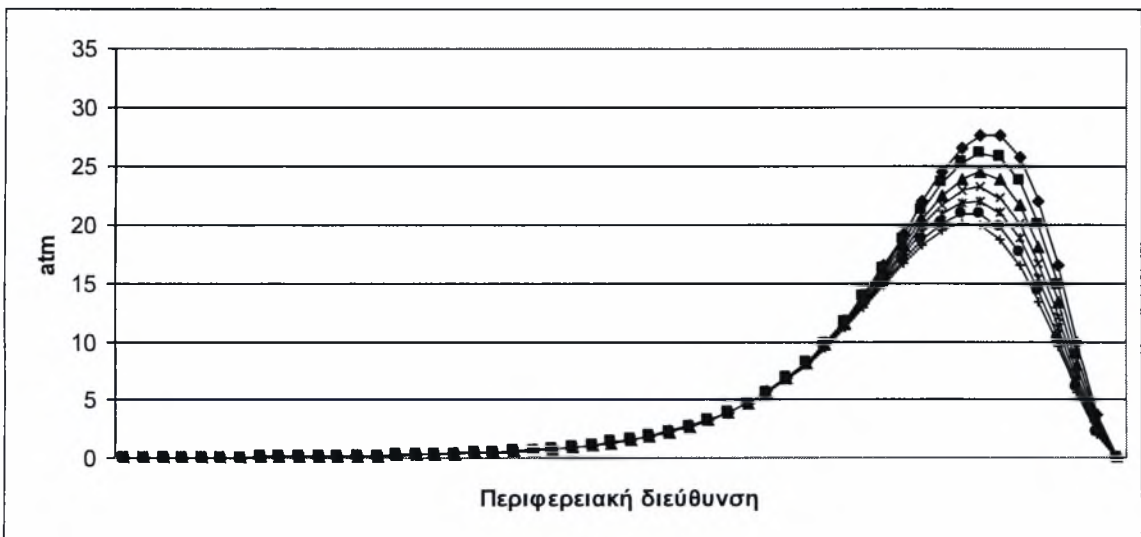
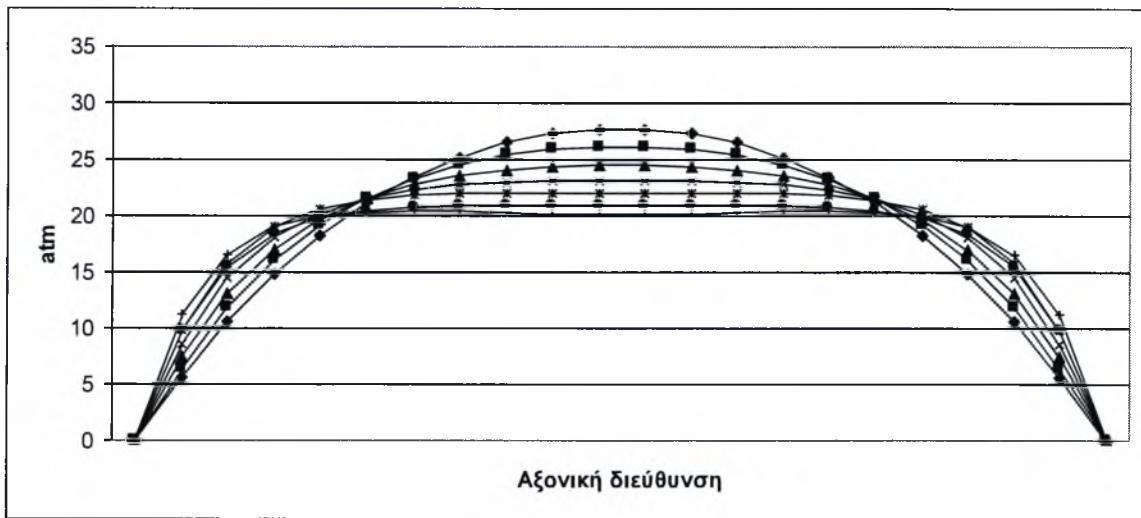
3.4.23

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=2/1000$



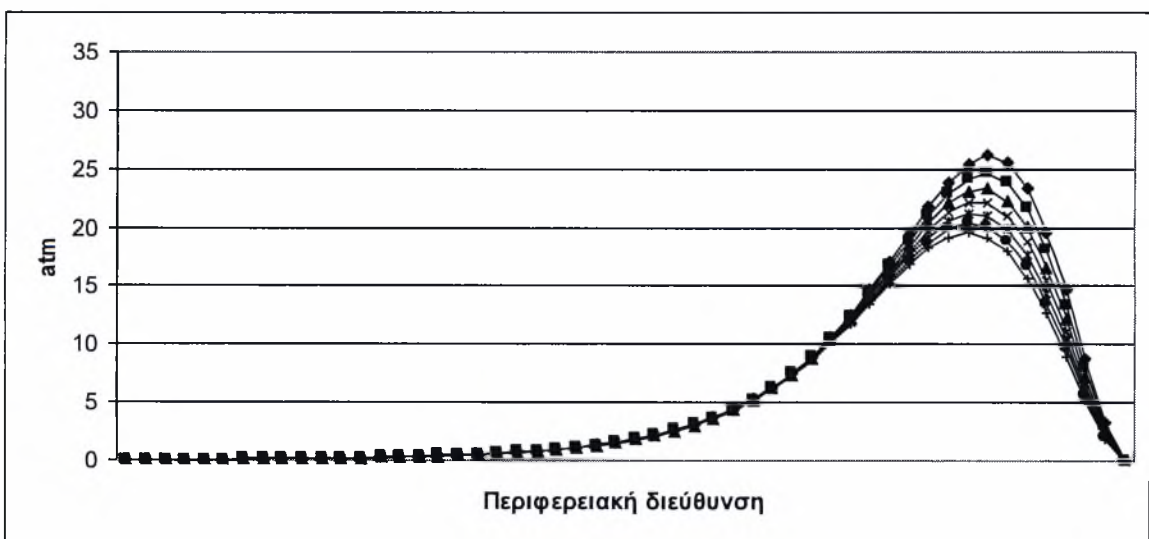
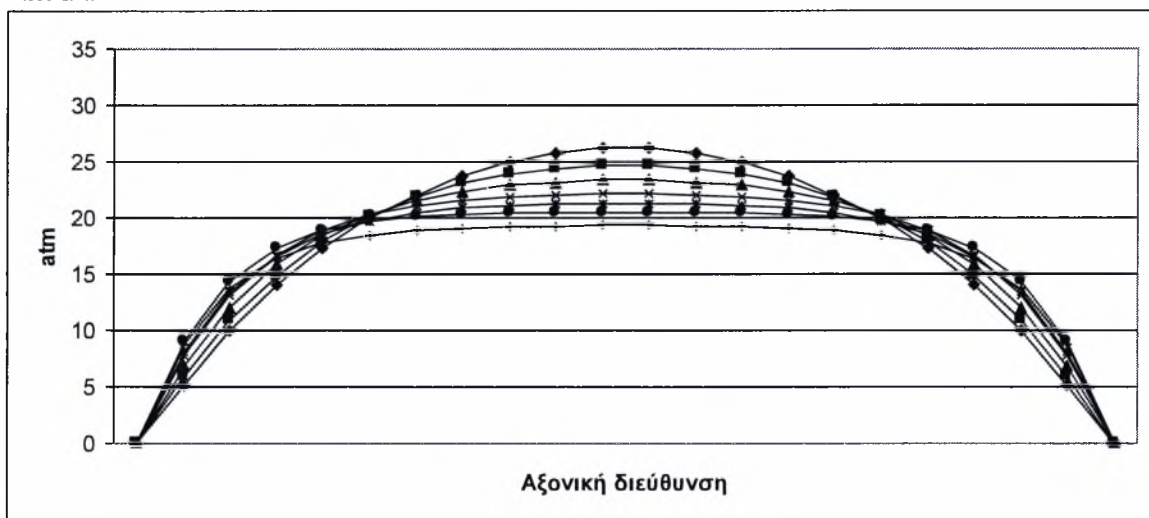
3.4.24

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=2/1000$



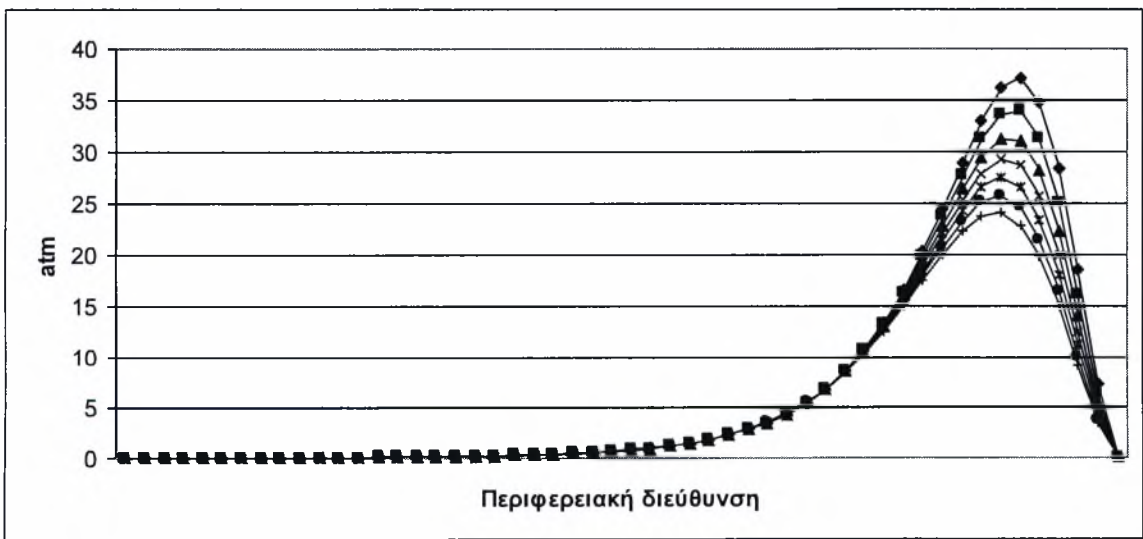
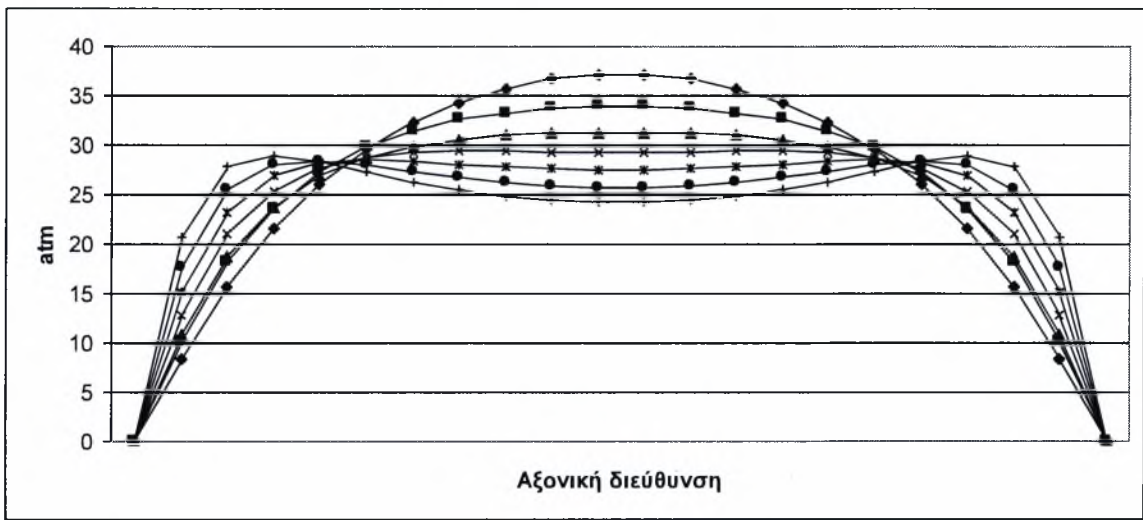
3.4.25

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=2/1000$



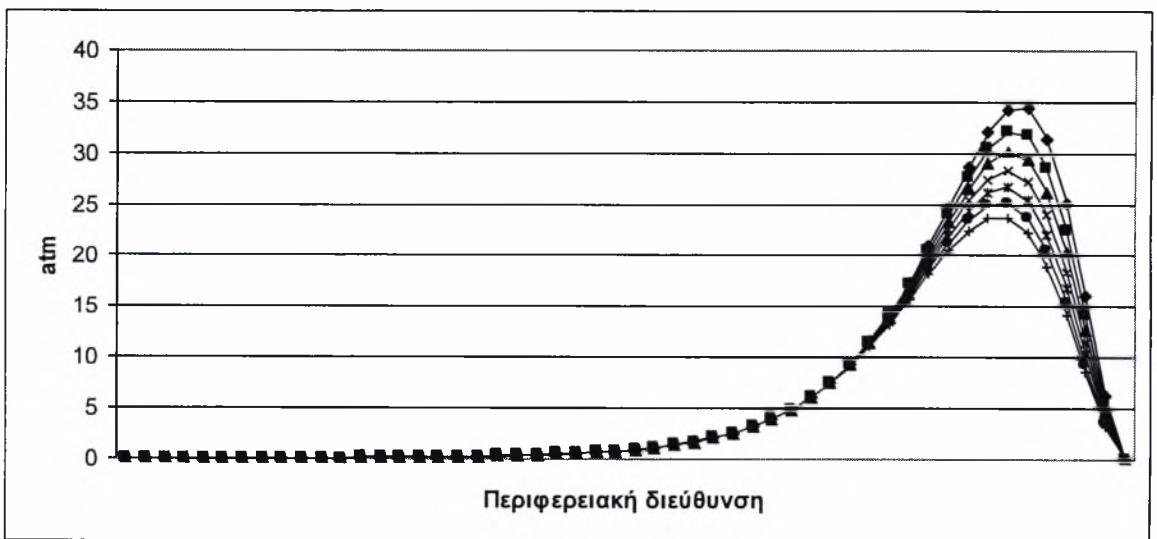
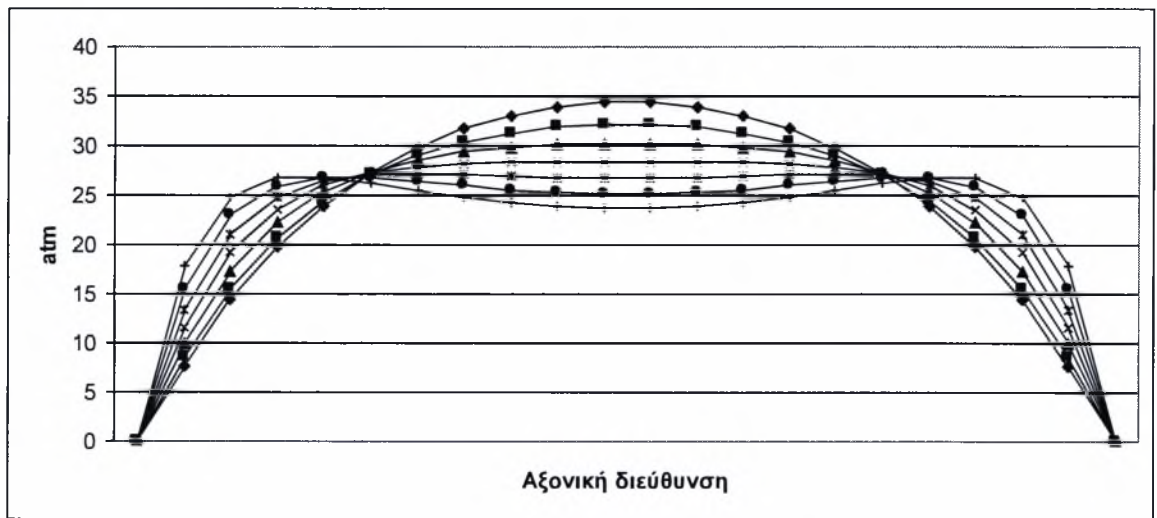
3.4.26

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=3/1000$



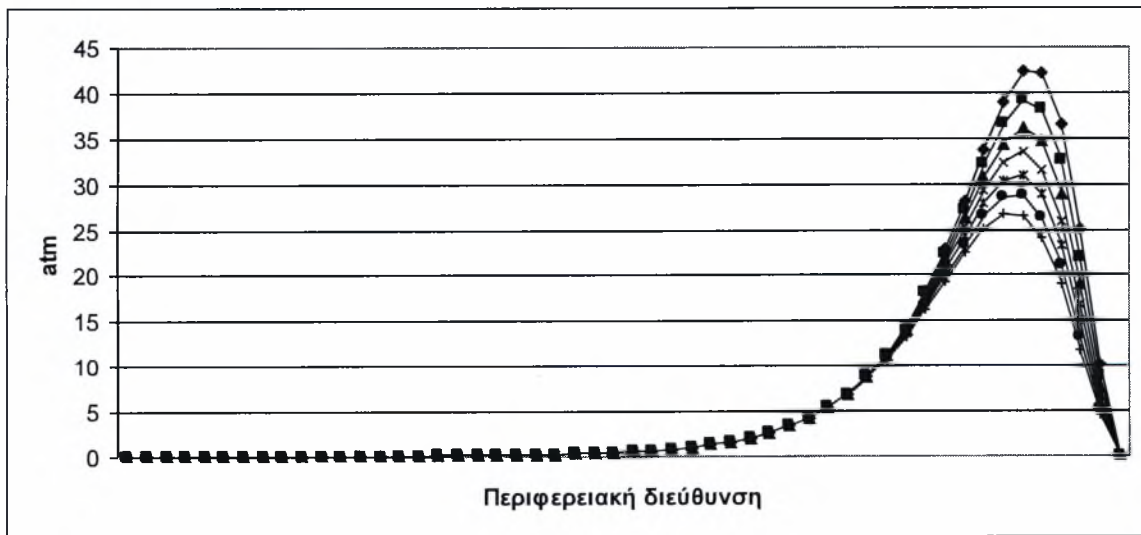
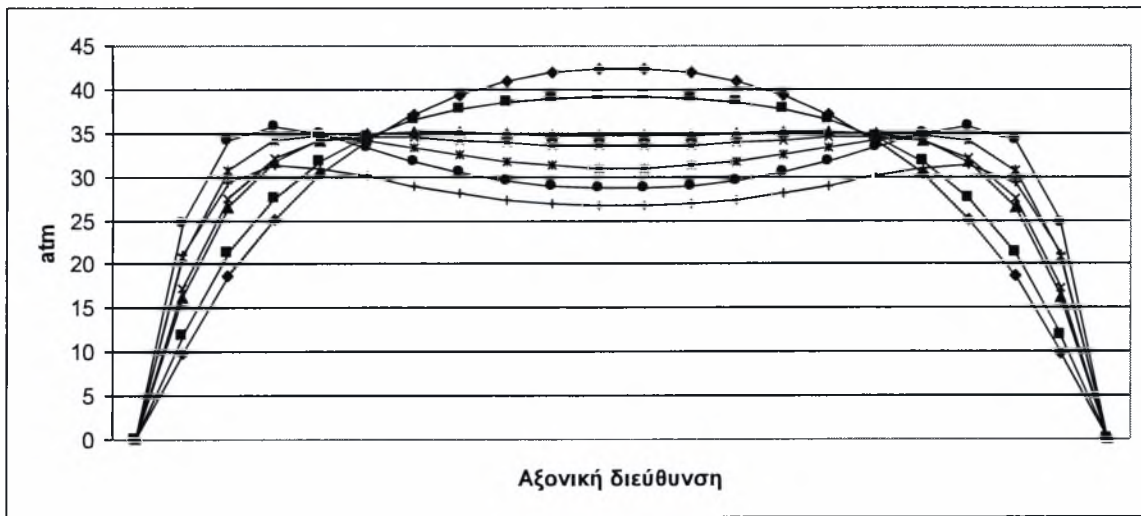
3.4.27

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=3/1000$



3.4.28

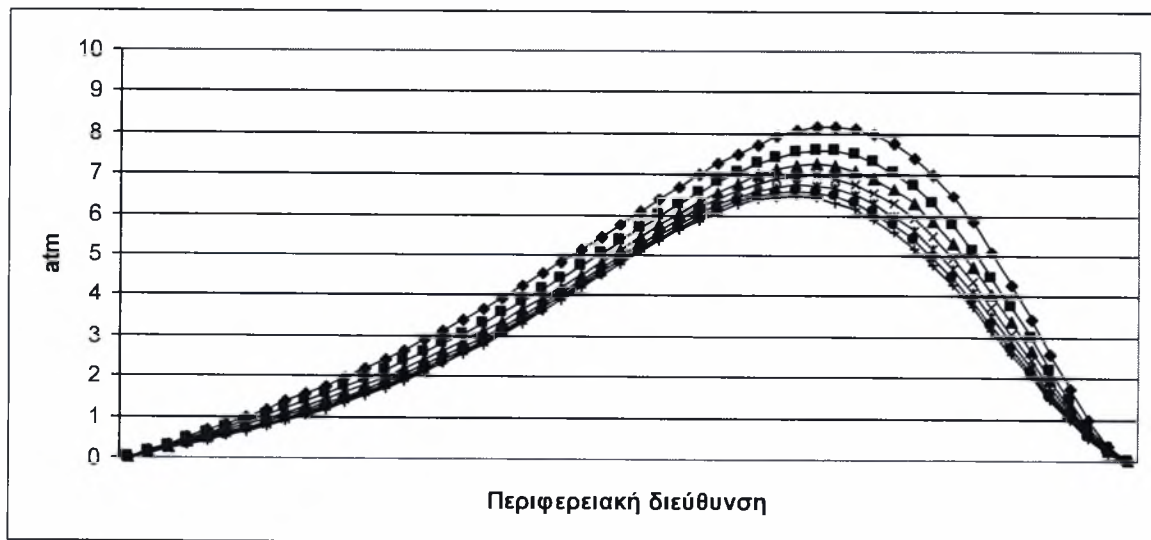
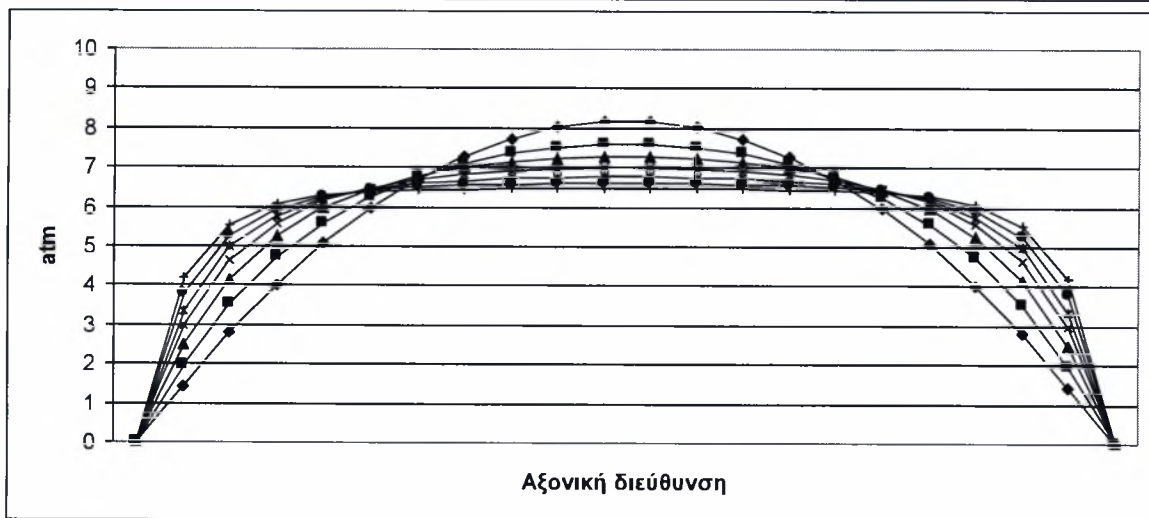
Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=4/1000$



3.4.29

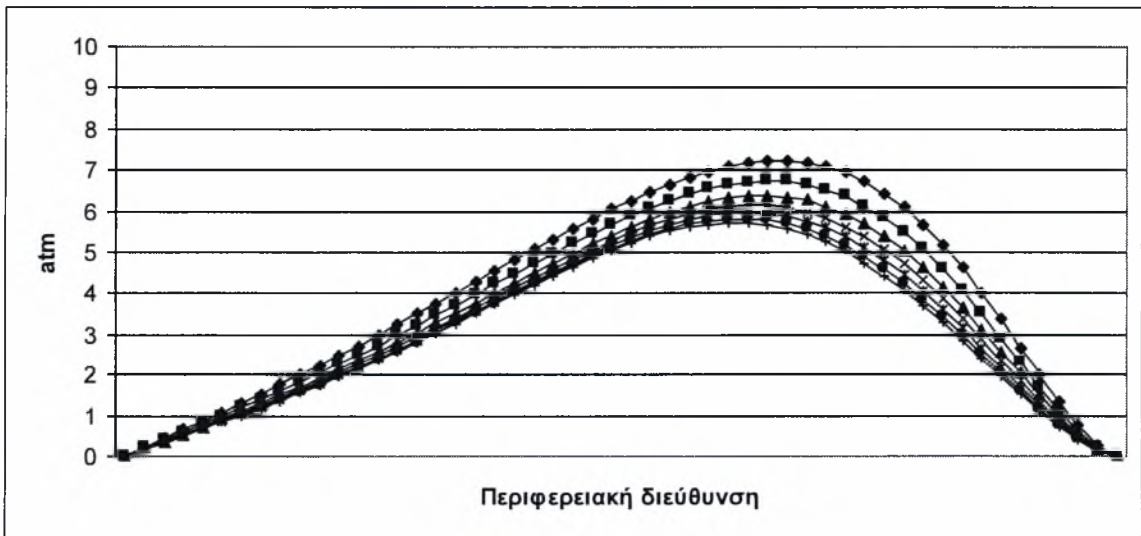
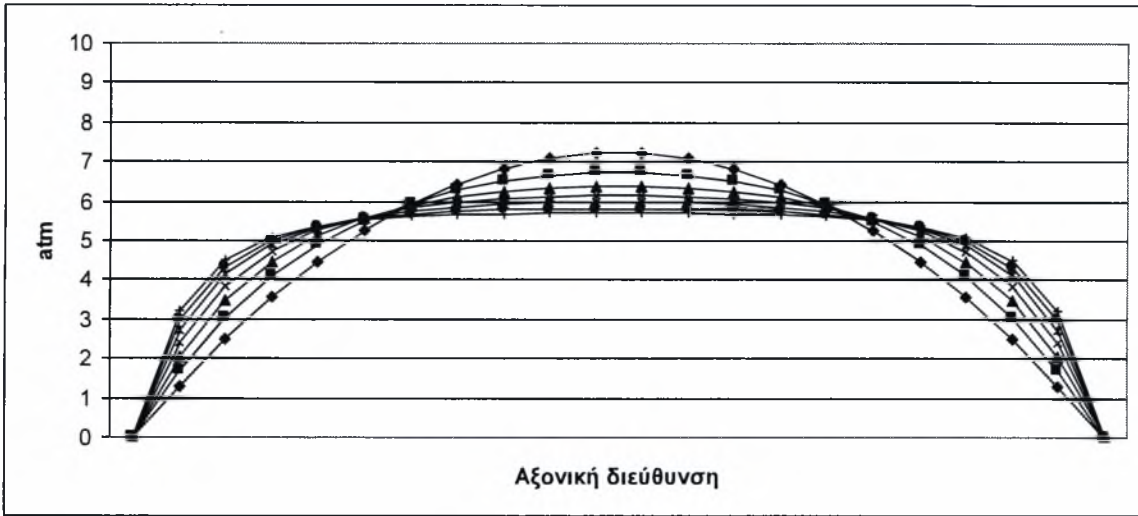
$L/d=0.6$

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.25/1000$



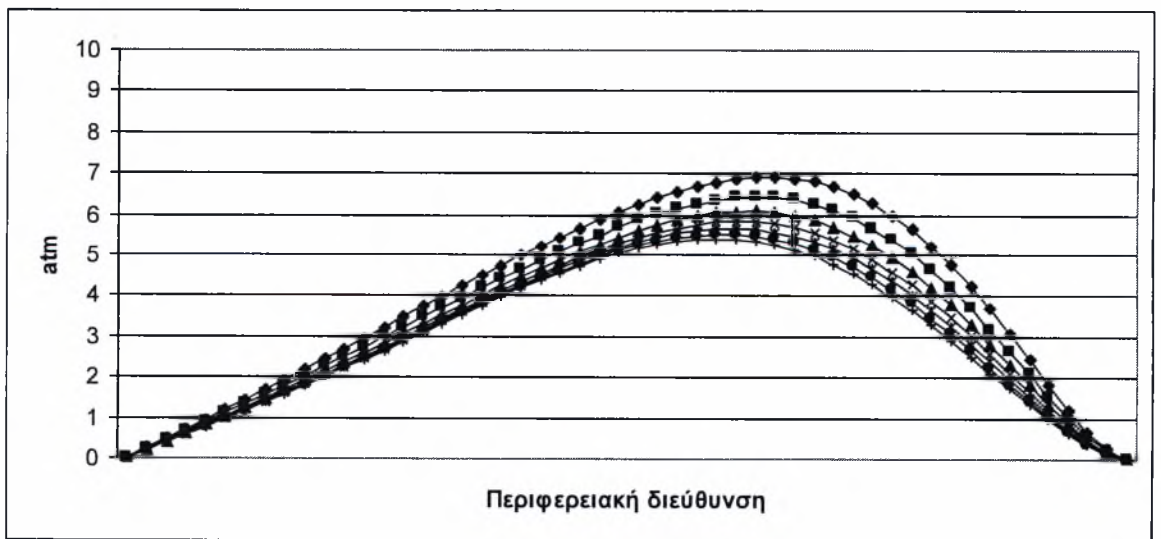
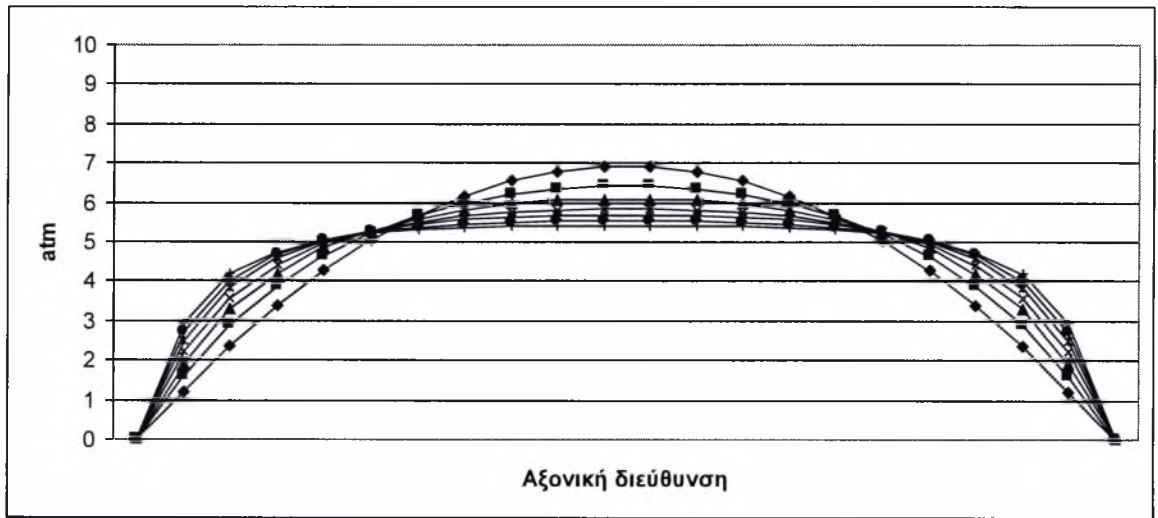
3.5.1

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.25/1000$



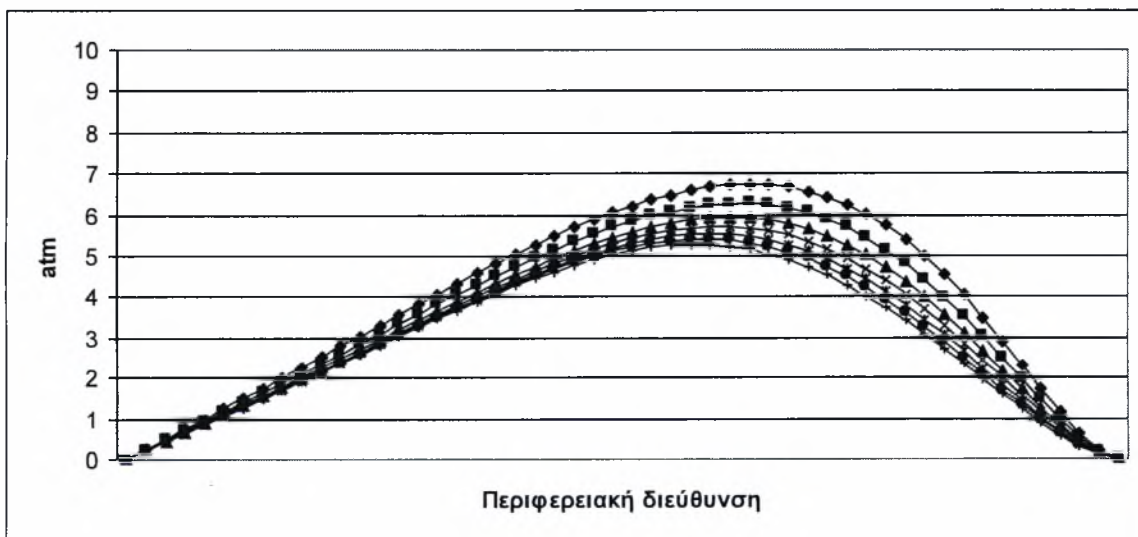
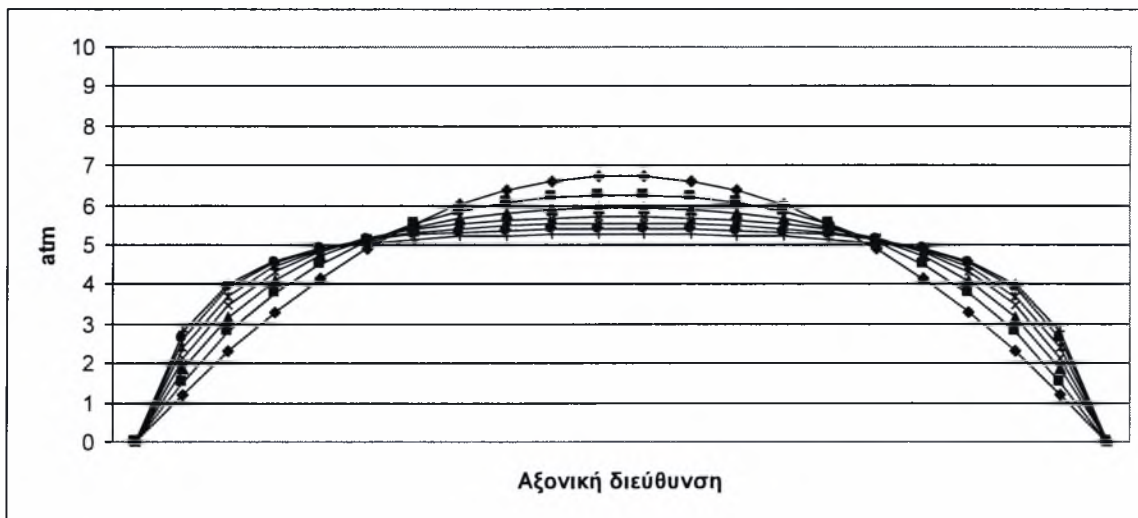
3.5.2

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.25/1000$



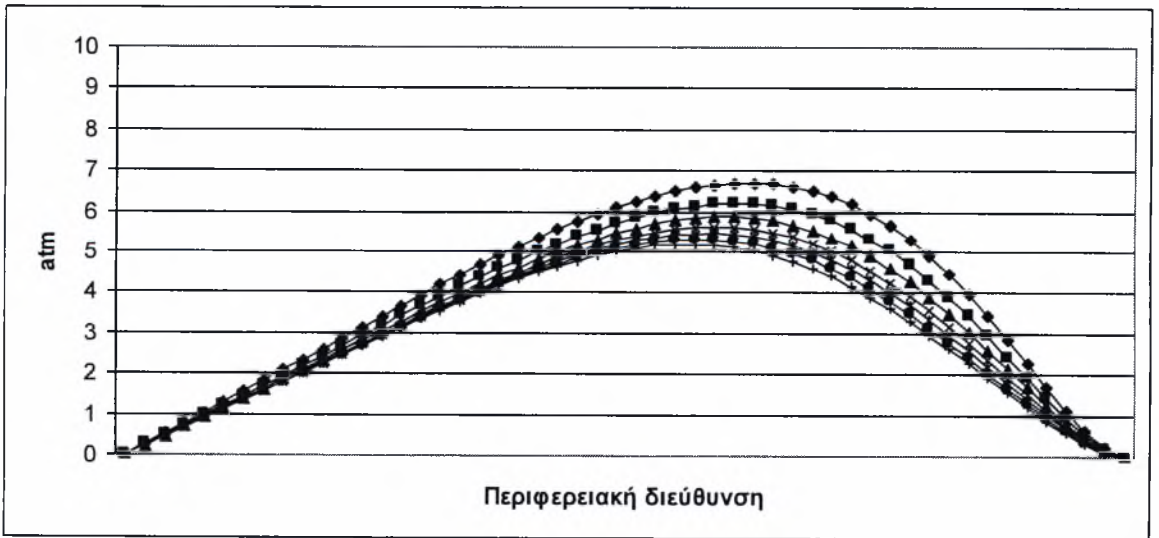
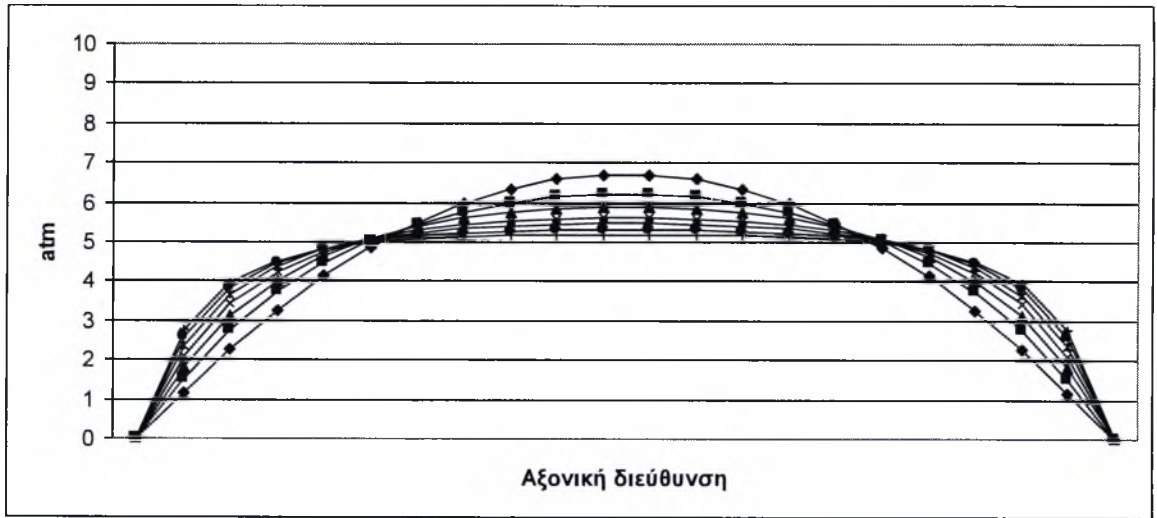
3.5.3

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.25/1000$



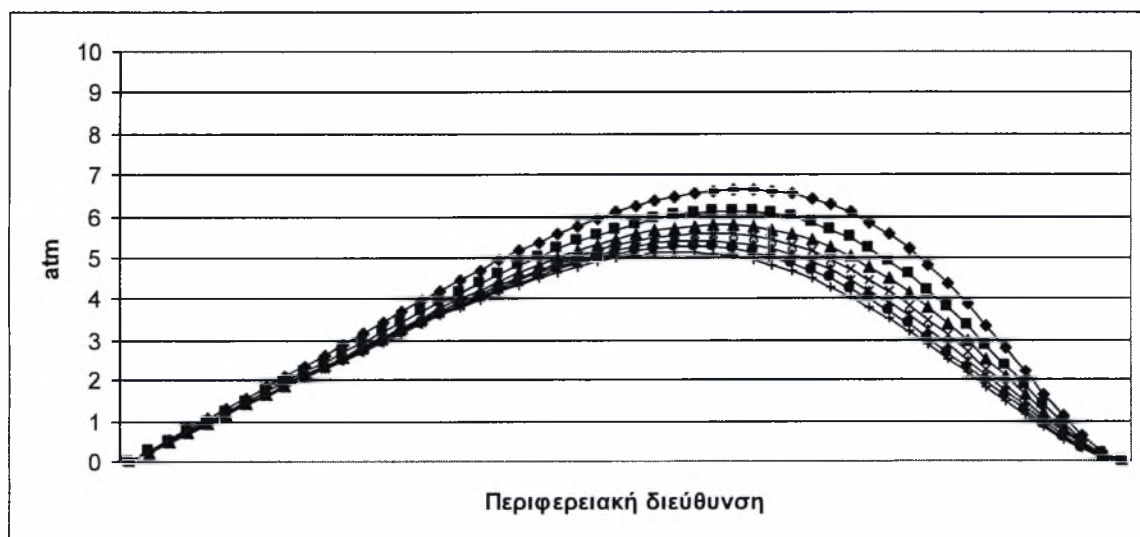
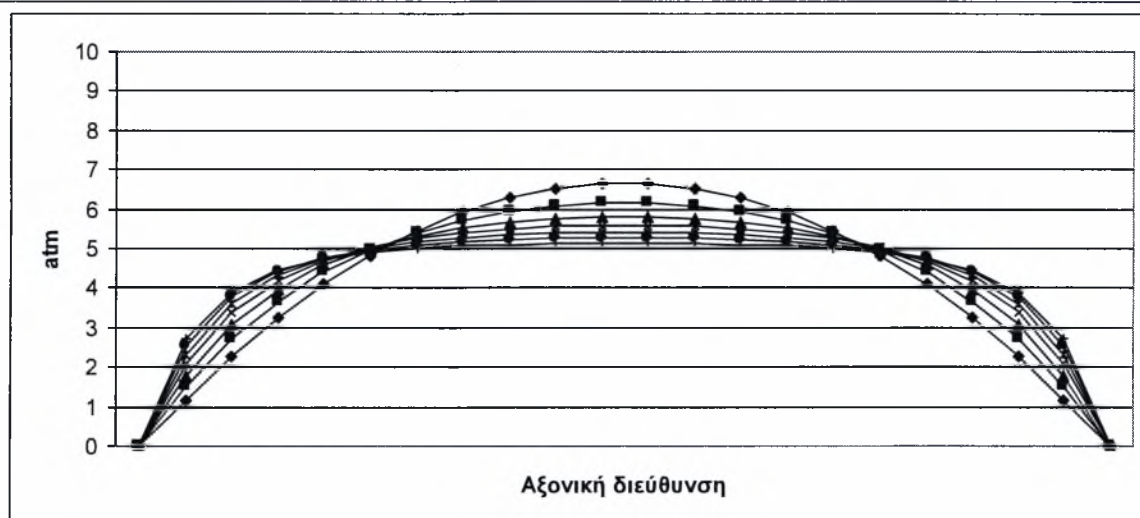
3.5.4

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.25/1000$



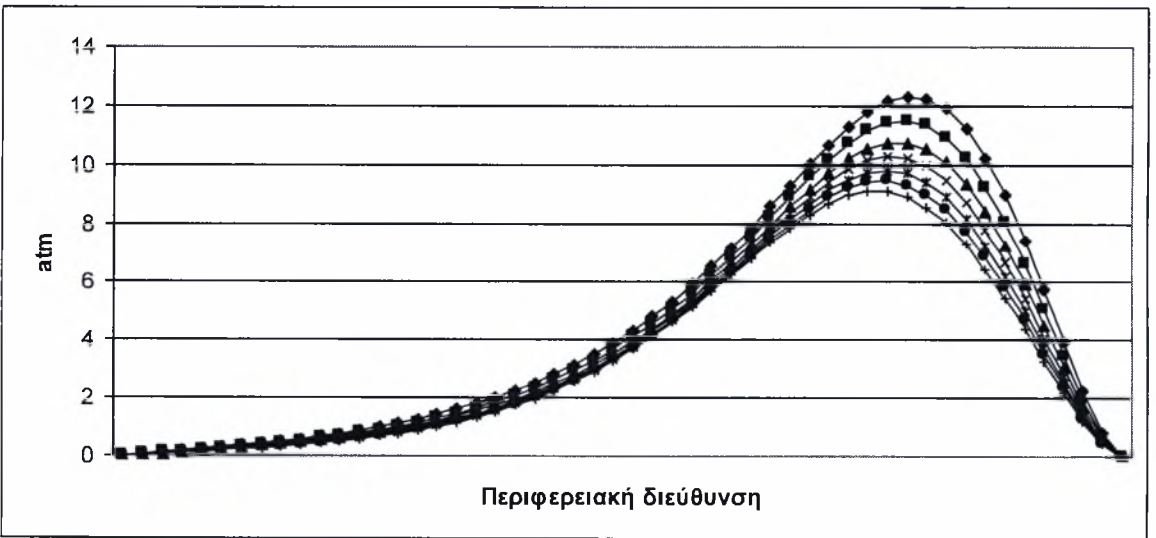
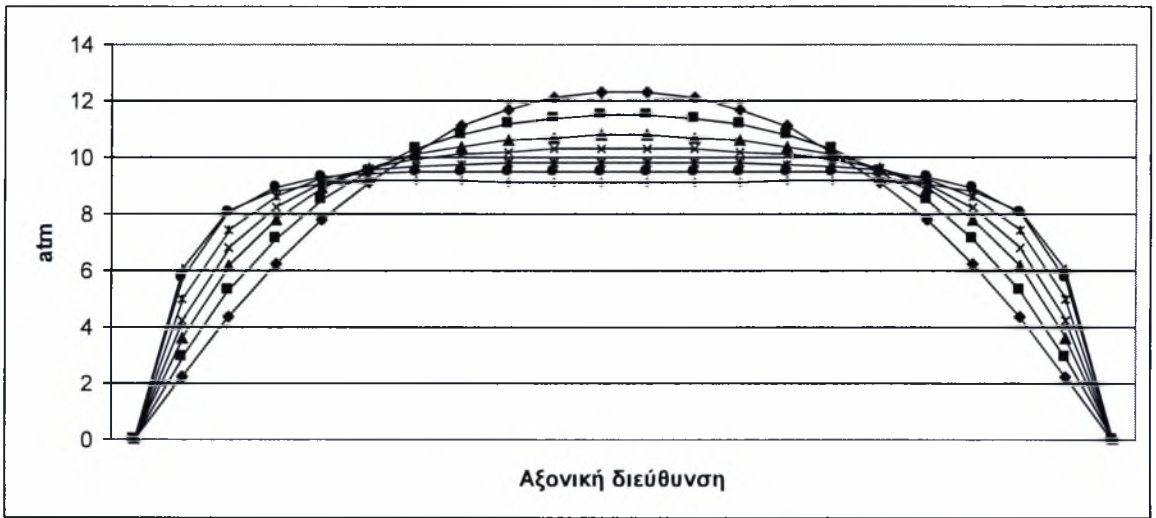
3.5.5

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.25/1000$



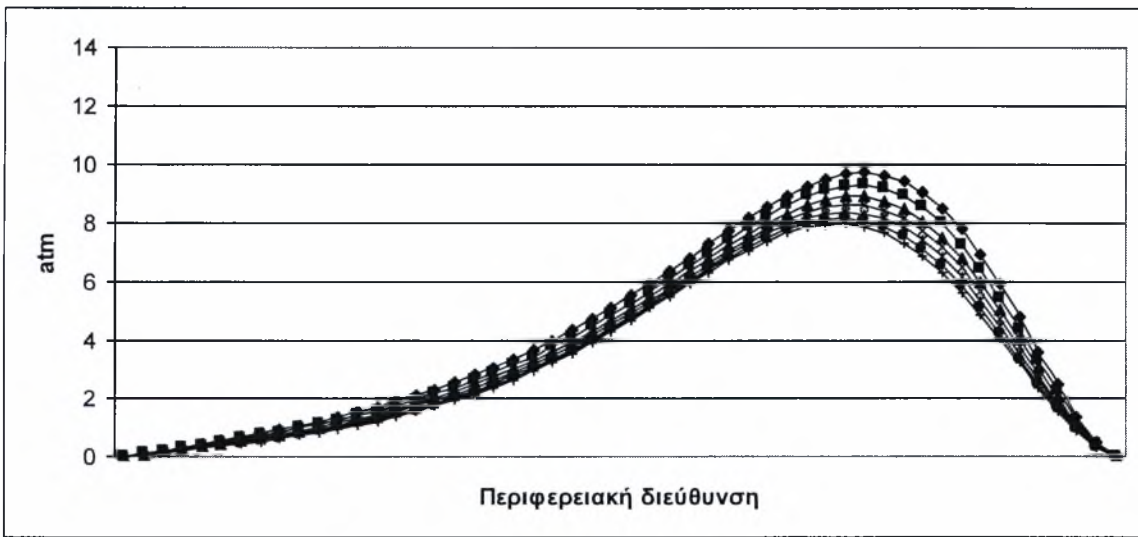
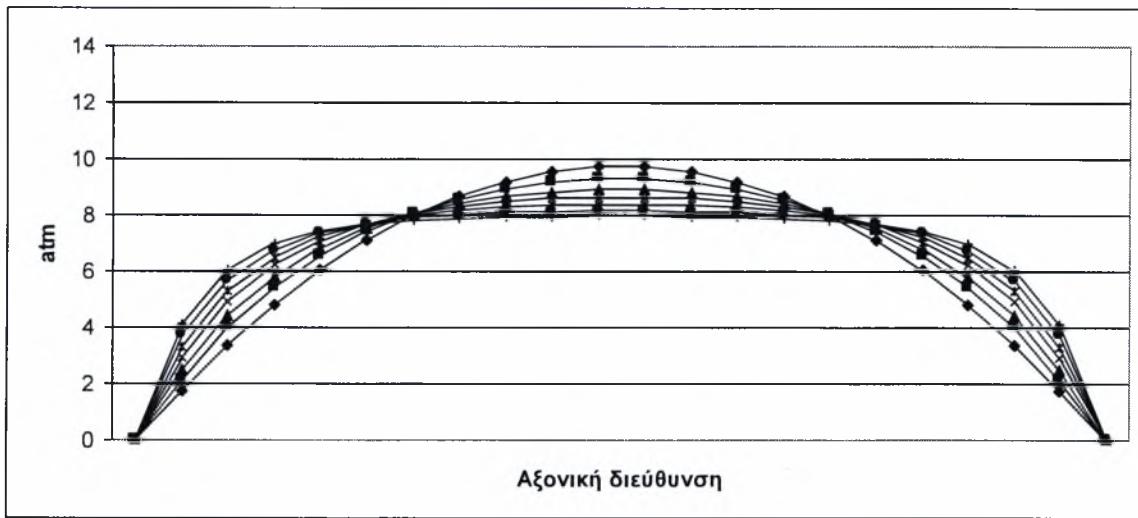
3.5.6

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.5/1000$



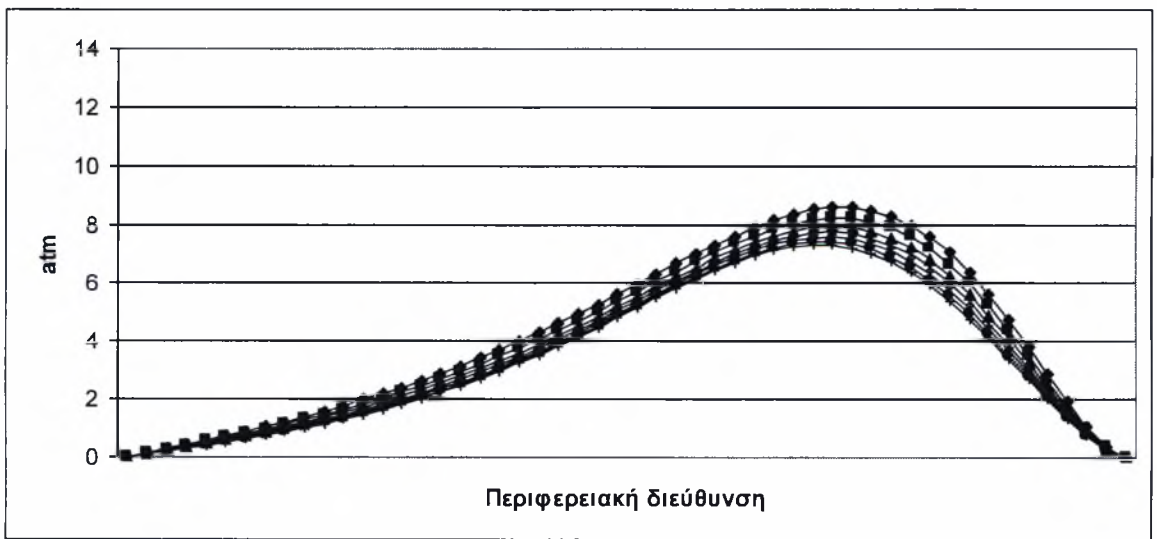
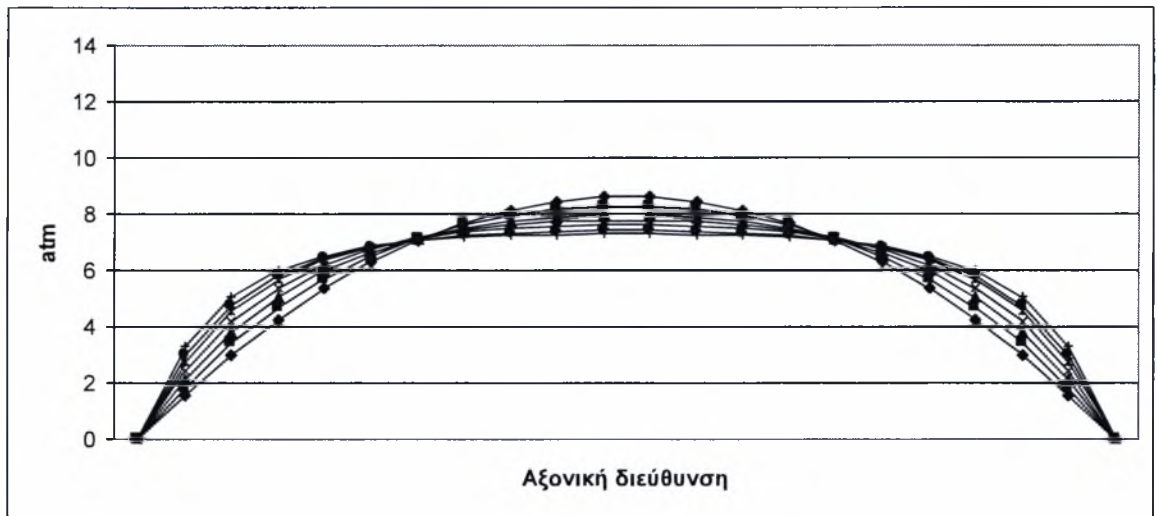
3.5.7

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.5/1000$



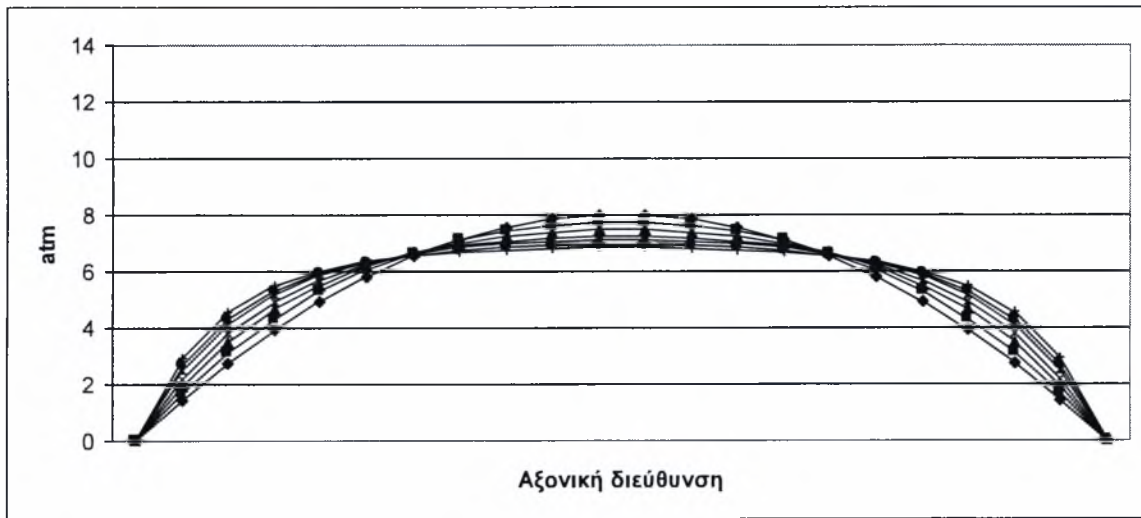
3.5.8

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.5/1000$



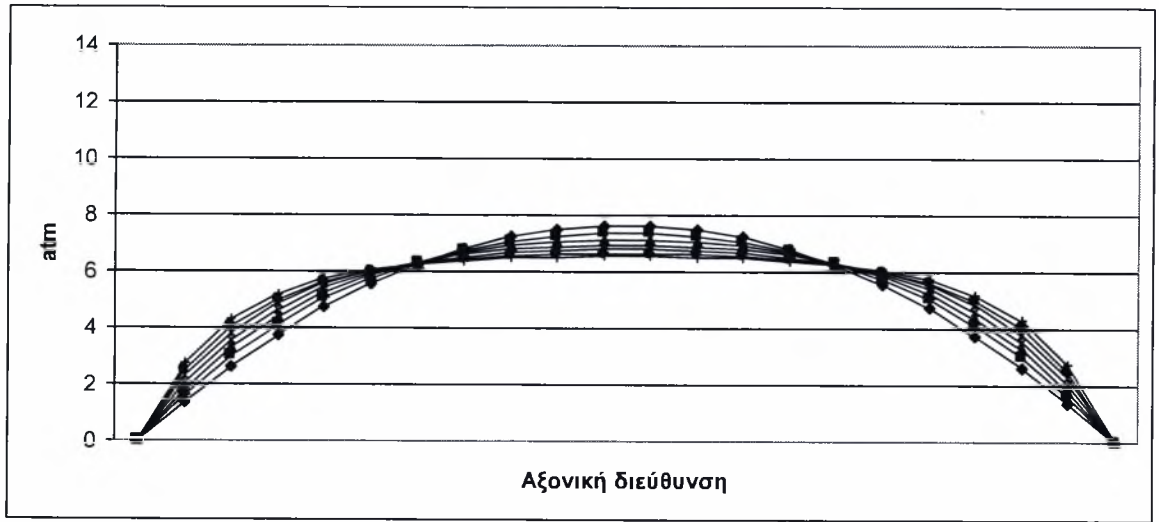
3.5.9

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.5/1000$



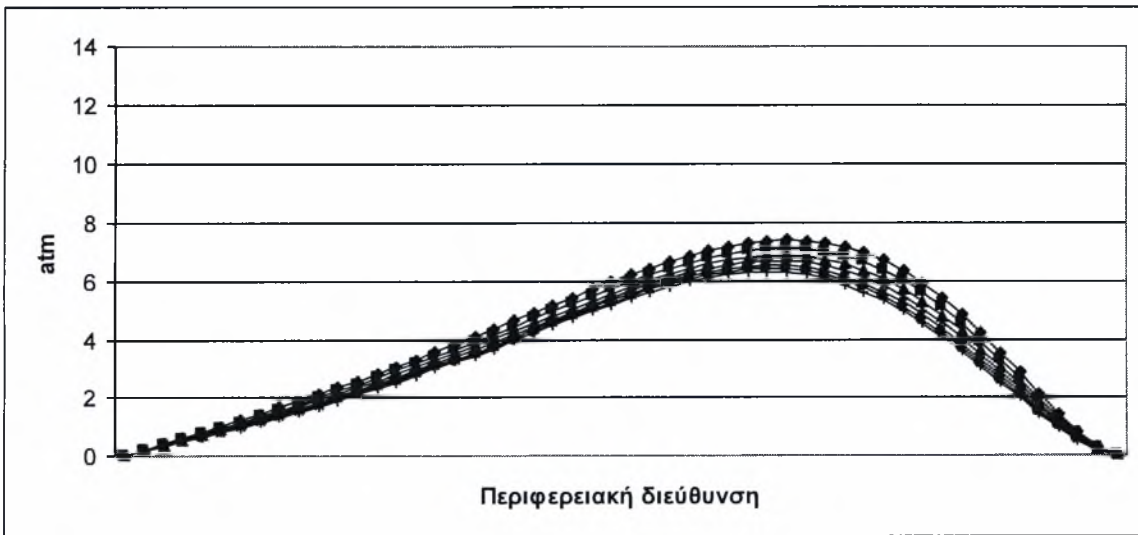
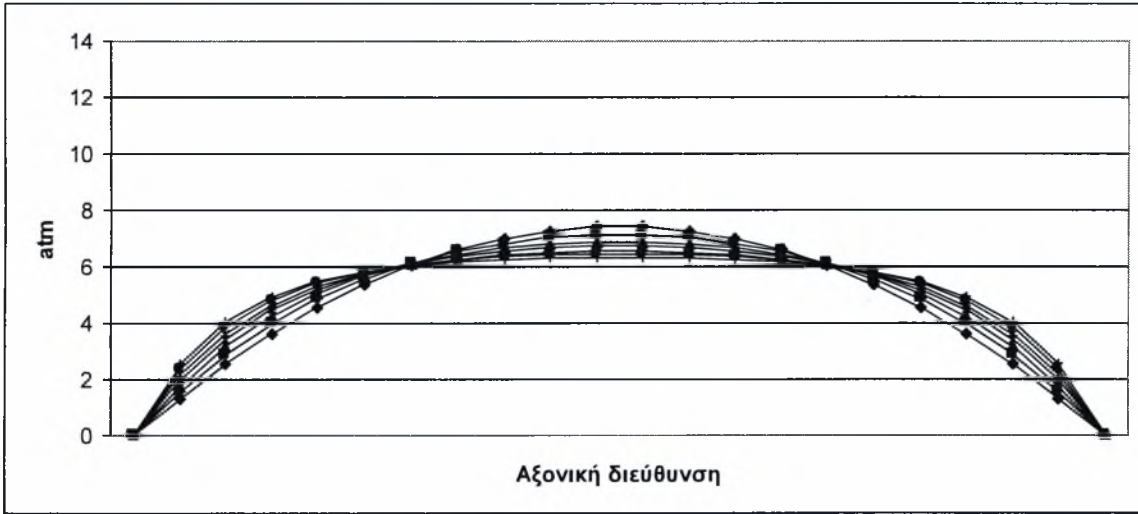
3.5.10

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.5/1000$



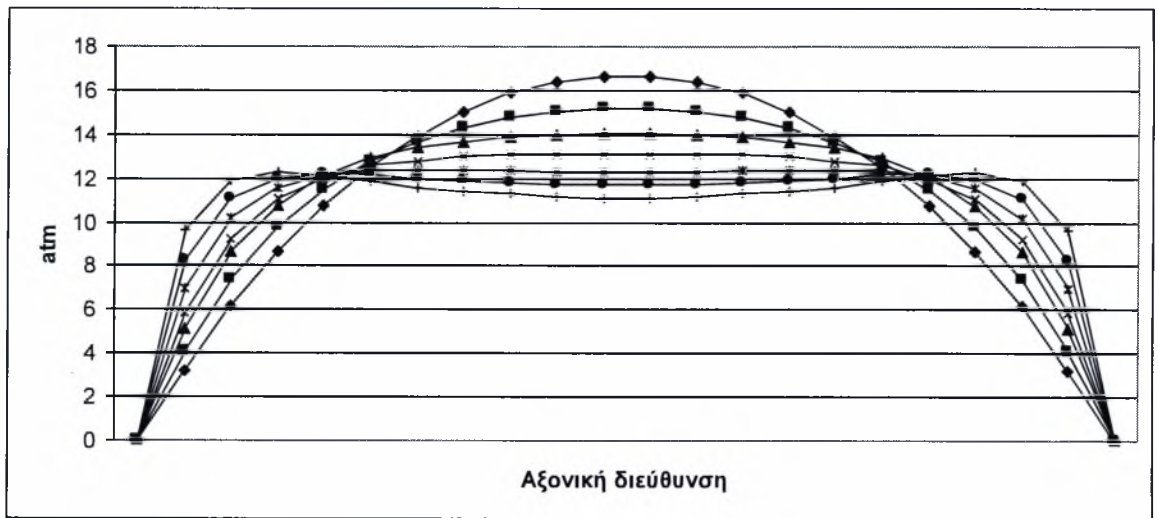
3.5.11

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.5/1000$



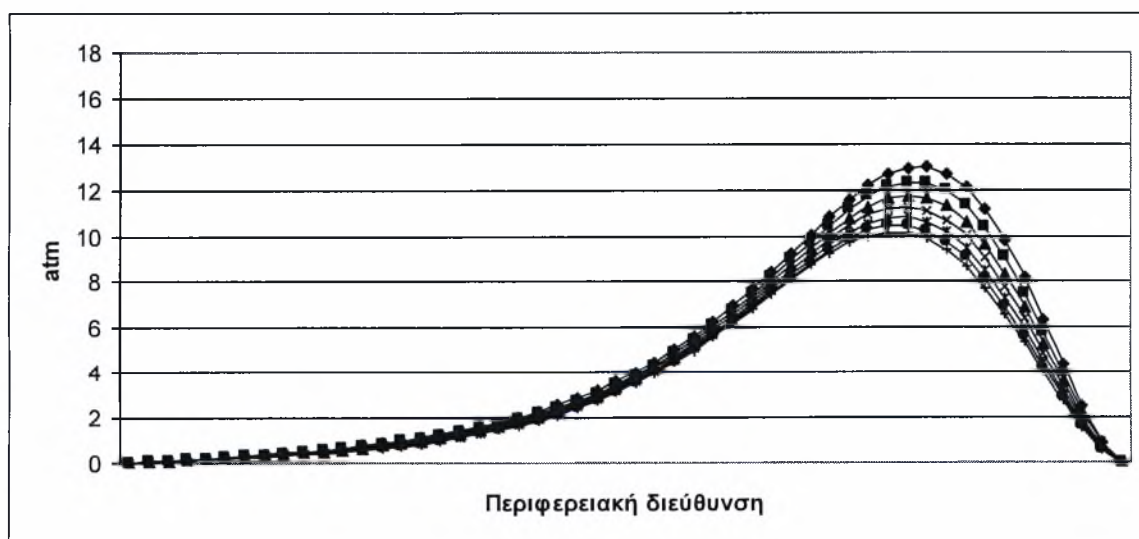
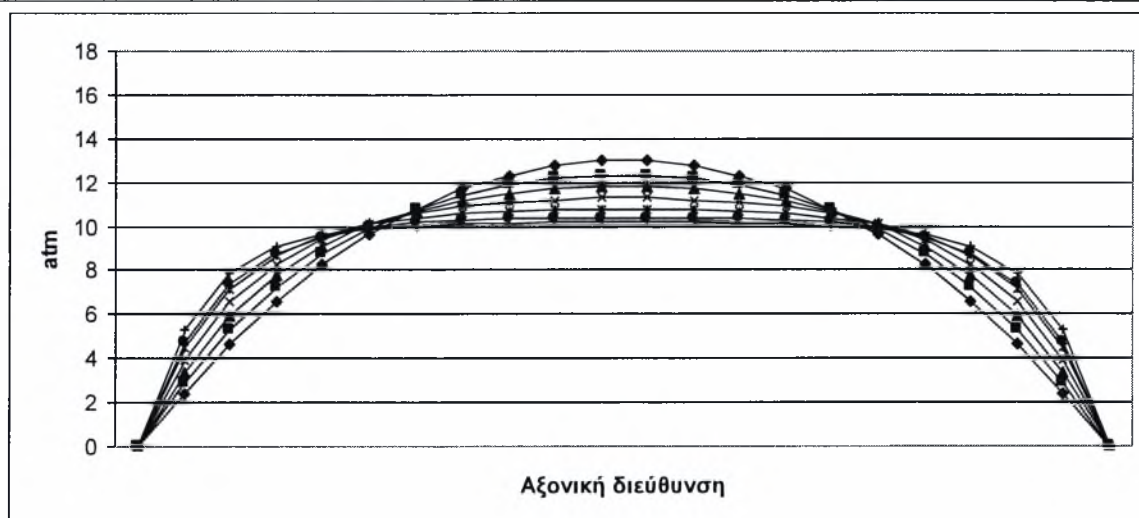
3.5.12

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.75/1000$



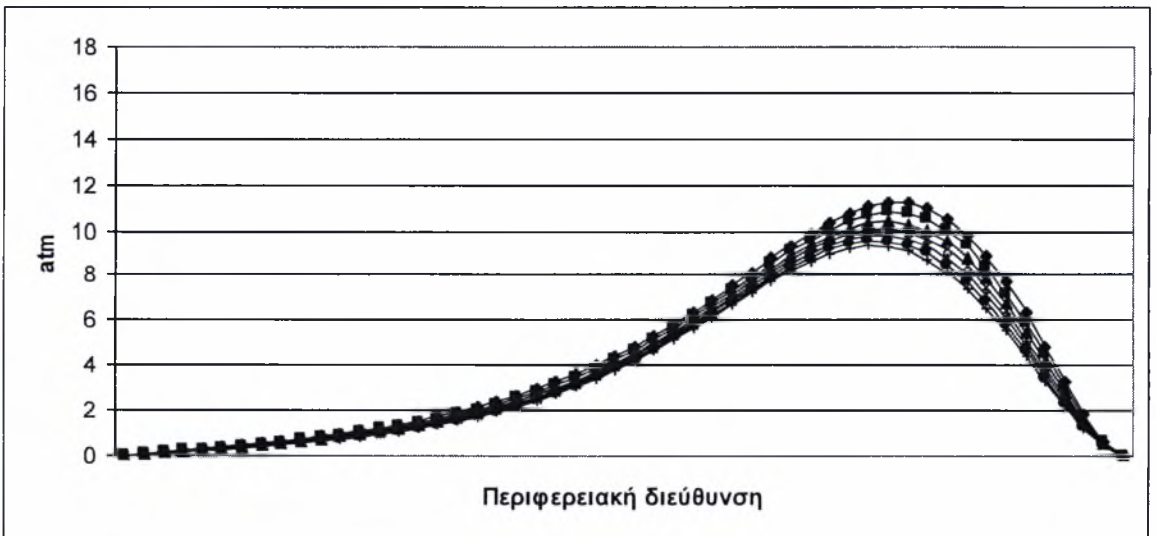
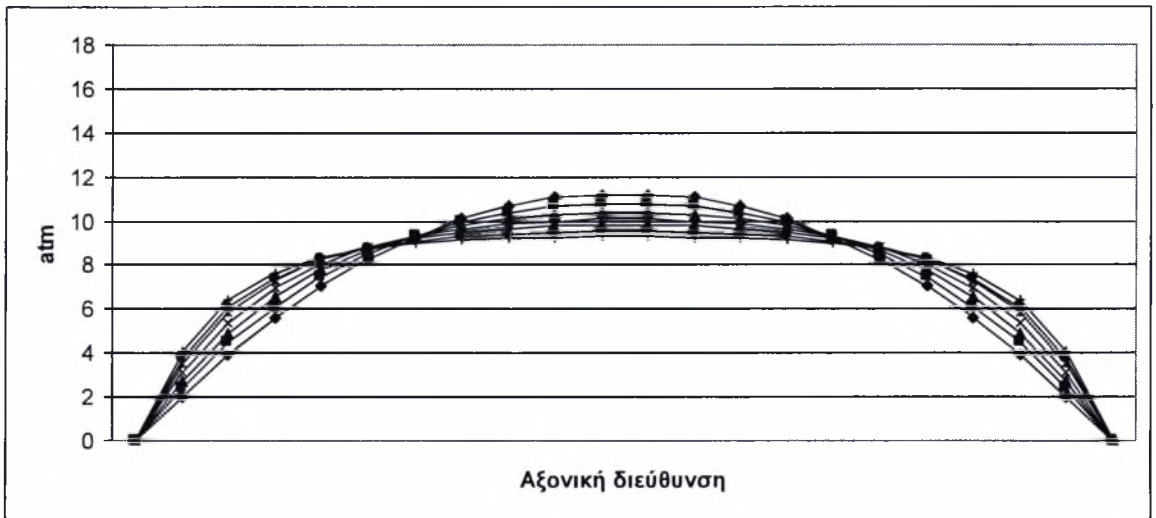
3.5.13

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.75/1000$



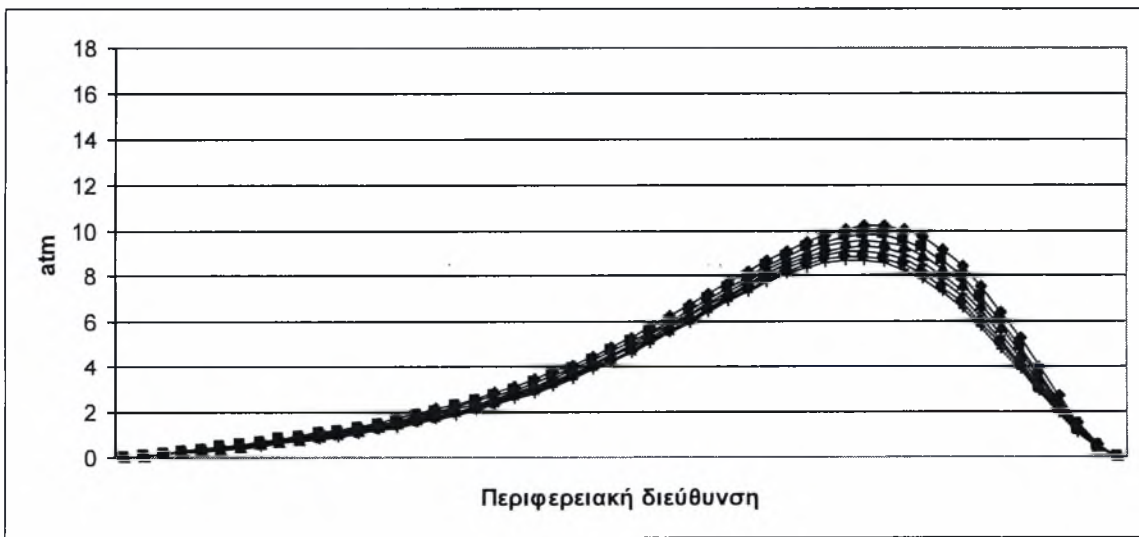
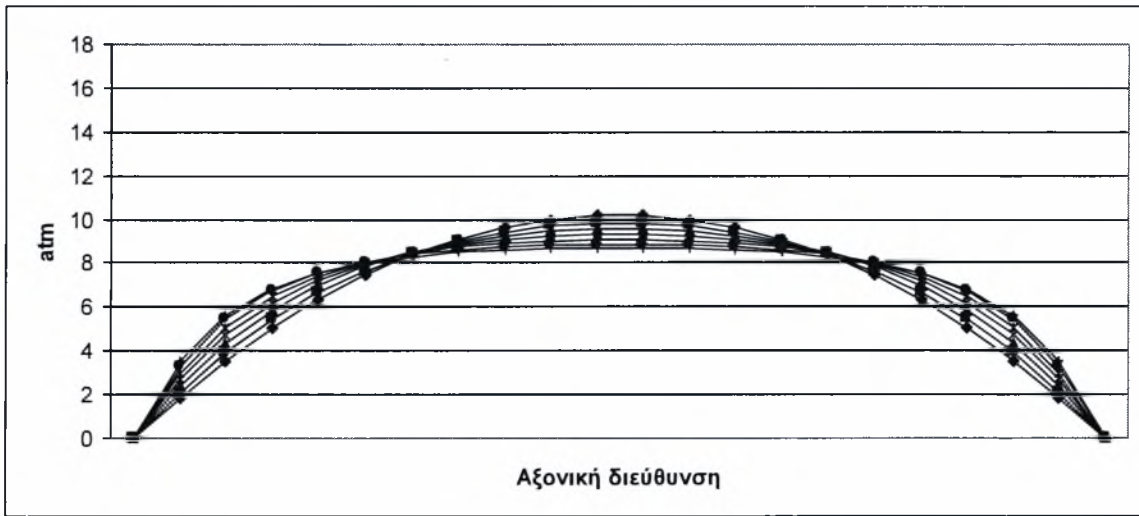
3.5.14

Τμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.75/1000$



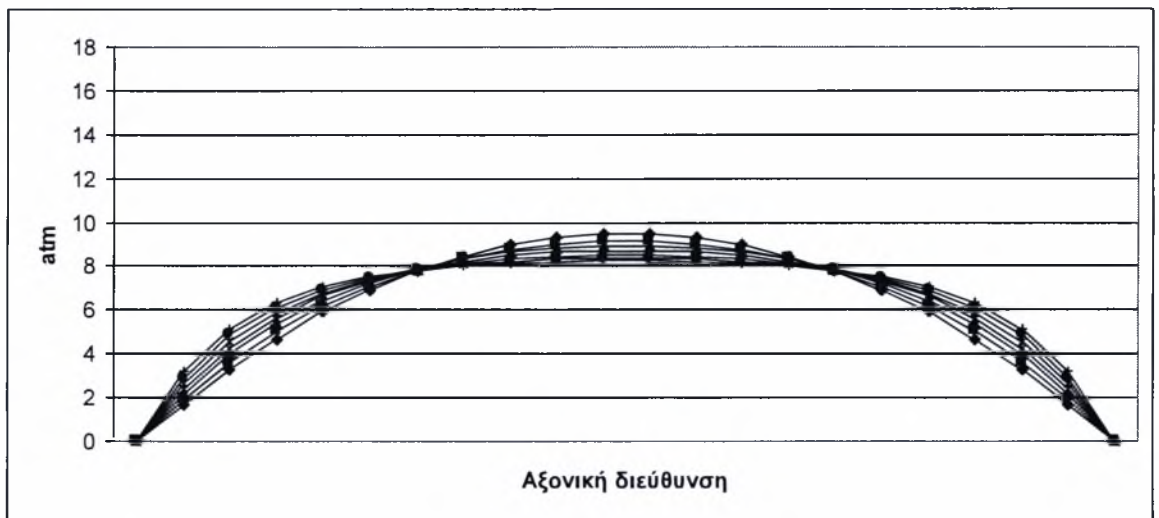
3.5.15

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.75/1000$



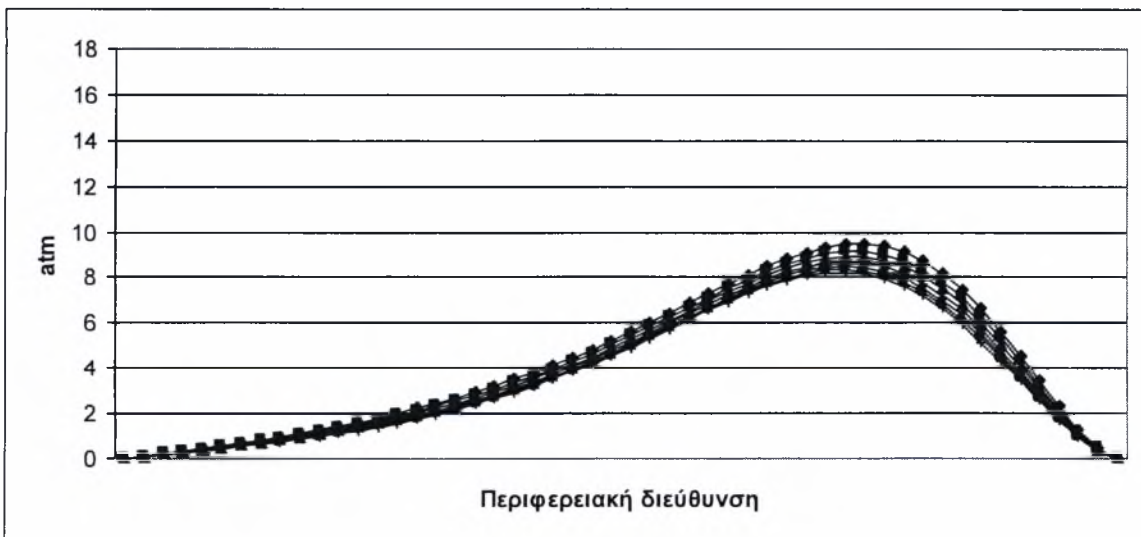
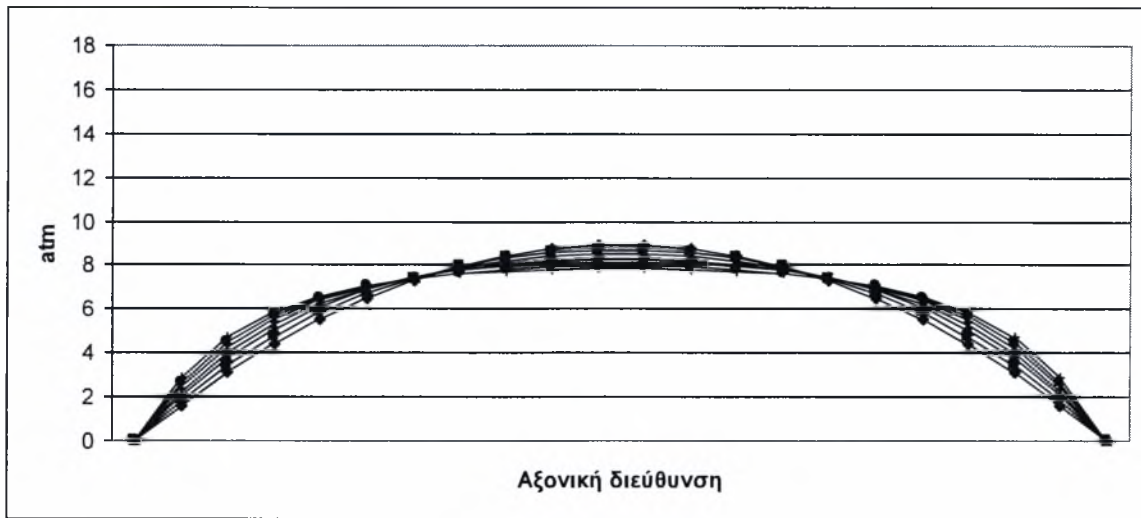
3.5.16

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.75/1000$



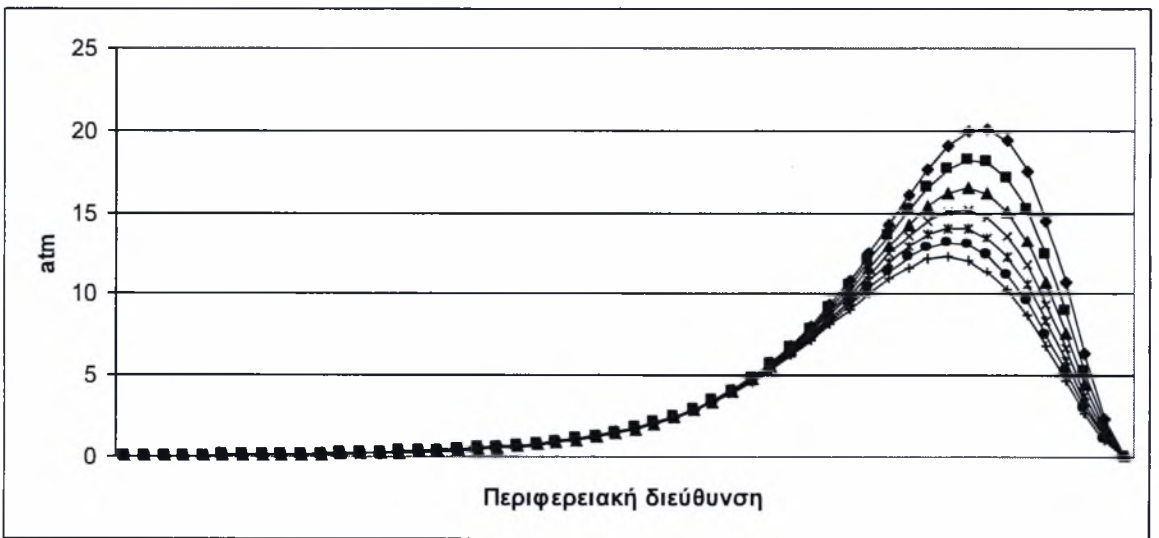
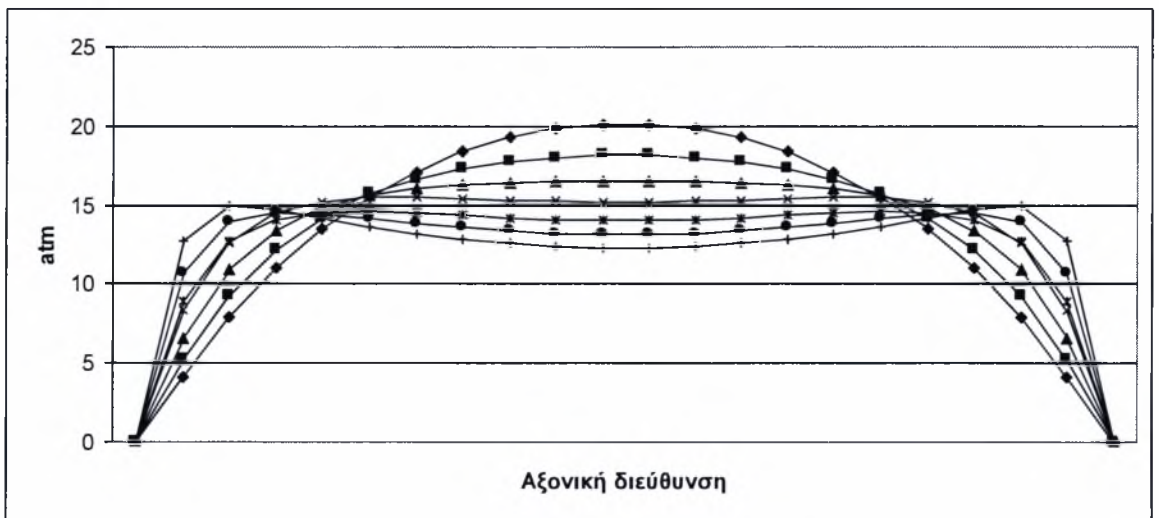
3.5.17

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.75/1000$



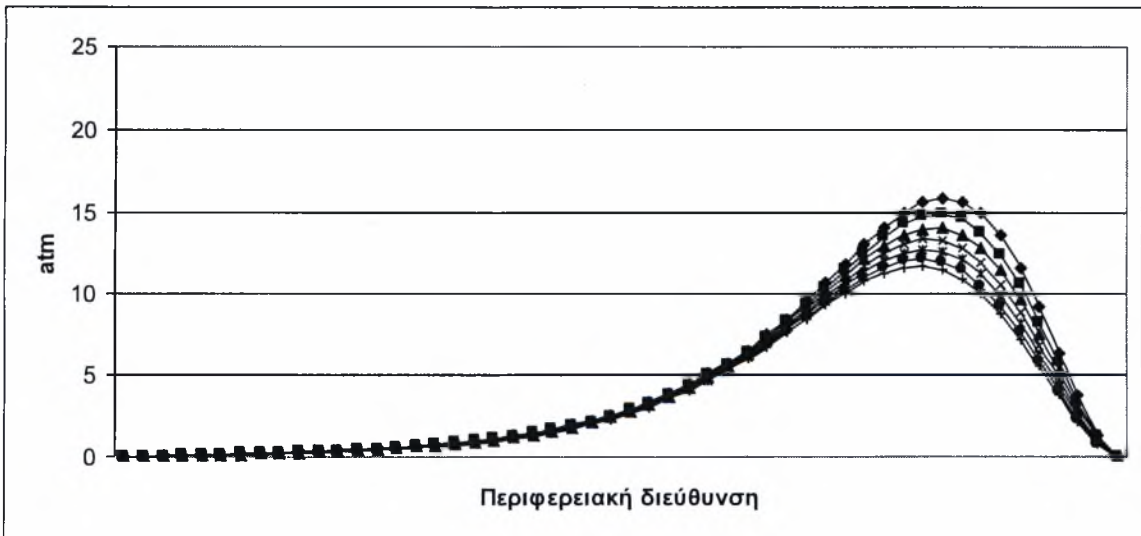
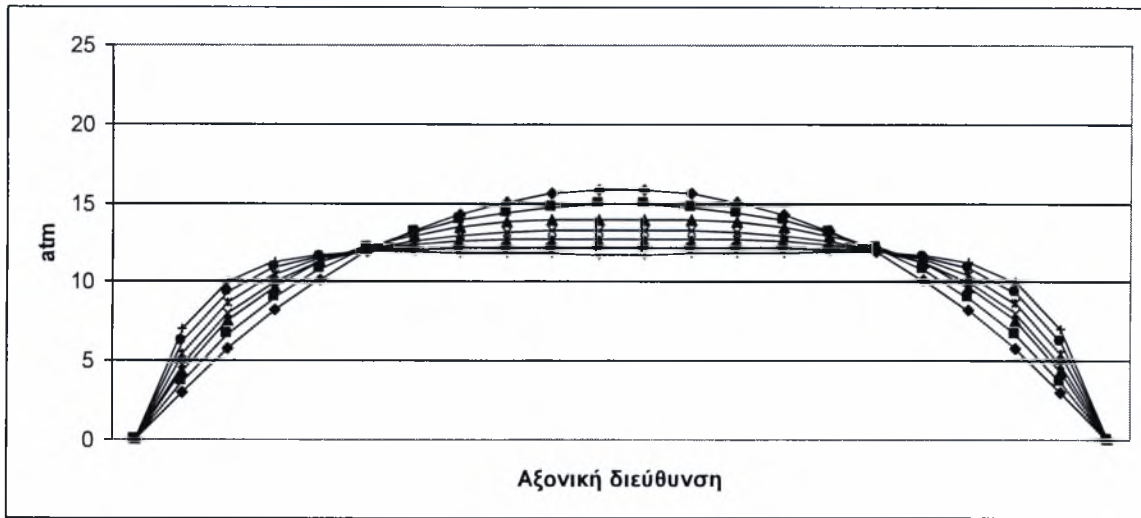
3.5.18

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=1/1000$



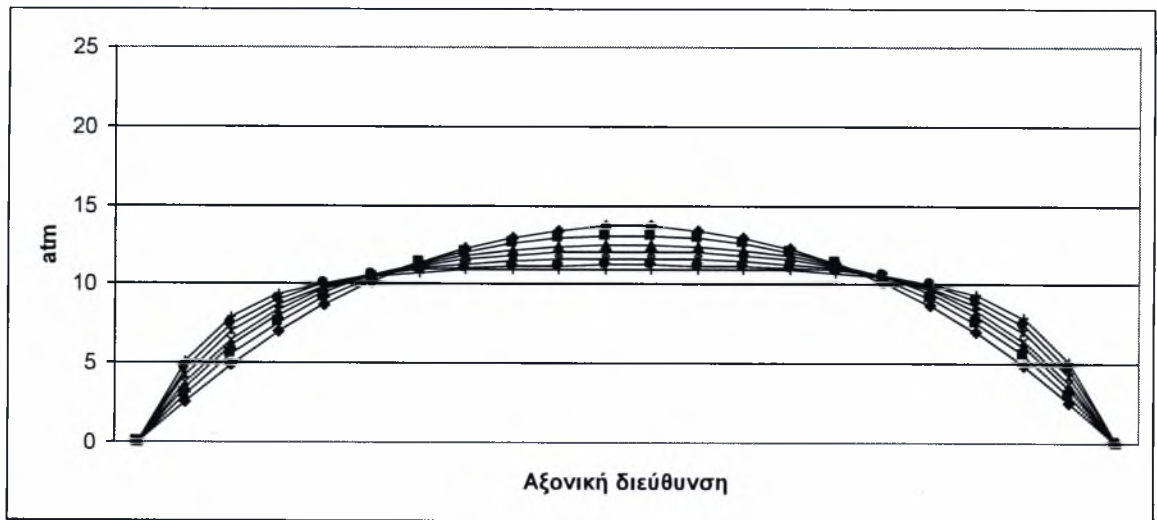
3.5.19

Τμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=1/1000$



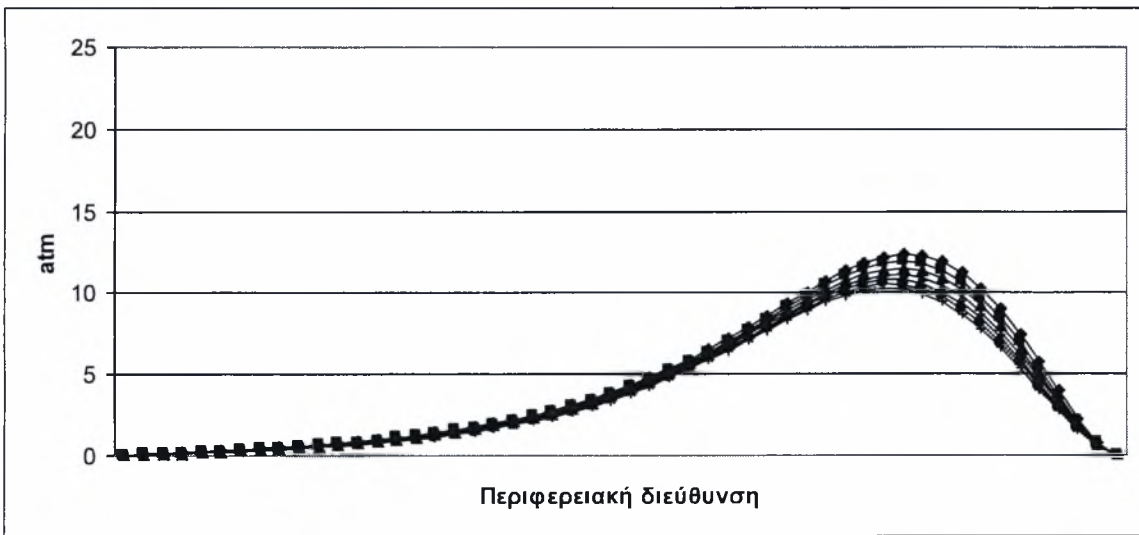
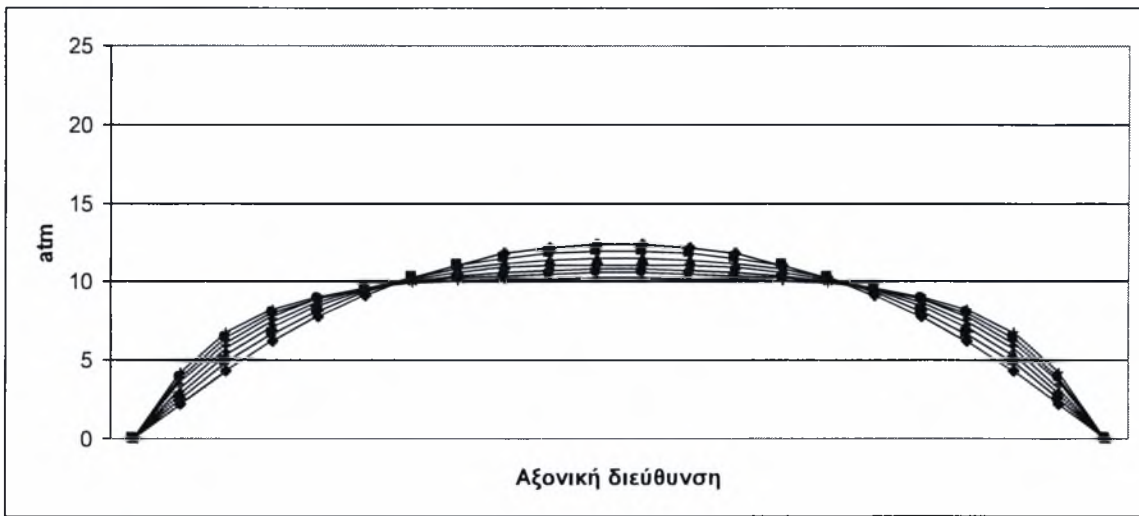
3.5.20

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=1/1000$



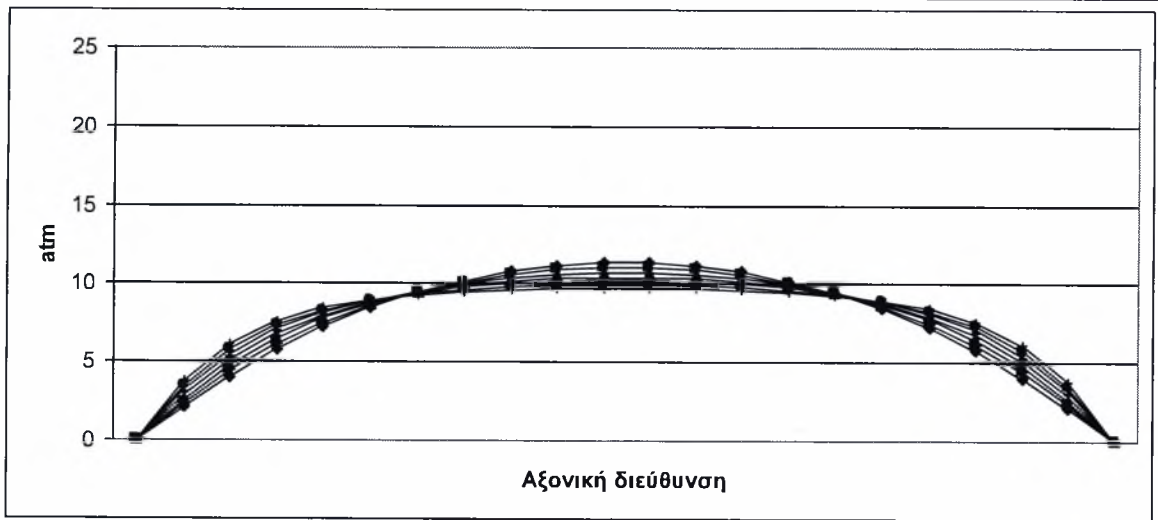
3.5.21

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=1/1000$



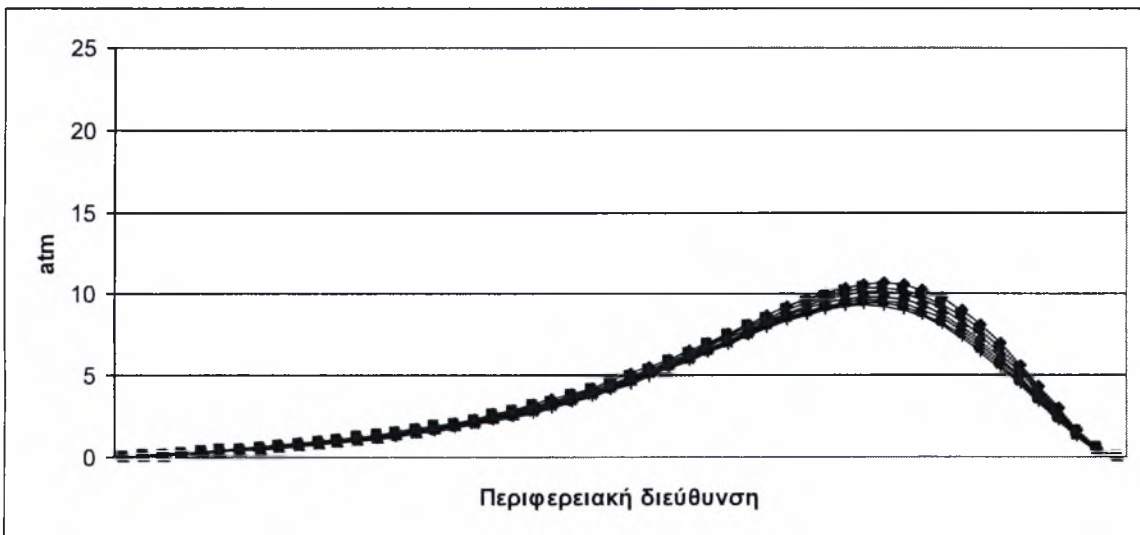
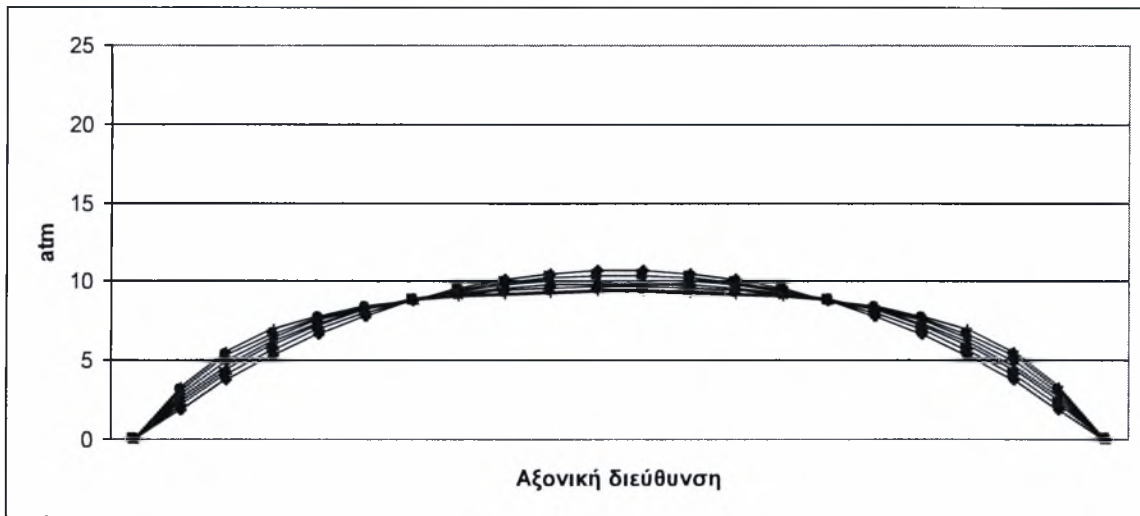
3.5.22

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=1/1000$



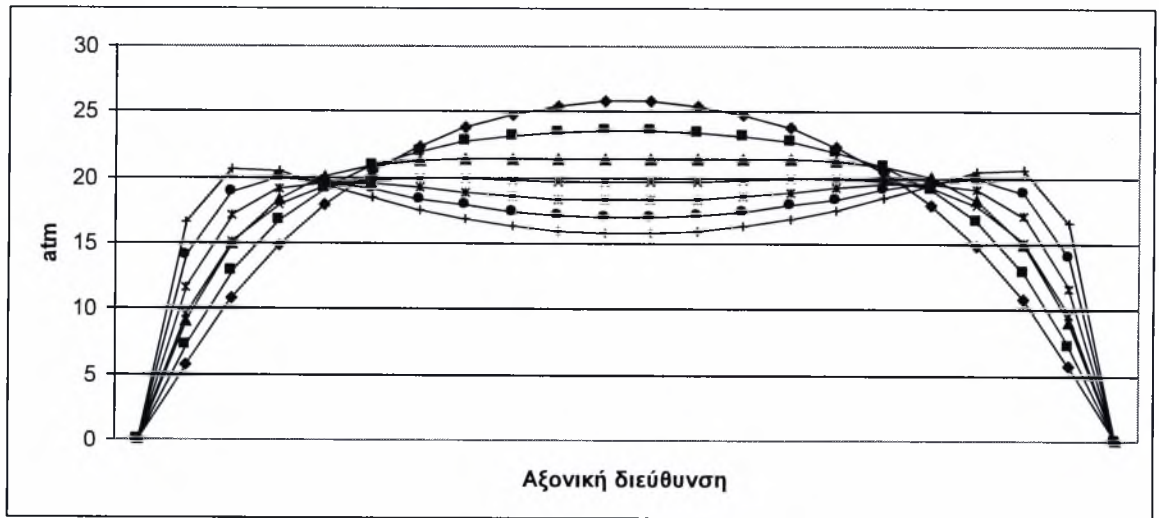
3.5.23

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=1/1000$



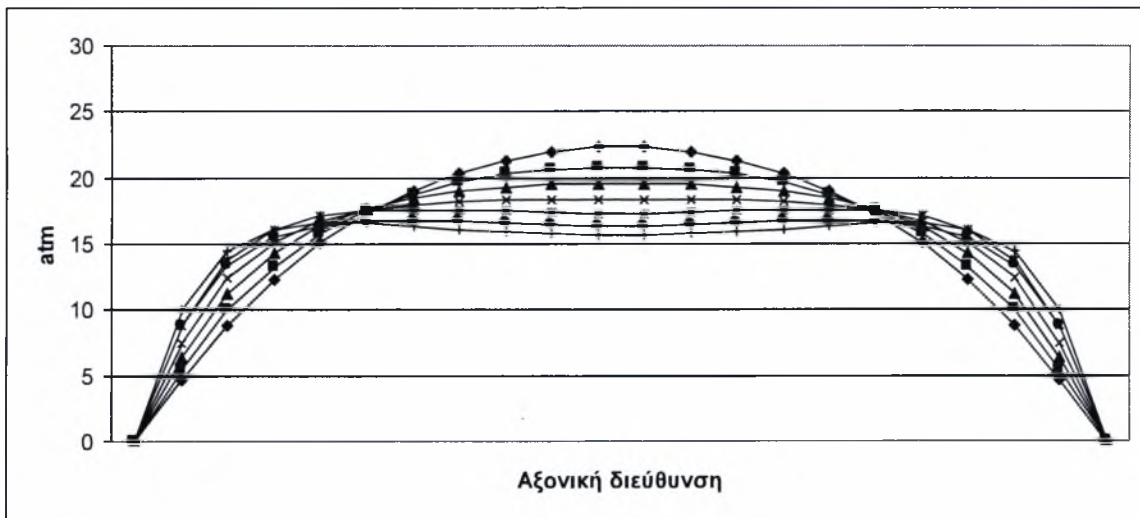
3.5.24

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=2/1000$



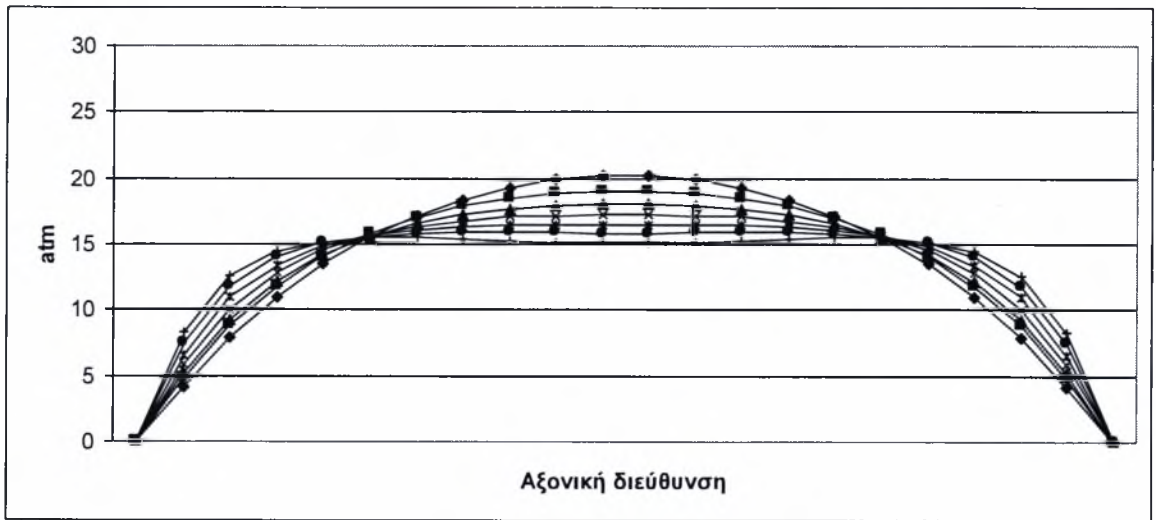
3.5.25

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=2/1000$



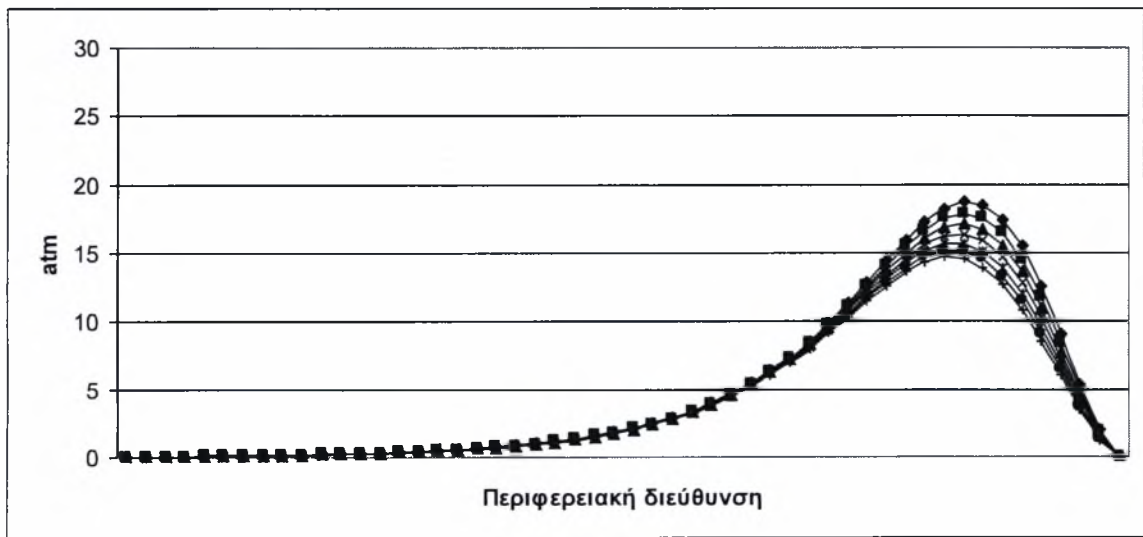
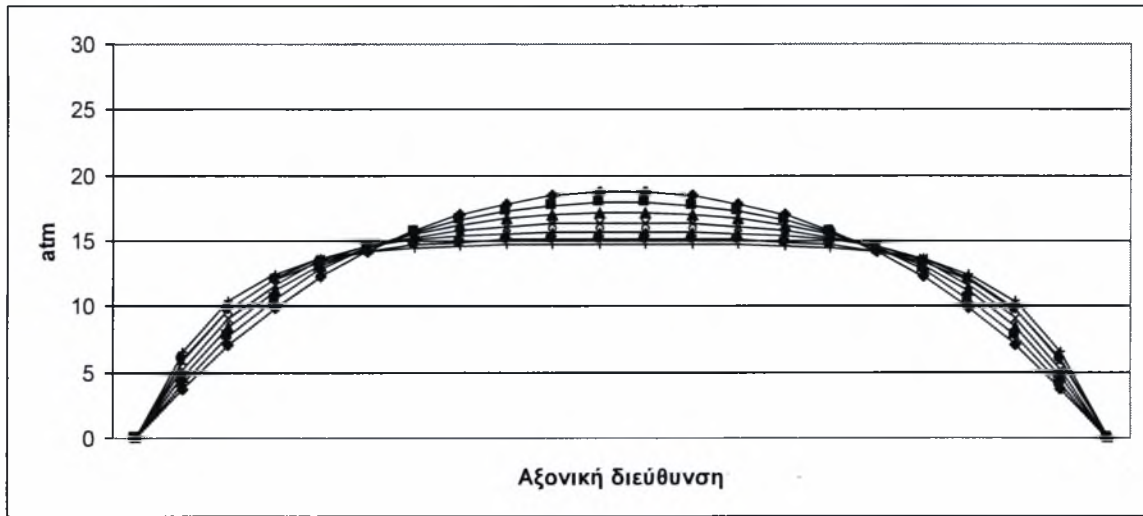
3.5.26

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=2/1000$



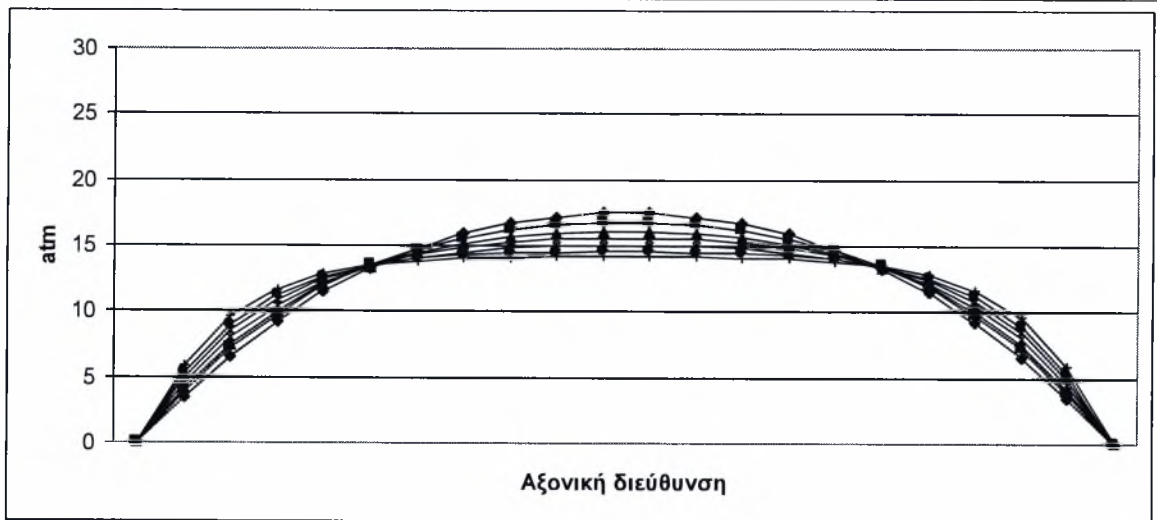
3.5.27

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=2/1000$



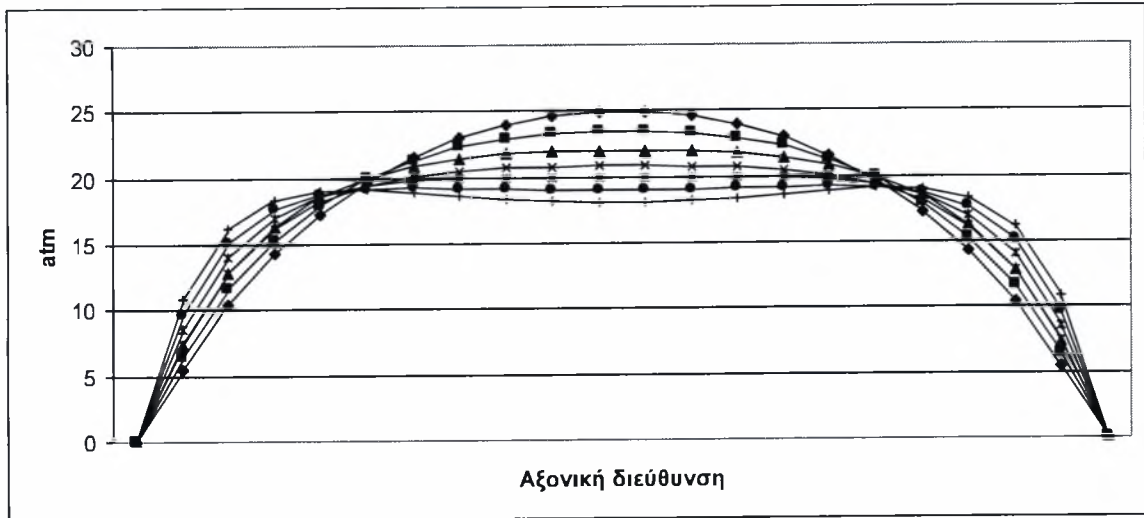
3.5.28

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=2/1000$



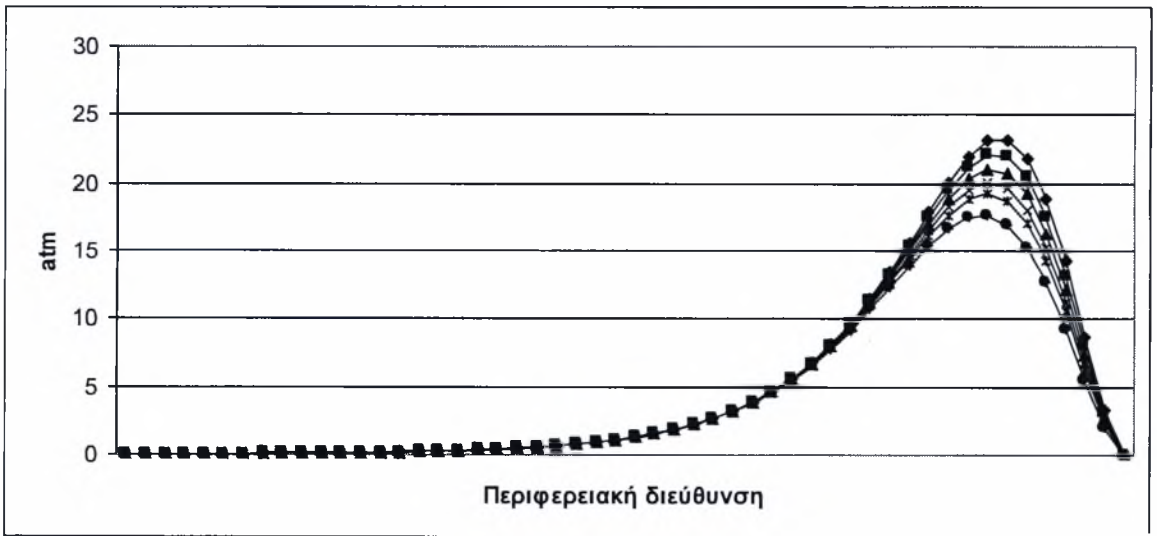
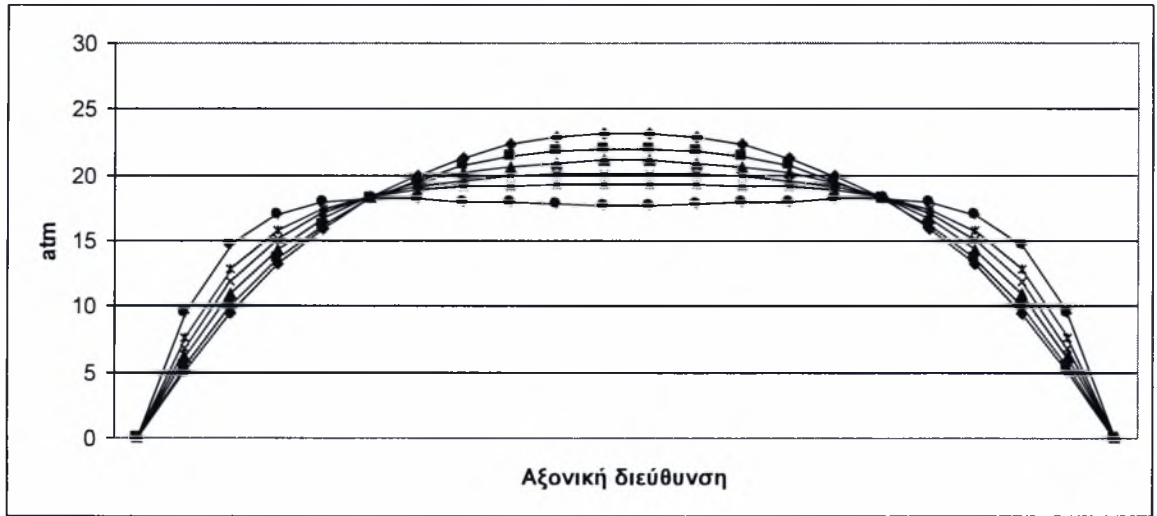
3.5.29

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=3/1000$



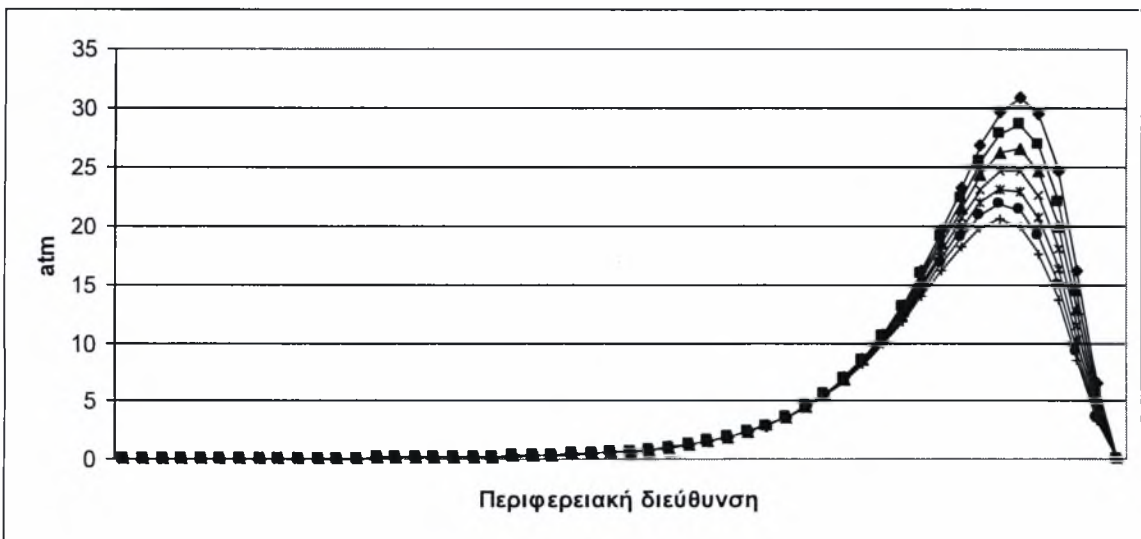
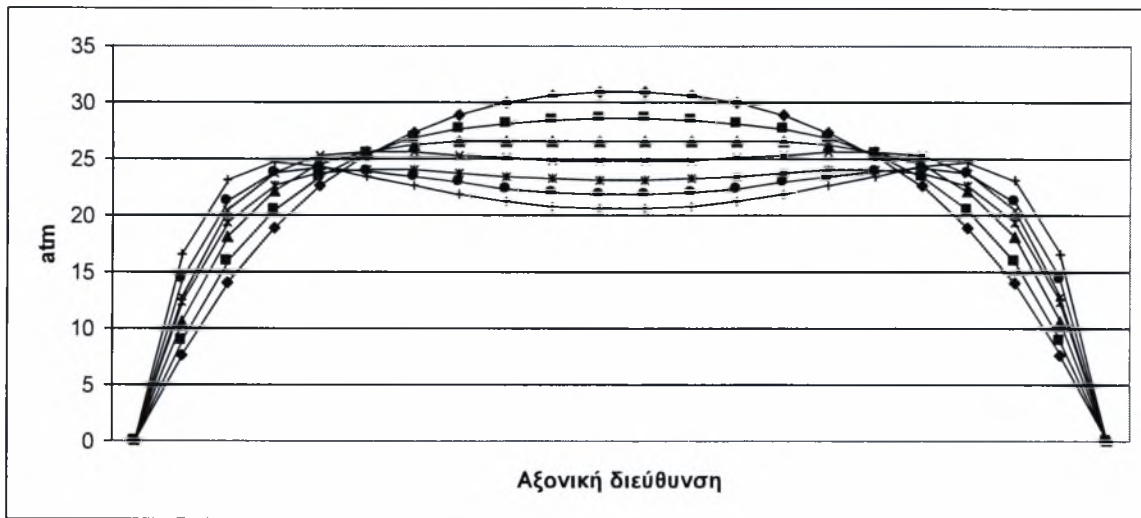
3.5.30

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=3/1000$



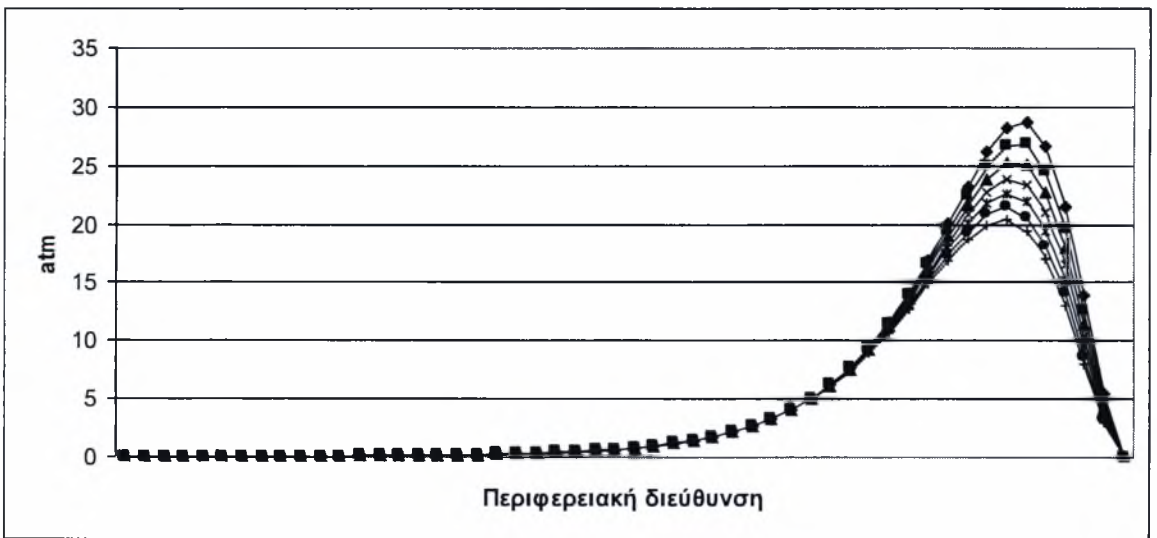
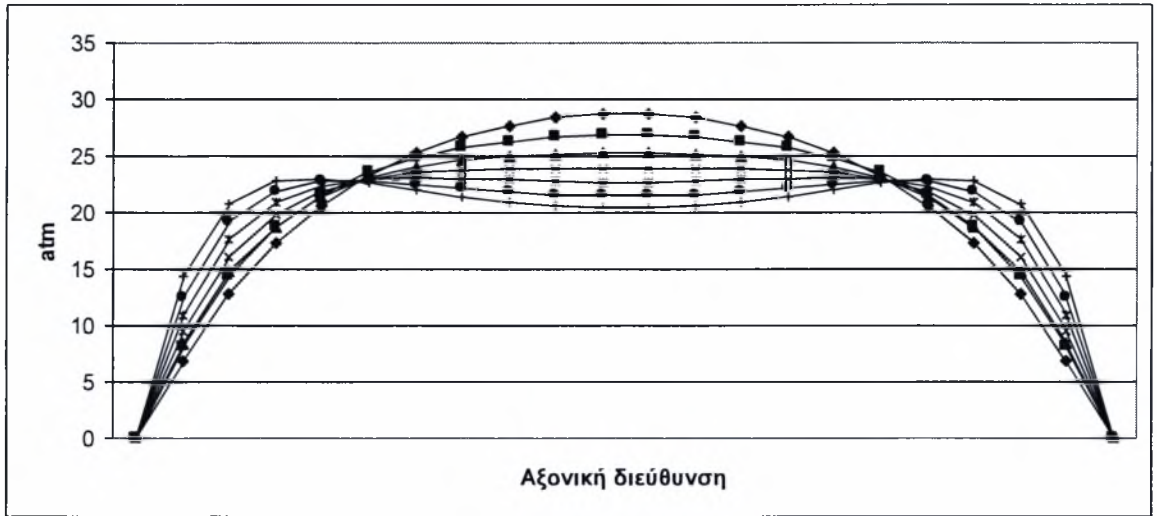
3.5.31

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=4/1000$



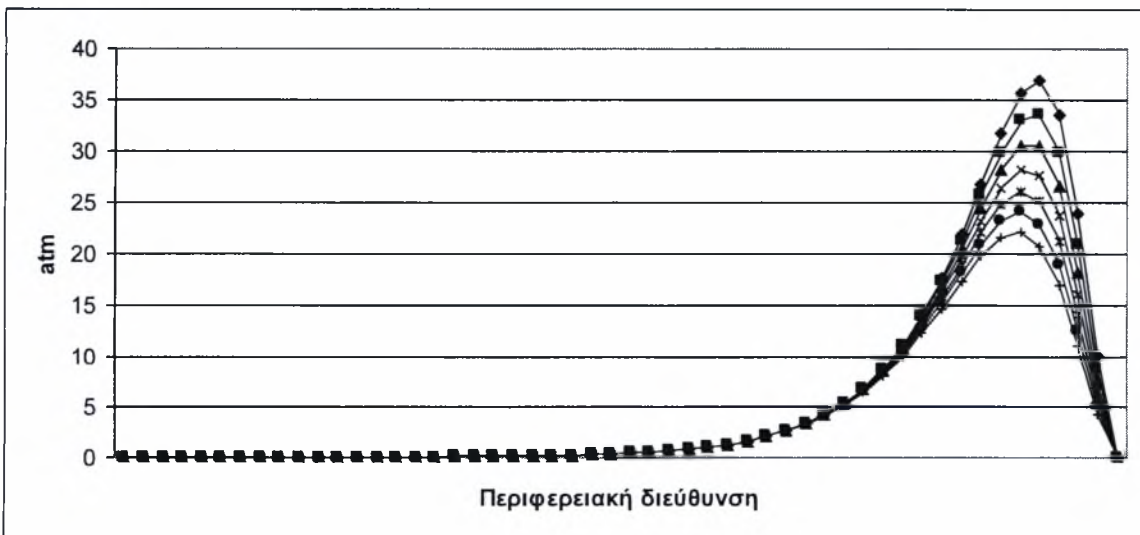
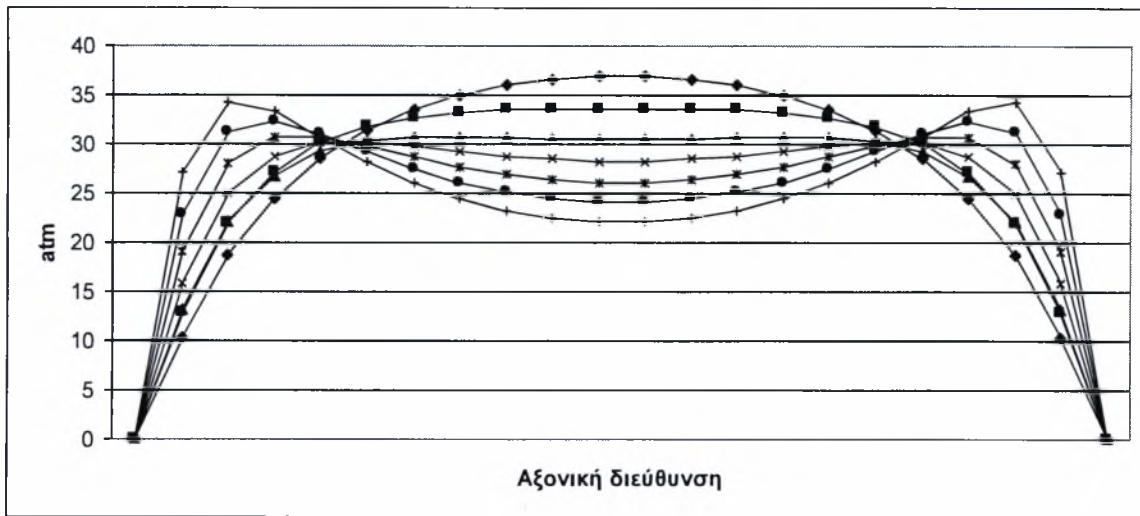
3.5.32

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=4/1000$



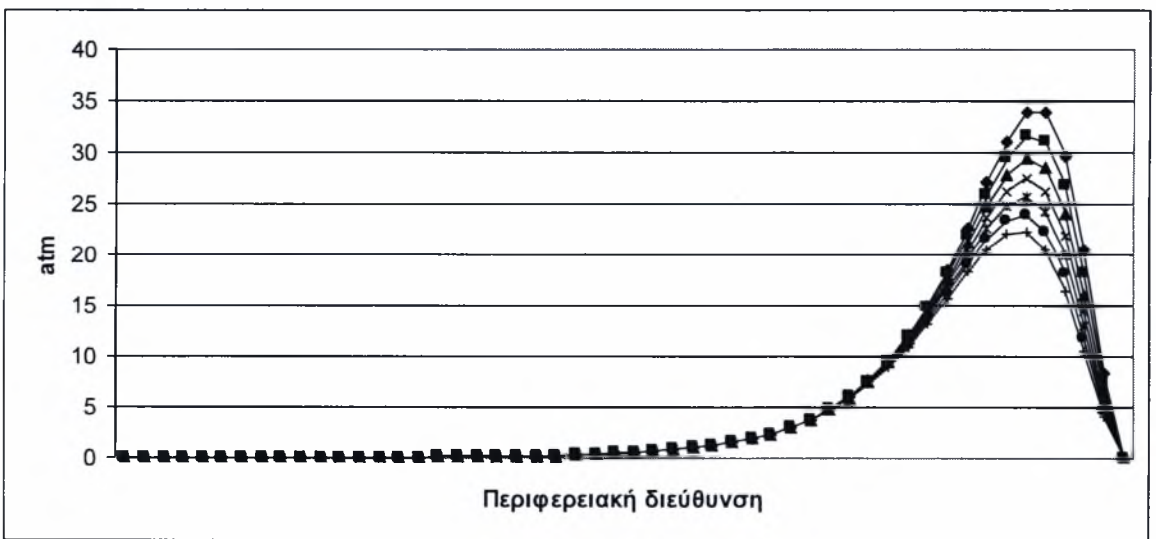
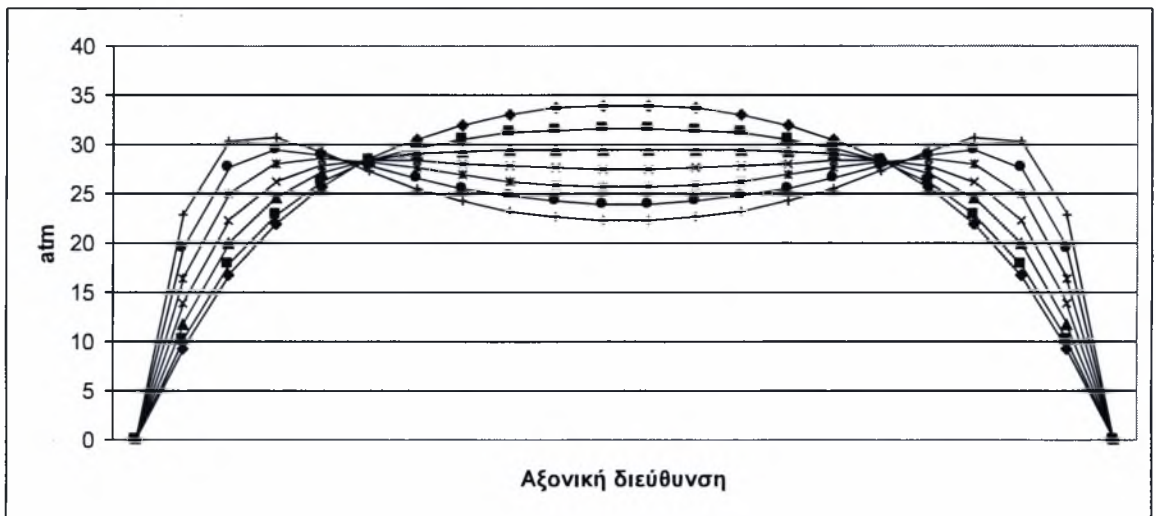
3.5.33

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=5/1000$



3.5.34

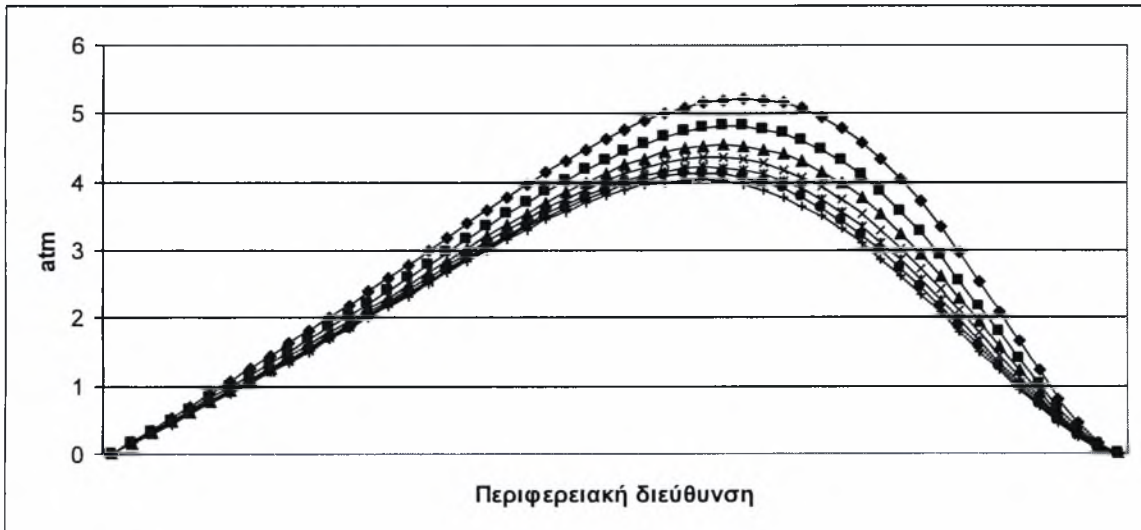
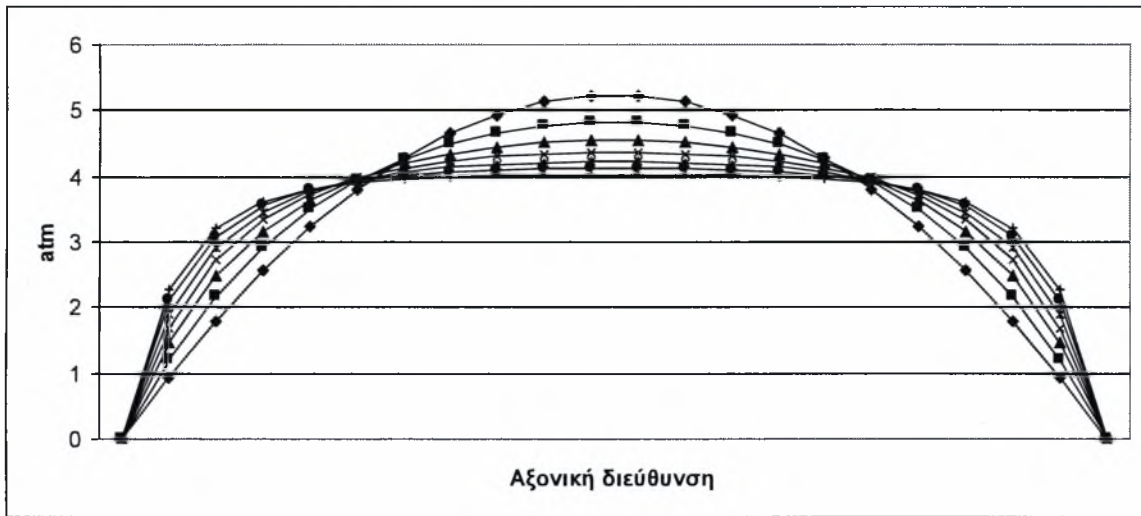
Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=5/1000$



3.5.35

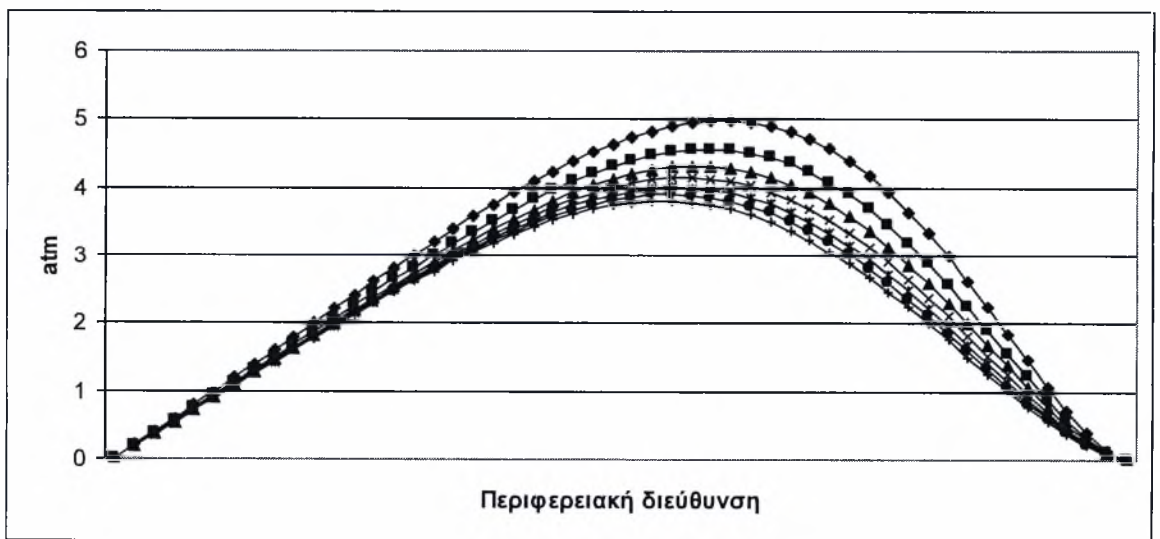
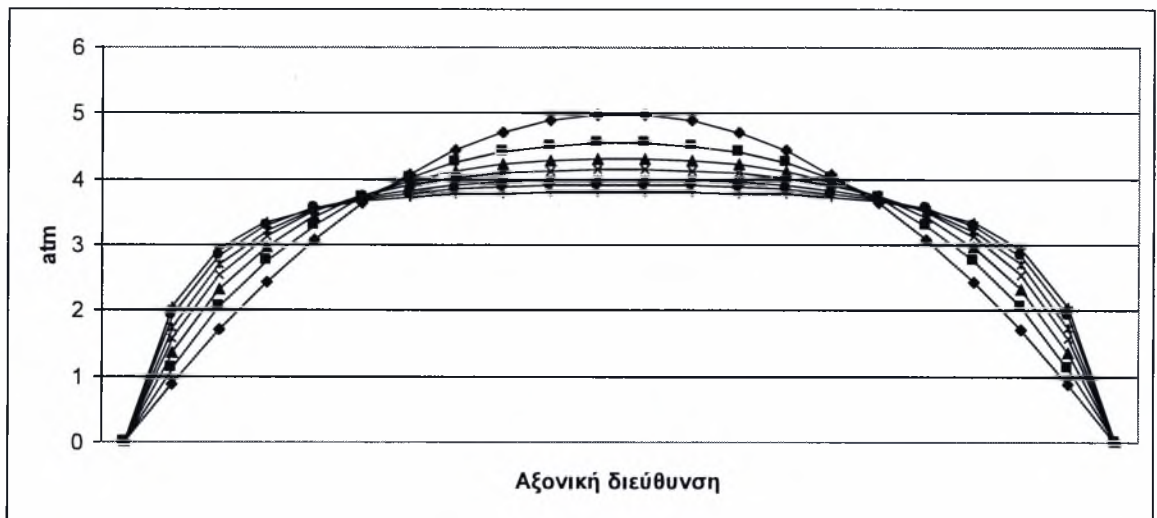
$$L/d=0.8$$

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.25/1000$



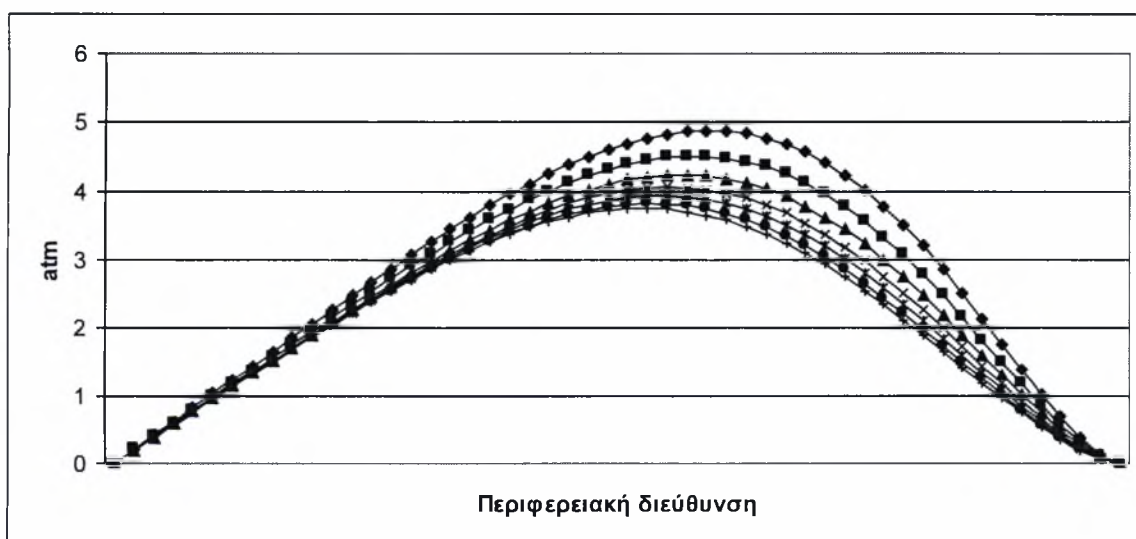
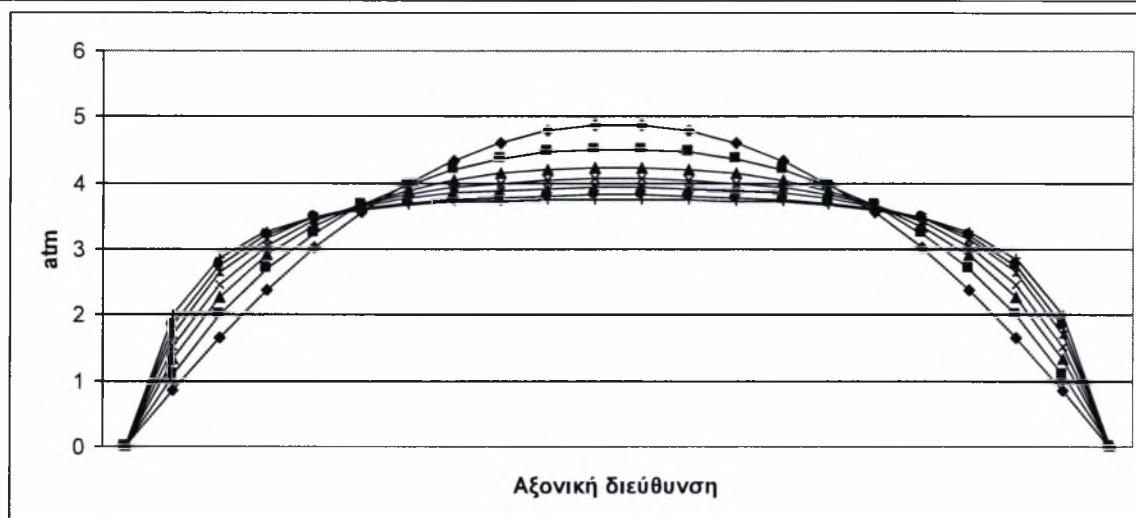
3.6.1

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.25/1000$



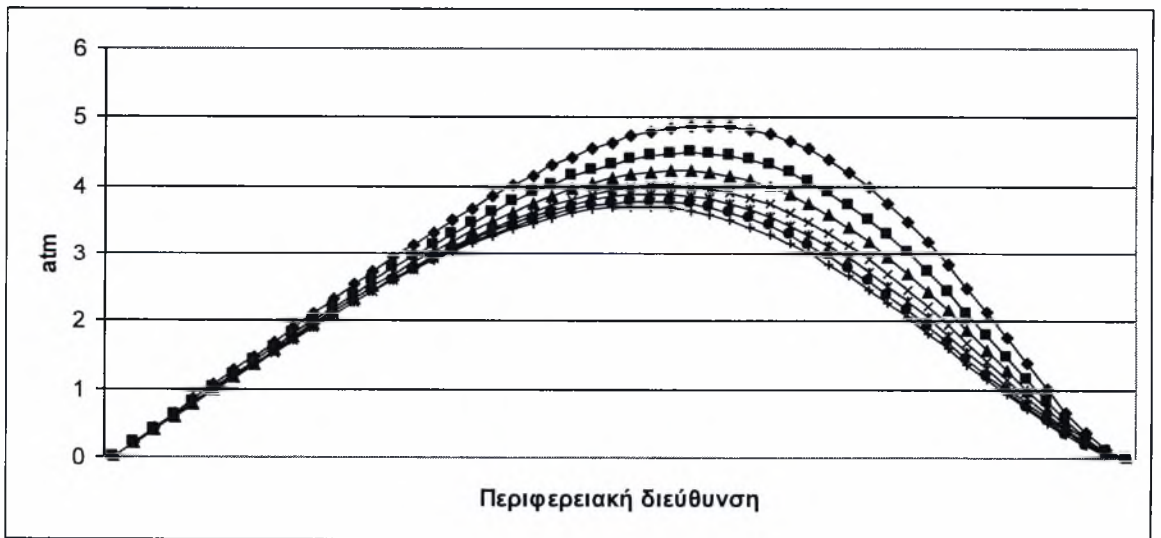
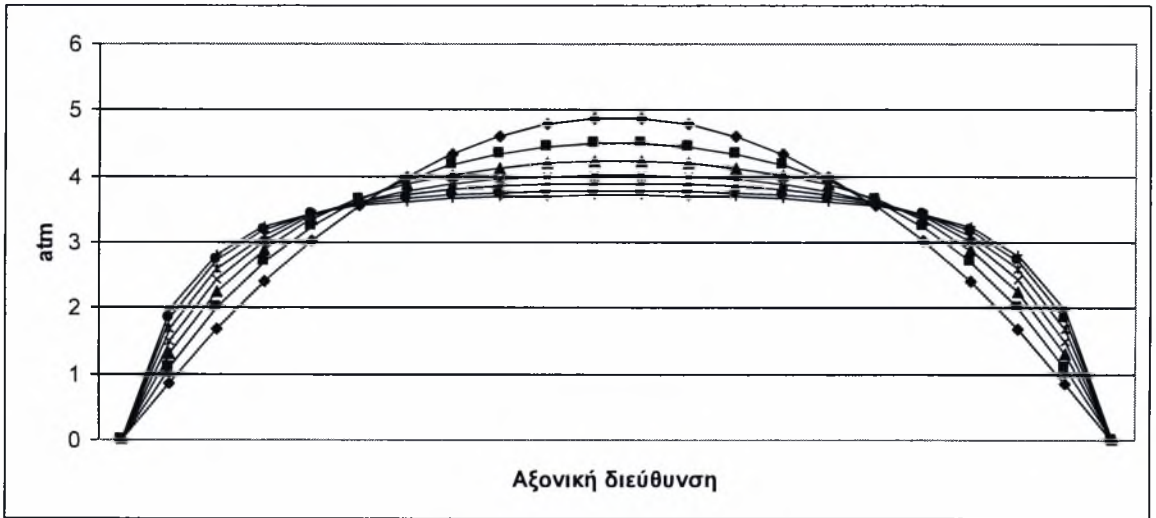
3.6.2

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.25/1000$



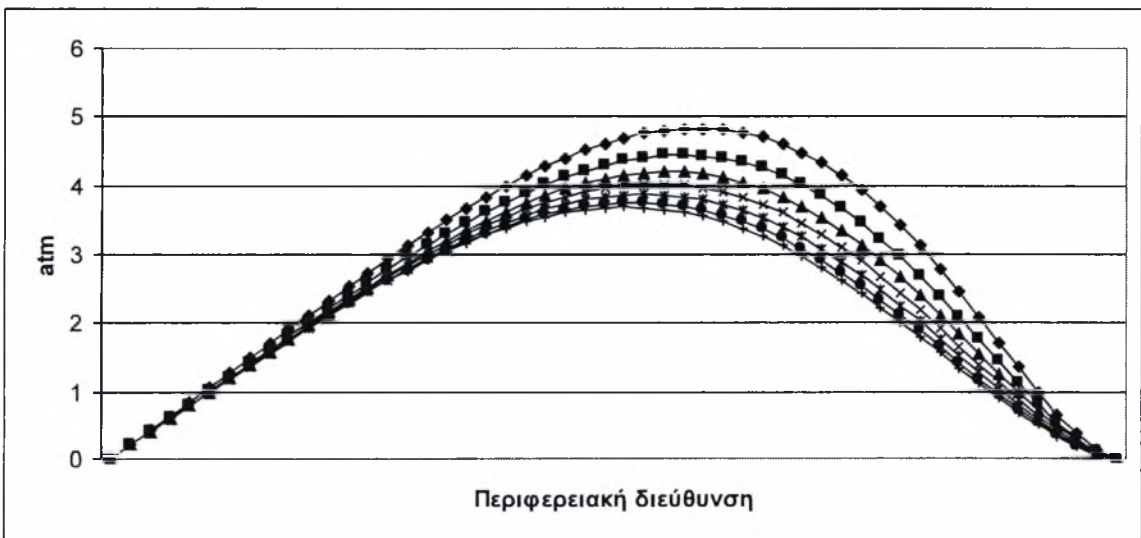
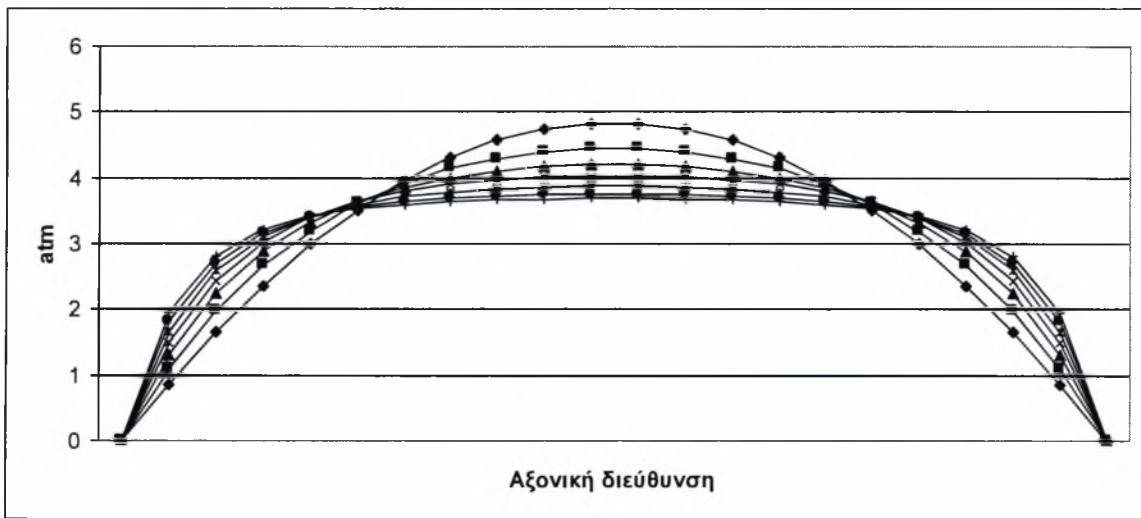
3.6.3

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.25/1000$



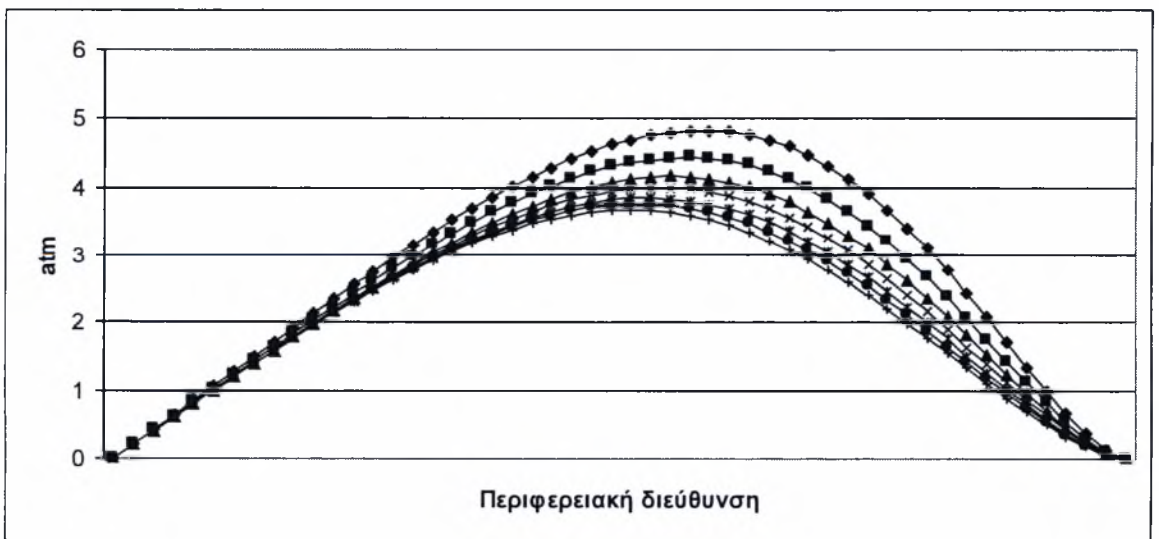
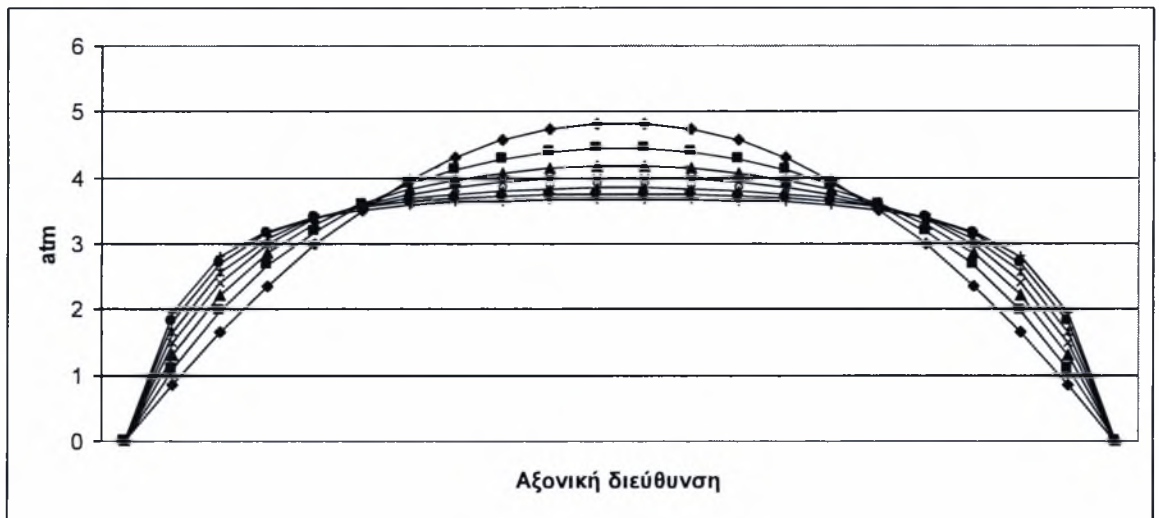
3.6.4

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.25/1000$



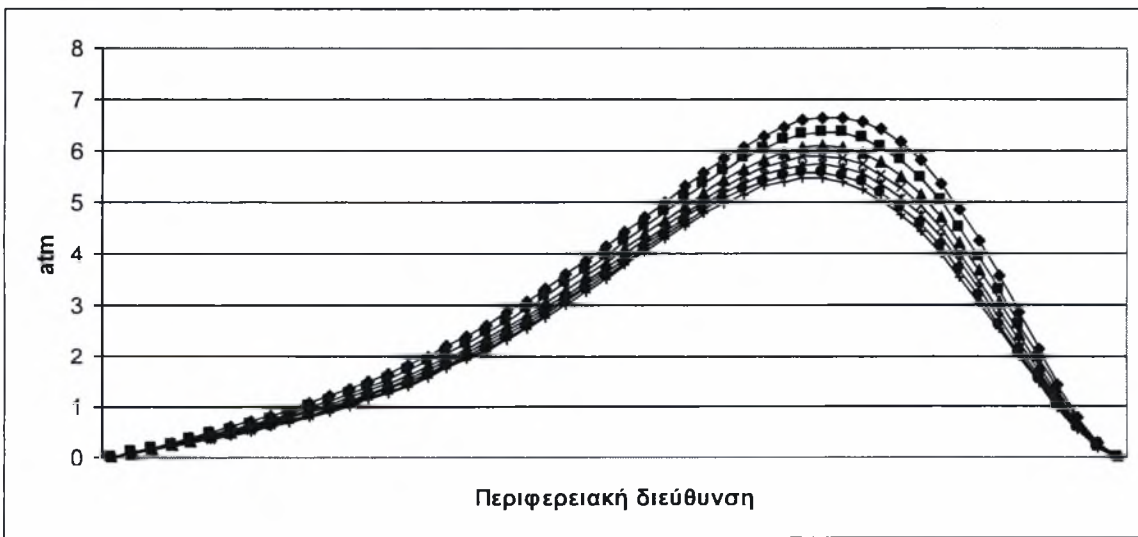
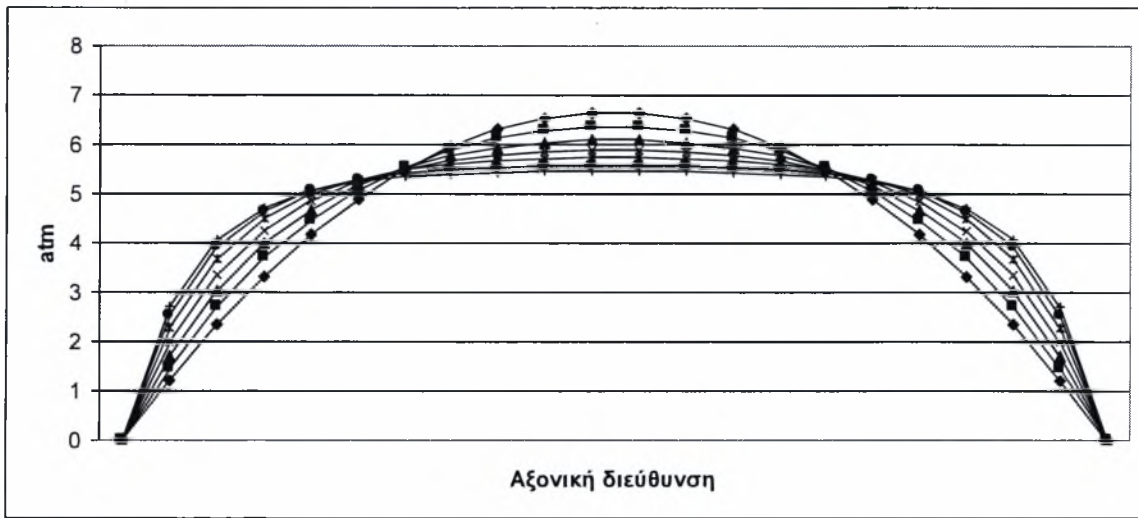
3.6.5

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.25/1000$



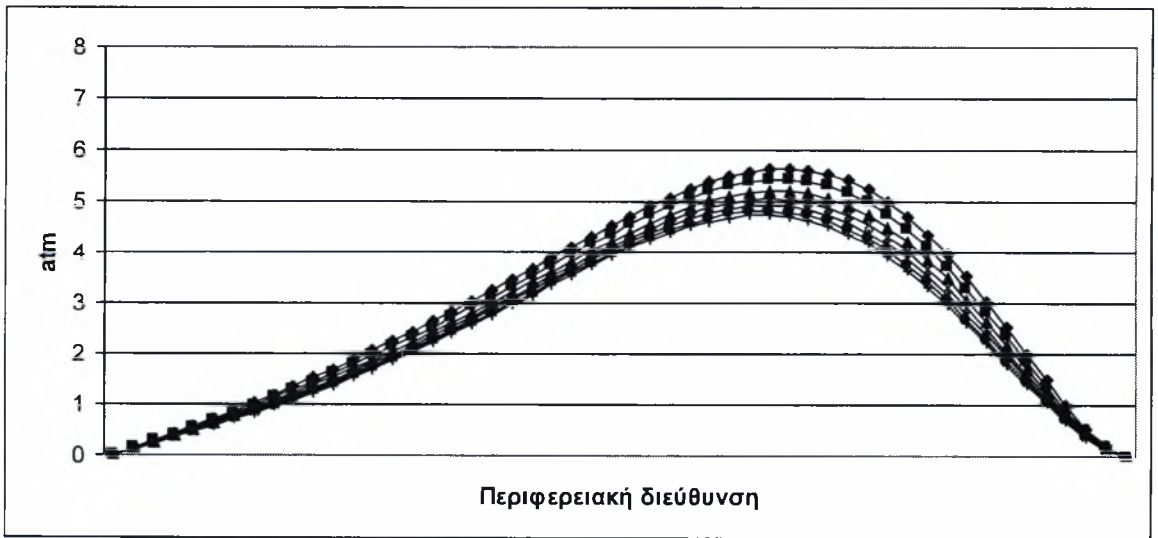
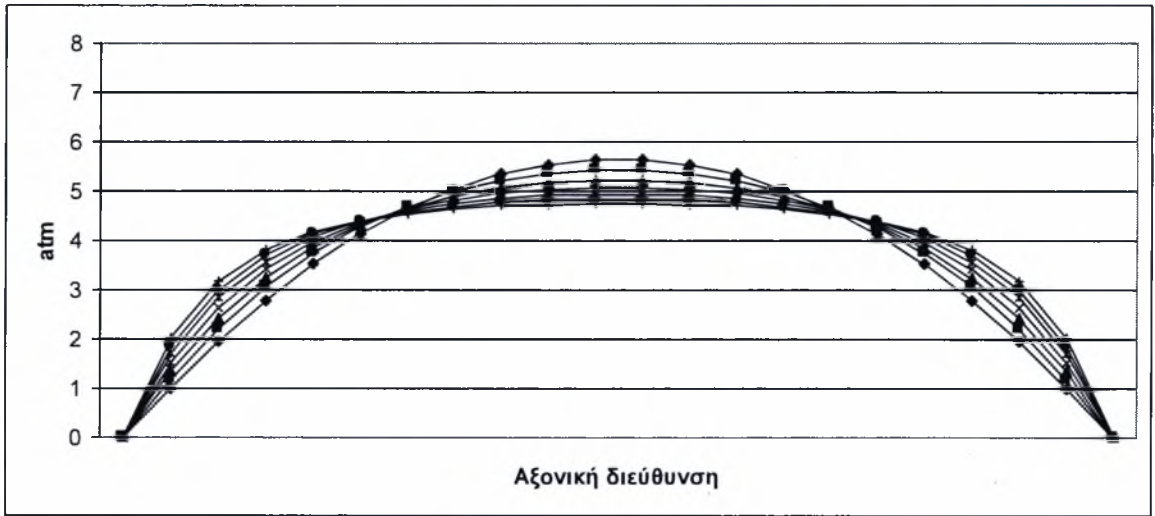
3.6.6

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.5/1000$



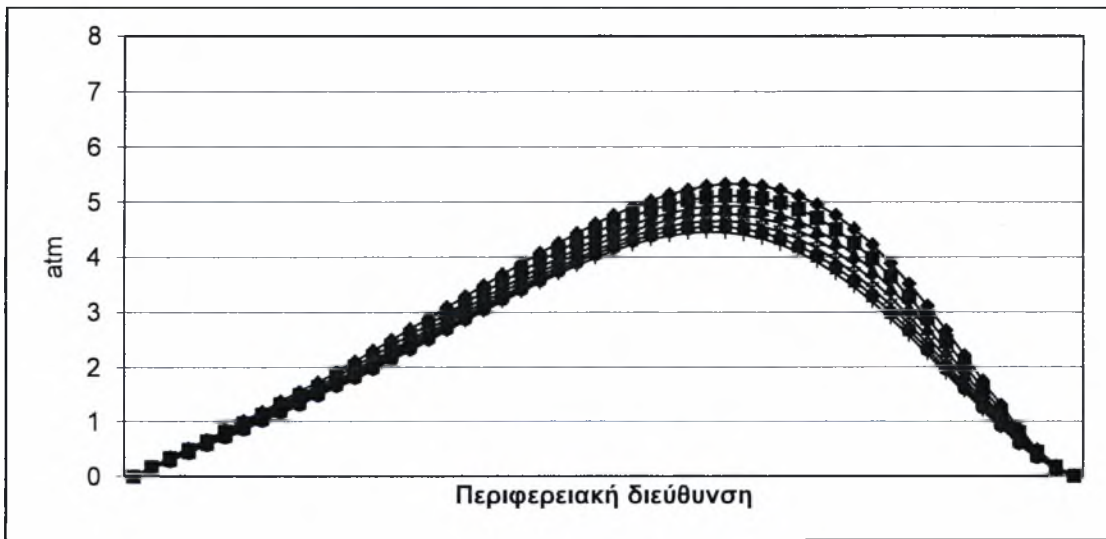
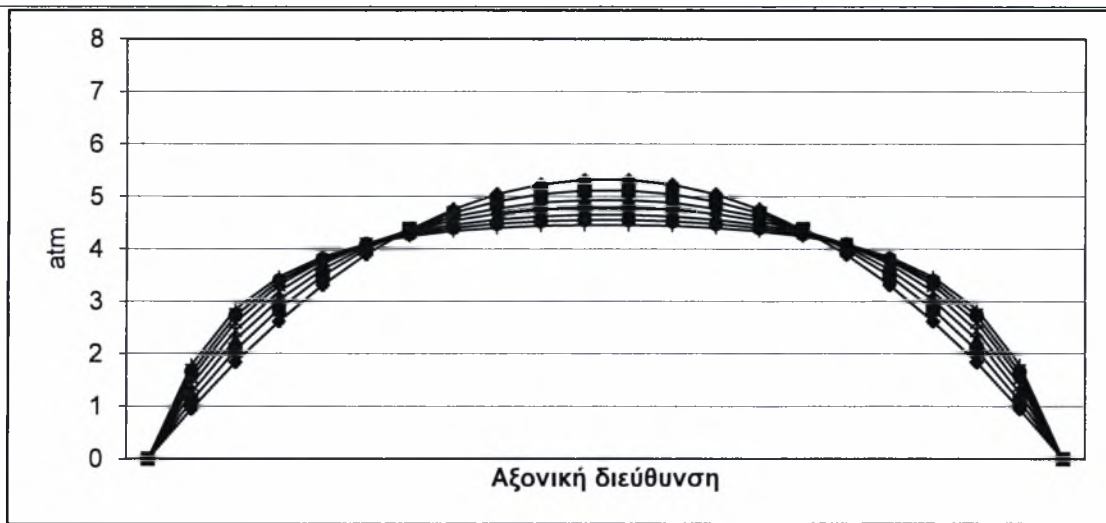
3.6.7

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.5/1000$



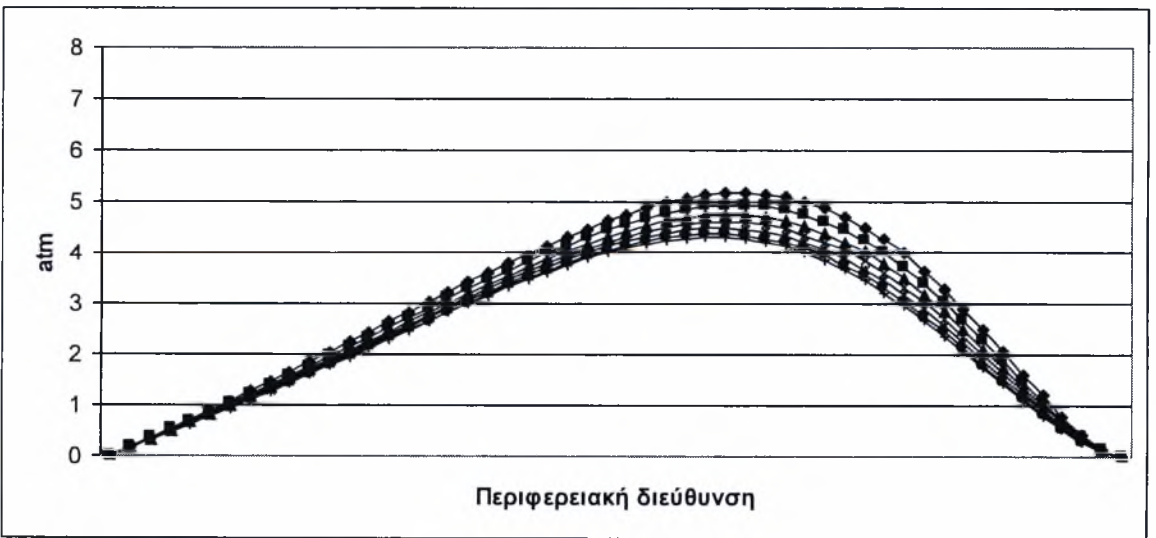
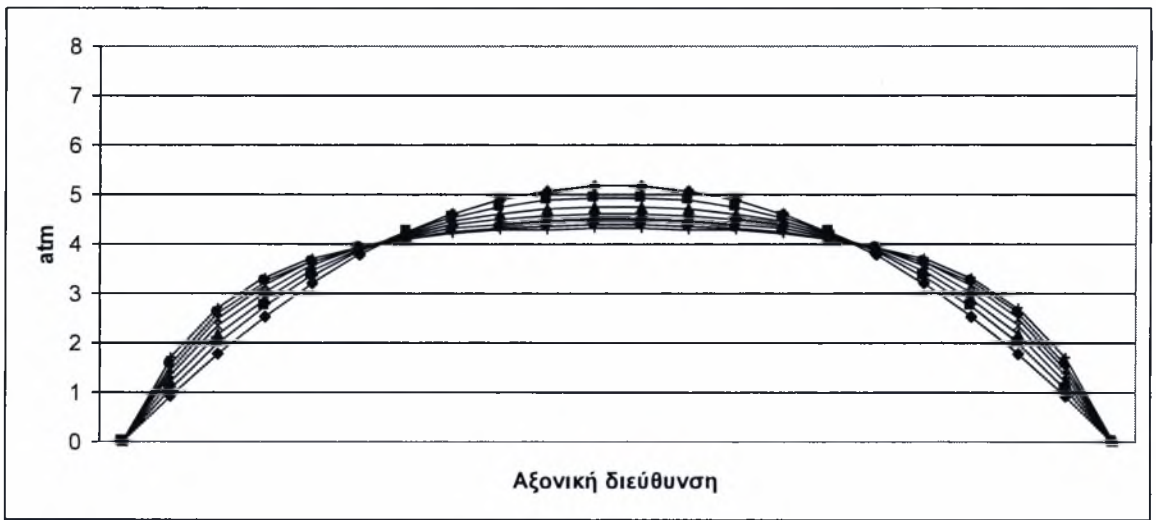
3.6.8

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.5/1000$



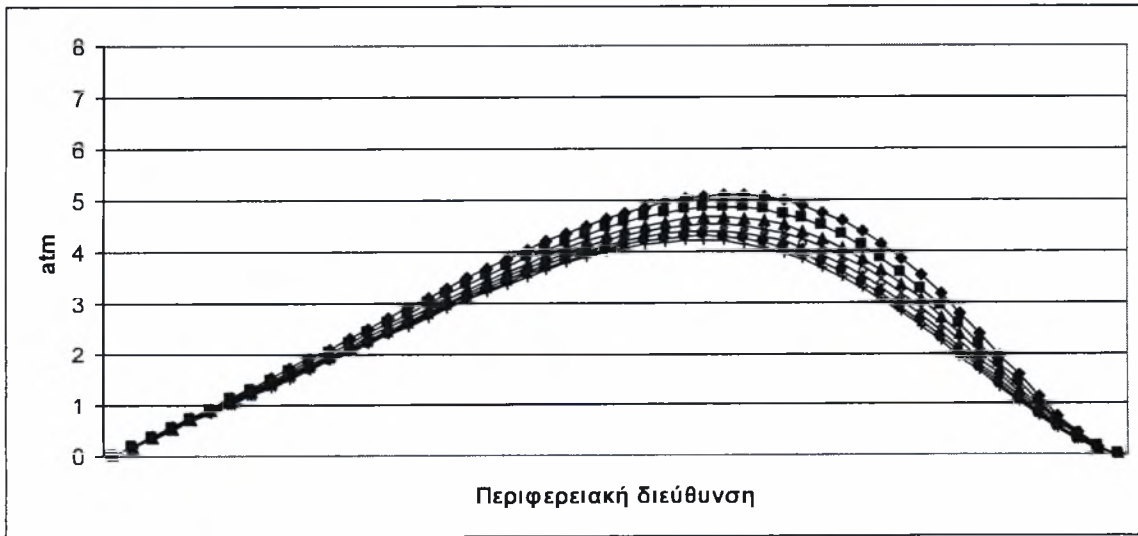
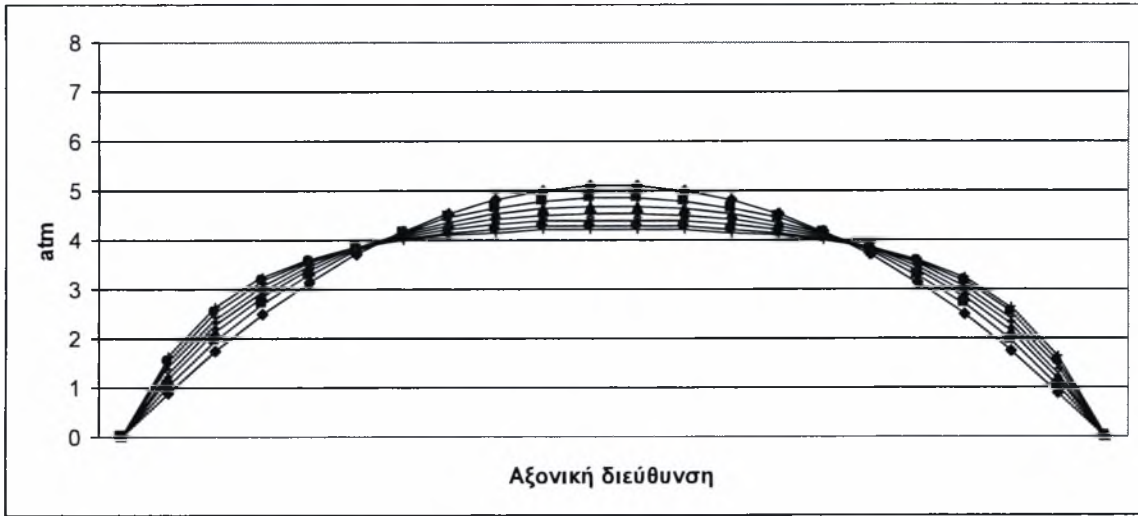
3.6.9

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.5/1000$



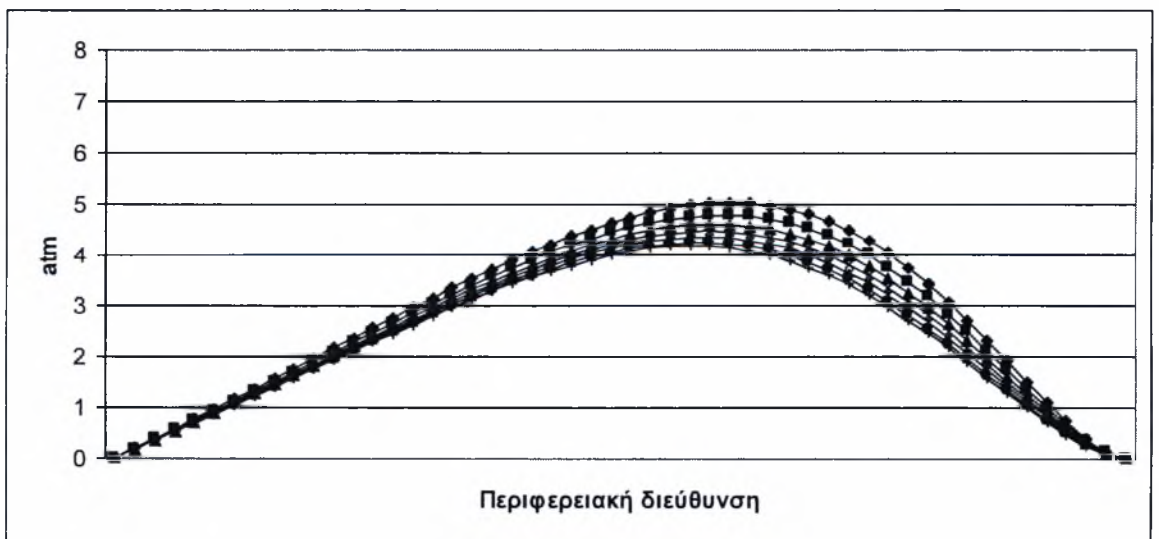
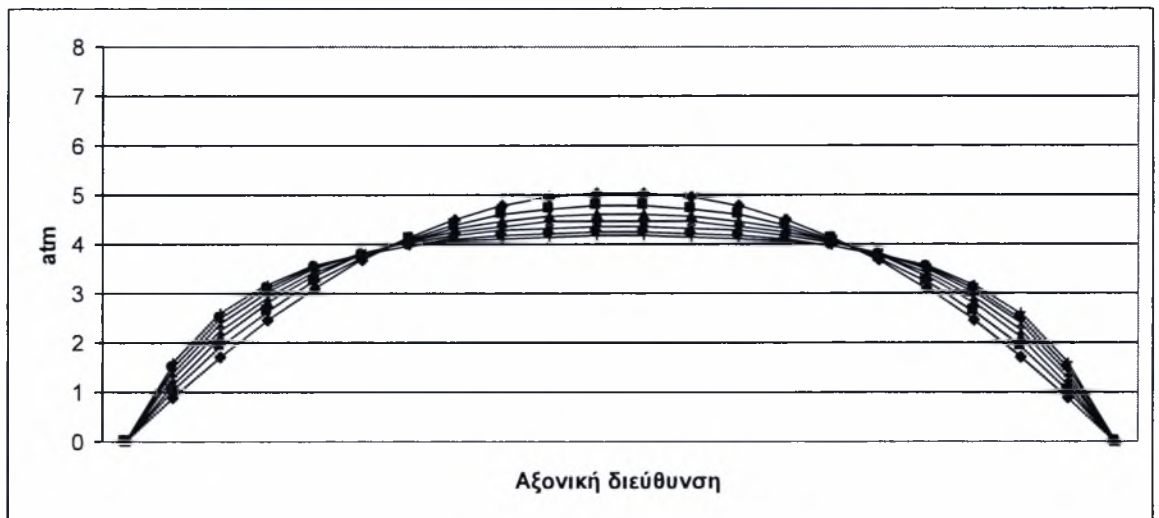
3.6.10

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.5/1000$



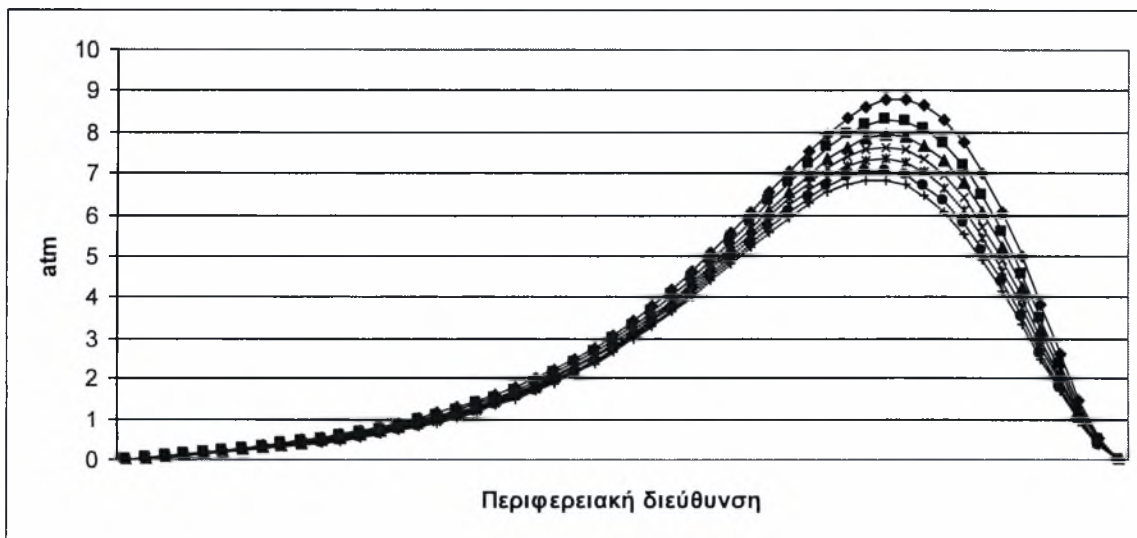
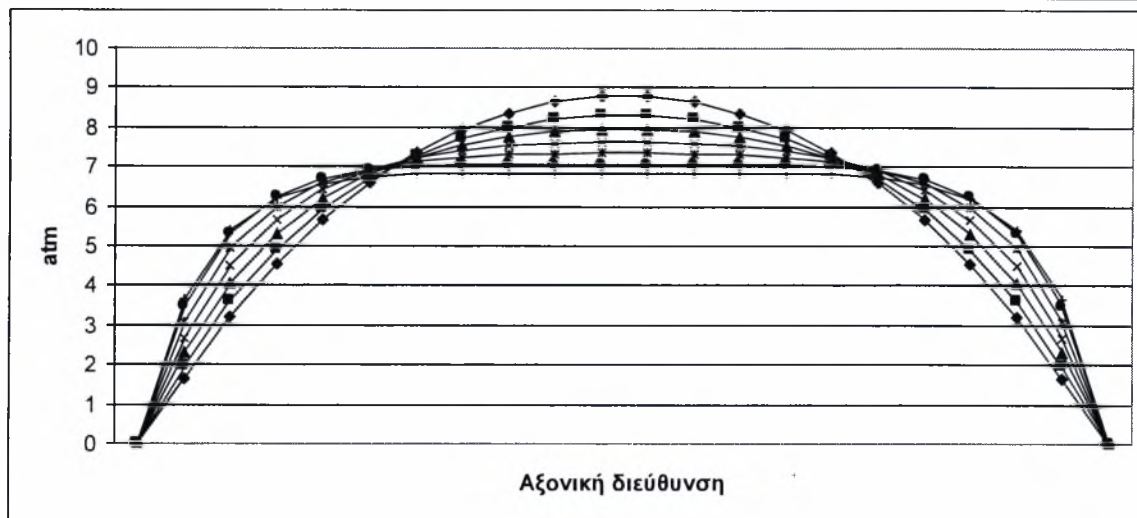
3.6.11

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.5/1000$



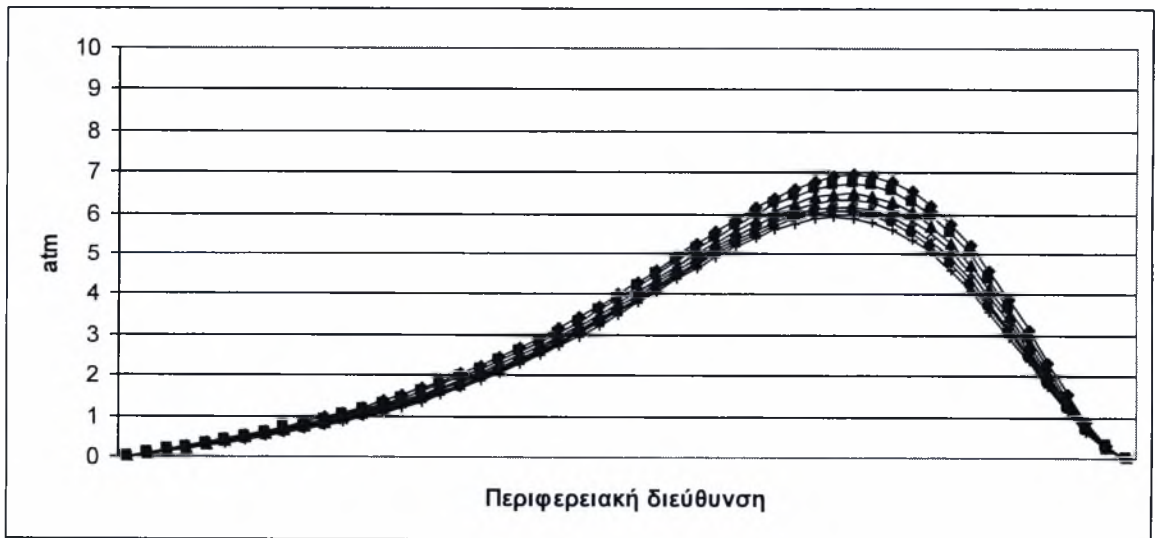
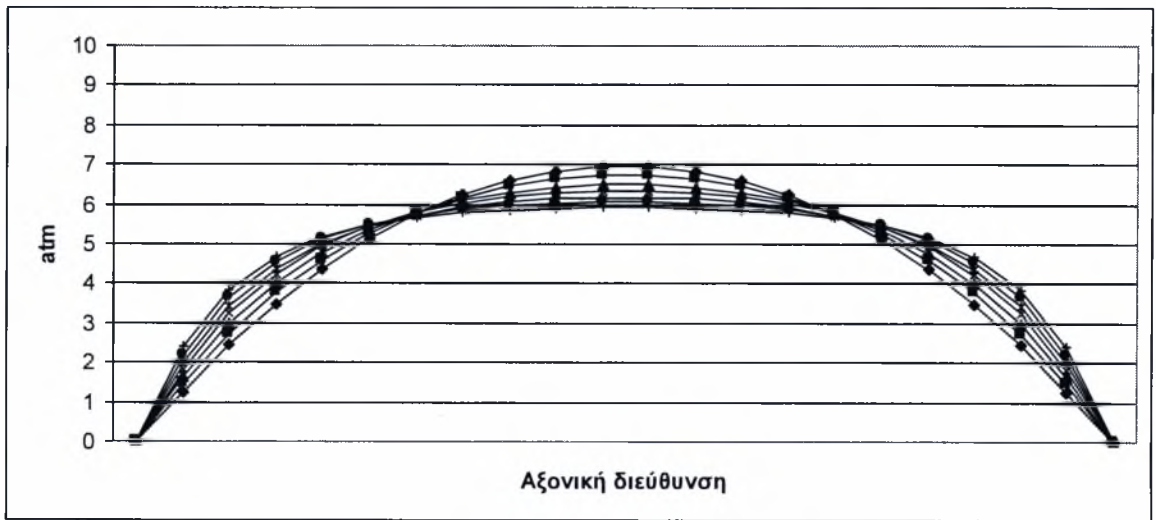
3.6.12

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=0.75/1000$



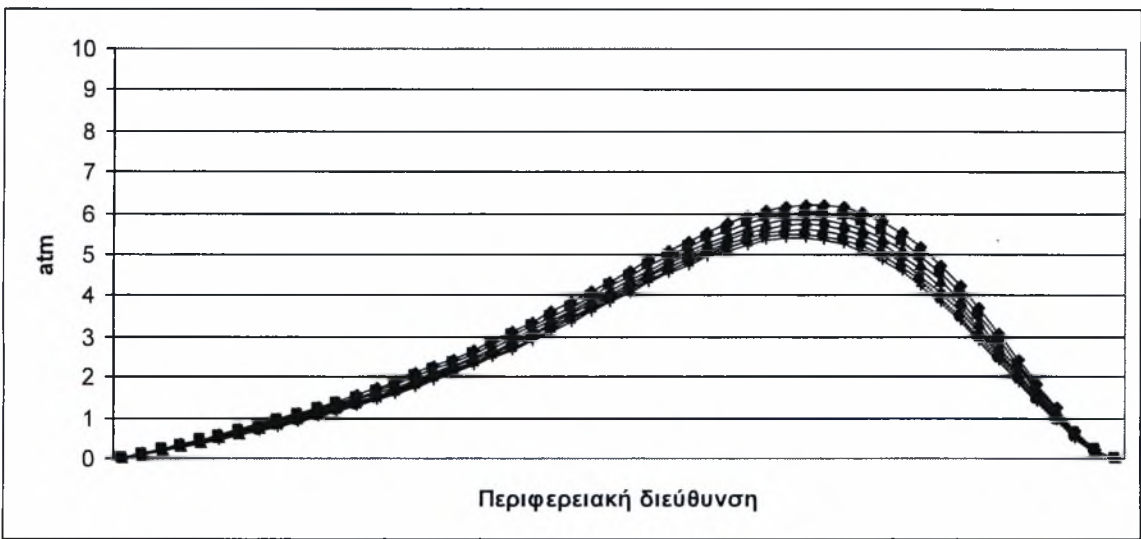
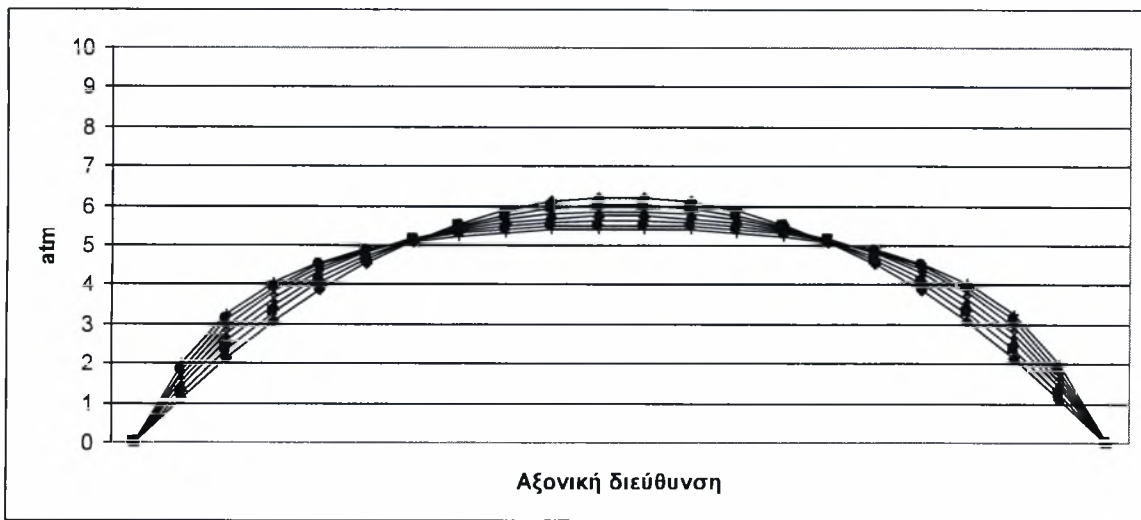
3.6.13

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=0.75/1000$



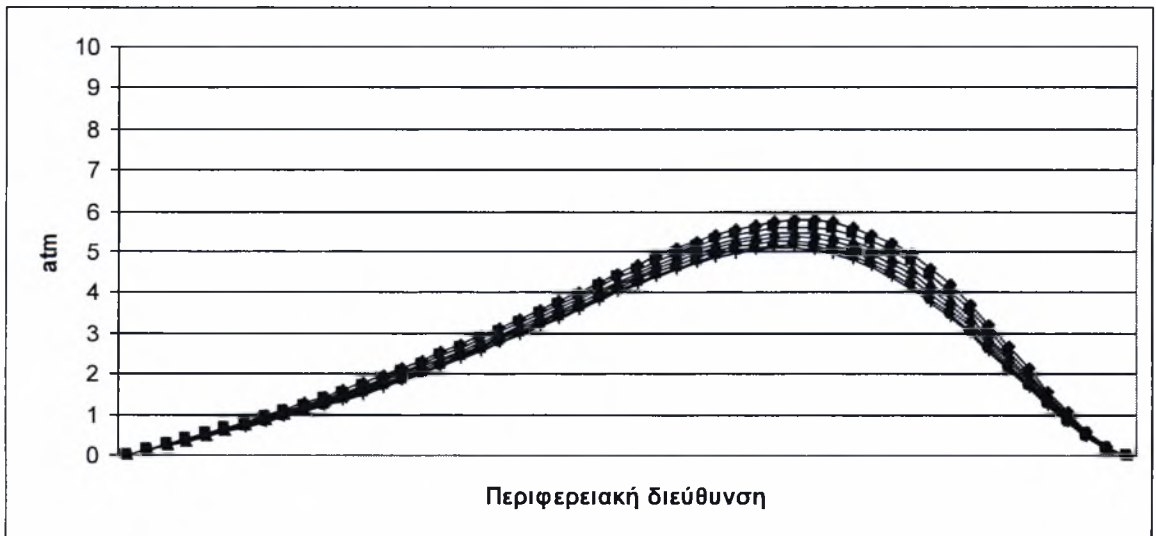
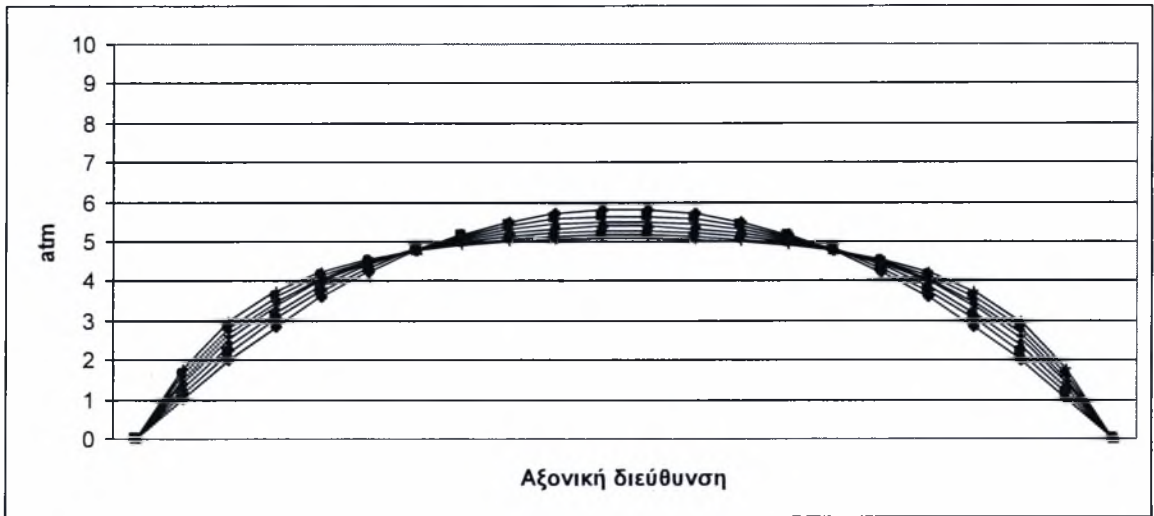
3.6.14

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=0.75/1000$



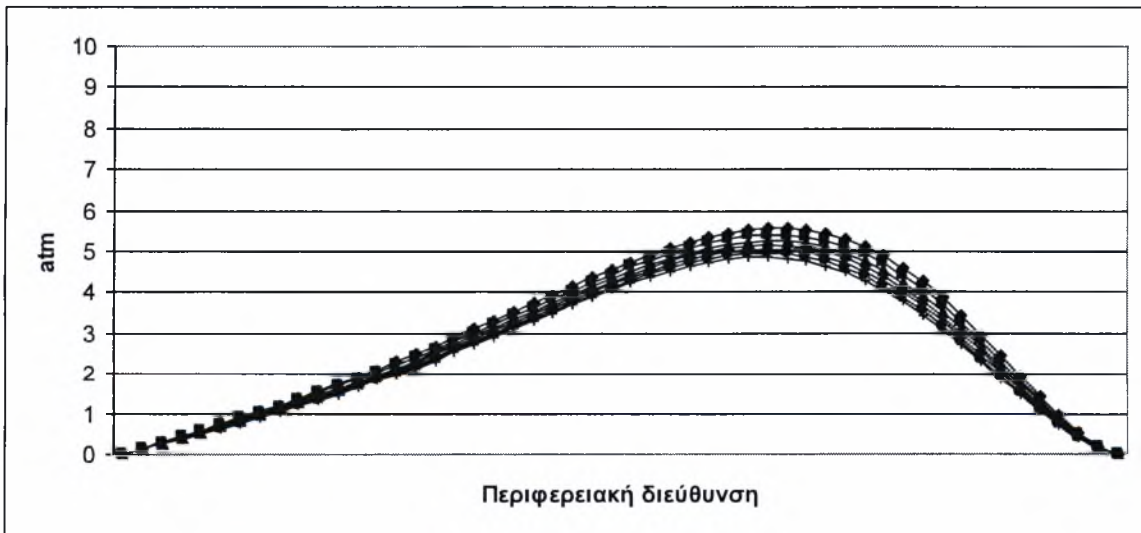
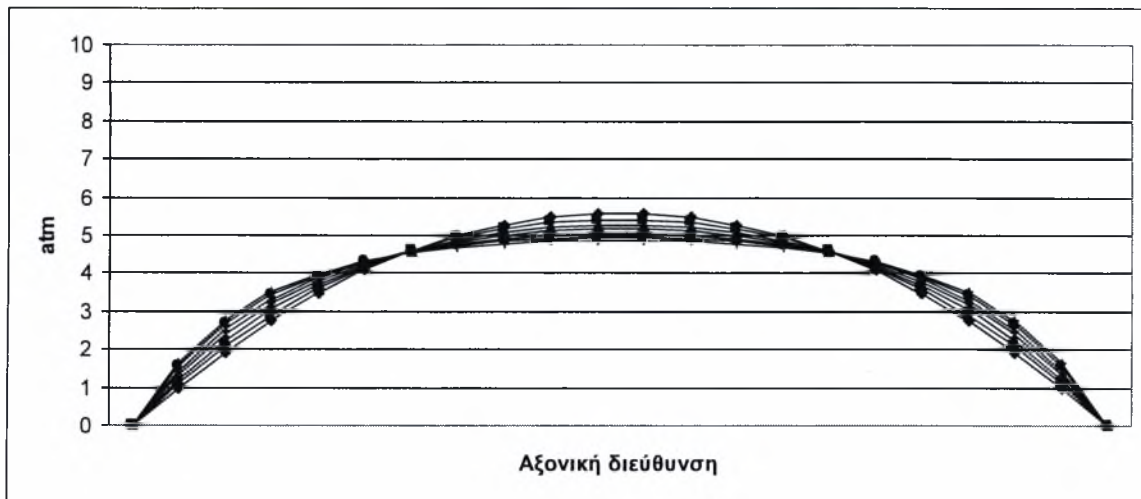
3.6.15

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=0.75/1000$



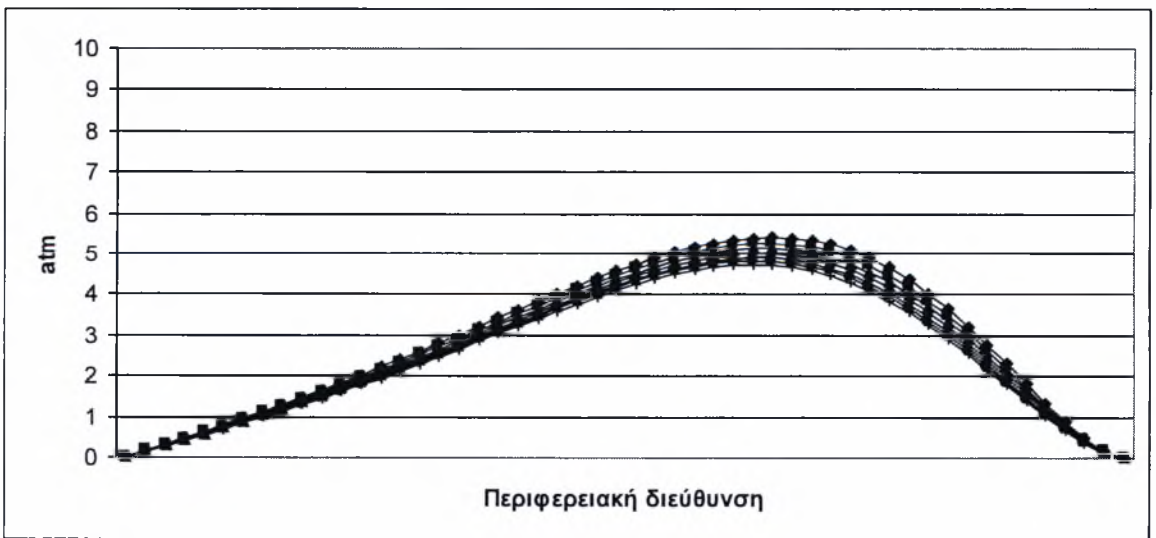
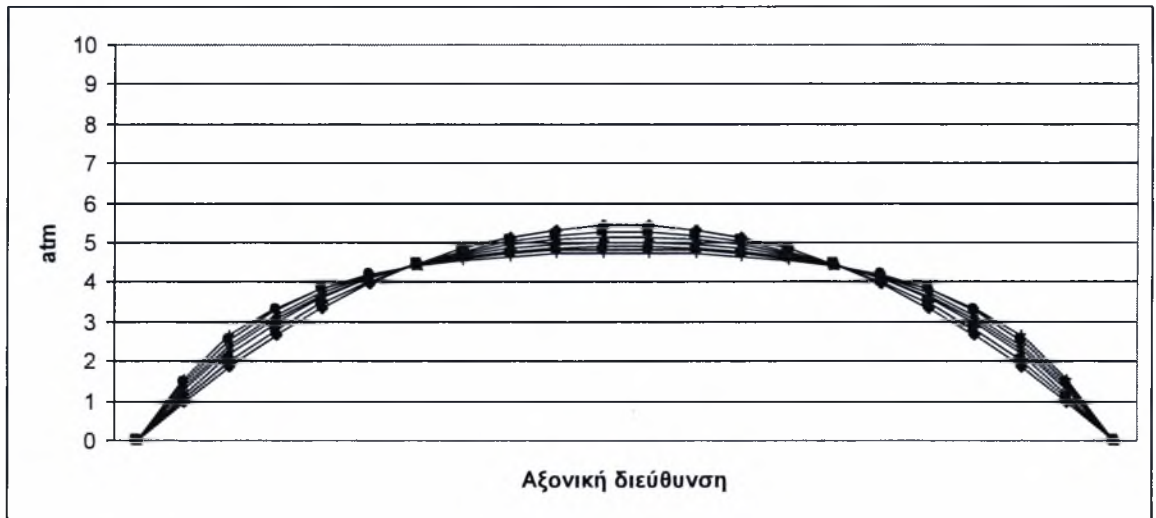
3.6.16

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=0.75/1000$



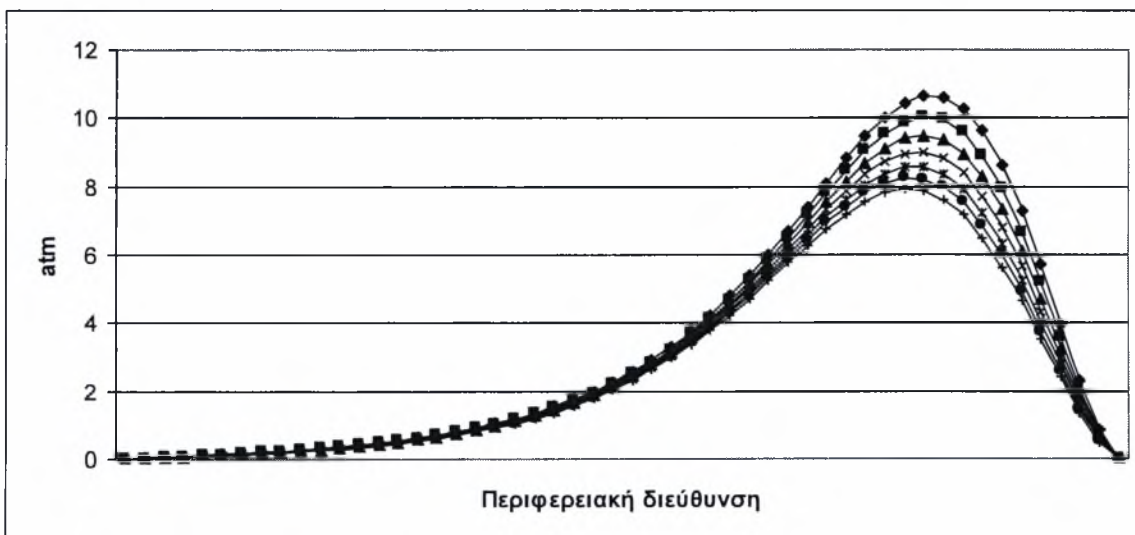
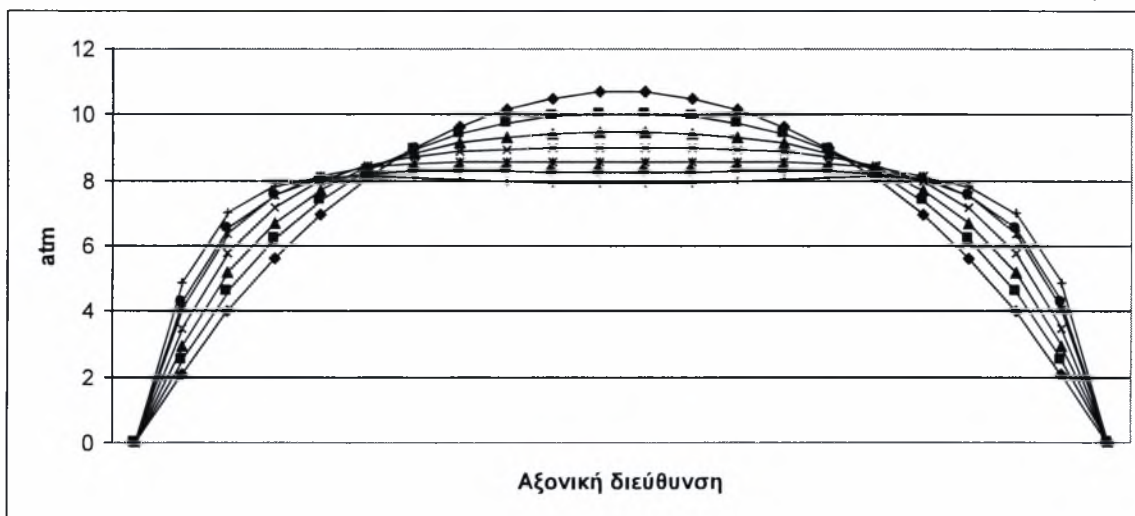
3.6.17

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=0.75 / 1000$



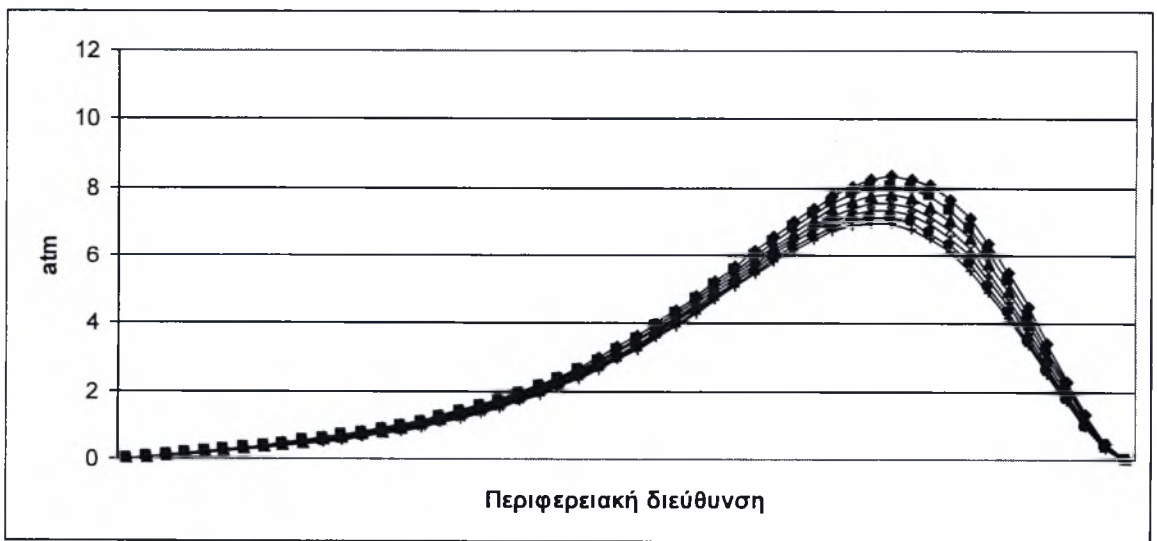
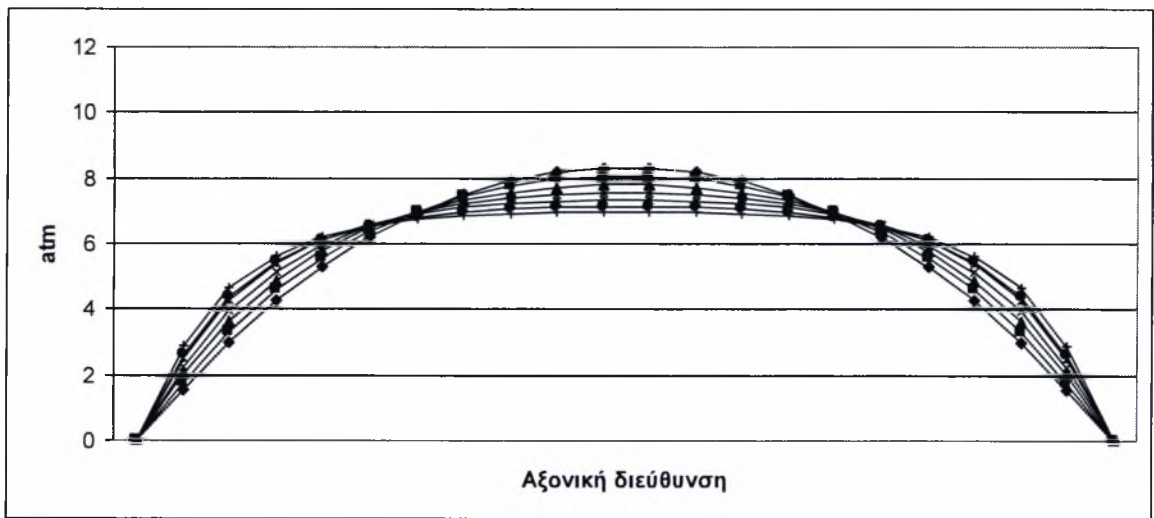
3.6.18

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=1/1000$



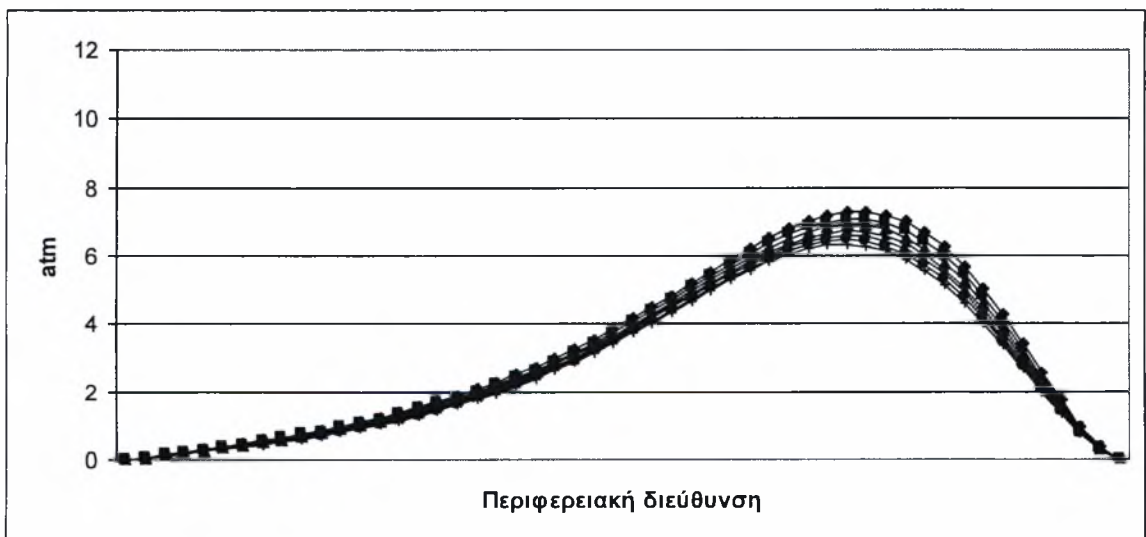
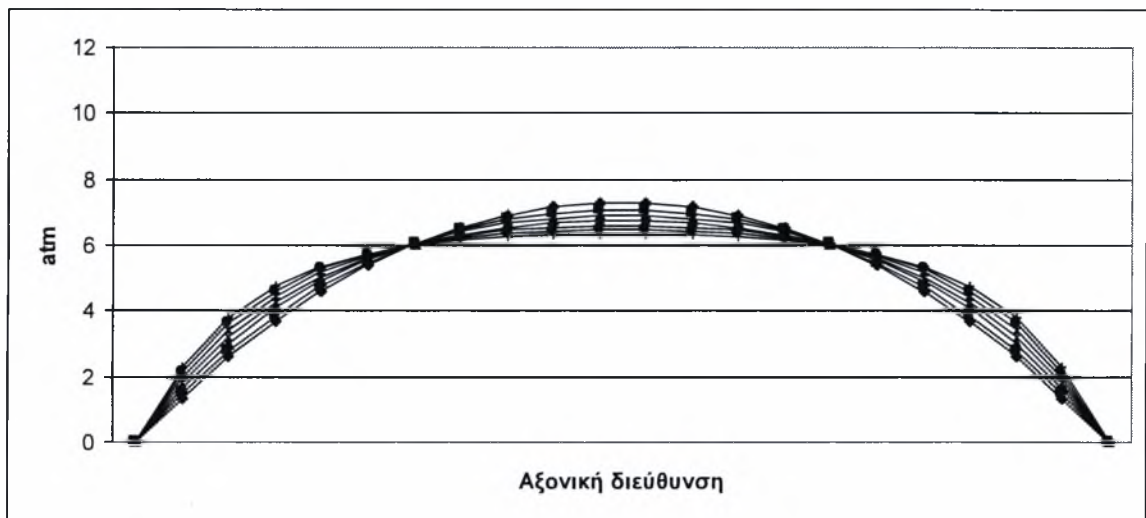
3.6.19

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=1/1000$



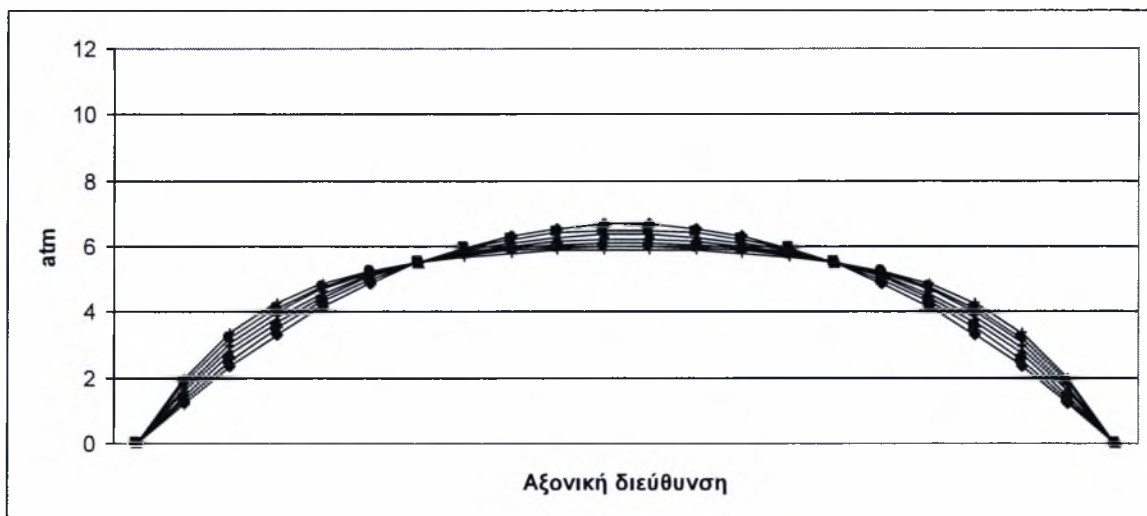
3.6.20

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=1/1000$

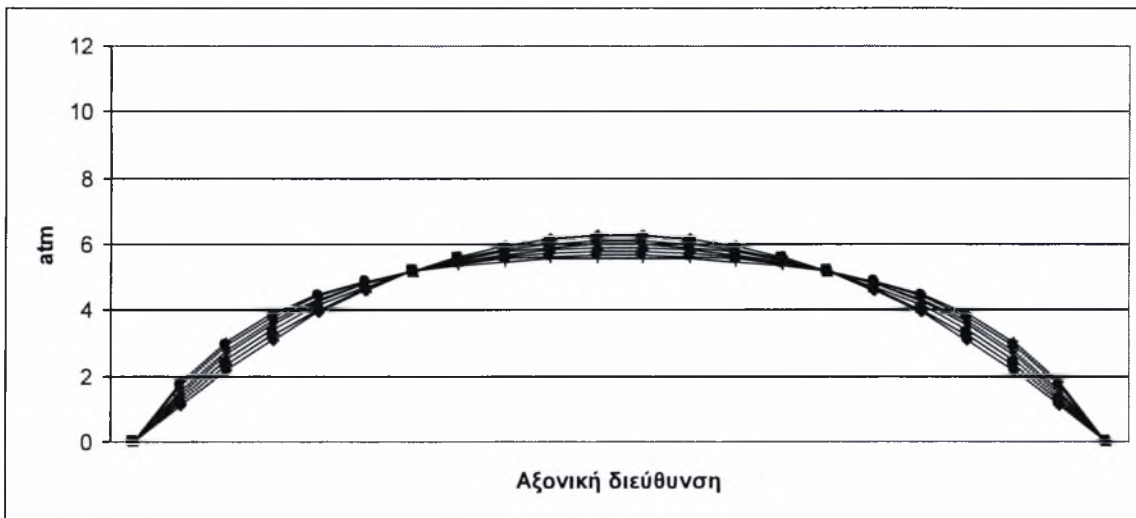


3.6.21

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=1/1000$

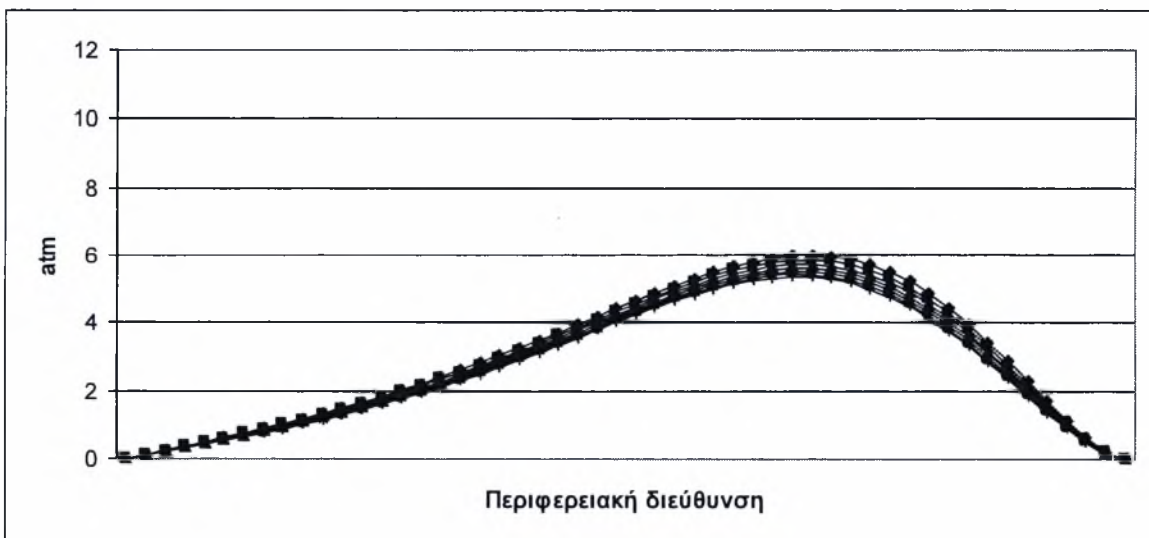
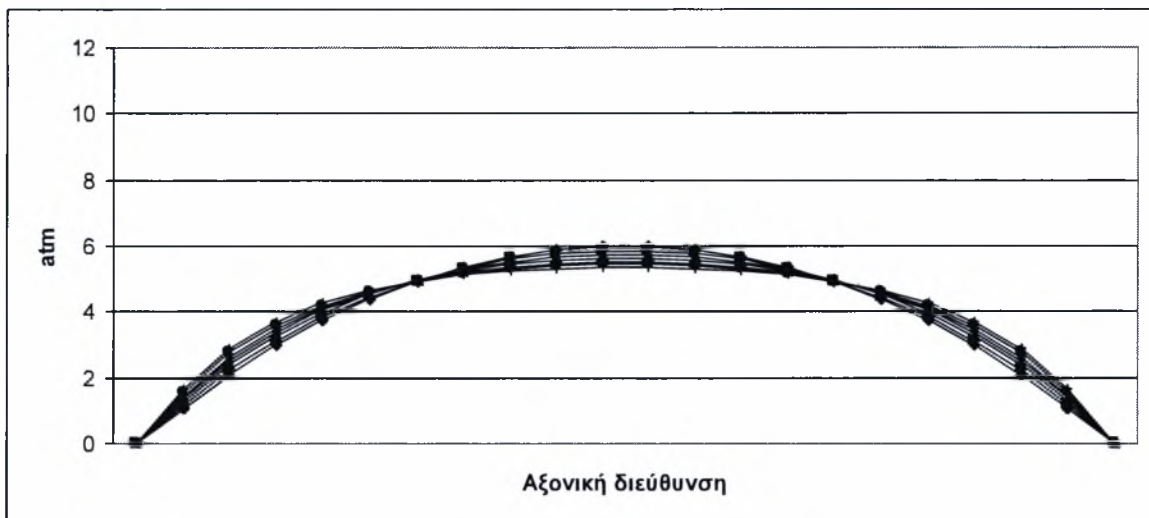


3.6.22

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=1/1000$ 

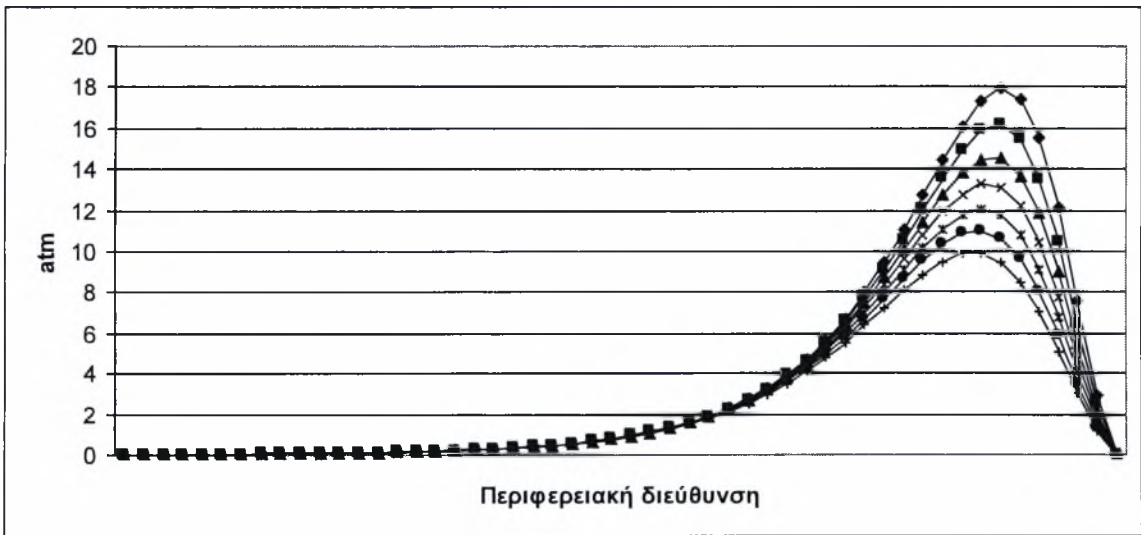
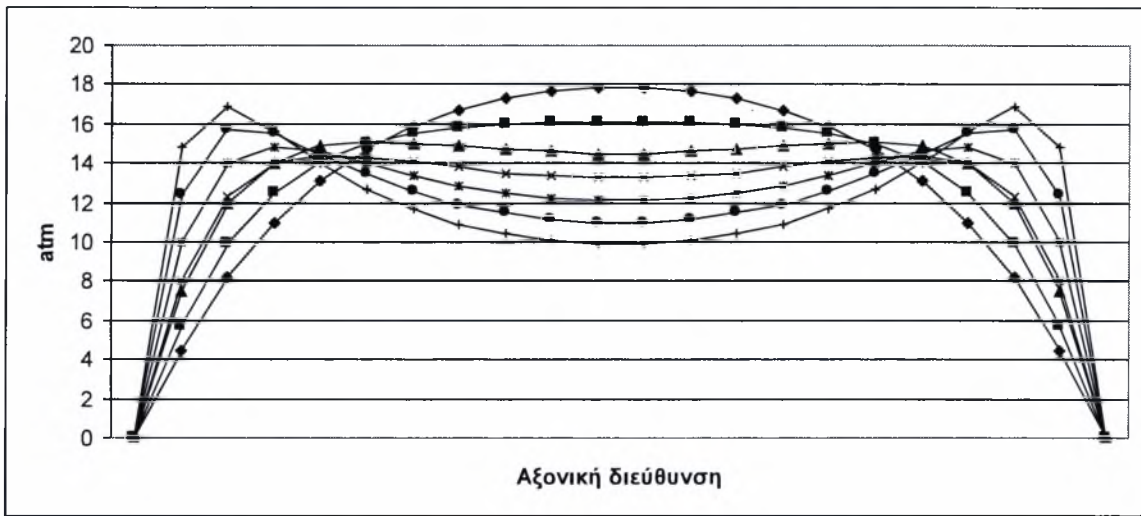
3.6.23

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=1/1000$



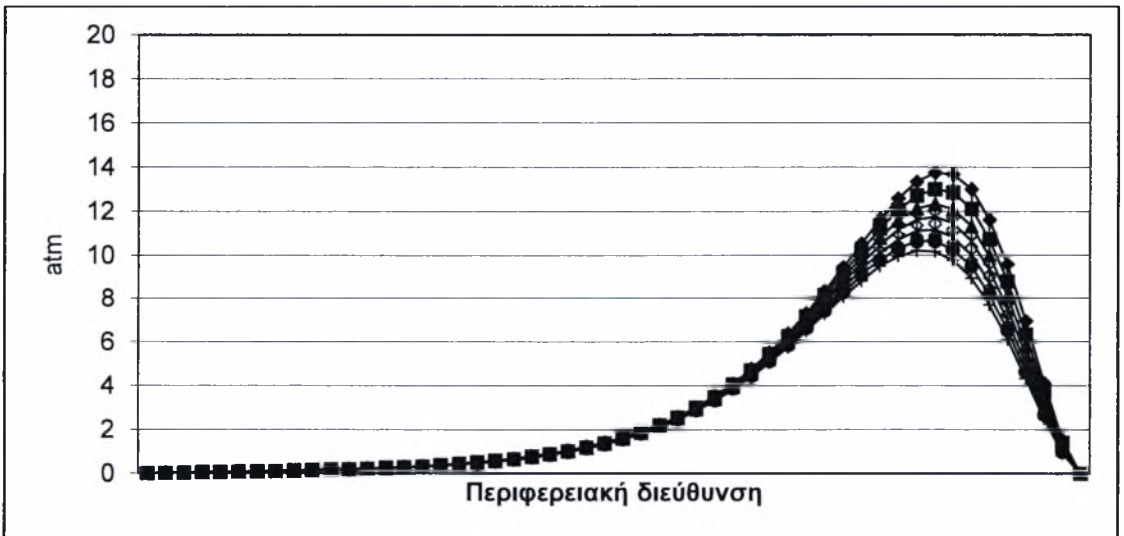
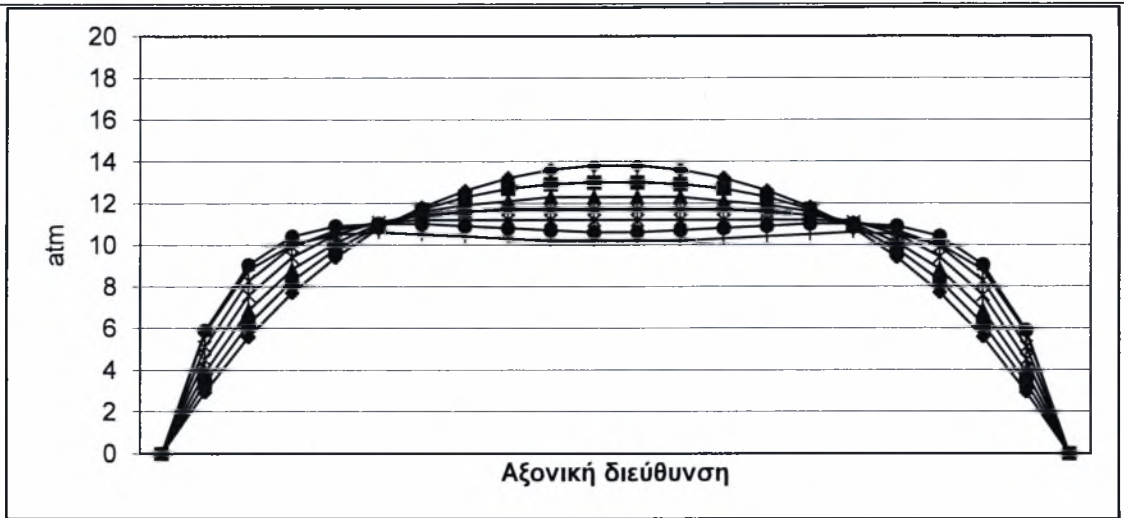
3.6.24

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=10$, $\psi=2/1000$



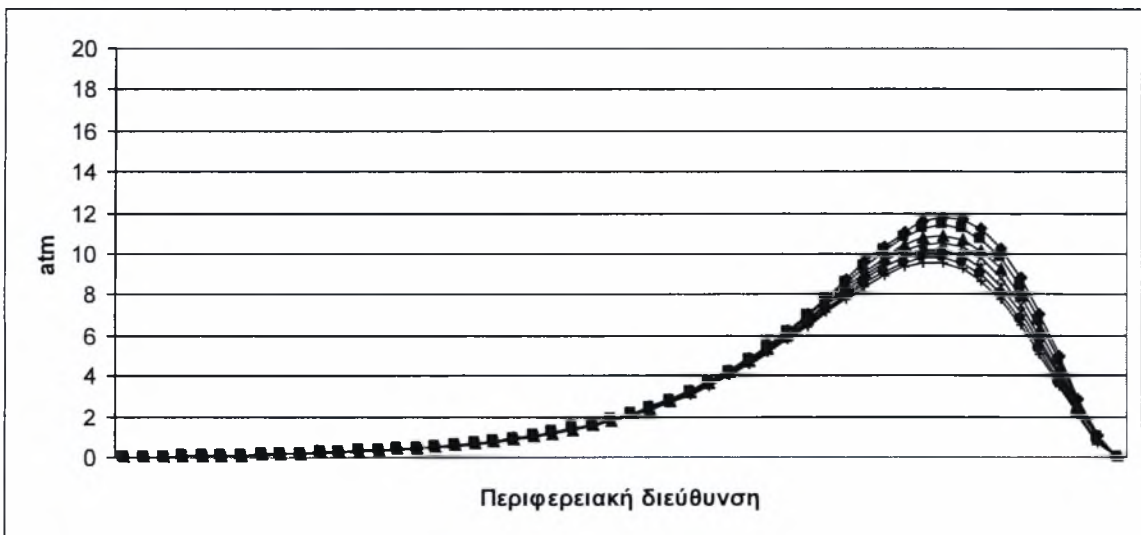
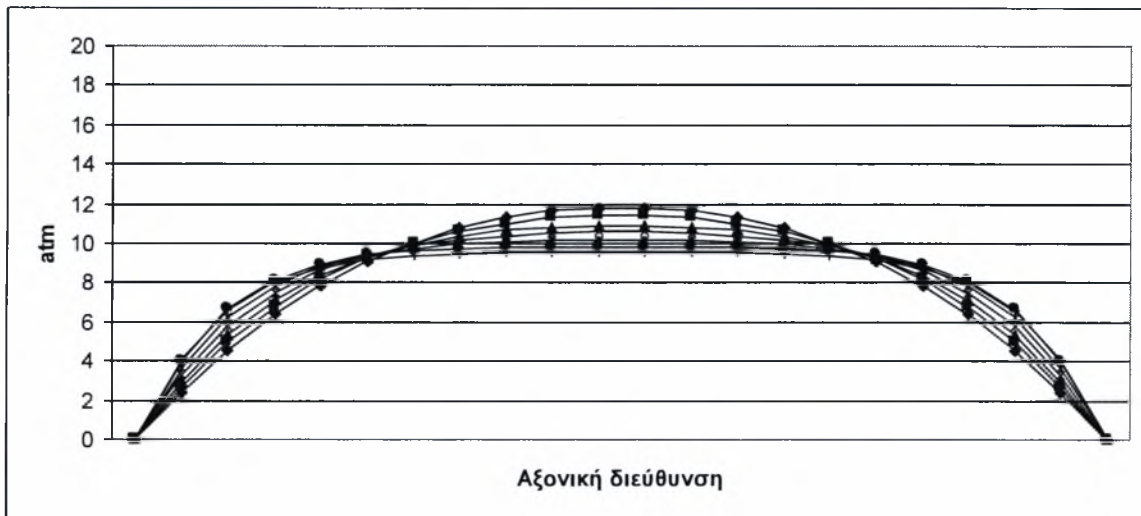
3.6.25

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=2 / 1000$



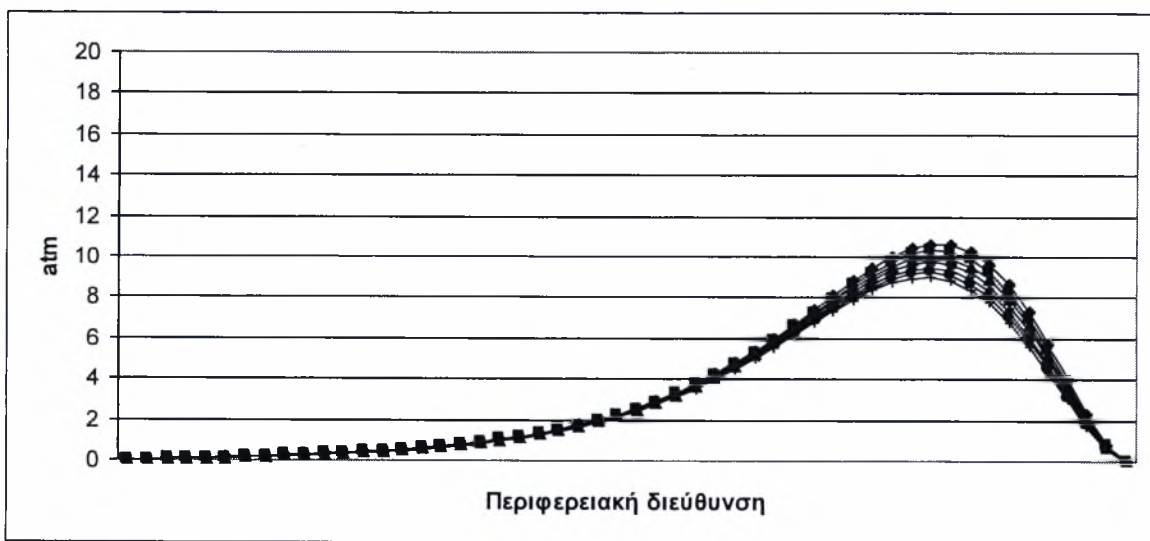
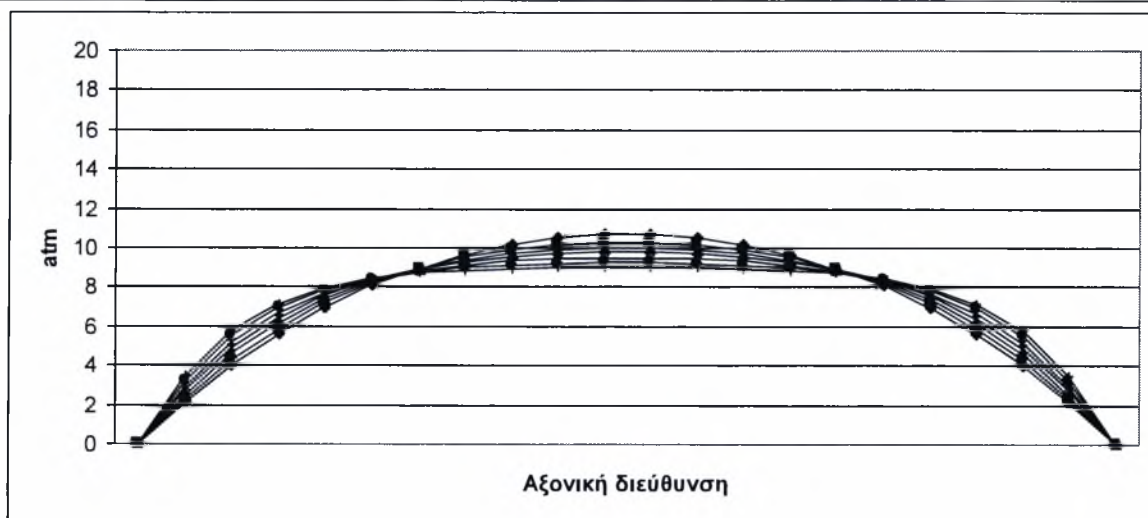
3.6.26

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=2/1000$



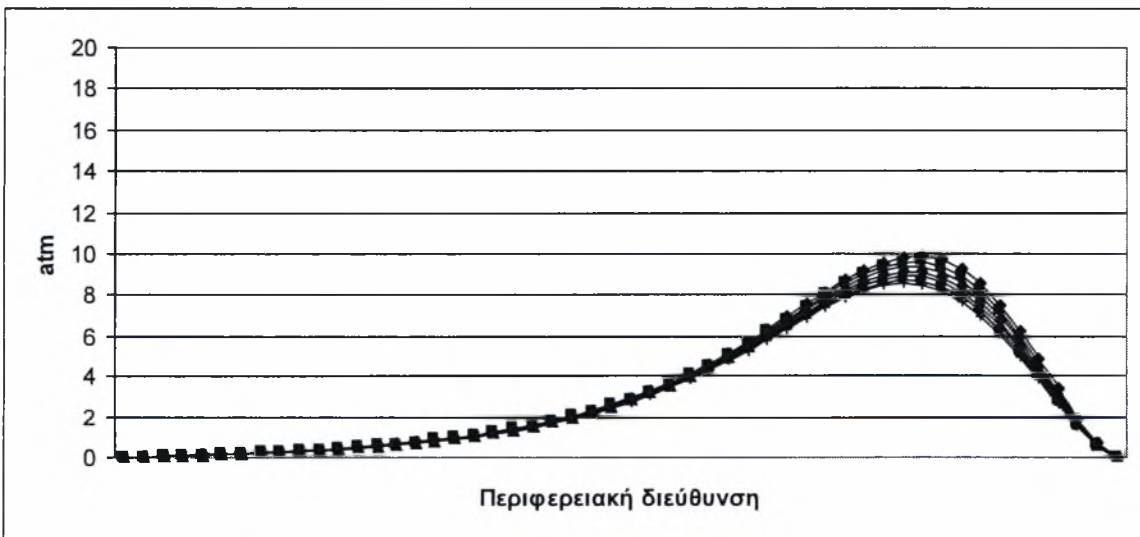
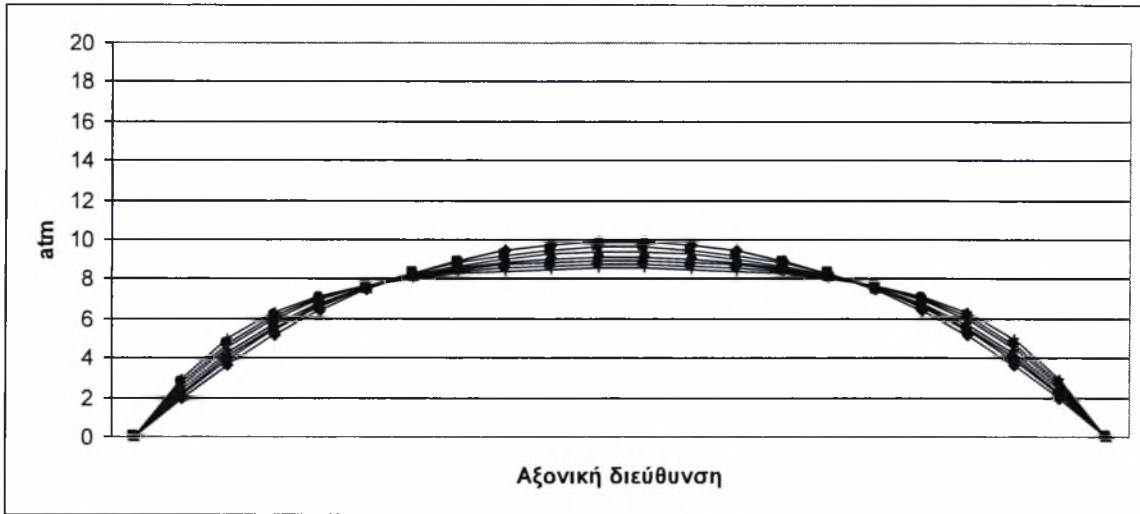
3.6.27

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=2/1000$



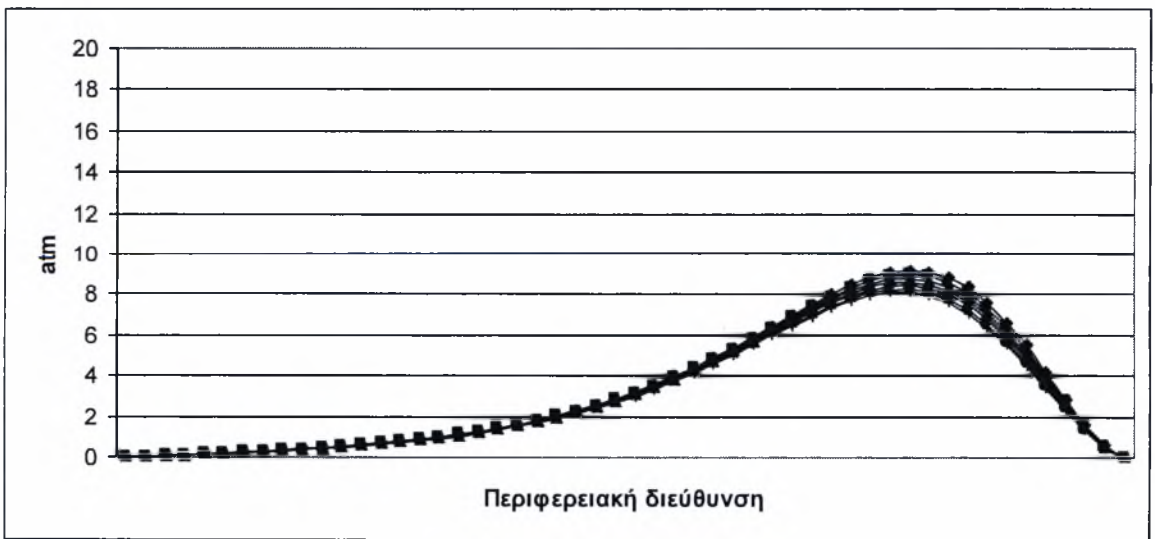
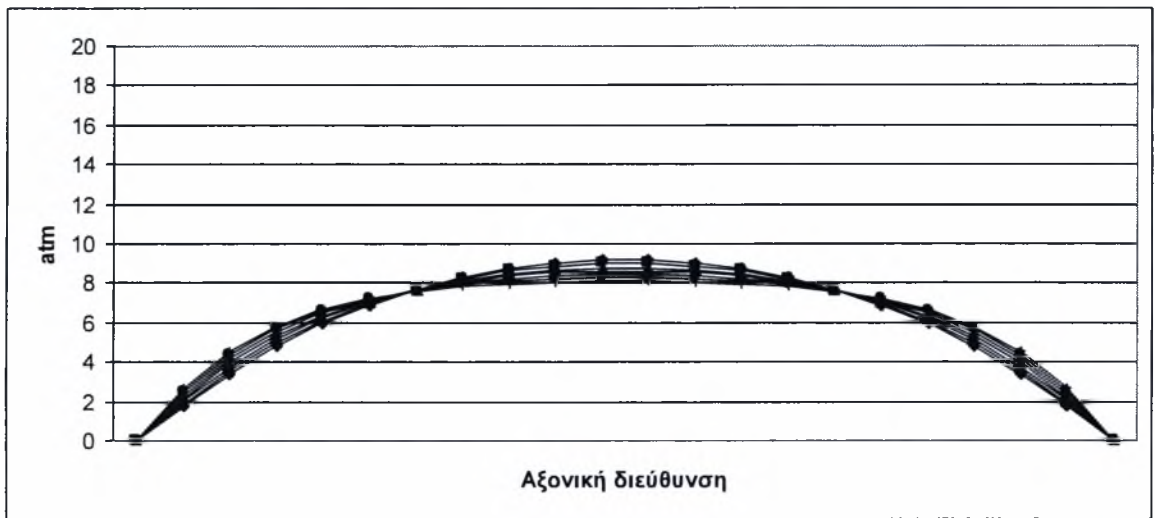
3.6.28

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=2/1000$



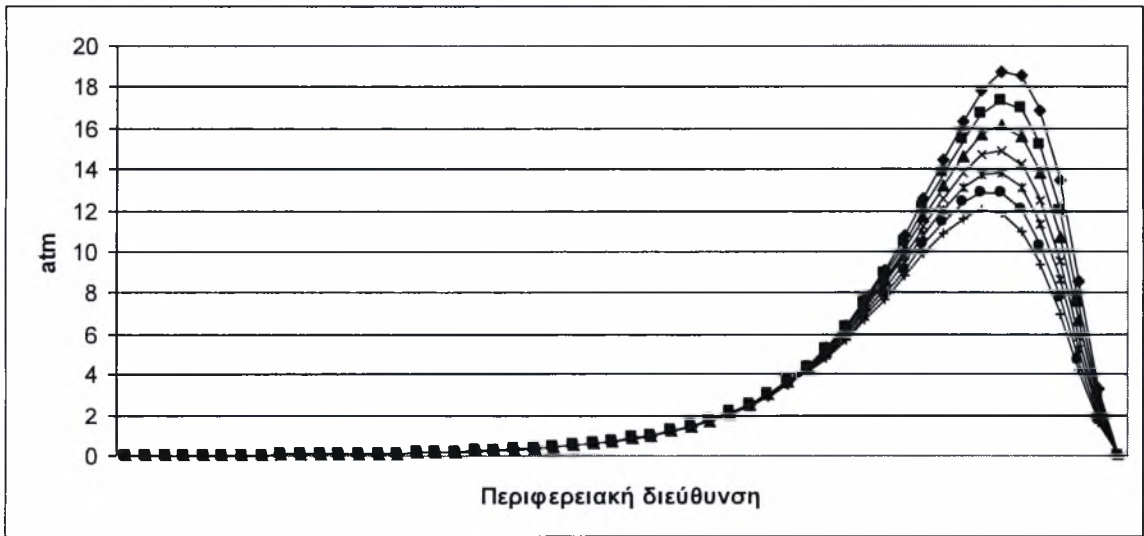
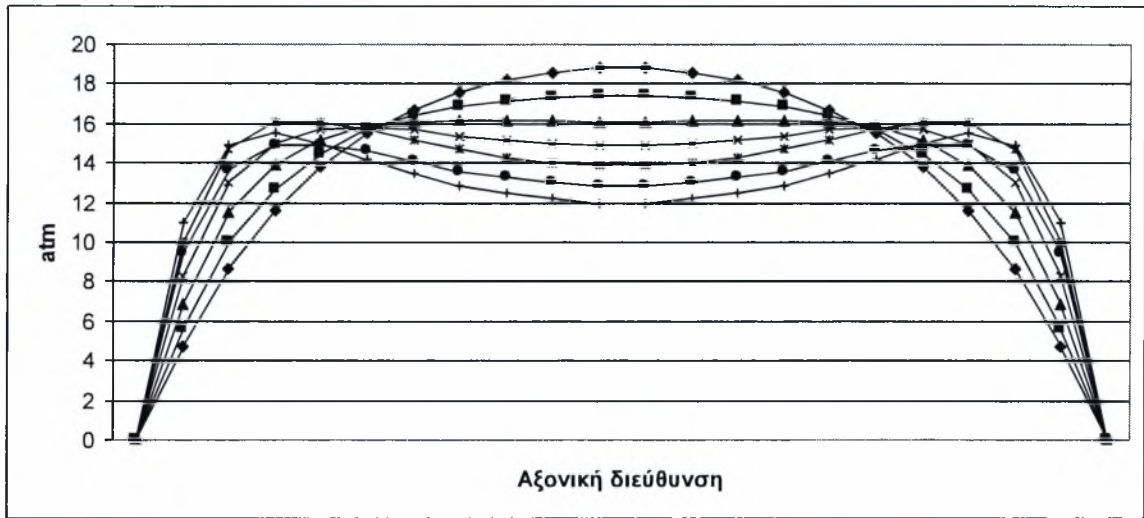
3.6.29

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=2/1000$



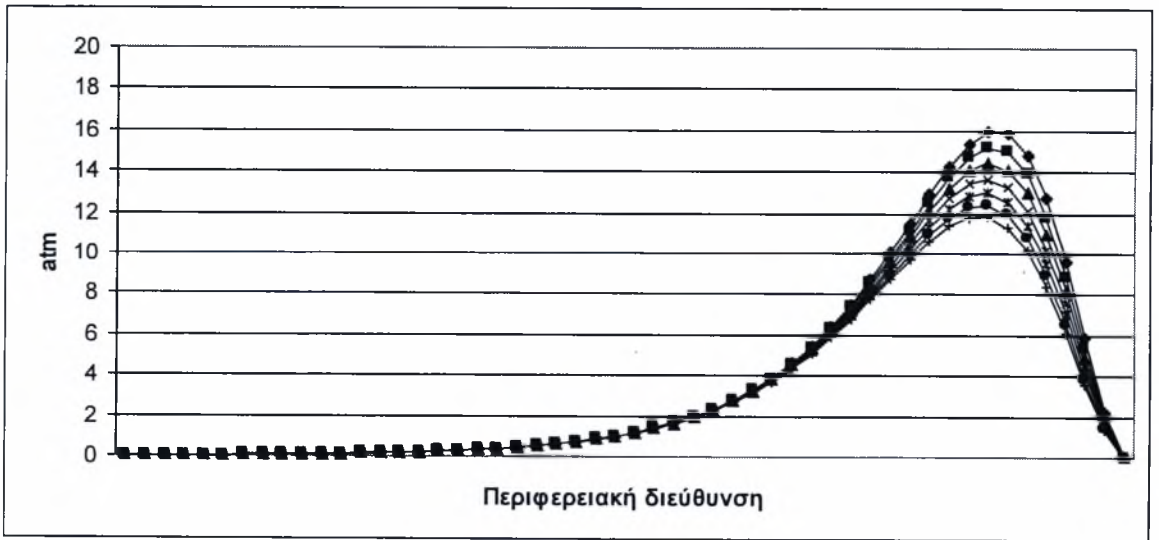
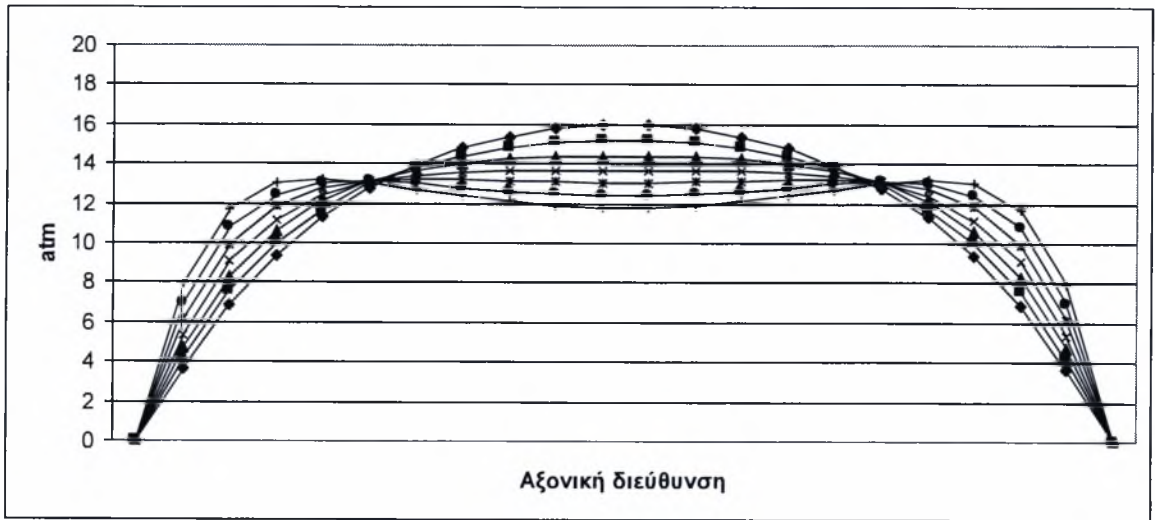
3.6.30

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=20$, $\psi=3/1000$



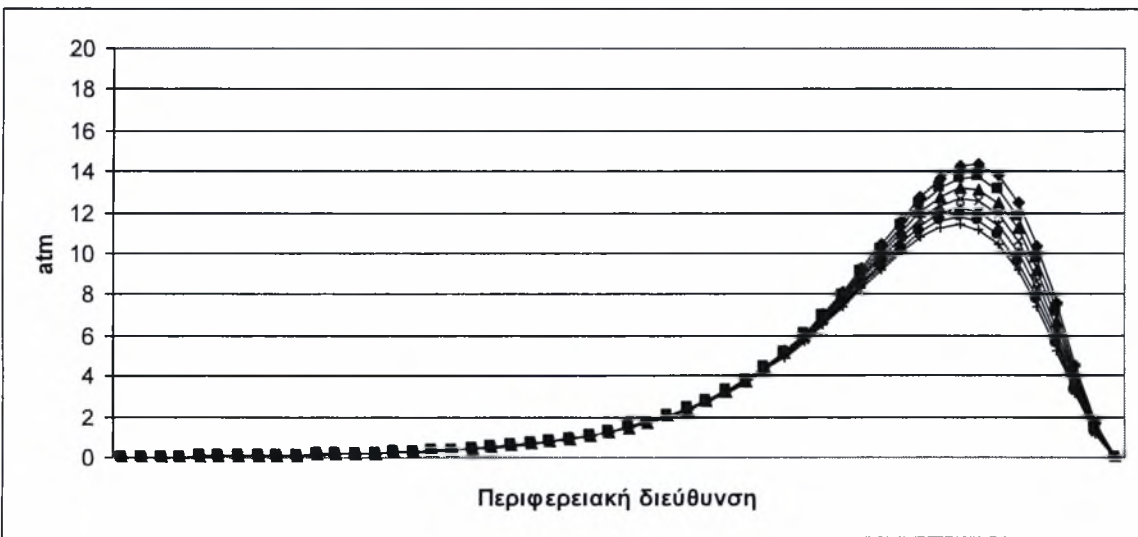
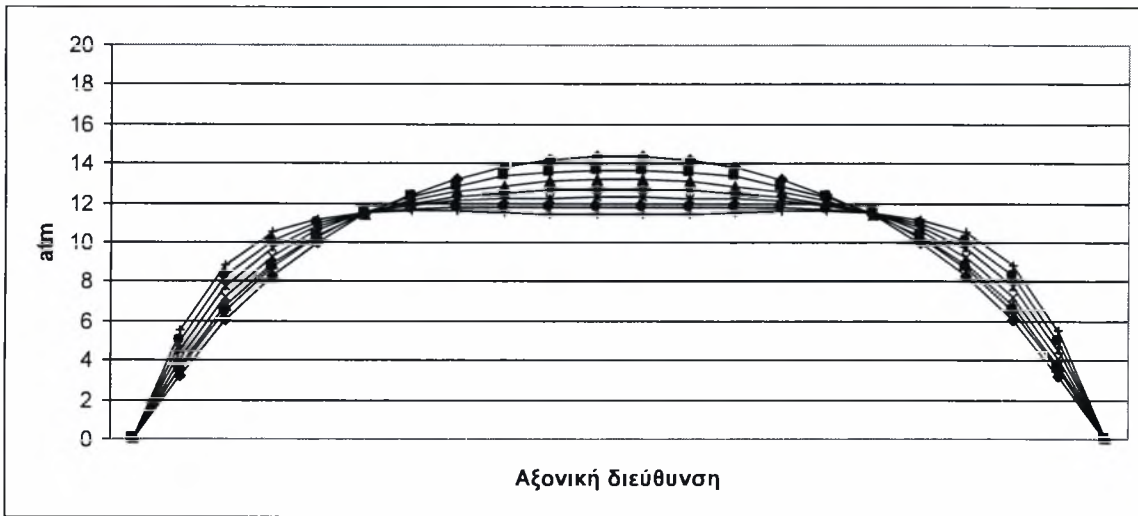
3.6.31

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=3/1000$



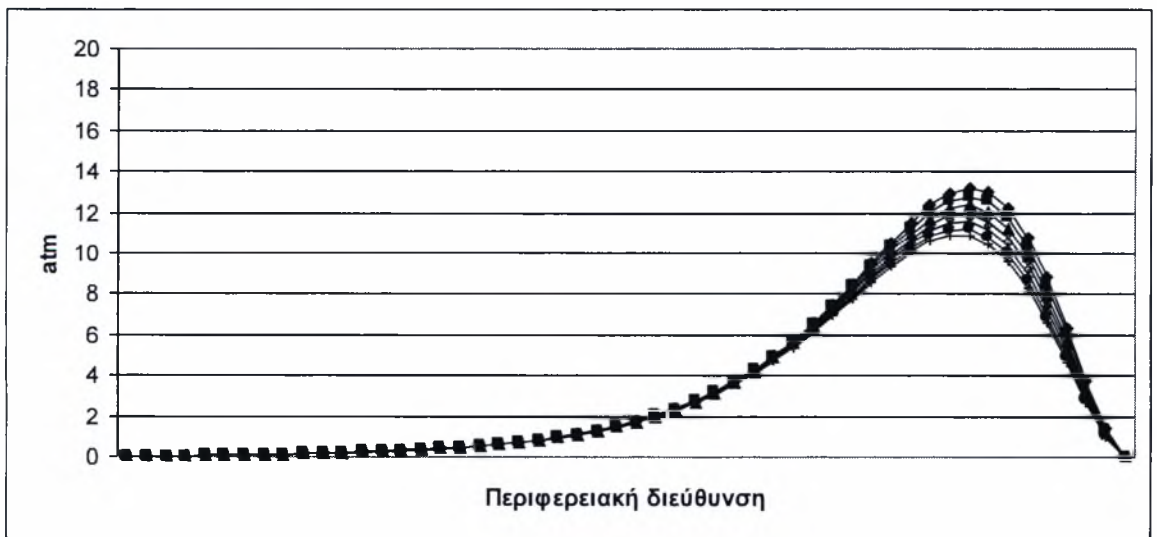
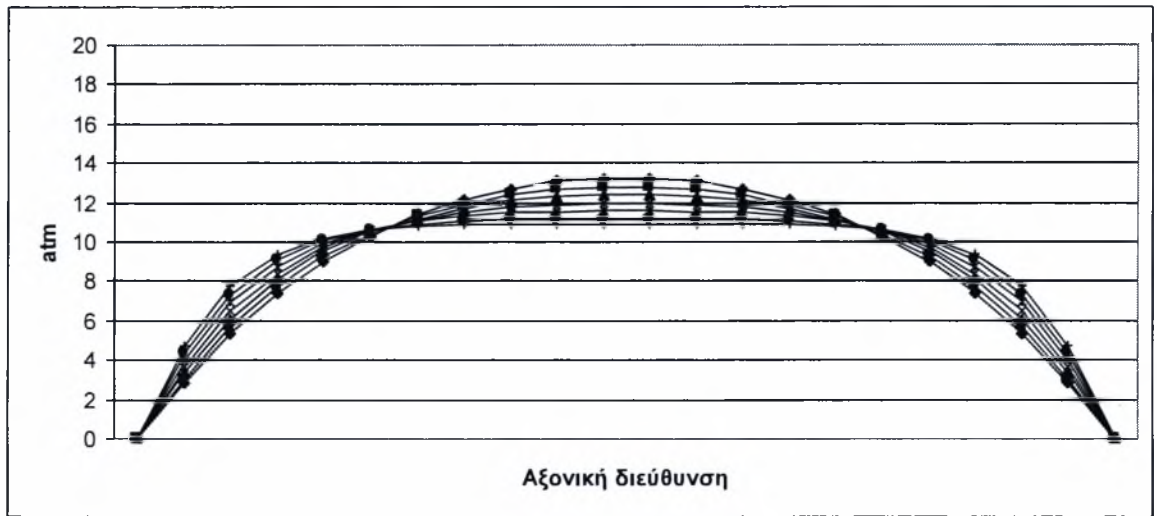
3.6.32

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=3/1000$



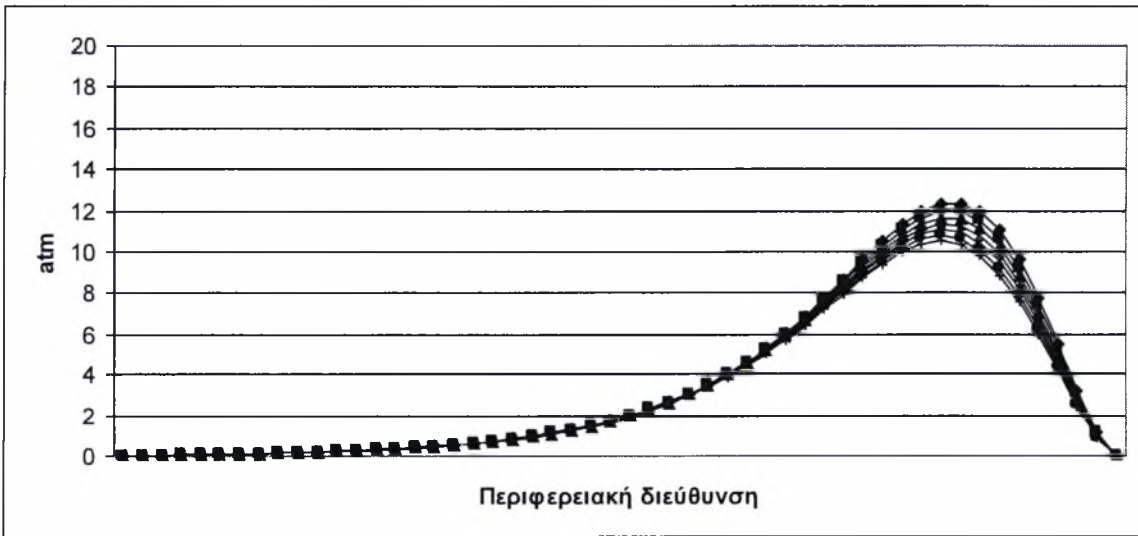
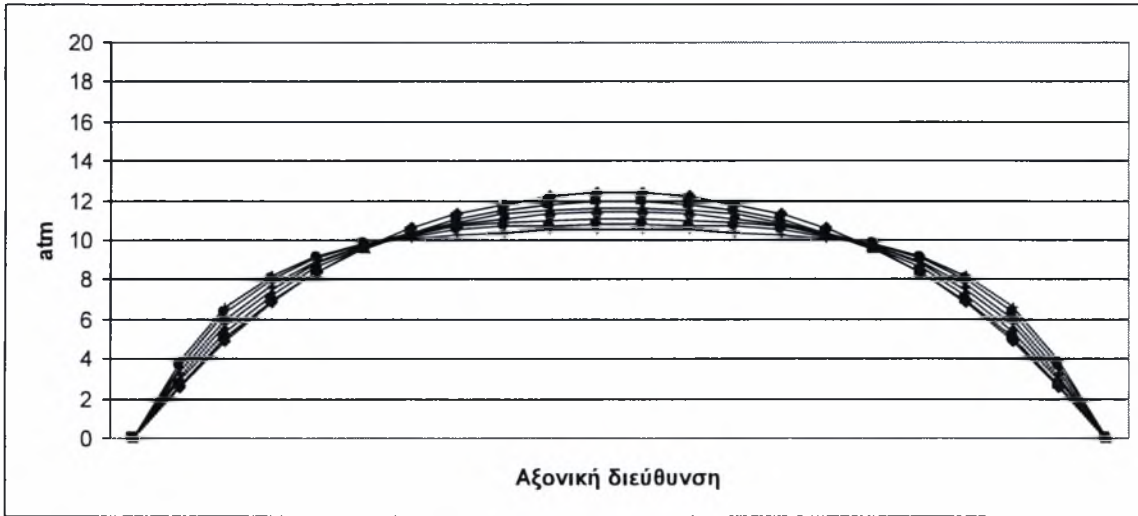
3.6.33

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=3/1000$



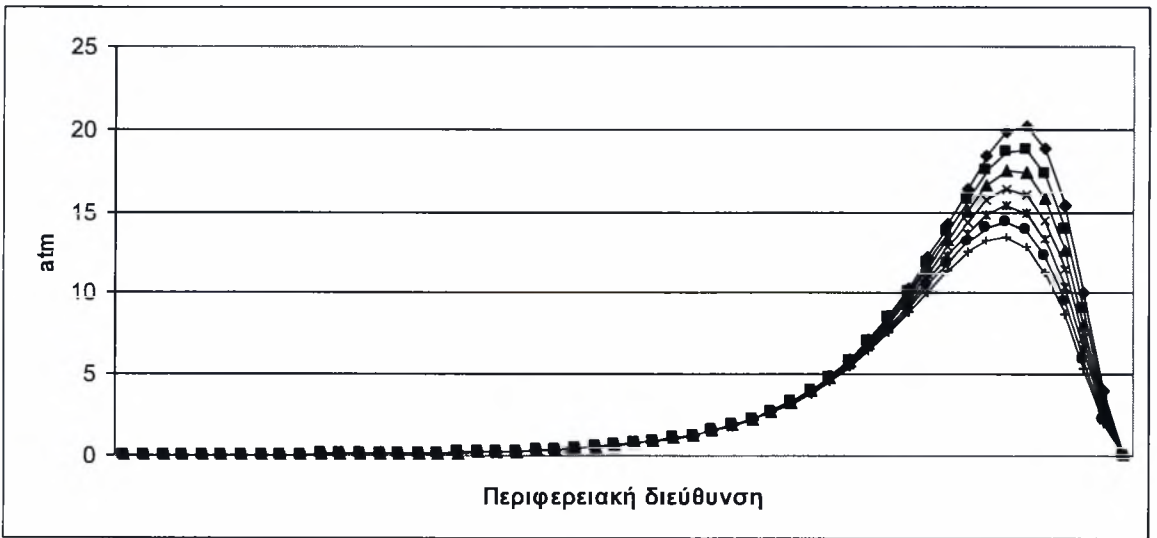
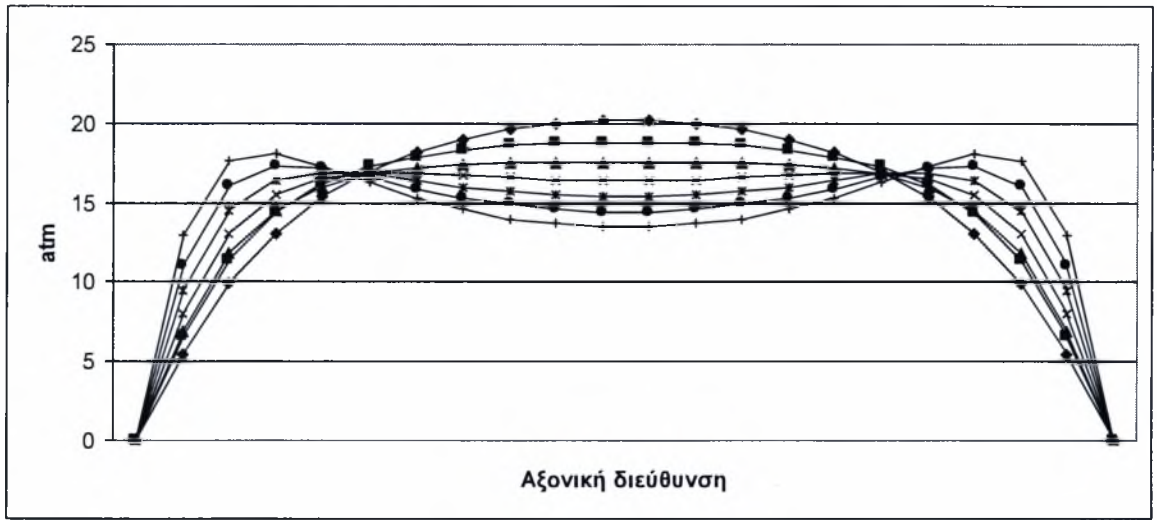
3.6.34

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=3/1000$



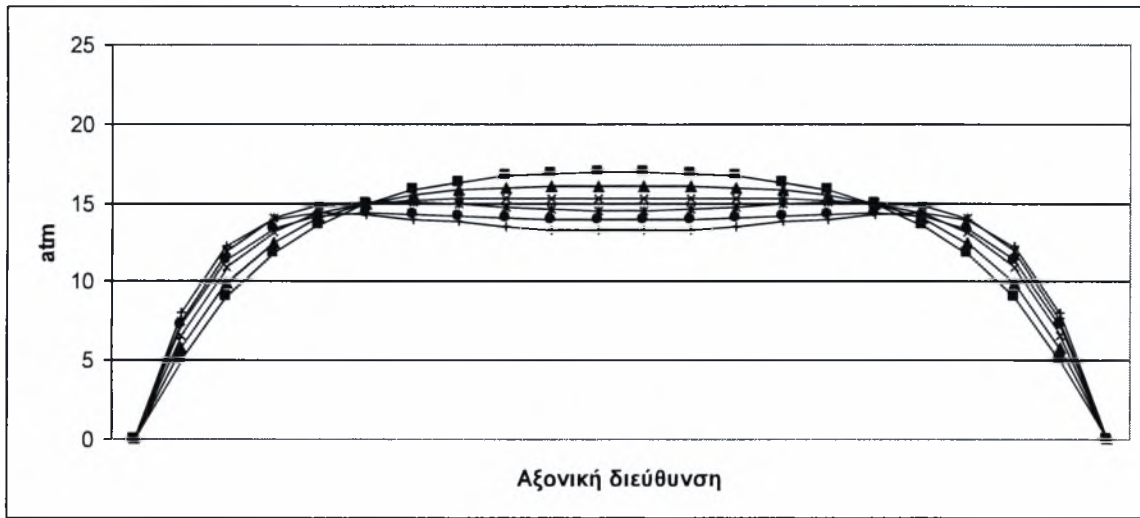
3.6.35

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=4/1000$



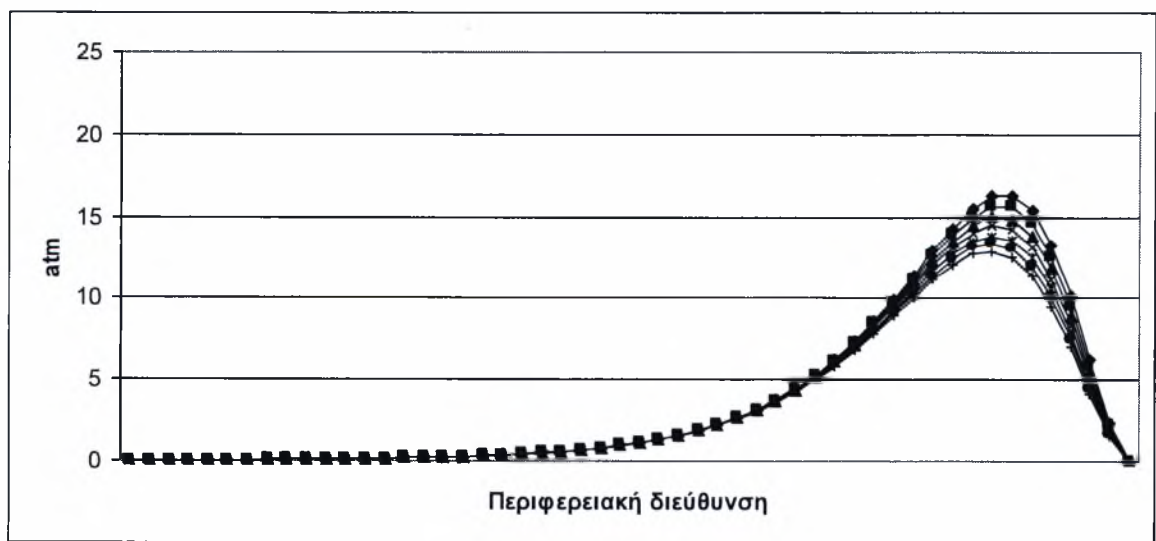
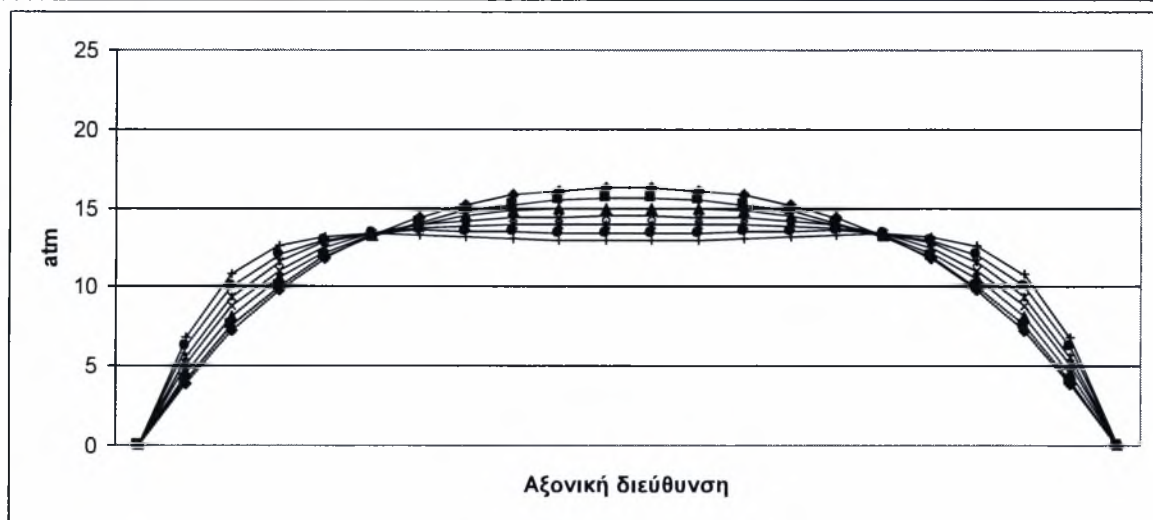
3.6.36

Τμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=4/1000$



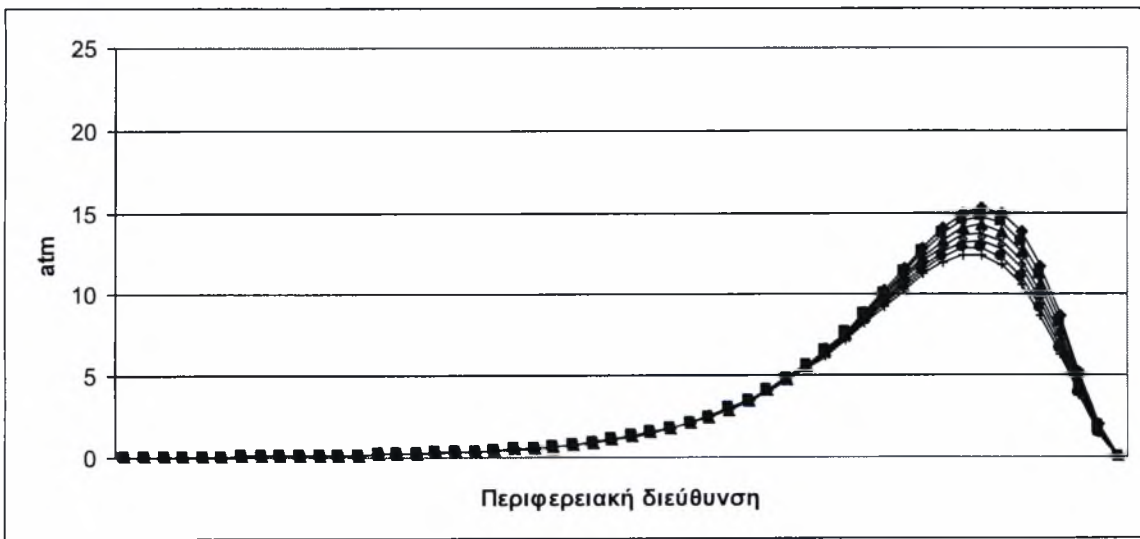
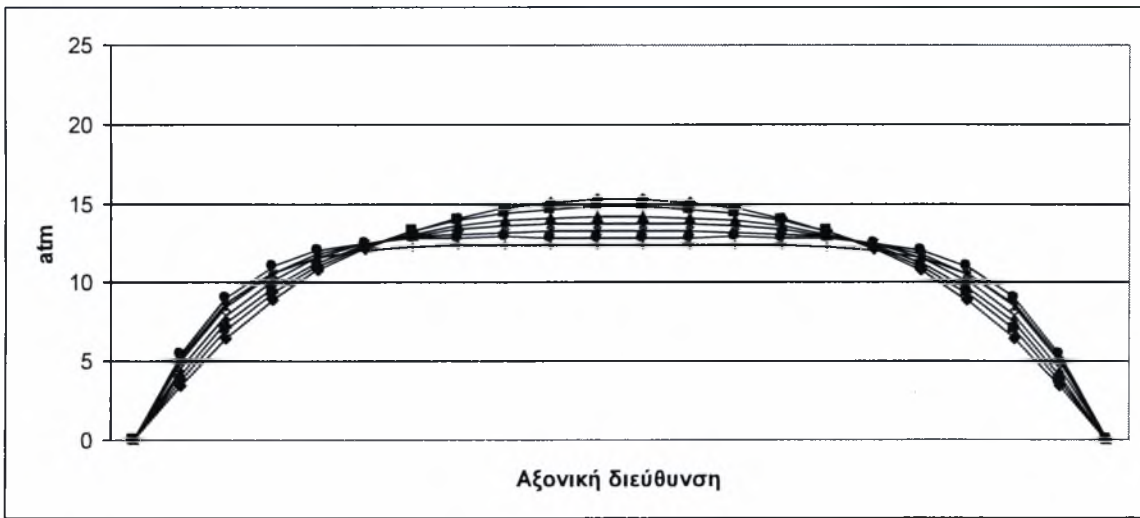
3.6.37

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=4/1000$



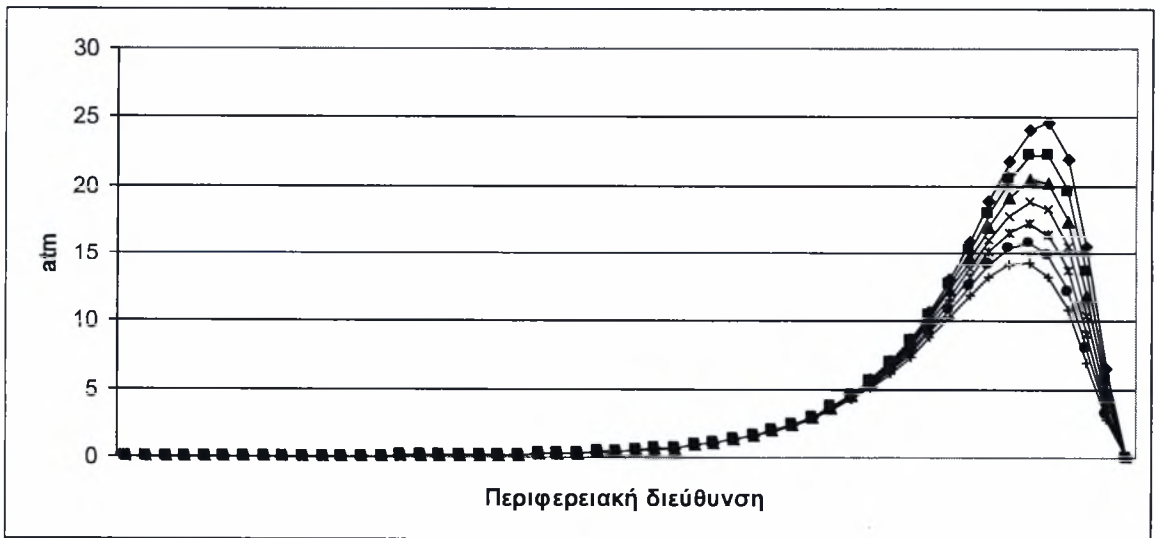
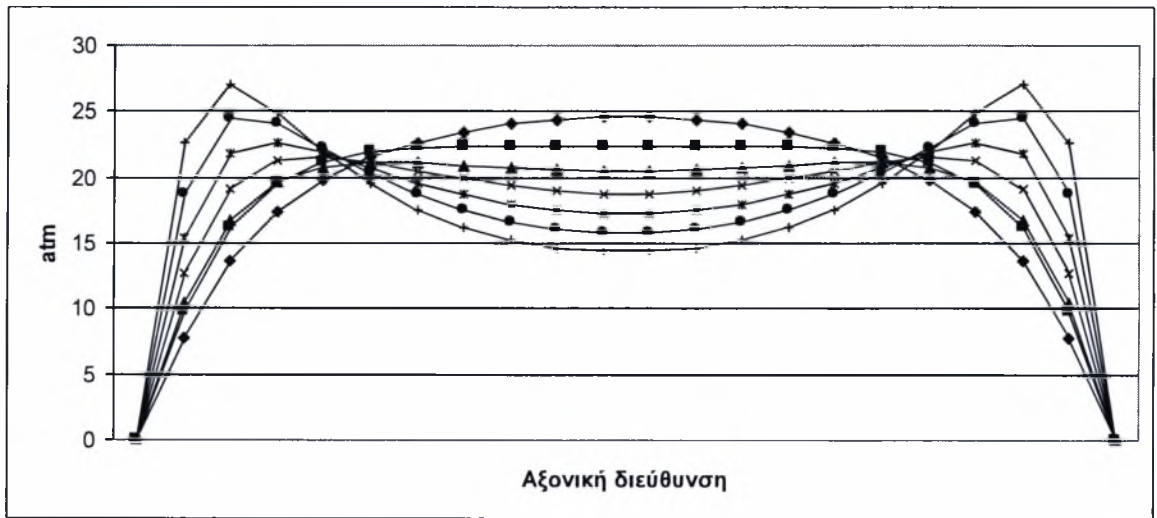
3.6.38

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=4/1000$



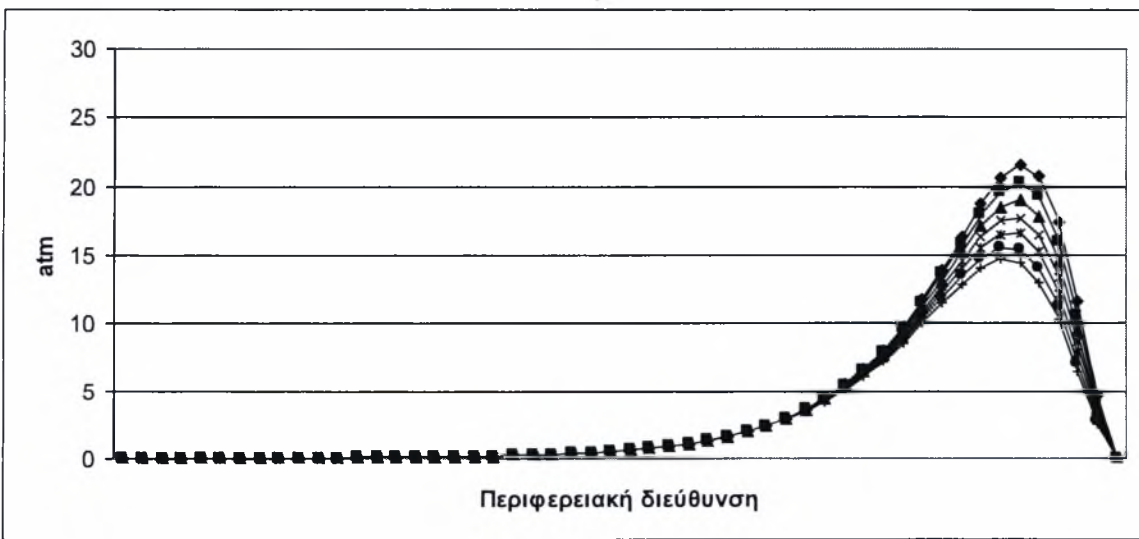
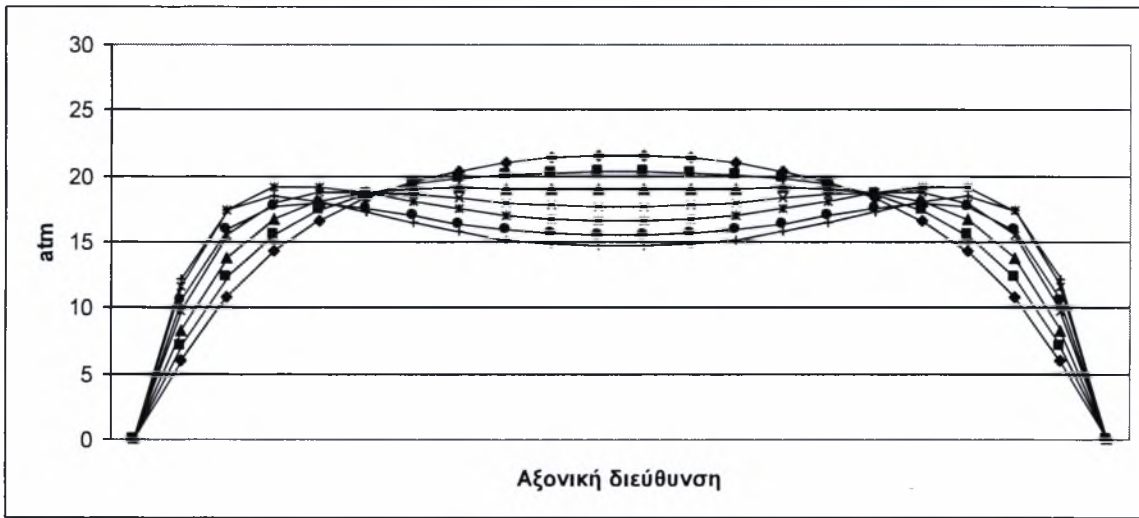
3.6.39

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=30$, $\psi=5/1000$



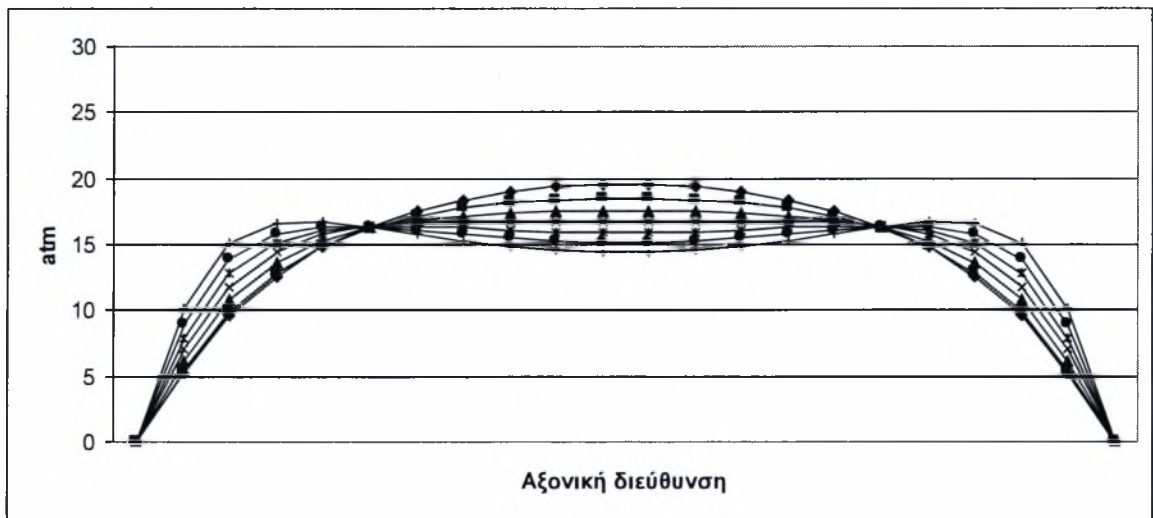
3.6.40

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=40$, $\psi=5/1000$



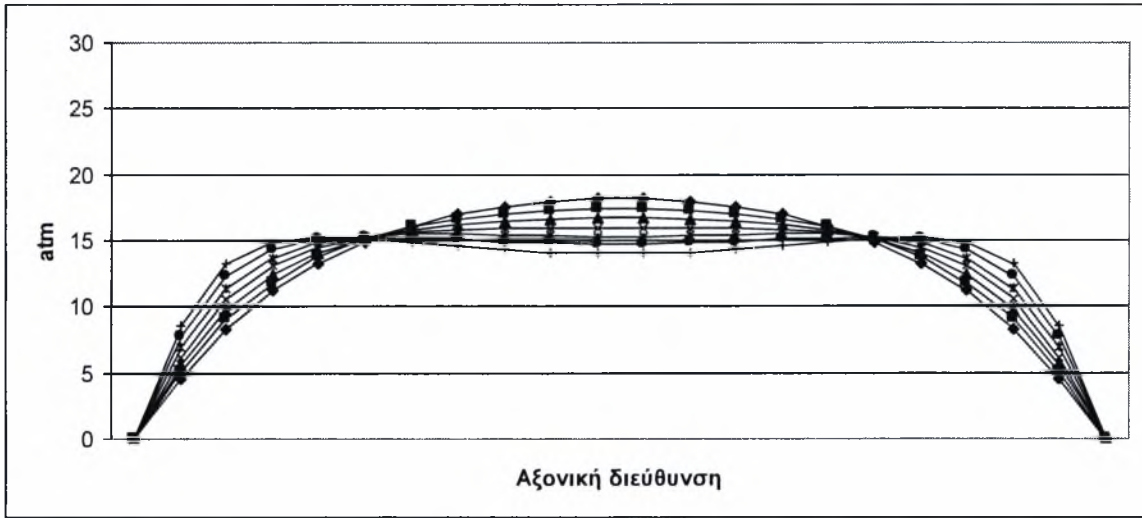
3.6.41

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=50$, $\psi=5/1000$



3.6.42

Τιμή χαρακτηριστικής λειτουργίας $nU/w=60$, $\psi=5/1000$



3.6.43



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ



004000085882