



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΑΤΡΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΚΑΙ ΑΕΡΟΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΑΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΣΠΟΥΔΑΣΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΛΙΠΑΙΝΟΜΕΝΩΝ ΕΠΑΦΩΝ ΣΕ
ΕΛΑΣΤΟΪΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ
ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ**

Τοπουζίδης Χρύσανθος

A.M.:1059802

Επιβλέπων:

Παντελής Νικολακόπουλος, Αναπληρωτής Καθηγητής

ΠΑΤΡΑ, 2022

Πανεπιστήμιο Πατρών, Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών
Τοπουζίδης Χρύσανθος
© 2022 – Με την επιφύλαξη παντός δικαιώματος

ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΛΙΠΑΙΝΟΜΕΝΩΝ ΕΠΑΦΩΝ ΣΕ
ΕΛΑΣΤΟΪΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ

ΤΟΠΟΥΖΙΔΗΣ ΧΡΥΣΑΝΘΟΣ 1059802

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΝΙΚΟΛΑΚΟΠΟΥΛΟΣ ΠΑΝΤΕΛΗΣ, ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Τα έδρανα κύλισης είναι από τα πιο σημαντικά στοιχεία μηχανής, για αυτό και η μελέτη του μηχανισμού λειτουργίας του είναι πολύ σημαντική. Σε αυτή την εργασία στόχος είναι η κατανόηση του ρόλου που διαδραματίζει το λιπαντικό στη λειτουργία του εδράνου. Για την επίτευξη αυτού του στόχου εξάγονται μερικά διαγράμματα από την προσομοίωση.

Αρχικά αναφέρονται ιστορικά στοιχεία σχετικά με την εξέλιξη των εδράνων κύλισης καθώς και τις εφαρμογές αυτών. Επίσης παρατίθενται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα από τη χρήση των εδράνων κύλισης.

Στη συνέχεια περιγράφονται οι βασικές κατηγορίες λιπαντικών οι οποίες είναι τα υγρά, τα στερεά, τα αέρια και τα γράσα. Αφού αναλύονται αυτά, επεξηγείται το λεπτό και το παχύ στρώμα λίπανσης.

Στο επόμενο κεφάλαιο δίνεται έμφαση στους μηχανισμούς λίπανσης, οι οποίοι είναι η οριακή, η μικτή, η ελαστοϋδροδυναμική και η υδροδυναμική. Επειδή η εργασία αυτή επικεντρώνεται στην ελαστοϋδροδυναμική λίπανση, δίνονται περισσότερες πληροφορίες καλύπτοντας το μεγαλύτερο ποσοστό του κεφαλαίου αυτού. Αρχικά αναφέρονται ιστορικά στοιχεία, κατόπιν τύποι που χρησιμοποιούνται για την περιγραφή του μηχανισμού αυτού καθώς και παράμετροι που επηρεάζουν τη κατανομή πίεσης και το πάχος του λιπαντικού.

Στο κεφάλαιο 4 περιγράφεται η θεωρία του Hertz σχετικά με τις επαφές. Πιο συγκεκριμένα δίνονται οι σχέσεις υπολογισμού του πλάτους επαφής, του ισοδύναμου μέτρου ελαστικότητας, της μέγιστης τιμής παραμόρφωσης και πίεσης.

Ακολουθώντας στο 5^ο κεφάλαιο αναφέρονται όλες οι μαθηματικές σχέσεις που απαιτούνται για την περιγραφή του μηχανισμού της ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης. Βασικοί τύποι είναι αυτοί του ιξώδους, του πάχους του λιπαντικού φιλμ, της πυκνότητας και της ισορροπίας δυνάμεων στον κύλινδρο. Εν συνεχεία δίνεται η γεωμετρία του μοντέλου, το δημιουργούμενο πλέγμα, οι αρχικές και οριακές συνθήκες και τελικά τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Μετά από αυτά μελετάται η επίδραση της ταχύτητας και του τύπου λιπαντικού στην κατανομή της πίεσης και στο πάχος του φιλμ παρουσιάζοντας σχετικά διαγράμματα από την προσομοίωση.

ΛΕΞΕΙΣ ΚΛΕΙΔΙΑ

Ελαστοϋδροδυναμική λίπανση, κατανομή πίεσης, πάχος λιπαντικού, έδρανα κύλισης

**MODELLING OF LUBRICATED CONTACTS ON ELASTOHYDRODYNAMIC
LUBRICATION AND APPLICATION ON ROLLING BEARINGS**

ΤΟΠΟΥΖΙΔΗΣ ΧΡΥΣΑΝΘΟΣ 1059802

SUPERVISOR: NIKOLAKOPOULOS PANTELIS, ASSOCIATE PROFESSOR

ABSTRACT

Rolling bearings are necessary machine parts, as a result the study of this mechanism is very significant. The aim of this study is to understand how the lubricant affects the function of the bearing. To achieve this, some figures are extracted from the simulation on Ansys.

First of all, some historical information is mentioned as far as the development and applications of rolling bearings are concerned. In addition, the advantages and disadvantages of them are presented.

Afterwards the basic categories of lubricants (liquid, solid, gaseous and grease) are described and then the thin and thick lubrication film are analyzed.

In the next chapter the lubrication mechanisms which are the boundary, the mixed, the elastohydrodynamic and the hydrodynamic are referred. Because this work focuses on elastohydrodynamic lubrication, more information about this is given covering a big percentage of this chapter. Initially, historical data are referred, then formulas which are used to describe this mechanism as well as parameters that affect the pressure distribution and the thickness of the lubricant.

In chapter 4 the theory of Hertz for contacts is described. More specifically, the relations for calculating the contact width, the equivalent modulus, the maximum value of deformation and pressure are given.

Next in chapter 5 are listed all the mathematical relations required to describe the mechanism of elastohydrodynamic lubrication. Basic relations are those of the viscosity, the film thickness, the density and the balance of forces in the cylinder. Then the geometry of the model, the created mesh, the initial and boundary conditions and finally the simulation results are given. Af-

ter that, the effect of speed and type of lubricant on the pressure distribution and the film thickness is examined, presenting relevant diagrams from the simulation on Ansys.

KEYWORDS

Elastohydrodynamic lubrication, pressure distribution, film thickness, rolling bearings

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1 Δεδομένα Προβλήματος.....	44
-------------------------------------	----

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1.1 Σκαρίφημα εδράνου κύλισης από τον Leonardo da Vinci[37]	1
Εικόνα 1.2 Έδρανο κύλισης μικρής κλίμακας[4]	4
Εικόνα 3.1 Το πάχος του φιλμ λόγω ελαστικής παραμόρφωσης[16].....	16
Εικόνα 3.2 Κατανομή πίεσης, με διακεκομμένη του Hertz[18]	18
Εικόνα 3.3 Στένωση εξόδου και ελάχιστο πάχος λιπαντικού[16]	18
Εικόνα 4.1 Επαφή κυλίνδρου με επίπεδο και πλάτος επαφής[24]	31
Εικόνα 4.2 Κατανομή πίεσης στην περιοχή επαφής[24]	32
Εικόνα 5.1 Το λιπαντικό φιλμ στην περίπτωση ΕΥΔ λίπανσης[38]	36
Εικόνα 5.2 Γεωμετρία Μοντέλου Προσομοίωσης.....	41
Εικόνα 5.3 Γεωμετρία Μοντέλου στο DesignModeler.....	42
Εικόνα 5.4 Υπολογιστικό Πλέγμα Μοντέλου	43
Εικόνα 5.5 Περιοχές Μοντέλου	43
Εικόνα 5.6 Πλέγμα στην Κεντρική Περιοχή	43
Εικόνα 5.7 Αλγόριθμος επίλυσης του προβλήματος ΕΥΔ λίπανσης	46

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ

Διάγραμμα 3.1 Καμπύλη Stribeck με περιοχές λίπανσης[39].....	11
Διάγραμμα 3.2 Επίδραση παραμέτρου ταχύτητας στην πίεση[17]	20
Διάγραμμα 3.3 Επίδραση παραμέτρου ταχύτητας στο πάχος[17].....	20
Διάγραμμα 3.4 Επίδραση παραμέτρου φορτίου στην πίεση[17].....	22
Διάγραμμα 3.5 Επίδραση παραμέτρου φορτίου στο πάχος[17]	22
Διάγραμμα 3.6 Επίδραση παραμέτρου ελλειπτικότητας στην πίεση[17].....	23
Διάγραμμα 3.7 Επίδραση παραμέτρου ελλειπτικότητας στο πάχος του φιλμ[17]	23
Διάγραμμα 3.8 Περιοχές μηχανισμών λίπανσης για παράμετρο ελλειπτικότητας $k=1$ [19].....	28
Διάγραμμα 5.1 Κατανομή Πίεσης από Προσομοίωση στο Ansys	47
Διάγραμμα 5.2 Κατανομή πίεσης σύμφωνα με την Προσομοίωση του Srirattayawong[40].....	47
Διάγραμμα 5.3 Πάχος Λιπαντικού από Προσομοίωση στο Ansys.....	48
Διάγραμμα 5.4 Πάχος Λιπαντικού από Προσομοίωση του Srirattayawong[40].....	48
Διάγραμμα 5.5 Κατανομή Πίεσης για ταχύτητα κυλίνδρου 200 rad/s	49
Διάγραμμα 5.6 Κατανομή Πίεσης για ταχύτητα κυλίνδρου 300 rad/s	49
Διάγραμμα 5.7 Κατανομή Πίεσης για ταχύτητα κυλίνδρου 400 rad/s	50
Διάγραμμα 5.8 Κατανομή Πίεσης για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης ταχύτητας από τη βιβλιογραφία	50
Διάγραμμα 5.9 Πάχος λιπαντικού για ταχύτητα κυλίνδρου 200 rad/s	51
Διάγραμμα 5.10 Πάχος λιπαντικού για ταχύτητα κυλίνδρου 300 rad/s	51
Διάγραμμα 5.11 Πάχος λιπαντικού για ταχύτητα κυλίνδρου 400 rad/s	51
Διάγραμμα 5.12 Πάχος λιπαντικού για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης ταχύτητας από τη βιβλιογραφία	52
Διάγραμμα 5.13 Κατανομή Πίεσης για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ίσο με 0.01 Pa*s ...	53
Διάγραμμα 5.14 Κατανομή Πίεσης για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ίσο με 0.05 Pa*s ...	53
Διάγραμμα 5.15 Κατανομή Πίεσης για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ίσο με 0.1 Pa*s	53
Διάγραμμα 5.16 Επίδραση λιπαντικού στην Κατανομή Πίεσης από βιβλιογραφία [40]	54
Διάγραμμα 5.17 Πάχος λιπαντικού για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες 0.01 Pa*s.....	54
Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Σχεδιασμός και Παραγωγή	x

Διάγραμμα 5.18 Πάχος λιπαντικού για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες 0.05 Pa*s.....	55
Διάγραμμα 5.19 Πάχος λιπαντικού για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες 0.1 Pa*s.....	55
Διάγραμμα 5.20 Πάχος λιπαντικού για διαφορετικές τιμές ιξώδους σε ατμοσφαιρικές συνθήκες[40].....	55

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	IV
ABSTRACT.....	VI
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	VIII
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ.....	IX
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ.....	X
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	XIII
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ	1
1.2 ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΑ ΕΔΡΑΝΑ.....	3
2. ΛΙΠΑΝΣΗ ΚΑΙ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ	5
2.1 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ	5
2.2 ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ.....	5
2.2.1 ΥΓΡΑ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ.....	6
2.2.2 ΓΡΑΣΑ.....	7
2.2.3 ΣΤΕΡΕΑ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ.....	8
2.2.4 ΑΕΡΙΑ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ	9
2.3 ΛΙΠΑΝΣΗ	9
3. ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ ΛΙΠΑΝΣΗΣ	11
3.1 ΟΡΙΑΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ	12
3.2 ΜΙΚΤΗ ΛΙΠΑΝΣΗ	12
3.3 ΕΛΑΣΤΟΪΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ.....	13
3.3.1 ΕΛΑΣΤΟΪΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΟ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟ ΦΙΛΜ	15
3.4 ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ.....	29
4. ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΔΡΑΝΟΥ ΚΥΛΙΣΗΣ	30
4.1 ΕΠΑΦΕΣ HERTZ ΣΤΑ ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ.....	30
4.1.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΓΡΑΜΜΗ ΕΠΑΦΗΣ.....	30

5.	ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΥΔ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΣΤΟ ΕΛΡΑΝΟ ΚΥΛΙΣΗΣ	33
5.1	ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ	33
5.2	ΠΥΚΝΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ.....	34
5.3	ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΙΞΩΔΕΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ.....	35
5.4	ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΦΙΑΜ	36
5.5	ΕΞΙΣΩΣΗ ΙΣΟΡΡΟΠΙΑΣ ΔΥΝΑΜΗΣ.....	37
5.6	ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗ (CFD) – ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ 38	
5.6.1	ΟΦΕΛΗ ΚΑΙ ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ.....	38
5.6.2	ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΜΕΘΟΔΟΣ	39
5.6.3	ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ	40
5.6.4	ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	41
5.6.5	ΔΙΑΚΡΙΤΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ.....	42
5.6.6	ΑΡΧΙΚΕΣ ΚΑΙ ΟΡΙΑΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ	44
5.6.7	ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΠΟΥ ΕΙΣΑΓΟΝΤΑΙ ΑΠΟ ΤΟ ΧΡΗΣΤΗ	45
5.6.8	ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ ΕΥΔ ΛΙΠΑΝΣΗΣ.....	45
5.7	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	47
5.7.1	ΜΕΛΕΤΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΟ ΠΑΧΟΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ	49
5.7.2	ΜΕΛΕΤΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΟ ΠΑΧΟΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ	52
6.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	57
7.	ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ	58
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	59

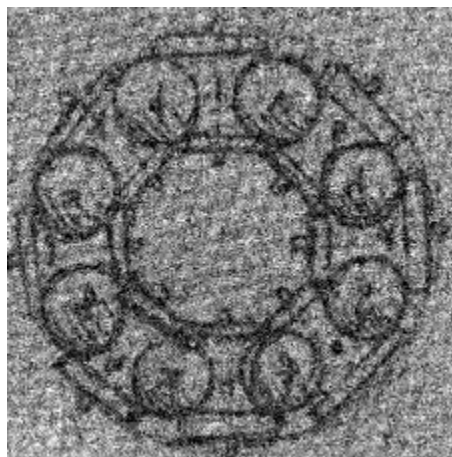
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η τεχνολογία των εδράνων εξελίσσεται διαρκώς προκειμένου να καλύπτει τις ανάγκες των νέων μηχανών. Με τη βιομηχανική επανάσταση παρατηρείται αύξηση των ταχυτήτων περιστροφής των διάφορων μηχανών που οδηγεί στην ανάγκη βελτίωσης του σχεδιασμού των εδράνων, των χρησιμοποιούμενων λιπαντικών και των επιφανειακών κατεργασιών.

Ο σχεδιασμός βεβαίως ενός εδράνου κύλισης περιλαμβάνει πολλές παραμέτρους και μηχανισμούς με μερικούς από αυτούς την τριβή, τη φθορά και τα υλικά. Μερικά ιστορικά στοιχεία παρατίθενται παρακάτω σχετικά με τη μελέτη του φαινομένου της τριβής, της φθοράς και τα χρησιμοποιούμενα υλικά.

1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Ο Leonardo da Vinci το 1508 μίλησε για ένα χαρακτηριστικό συντελεστή τριβής που ορίζεται ως ο λόγος της δύναμης τριβής προς το κανονικό φορτίο. Το 1699 ο Γάλλος φυσικός Guillaume Amontons επισήμανε τη σπουδαιότητα του συντελεστή τριβής, ο οποίος δεν εξαρτάται από περιοχή επαφής. Στη συνέχεια ο Γάλλος φυσικός C.A. Coulomb το 1785 έκανε το διαχωρισμό μεταξύ στατικής και κινηματικής, η οποία δεν εξαρτάται από την ταχύτητα, τριβής.



Εικόνα 1.1 Σκαρίφημα εδράνου κύλισης από τον Leonardo da Vinci[37]

Όσον αφορά τη φθορά, το 1953 ο Archard μίλησε για ένα αδιάστατο συντελεστή φθοράς που συσχετίζει τον όγκο φθοράς, την απόσταση ολίσθησης, το κανονικό φορτίο και την σκληρότητα του υλικού που φθείρεται.

Για την περίπτωση των υλικών, για πολλά χρόνια χρησιμοποιούνταν το ξύλο, οι πέτρες, το δέρμα, το σίδηρο και ο χαλκός για την κατασκευή εδράνων κύλισης. Στα σχετικά νεότερα χρόνια πραγματοποιείται συνεχής έρευνα για την εύρεση των καλύτερων υλικών για έδρανα. Το 1684 ο Robert Hooke προτείνει τη χρήση χάλυβα αντί για ξύλο και σίδηρο για την κατασκευή εδράνων. Αργότερα το 1839 ειδικά κράματα κατοχυρώνονται στις Ηνωμένες Πολιτείες από τον Isaac Badditt για μία μεγάλη γκάμα εφαρμογών όπως στη βιομηχανία, στην αυτοκίνηση και στα τρένα. Στα μέσα του 20^{ου} αιώνα αρχίζουν να εμφανίζονται έδρανα από πλαστικό, ενώ μέχρι και σήμερα γίνονται έρευνες για τα κεραμικά υλικά τα οποία είναι ανθεκτικά σε υψηλές θερμοκρασίες και άρα μπορούν να χρησιμοποιηθούν στις μηχανές αεροσκαφών και γενικά όπου υπάρχουν μεγάλες ταχύτητες περιστροφής.

Η ευρεία εφαρμογή των εδράνων κύλισης εμφανίζεται κατά τον 20^ο αιώνα αλλά από το 1780 όπου και έχουμε ίσως το πρώτο όπου χρησιμοποιούνταν σε ένα περιστροφικό μύλο στο Ηνωμένο Βασίλειο. Αργότερα το 1868 ξεκινά η χρήση των εδράνων κύλισης στα ποδήλατα, ενώ το 1902 ο Conrad σχεδιάζει ένα έδρανο κύλισης βαθιάς αύλακας. Στη συνέχεια το 1904 χρησιμοποιούνται έδρανα κύλισης στα ηλεκτρικά αυτοκίνητα, ενώ το 1907 ιδρύεται η εταιρεία SKF.[1]

Περίπου μέχρι το 1940 ο σχεδιασμός και η εφαρμογή των εδράνων κύλισης ήταν περισσότερο τέχνη παρά επιστήμη, δηλαδή δεν δινόταν τόση έμφαση στα φυσικά φαινόμενα που διαδραματίζονταν κατά τη λειτουργία. Από το 1945 η πρόοδος της επιστήμης ακολουθεί εκθετικό ρυθμό λόγω των γενικότερων συνθηκών που επικρατούν και από το 1958 όπου έχουμε και επανδρωμένα ταξίδια στο διάστημα, οι απαιτήσεις για μηχανολογικό εξοπλισμό αυξήθηκαν με αποτέλεσμα και η μελέτη των μηχανισμών των εδράνων κύλισης να γίνεται πιο συστηματική.

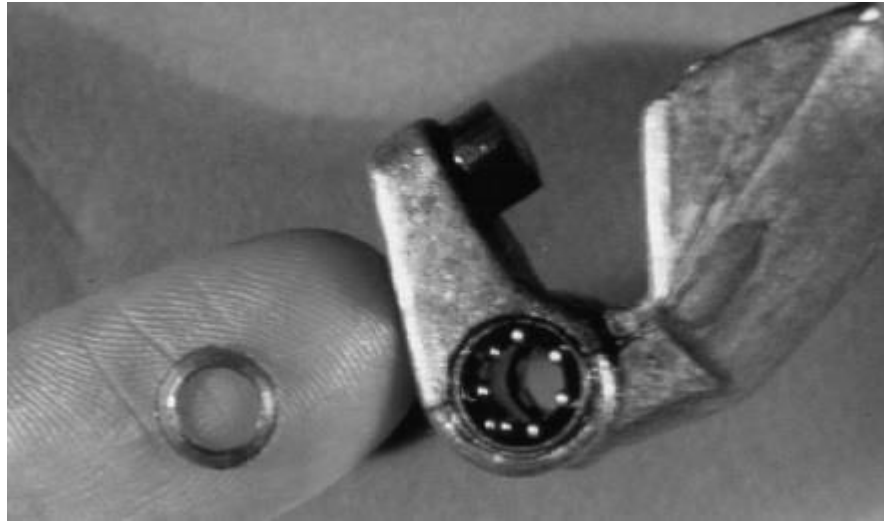
1.2 ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΑ ΕΔΡΑΝΑ

Στη σύγχρονη εποχή εμφανίζονται πολλά διαφορετικά είδη εδράνων ανάλογα με το πεδίο εφαρμογών, όπως για παράδειγμα τα μαγνητικά, τα αυτορυθμιζόμενα, τα μικροσκοπικά. Βέβαια υπάρχουν έδρανα μεγάλων διαστάσεων όπως αυτά που χρησιμοποιούνται για τις μηχανές κατασκευής σηράγγων.

Οι συνθήκες λειτουργίας των εδράνων ποικίλλουν και έτσι μπορεί να έχουμε υψηλά φορτία, υψηλές θερμοκρασίες, περιβάλλον με σκόνη, χώμα ή άλλα στερεά σωματίδια, μεγάλες αλλαγές θερμοκρασίας σε διαστημικές εφαρμογές.

Τα έδρανα κύλισης υπερτερούν έναντι των άλλων τύπων εδράνων καθώς η απώλεια ενέργειας και η θερμότητα λόγω τριβής είναι μικρότερες συγκριτικά. Επιπλέον η ροπή που απαιτείται για να υπερνικηθεί η στατική τριβή είναι λίγο μεγαλύτερη από την αντίστοιχη που χρειάζεται για να εξισορροπηθεί η ροπή της κινηματικής τριβής. Εκτός από τα παραπάνω η συμπεριφορά των εδράνων κύλισης δεν αποκλίνει τόσο έντονα σε σχέση με τα υδροδυναμικά με τη διακύμανση του φορτίου. Ένα άλλο σημαντικό πλεονέκτημά τους είναι ότι χρειάζονται μικρή ποσότητα λιπαντικού και μπορούν να το αποθηκεύουν ώστε να έχουν επάρκεια για μεγάλο χρονικό διάστημα. Όσον αφορά το χώρο που καταλαμβάνουν, έχουν μικρότερο μέγεθος κατά την αξονική διεύθυνση σε σύγκριση με τα συμβατικά υδροδυναμικά έδρανα. Η ικανότητα να αντέχουν σε ακτινικά και ωστικά φορτία ταυτόχρονα είναι ένα ακόμη πλεονέκτημά τους σε σχέση με τους υπόλοιπους τύπους εδράνων. Τέλος, η απόδοσή τους επηρεάζεται σε μικρό βαθμό από διακυμάνσεις στο φορτίο, στην ταχύτητα και στη θερμοκρασία λειτουργίας.

Παρά τα πολλά πλεονεκτήματά τους, τα έδρανα κύλισης έχουν ένα ευάλωτο σημείο και αυτό είναι η αστοχία τους λόγω κόπωσης των επιφανειών επαφής των κυλιόμενων μερών με τις αύλακες. Για αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται μέθοδοι για να μειώσουν τη πιθανότητα αστοχίας όπως βελτίωση του σχεδιασμού και άρα αύξηση της ακρίβειας, δημιουργία εξαιρετικά λείων επιφανειών επαφής, εφαρμογή εξελιγμένων μεθόδων παραγωγής χάλυβα καθώς και φιλτράρισμα του λιπαντικού από βλαβερά σωματίδια.[2]



Εικόνα 1.2 Έδρανο κύλισης μικρής κλίμακας[4]

2. ΛΙΠΑΝΣΗ ΚΑΙ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ

2.1 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Τα έδρανα που χρησιμοποιούνται στις μηχανές λιπαίνονται προκειμένου να μην καταστραφούν και να αντέξουν περισσότερο. Τον 17^ο αιώνα η μείωση της τριβής δεν αποτελούσε μείζον ζήτημα σε σχέση με τη φθορά ενώ κατά τον 19^ο αιώνα και με την ανάπτυξη των τρένων άρχισε να δίνεται ιδιαίτερο ενδιαφέρον για τη μελέτη αυτής. Το 1970 και με την αύξηση της τιμής των καυσίμων, το θέμα της τριβής απασχόλησε ιδιαίτερα τους επιστήμονες. Συνεπώς ο καλός σχεδιασμός ενός εδράνου πρέπει να περιλαμβάνει πέρα από τις συνθήκες λειτουργίας, τον τρόπο που θα πραγματοποιείται η λίπανση και τι πρέπει να γίνεται όταν αρχίζει ή σταματά η κίνησή του.[3]

2.2 ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ

Η κύρια λειτουργία του λιπαντικού είναι να αποτρέψει τη φθορά των επαφών κύλισης και ολίσθησης ενός εδράνου μέσω υδροδυναμικής, ελαστοϋδροδυναμικής ή οριακής λίπανσης. Εκτός από τη παραπάνω πολύ σημαντική λειτουργία υπάρχουν και άλλα πλεονεκτήματα της λίπανσης. Πρώτα από όλα ελαχιστοποιείται η απώλεια ενέργειας λόγω τριβής κατά τη λειτουργία του εδράνου. Επίσης το λιπαντικό λειτουργεί ως μέσο μεταφοράς θερμότητας από το έδρανο προς το περιβάλλον ή ακόμη και για ανακατανομή της θερμότητας εντός αυτού για ελαχιστοποίηση των διαφορικών θερμικών διαστολών. Επιπλέον με τη λίπανση προστατεύονται οι επιφάνειες από τη διάβρωση ενώ παράλληλα απομακρύνονται τα ρινίσματα από τις αύλακες μέσα στις οποίες κινούνται οι κύλινδροι. Εκτός από τα παραπάνω με τη λίπανση εμποδίζεται η είσοδος ακαθαρσιών στη περιοχή επαφής του κυλίνδρου με το έδρανο. [4]

Βεβαίως σε καμία περίπτωση δε μπορεί ένα μόνο λιπαντικό ή κατηγορία λιπαντικών να καλύψει όλες τις παραπάνω ανάγκες για συνθήκες λειτουργίας των εδράνων που ποικίλλουν από εφαρμογή σε εφαρμογή. Όπως σε πολλές περιπτώσεις μηχανολογικές, πρέπει να επιτευχθεί ένας συμβιβασμός μεταξύ της απόδοσης και του κόστους. Το κόστος περιλαμβάνει εκτός από αυτό

του λιπαντικού και της μεθόδου εφαρμογής, την επίπτωση στο κόστος του κύκλου ζωής του μηχανολογικού συστήματος. Προφανώς οι αποφάσεις για το κόστος και την απόδοση συχνά περιπλέκονται καθώς λίπανση χρειάζονται και άλλα μέρη του μηχανολογικού συστήματος και αυτό ίσως επηρεάσει τη διαδικασία επιλογής.[2]

Η λίπανση ωστόσο εκτός από τις καθημερινές εφαρμογές, συναντάται και σε ναυοκλίμακα όπου εκεί η ποσότητα του λιπαντικού είναι ελάχιστη και πρέπει να διατηρηθεί αναλλοίωτη καθ' όλη τη διάρκεια λειτουργίας του εξαρτήματος. Για αυτό η αποτελεσματικότητα αυτού του φιλμ να αντέχει τις διατμητικές τάσεις είναι πολύ σημαντική όπως και να αντέχει τις επαναλαμβανόμενες περιπτώσεις επαφής σε ένα μεγάλο χρονικό διάστημα.[5]

Η επιλογή του κατάλληλου τύπου λιπαντικού για μία συγκεκριμένη εφαρμογή εδράνυ βασίζεται σε διάφορα κριτήρια όπως οι θερμοκρασίες και το περιβάλλον λειτουργίας, οι μηχανικές και οι χημικές ιδιότητες, η δυνατότητα συντήρησης και το κόστος. Ανάλογα με την περίπτωση εφαρμογής τα λιπαντικά παρέχονται σε υγρή μορφή, σε γράσο και σε στερεή μορφή.[4]

2.2.1 ΥΓΡΑ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ

Τα υγρά λιπαντικά είναι συνήθως ορυκτέλαια και προέρχονται από το πετρέλαιο, ενώ υπάρχουν τα πρότυπα SAE και API για την κατηγοριοποίησή τους. Λόγω της μοριακής δομής τους έχουν μεγάλο εύρος στις ιδιότητες τους και στις χημικές αποδόσεις. Επίσης είναι εύκολη η αφαίρεση ή προσθήκη καινούργιου, πράγμα πολύ σημαντικό όπου χρειάζονται τακτικές αλλαγές λιπαντικού. Επιπλέον μπορεί να ελέγχεται με ακρίβεια η τροφοδοσία του συστήματος με λιπαντικό. Επειδή μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κλειστό κύκλωμα λίπανσης, είναι ιδιαίτερα ωφέλιμα σε συστήματα με υψηλές θερμοκρασίες όπου θα τα ψύχουν ικανοποιητικά. Συνήθως περιέχουν πρόσθετα για βελτίωση του ιξώδους και της χημικής τους απόδοσης. Το κόστος τους δεν είναι σχετικά μεγάλο σε σύγκριση με τους υπόλοιπους τύπους λιπαντικών. Επίσης υπάρχουν και υγρά λιπαντικά που δεν περιέχουν πετρέλαιο. Επειδή το περιβαλλοντικό αποτύπωμα των λιπαντικών πρέπει να λαμβάνεται υπόψη, δίνεται έμφαση να είναι βιοδιασπώμενα και με χαμηλή τοξικότητα ώστε να χαρακτηρίζονται ως φιλικά προς το περιβάλλον.[4]

2.2.2 ΓΡΑΣΑ

Η δεύτερη κατηγορία λιπαντικών είναι αυτά με τη μορφή γράσου. Όταν τα κινούμενα μέρη ενός εδράνου έρθουν σε επαφή με το γράσο, μια μικρή ποσότητα ελαίου που περιέχεται μέσα σε αυτόν προσκολλάται στις επιφάνειες. Το έλαιο σταδιακά υποβαθμίζεται λόγω της οξείδωσης ή χάνεται λόγω εξάτμισης ή και φυγόκεντρης δύναμης και με το χρόνο εξαντλείται κοντά στο έδρανο κύλισης.

Μέχρι πρόσφατα θεωρούνταν ότι το γράσο λειτουργούσε σαν σφουγγάρι που κρατούσε το έλαιο εκεί όπου υπήρχε επαφή και αφού καταναλωνόταν λόγω οξείδωσης και εξάτμισης, μια ροή ανανέωσης αυτού διατηρούσε την ισορροπία όσο διαρκούσε η τροφοδοσία. Επίσης είχε αποδειχθεί ότι το παχύτερο στρώμα έχει περίπλοκο ρόλο και στην ανάπτυξη διαχωριστικού στρώματος μεταξύ των επιφανειών και στη ρύθμιση της ροής ανατροφοδοσίας. Δεν ήταν πλήρως κατανοητό πώς το παχύτερο στρώμα ρυθμίζει την εκροή του ελαίου, αναρροφά το ρευστό που απορρίπτεται από την επαφή και δρα ως παγίδα για τις ακαθαρσίες.

Τα πλεονεκτήματα του γράσου έναντι των υγρών λιπαντικών είναι σημαντικά και παρατίθενται παρακάτω. Πρώτα από όλα μειώνεται η ανάγκη για συντήρηση καθώς δεν έχουμε στάθμη λαδιού που πρέπει να διατηρηθεί και η προσθήκη νέου λιπαντικού είναι λιγότερη συχνή σε σχέση με αυτά που είναι σε υγρή μορφή. Επίσης όσο λιπαντικό χρειάζεται, περιορίζεται εντός του εδράνου και άρα ο σχεδιασμός του καλύμματός του μπορεί να απλοποιηθεί αφού δεν υπάρχει ο κίνδυνος να χυθεί ή να διαρρεύσει. Με βάση αυτό το τελευταίο, αφού δεν υπάρχει διαρροή μπορούν τα συγκεκριμένα έδρανα να χρησιμοποιηθούν σε βιομηχανίες τροφίμων, ρουχισμού και χημικές. Επιπλέον το έδρανο κύλιση με γράσο σφραγίζει καλύτερα και άρα είναι πιο στεγανό γενικά. Τέλος η ροπή τριβής και η επακόλουθη αύξηση της θερμοκρασίας είναι γενικά πιο ευνοϊκές.[4]

Το γράσο λόγω της μορφής του μπορεί να περιέχει και ανεπιθύμητα σωματίδια που μπορούν να προκαλέσουν ζημιά στο έδρανο και έντονο θόρυβο κατά τη λειτουργία. Για αυτό όταν προκύψει τέτοιο θέμα κρίνεται σκόπιμο να γίνει καθαρισμός του εδράνου και να ξανατοποθετηθεί γράσο ώστε να μειωθούν τα επίπεδα θορύβου ακόμη και κατά 50% σε σχέση με τη περίπτωση λειτουργίας με κακής ποιότητας γράσο. Παρόλα αυτά και μετά από τα παραπάνω οι εκπο-

μπές θορύβου θα είναι μεγαλύτερες σε σχέση με αυτές όταν ήταν καινούργιο το έδρανο κυρίως λόγω της ζημιάς που έχει προκαλέσει το γράσο που περιείχε άλλα επιζήμια σωματίδια.[6]

Γενικά η λίπανση με γράσο περιλαμβάνει τρεις φάσεις, αυτή που τα στοιχεία κύλισης είναι πλήρως γρασαρισμένα, μετά αυτή όπου παρατηρείται διαχωρισμός του γράσου και τέλος εμφανίζεται ο σχηματισμός αποθεμάτων υγρού λιπαντικού. Στη πρώτη φάση το γράσο κολλάει πάνω στα κυλιόμενα στοιχεία και μέσω της κίνησης τους οδηγείται στην περιοχή επαφής, όπου ένα μέρος περνάει μέσα από το στενό διάστημα μεταξύ των δύο επιφανειών. Κατόπιν το γράσο που διέρχεται από την περιοχή επαφής αρχίζει να γλιστράει στην επιφάνεια των κυλιόμενων στοιχείων και αυτά πλέον καλύπτονται μερικώς από γράσο. Στην τελευταία φάση δε παρατηρείται γράσο στις κυλιόμενες επιφάνειες αλλά ένα πολύ λεπτό στρώμα υγρού λιπαντικού που θεωρείται ως μηχανικά υποβαθμισμένο γράσο. Αυτό το στρώμα υγρού λιπαντικού περιβάλλεται από στερεό γράσο που βρίσκεται στα τοιχώματα και λιπαίνει την επαφή για ένα μεγάλο χρονικό διάστημα.[7]

2.2.3 ΣΤΕΡΕΑ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ

Η επόμενη κατηγορία λιπαντικών είναι τα στερεά, τα οποία μπορούν να αντέξουν σε θερμοκρασίες πάνω από αυτές της αποσύνθεσης των λαδιών. Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν σε χημικά δραστικά περιβάλλοντα. Ωστόσο εμφανίζουν κάποια μειονεκτήματα που δεν μπορούν να αγνοηθούν. Πρώτα από όλα εμφανίζουν υψηλό συντελεστή τριβής σε σύγκριση με τις άλλες κατηγορίες λιπαντικών, με αποτέλεσμα οι απώλειες ενέργειας να είναι μεγάλες και οι θερμοκρασίες λειτουργίας υψηλές. Επίσης δεν μπορούν να λειτουργήσουν σαν ψυκτικά μέσα λόγω της μορφής τους αλλά και των ιδιοτήτων τους. Επιπλέον έχουν ορισμένη διάρκεια ζωής σε φθορά που είναι μικρότερη από τα υγρά λιπαντικά και το γράσο. Πέρα από αυτά επειδή είναι σε στερεή μορφή και δεν μπορεί να επιτευχθεί η ροή τους εντός του εδράνου, είναι δύσκολη η ανατροφοδοσία. Ένα εξίσου σοβαρό μειονέκτημα έχει να κάνει με τις ταλαντώσεις των μερών του εδράνου, τις οποίες τα στερεά λιπαντικά αποσβένουν σε μικρό βαθμό γεγονός που φθείρει εν γένει το σύστημα.[4]

2.2.4 ΑΕΡΙΑ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ

Εκτός από τις παραπάνω βασικές κατηγορίες λιπαντικών, υπάρχουν και τα λιπαντικά σε αέρια μορφή όπως αέρας, άζωτο και ήλιο. Αυτά χρησιμοποιούνται σε εξαιρετικά λεπτού πάχους φιλμ λιπαντικού. Μερικά πλεονεκτήματά τους είναι ότι το εύρος θερμοκρασιών είναι από -200 έως 2000°C και άρα δεν εμφανίζονται φαινόμενα εξάτμισης, σπηλαίωσης, στερεοποίησης και αποσύνθεσης. Επιπλέον έχουν πολύ μικρό ιξώδες περίπου 1000 φορές μικρότερο από το λεπτότερο πάχος ορυκτέλαιου και άρα ελάχιστη τριβή και δυνατότητα για πολύ υψηλές ταχύτητες. Παράλληλα δεν περιέχουν σωματίδια που μπορούν να προκαλέσουν ζημιά στο σύστημα ενώ δεν χρειάζονται και κάλυμμα για λίπανση. Ωστόσο δεν μπορούν να παραλάβουν μεγάλα φορτία, έχουν μικρή απόσβεση και πολύ λεπτό πάχος στρώματος λιπαντικού. Ένα άλλο μειονέκτημα είναι ότι απαιτούνται λείες επιφάνειες και πολύ μικρό διάκενο, ώστε να μεγιστοποιηθεί η παραλαβή του φορτίου και να ελαχιστοποιηθεί η ροή, και συνεπώς χρειάζονται ειδικοί σχεδιαστές και κατασκευαστές.[8]

2.3 ΛΙΠΑΝΣΗ

Η λίπανση μπορεί να χωριστεί σε δύο κατηγορίες σε λεπτό και παχύ στρώμα. Όταν οι αλληλεπιδρώμενες επιφάνειες διαχωρίζονται πλήρως και η επίδραση από τη τραχύτητα είναι αμελητέα τότε παρατηρείται παχύ στρώμα λίπανσης και περιγράφεται από τις εξισώσεις του Reynolds. Από την άλλη μεριά το λεπτό στρώμα λίπανσης είναι πιο περίπλοκο. Όταν το φιλμ λιπαντικού αδυνατεί να διαχωρίσει πλήρως τις ολισθαίνουσες επιφάνειες και αρχίζουν να εμπλέκονται και οι τραχύτητες των επιφανειών, εμφανίζεται λεπτό στρώμα λίπανσης. Σε αυτή την περίπτωση το συνολικό εφαρμοζόμενο φορτίο παραλαμβάνεται μερικώς από την μηχανική επαφή και μερικώς από το ρευστό μεταξύ των επιφανειών. Η ανάλυση του λεπτού στρώματος λίπανσης είναι ιδιαίτερα περίπλοκη καθώς περιλαμβάνει συγκρουόμενες τραχύτητες επιφανειών, μηχανική παραμόρφωση, μεταφορική ροή λιπαντικού και χημικές αντιδράσεις.[8]

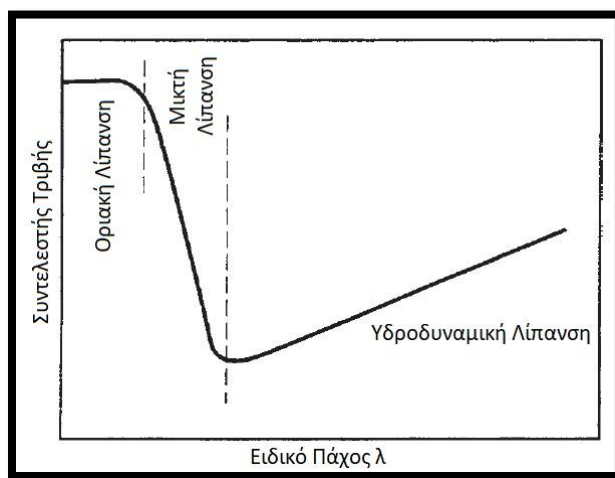
Στο λεπτό στρώμα λιπαντικού πειράματα έδειξαν ότι αυξάνοντας την ταχύτητα ολίσθησης και τη θερμοκρασία του λαδιού το κρίσιμο φορτίο για αστοχία μειώνεται. Αυτό έχει περι-

γραφεί με όρους της λεγόμενης αστοχίας των επιφανειών όπου χωρίζει την περιοχή της αποτελεσματικής λίπανσης από αυτή της αναποτελεσματικής. Λόγω γεωμετρικών και θερμικών διαταραχών πραγματοποιείται μια αλλαγή από πλήρως ελαστοϋδροδυναμική λίπανση σε μερικός και αν οι διαταραχές αυτές καλύψουν ένα σημαντικό κομμάτι της περιοχής επαφής, τότε το φιλμ καταστρέφεται εντελώς και διαδίδεται η αστοχία.[9]

Γενικά σε ένα έδρανο η λίπανση είναι ο κύριος τρόπος ανανέωσης και καθαρισμού της περιοχής εισόδου πριν το στενό πέρασμα μεταξύ του κυλίνδρου και του δακτυλίου. Η θέση του ορίου της εισόδου ελέγχεται από την εξισορρόπηση μεταξύ του ρυθμού που χάνεται το λάδι γύρω από τα άκρα της επαφής και του ρυθμού που εισέρχεται από τις πλαϊνές πλευρές. Εάν υπάρχει επαρκής ποσότητα λαδιού για να γεμίσει τα πλαϊνά και τις εισόδους στη θέση ισορροπίας ώστε να παρέχει στα στρώματα των επιφανειών, το κενό λόγω κύλισης δεν θα επηρεάσει το σχηματισμό των ορίων. Επειδή το λιπαντικό μπορεί να χαθεί μόνο γύρω από τα άκρα της επαφής, το μήκος της δεν θα έχει κάποια επίδραση, στην περίπτωση που όλες έχουν το ίδιο μήκος. Στα έδρανα κύλισης η ιδιοπεριστροφή θα βοηθήσει το καθαρισμό της εισόδου καθώς λιπαντικό συλλέγεται από τις πλευρικές αύλακες και αριστερά στην επιφάνεια της εκάστοτε σφαίρας και τελικά οδηγείται στη κατεύθυνση της κύλισης.[10]

3. ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ ΛΙΠΑΝΣΗΣ

Ως λίπανση ορίζεται η διαδικασία όπου μια συγκεκριμένη ουσία εισέρχεται μεταξύ δύο επιφανειών που βρίσκονται σε επαφή και βρίσκονται σε σχετική κίνηση. Η σύγχρονη περίοδος της λίπανσης ξεκινά με τη δουλειά του Osborne Reynolds ο οποίος ασχολήθηκε με άξονες που περιστρέφονται και στηρίζονται σε έδρανα. Μετά από παρατηρήσεις βρέθηκε ότι το λιπαντικό έχει ιξώδες και άρα δημιουργεί πίεση η οποία είναι αρκετή για να κρατήσει τις δύο επιφάνειες χωρισμένες. Υπό ιδανικές συνθήκες η πίεση αυτή είναι αρκετά μεγάλη ώστε να αποτρέψει την άμεση επαφή μεταξύ των μεταλλικών επιφανειών. Ο συντελεστής τριβής εξαρτάται από το ειδικό πάχος λ που ορίζεται ως ο λόγος του πάχους του λιπαντικού προς την τραχύτητα των επιφανειών επαφής. Παρακάτω φαίνεται η καμπύλη Stribeck μέσω της οποίας φαίνεται ο τρόπος που εξαρτάται ο συντελεστής τριβής από το λ .



Διάγραμμα 3.1 Καμπύλη Stribeck με περιοχές λίπανσης[39]

Στο διάγραμμα υπάρχουν ορισμένες περιοχές οι οποίες θα αναλυθούν παρακάτω.

3.1 ΟΡΙΑΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Πρώτη περιοχή είναι αυτή της οριακής λίπανσης, όπου η τριβή και τα χαρακτηριστικά της φθοράς καθορίζονται από φυσικοχημικές αλληλεπιδράσεις μεταξύ του λιπαντικού και των επιφανειών του εδράνου, και το λιπαντικό δεν δύναται να χωρίσει εντελώς τις δύο επιφάνειες. Αυτού του τύπου λίπανση παρατηρείται στην εκκίνηση ή στο σταμάτημα των μηχανών όπου η ταχύτητα των κινούμενων μερών είναι πολύ χαμηλή και τα φορτία πολύ μεγάλα προκαλώντας ασυνέχειες στο φιλμ του λιπαντικού και αποτρέποντας το σχηματισμό υδροδυναμικού φιλμ.

Λιπαντικά που προορίζονται για συνθήκες λειτουργίας σε αυτή τη περιοχή, κύριος στόχος τους είναι ο διαχωρισμός μεταλλικών τραχυτήτων που βρίσκονται σε επαφή και δημιουργούν στρώματα ιδιαίτερα ανθεκτικά στις επιφάνειες του εδράνου. Παρόλα αυτά υπάρχουν μειονεκτήματα όπως περιορισμένη τροφοδοσία λιπαντικού λόγω του λεπτού στρώματος, μειωμένη ικανότητα ψύξης και αδυναμία διαχείρισης των προϊόντων φθοράς. Για αυτούς τους λόγους είναι αδύνατη η πρόβλεψη της διάρκειας ζωής λόγω φθοράς. Τα συγκεκριμένα λιπαντικά συνήθως προστίθενται σε υγρά ώστε να αυξηθεί η ικανότητα παραλαβής φορτίων.[11]

Τα πιο κοινά λιπαντικά για οριακή λίπανση είναι τα γράσα, και είναι ευρέως χρησιμοποιούμενα καθώς έχουν τις πιο επιθυμητές ιδιότητες για τη συγκεκριμένη κατηγορία. Μπορούν και κυκλοφορούν εντός των συστημάτων, ενώ αποβάλλουν τη θερμότητα εύκολα. Επιπλέον δημιουργούν προστατευτικό φράγμα για τις επιφάνειες αποτρέποντας σκόνη, βρωμιά και διαβρωτικά να τις βλάψουν.[12]

3.2 ΜΙΚΤΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Η περιοχή της μικτής λίπανσης επικρατεί όταν η ταχύτητα των επιφανειών είναι επαρκής για την ανάπτυξη ενός στρώματος λιπαντικού αλλά το πάχος του δεν παρέχει πλήρη διαχωρισμό των επιφανειών που βρίσκονται σε επαφή. Συνεπώς άμεση επαφή μεταξύ των υψηλότερων τραχυτήτων εμφανίζεται. Το μέγεθος της δύναμης τριβής και του ρυθμού φθοράς είναι σημαντικά μικρότερα από την περίπτωση της οριακής λίπανσης.[13]

Το εφαρμοζόμενο φορτίο εξισορροπείται από την υδροδυναμική πίεση και από την πίεση λόγω της αλληλεπίδρασης των τραχυτήτων. Ο συνολικός συντελεστής τριβής είναι το άθροισμα αυτού του υγρού λιπαντικού, για την περίπτωση της υδροδυναμικής λίπανσης, και αυτού της αλληλεπίδρασης των τραχυτήτων, για την οριακή λίπανση, και επειδή του υγρού είναι μικρότερος, όσο αυξάνεται η ταχύτητα, ο συνολικός συντελεστής τριβής μειώνεται καθώς υπερσχύει το υγρό. Βεβαίως αυτό εξηγείται καθώς με την αύξηση της ταχύτητας, αυξάνεται η θερμοκρασία με αποτέλεσμα να μειώνεται το ιξώδες και άρα και ο συνολικός συντελεστής τριβής.[14]

3.3 ΕΛΑΣΤΟΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Η ελαστοϋδροδυναμική λίπανση αναφέρεται στο στρώμα λιπαντικού που σχηματίζεται μεταξύ των στοιχείων του εδράνου κύλισης. Πρόκειται για μία εξαιρετικά ειδική περίπτωση σχηματισμού φιλμ ρευστού λόγω της ταυτόχρονης ελαστικής παραμόρφωσης των μετάλλων που βρίσκονται σε επαφή υπό την επίδραση φορτίου και της επίδρασης της πίεσης στο ιξώδες του λιπαντικού. Ανάλογα με την ταχύτητα, το φορτίο, το ιξώδες υπό πίεση του λιπαντικού και της επιφανειακής τραχύτητας των στοιχείων του εδράνου, ένα φιλμ μπορεί να αναπτυχθεί που θα χωρίζει πλήρως τα κυλιόμενα μέρη.[11]

Στην περίπτωση της συγκεκριμένης λίπανσης όλη η αντίσταση λόγω τριβής προέρχεται από τις διατμητικές τάσεις του φιλμ. Πρακτικά δεν υπάρχει φθορά και στη περίπτωση που υπάρχει μικρή φθορά στα αρχικά στάδια λειτουργίας αγνοείται. Η μόνη πιθανή πηγή φθοράς σε αυτή τη περιοχή λίπανσης είναι εξαιτίας των τραχέων μορίων που εισέρχονται στο λιπαντικό και η κόπωση της επιφάνειας οδηγεί σε δημιουργία κοιλοτήτων. Τυπικά ένας συντελεστής τριβής για αυτού του είδους λίπανσης είναι της τάξης του 0.01 έως 0.04.[13]

Η ελαστοϋδροδυναμική λίπανση εμφανίζεται συνήθως σε επιφάνειες με διαφορετικές γεωμετρίες και ιδιότητες και πολλά στοιχεία μηχανών βασίζουν τη λειτουργία τους σε αυτή. Αν και ήταν γνωστό ήδη από το 1883 ότι υπήρχε ένα φιλμ ρευστού ικανό να διαχωρίζει δύο επιφάνειες κάτω από υδροδυναμικές συνθήκες όπως στα έδρανα ολίσθησης, περίπου έναν αιώνα αργότερα, το 1949, οι επιστήμονες προέβλεψαν ότι ένα λεπτό στρώμα λιπαντικού μπορεί επίσης να χωρίσει επιφάνειες υπό υψηλή πίεση που βρίσκονται σε επαφή. Η εξαγωγή συμπερασμάτων από

πειράματα πάνω στο ελαστοϋδροδυναμικό φιλμ τελικά έγινε από τους Gohar και Cameron το 1963. Ο σχηματισμός αυτού του φιλμ είναι εφικτός εξαιτίας των ωφέλιμων συνεπειών της υψηλής πίεσης. Αυτές είναι, πρώτον η αύξηση του ιξώδους του λιπαντικού στην είσοδο της επαφής και δεύτερον μεταβάλλει ελαστικά τη γεωμετρία των επιφανειών που βρίσκονται σε επαφή από όπου προκύπτει και ο όρος ελαστοϋδροδυναμική λίπανση. Η κλασσική επίλυση των προβλημάτων ελαστοϋδροδυναμικής επαφής χρησιμοποιεί την εξίσωση του Reynolds για να περιγράψει τη συμπεριφορά του λιπαντικού σε υψηλής πίεσης επαφές με διαφορετικές γεωμετρικές επιφανειών, ενώ η ελαστική παραμόρφωση συνήθως υπολογίζεται με τη χρήση της θεωρίας του Hertz για ελαστική επαφή.[15]

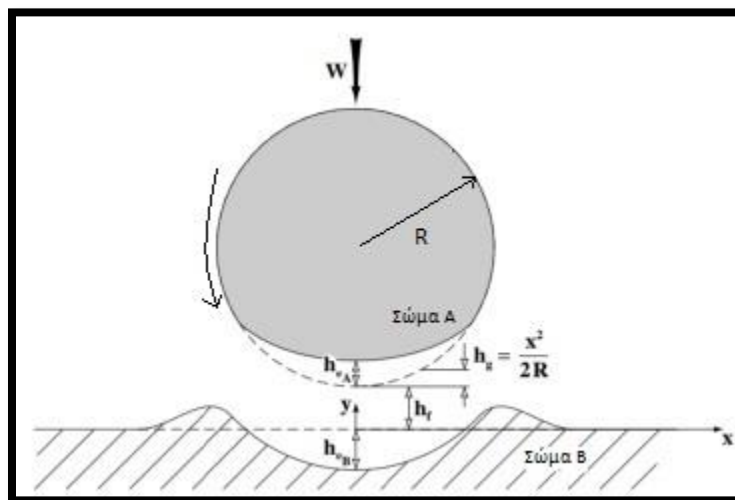
Η εξίσωση του Reynolds αποτελεί μια απλοποίηση των πλήρων εξισώσεων Navier-Stokes, και προκύπτει από την υπόθεση ότι χρησιμοποιείται ένα Νευτώνειο λιπαντικό με σταθερή πυκνότητα, πίεση και ιξώδες κατά το πάχος του φιλμ. Ο Cameron et al. και ο Sassenfeld et al. ανέπτυξαν την πρώτη αριθμητική επίλυση με χρήση υπολογιστή των εξισώσεων του Reynolds για την υδροδυναμική λίπανση και το 1959 ο Dowson και ο Higginson κατασκεύασαν την πρώτη πλήρη αριθμητική επίλυση για την ελαστοϋδροδυναμική λίπανση. Στη συνέχεια ο Dowson και οι συνεργάτες του πρότειναν τις εξισώσεις παλινδρόμησης για πρόβλεψη του πάχους του ελαστοϋδροδυναμικού φιλμ βασιζόμενο σε αριθμητική επίλυση και μετά από αυτό οι εξισώσεις αυτές είχαν ευρεία διάδοση στη τριβολογία.

Μετά από πολλές μελέτες έχει αποδειχτεί ότι για χαμηλές ταχύτητες ολίσθησης ή/και φορτία, φυσικά αποδεκτά αποτελέσματα μπορούν να προκύψουν από τις υποθέσεις του Reynolds. Παρόλα αυτά, το εύρος των ταχυτήτων λειτουργίας και πιέσεων επαφής σε πολλές εφαρμογές, συμπεριλαμβανομένου του εδράνου κύλισης, οδηγούν σε διατμητικές τάσεις που γενικά υπερβαίνουν τα όρια της συμπεριφοράς ενός Νευτώνειου ρευστού για τα περισσότερα λιπαντικά. Ο Johnson και ο Tevaarwerk έδειξαν ότι το Νευτώνειο μοντέλο μπορεί να υπερεκτιμήσει την διατμητική τάση της επαφής. Για αυτό το λόγο, η επίδραση της μη Νευτώνειας συμπεριφοράς στην ελαστοϋδροδυναμική λίπανση θεωρήθηκε πολύ σημαντική. Προς αυτή την κατεύθυνση ο Najji et al. βρήκε μια γενικευμένη εξίσωση του Reynolds για μη Νευτώνεια ροή η οποία μπορεί να προσαρμόζει κατάλληλα ρευστοδυναμικά μοντέλα για ασυμπίεστο ρευστό και μόνιμη ροή, ενώ ο Conry et al. προχώρησε σε μια τροποποιημένη εξίσωση του Reynolds βασιζόμενη στο μη Νευτώνειο ρευστοδυναμικό μοντέλο του Eyring.

Οι Schäfer et al. και Bair et al. παρατήρησαν ότι η καταλληλότητα της εφαρμογής των εξισώσεων του Reynolds σε προβλήματα ΕΥΔ λίπανσης είναι αμφισβητήσιμη σε υψηλές πιέσεις (του Hertz) και σε περιοχές υψηλής διατμητικής τάσης της επαφής. Οι ανακρίβειες προκύπτουν λόγω των υποθέσεων που έγιναν κατά την διεξαγωγή των εξισώσεων του Reynolds και των τροποποιημένων του ίδιου. Ειδικότερα οι μερικές παράγωγοι της ταχύτητας, του ιξώδους και της πίεσης κατά το πάχος του φιλμ είναι είτε πολύ απλοποιημένες είτε αγνοούνται πλήρως. Μια εναλλακτική προσέγγιση που λαμβάνει υπόψη τις εξισώσεις συνέχειας και ορμής, η οποία ουσιαστικά περιγράφει τη δυναμική συμπεριφορά των ρευστών, για να επιλύσει αυτές τις μερικές παραγώγους μπορεί να ξεπεράσει αυτές τις ελλείψεις. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση της μεθόδου υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για προβλήματα ΕΥΔ λίπανσης.[15]

3.3.1 ΕΛΑΣΤΟΪΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΟ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟ ΦΙΛΜ

Το φιλμ της ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης αναφέρεται στο λιπαντικό το οποίο διαχωρίζει τις δύο επιφάνειες αποτρέποντας την επαφή τους. Οι ιδιότητες αυτής της μικρής ποσότητας λιπαντικού με τυπικό πάχος 1 με 400 μm για σημειακή επαφή, και η οποία δέχεται εξαιρετικά υψηλές πιέσεις και διατμητικές τάσεις, καθορίζουν την αποτελεσματικότητα του μηχανισμού λίπανσης κάτω από επαφή κύλισης. Η δημιουργία του ελαστοϋδροδυναμικού φιλμ είναι αποτέλεσμα του σχηματισμού του υδροδυναμικού φιλμ, της αλλαγής της γεωμετρίας του φιλμ λόγω της ελαστικής παραμόρφωσης και της μεταβολής του ιξώδους και των ρευστοδυναμικών ιδιοτήτων του λιπαντικού εξαιτίας της επίδρασης της πίεσης. Το φιλμ δημιουργείται λόγω της επαφής Hertz των δύο επιφανειών όταν στην γεωμετρία των επιφανειών σχηματίζονται συγκλίνουσες και αποκλίνουσες περιοχές. Κατά την επαφή Hertz των επιφανειών, όλα τα υλικά, ανεξάρτητα από το μέτρο ελαστικότητάς τους, παραμορφώνονται ελαστικά. Στην παρακάτω εικόνα 3.1 φαίνεται η επίδραση της ελαστικής παραμόρφωσης στη γεωμετρία της σφαίρας και της συνεργαζόμενης επίπεδης επιφάνειας.



Εικόνα 3.1 Το πάχος του φίλμ λόγω ελαστικής παραμόρφωσης[16]

Το πάχος του λιπαντικού φίλμ στην x διεύθυνση ισούται με:

$$h = h_f + h_e + h_g \text{ (m)} \quad (3.1)$$

όπου το h_f είναι μία σταθερά, το h_e είναι η συνδυασμένη ελαστική παραμόρφωση των σωμάτων, δηλαδή $h_e = h_{eA} + h_{eB}$ όπου το h_{eA} αναφέρεται στη σφαίρα και το h_{eB} στην επιφάνεια που βρίσκεται από κάτω, το h_g είναι ο διαχωρισμός που οφείλεται στην γεωμετρία των απαραμόρφωτων σωμάτων, δηλαδή για τη σφαίρα σε ένα επίπεδο δίσκο είναι: $h_g = x^2 / 2R$ και R είναι η ακτίνα της σφαίρας. Όλα τα παραπάνω μεγέθη έχουν τις ίδιες μονάδες μέτρησης σε m.

3.3.1.1 ΜΕΤΑΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΙΞΩΔΟΥΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΚΑΙ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ ΥΠΟ ΠΙΕΣΗ

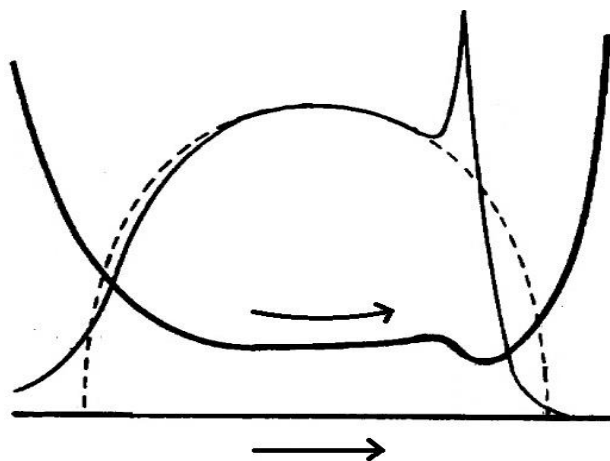
Η ασυμφωνία της γεωμετρίας των επιφανειών επαφής προκαλεί έντονη συγκέντρωση φορτίων σε μία πολύ μικρή περιοχή για σχεδόν όλες τις επαφές Hertz. Όταν ένα ρευστό διαχωρίζει τις δύο επιφάνειες, πολύ υψηλές πιέσεις, πολλές φορές μεγαλύτερες από αυτές που αντιμετωπίζονται στην υδροδυναμική λίπανση, είναι αναπόφευκτες. Πιέσεις λιπαντικού από 1 έως 4 GPa εντοπίζονται σε τυπικά στοιχεία μηχανών. Το ιξώδες του λιπαντικού αυξάνεται δραματικά με την πίεση. Το φαινόμενο αυτό είναι γνωστό ως πιεζο-ιξώδες. Η σχέση του ιξώδους με την πίεση συχνά περιγράφεται από μια μαθηματικά βολική αλλά ακριβή σχέση(3.2), γνωστή ως ο νόμος του Barus:

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p} \text{ (Pas)} \quad (3.2)$$

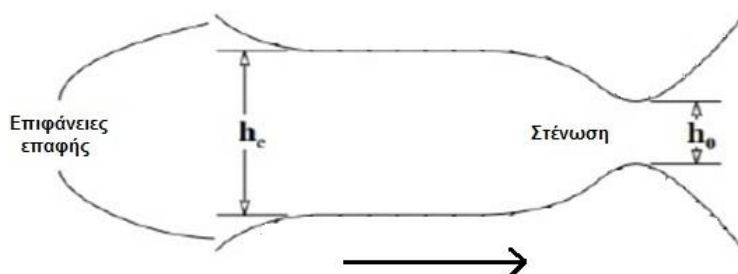
Όπου η_p είναι το ιξώδες του λιπαντικού σε πίεση p και θερμοκρασία θ με μονάδες μέτρησης Pas , η_0 είναι το ιξώδες σε ατμοσφαιρική πίεση και θερμοκρασία θ με μονάδες μέτρησης Pas και α είναι ο συντελεστής πίεσης-ιξώδους με μονάδες m^2/N . [16]

3.3.1.2 ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΠΙΕΣΗΣ ΣΤΗΝ ΕΥΔ ΛΙΠΑΝΣΗ

Σε στατική επαφή, η κατανομή της πίεσης είναι ημισφαιρική ή ελλειψοειδής σε προφίλ σύμφωνα με την κλασσική θεωρία του Hertz. Ωστόσο, το πεδίο της πίεσης θα αλλάξει όταν οι επιφάνειες αρχίσουν να κινούνται σχετικά η μία ως προς την άλλη με την παρουσία πιεζο-ιξώδους λιπαντικού. Η σχετική κίνηση των δύο επιφανειών προκαλεί τη δημιουργία υδροδυναμικού λιπαντικού φιλμ το οποίο τροποποιεί την κατανομή της πίεσης. Οι σημαντικότερες αλλαγές στο προφίλ της πίεσης εμφανίζονται στις περιοχές εισόδου και εξόδου από την περιοχή επαφής. Η συνδυασμένη επίδραση της κύλισης και του λιπαντικού φιλμ οδηγούν σε μια ελαφρώς μεγαλύτερη περιοχή επαφής. Ως επακόλουθο στην περιοχή εισόδου, η υδροδυναμική πίεση είναι μικρότερη από μία ξηρή επαφή Hertz. Σε μία επαφή οι απέναντι επιφάνειες είναι σχεδόν παράλληλες και το πάχος του φιλμ συχνά χαρακτηρίζεται σε αυτή την περιοχή ως το κεντρικό πάχος του φιλμ ' h_c '. Όταν το λιπαντικό εισέρχεται στην περιοχή επαφής αυξάνεται ραγδαία η τιμή του ιξώδους, ενώ όταν εξέρχεται μειώνεται στα επίπεδα για ατμοσφαιρικές συνθήκες. Προκειμένου να εξισορροπήσουμε την απώλεια ιξώδους του λιπαντικού στην έξοδο επαφής και να διατηρήσουμε τη ροή κοντά στην έξοδο δημιουργείται στένωση στην έξοδο. Στην στένωση έχουμε το ελάχιστο πάχος του στρώματος λιπαντικού ' h_0 '. Το φιλμ ελαχίστου πάχους είναι πολύ σημαντική παράμετρος διότι ελέγχει την πιθανότητα αλληλεπίδρασης των τραχυτήτων μεταξύ των δύο επιφανειών. Το ιξώδες μειώνεται ακόμα πιο απότομα στην έξοδο από ότι κατά την είσοδο στην περιοχή επαφής. Πριν την στένωση η πίεση εμφανίζει μια μέγιστη τιμή, ενώ μετά την στένωση ελαττώνεται γρήγορα σε τιμές μικρότερες από την ξηρή επαφή Hertz. Συνήθως η μέγιστη πίεση είναι πιο μεγάλη από την αντίστοιχη Hertz πίεση επαφής και μειώνεται όσο γίνεται πιο έντονη η έλλειψη λιπαντικού και ξηρές συνθήκες επικρατούν. Το μέγεθος και η κλίση της κορυφής της πίεσης επηρεάζονται έντονα από τα χαρακτηριστικά πιεζο-ιξώδους του λιπαντικού. [16]



Εικόνα 3.2 Κατανομή πίεσης, με διακεκομμένη του Hertz[18]



Εικόνα 3.3 Στένωση εξόδου και ελάχιστο πάχος λιπαντικού[16]

3.3.1.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΧΟΥΣ ΕΥΔ ΦΙΛΜ

Οι Hamrock και Dowson [17] ανέλυσαν με ακρίβεια την ΕΥΔ λίπανση και προκύπτουν εξαιρετικά σημαντικές πληροφορίες για αυτή. Τα αποτελέσματα αυτής της ανάλυσης είναι η εξίσωση για τον υπολογισμό του ελάχιστου πάχους φιλμ σε ΕΥΔ επαφές. Η σχέση αυτή εφαρμόζεται σε οποιαδήποτε επαφή από σημειακή, γραμμική μέχρι και ελλειπτική και τώρα χρησιμοποιείται καθημερινά για υπολογισμούς του πάχους ΕΥΔ φιλμ. Επιπλέον βρίσκει εφαρμογή σε πολλούς συνδυασμούς υλικών, όπως στην επαφή χάλυβα με χάλυβα ακόμη και με άνω όριο πιέσεων τα 3 με 4 GPa. Οι αριθμητικά προκύπτουσες σχέσεις για το ελάχιστο(3.3) και το κεντρικό(3.4) πάχος φιλμ είναι στις παρακάτω μορφές:

$$\frac{h_0}{R} = 3.63 \left(\frac{U\eta_0}{E'R} \right)^{0.68} (\alpha E')^{0.49} \left(\frac{W}{E'R^2} \right)^{-0.073} (1 - e^{-0.68k}) \quad (3.3)$$

$$\frac{h_c}{R} = 2.69 \left(\frac{U\eta_0}{E'R} \right)^{0.67} (\alpha E')^{0.53} \left(\frac{W}{E'R^2} \right)^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (3.4)$$

Όπου h_0 είναι το πάχος του ελάχιστου φιλμ σε m, h_c το πάχος του κεντρικού φιλμ σε m, U η επιφανειακή ταχύτητα και είναι ίση με το μέσο όρο των U_A και U_B όπου A η ταχύτητα του σώματος A και B του B και μονάδες μέτρησης σε m/s, η_0 το ιξώδες του λιπαντικού υπό ατμοσφαιρική πίεση σε Pas, E' το μειωμένο μέτρο ελαστικότητας σε Pa, R' η μειωμένη ακτίνα καμπυλότητας σε m, α ο συντελεστής πιεζο-ιξώδους σε m, W το φορτίο επαφής σε N και k η παράμετρος ελλειπτικότητας που ισούται με το λόγο a/b , όπου a είναι το ημιαξόνιο της ελλειπτικής επαφής στην εγκάρσια διεύθυνση και b στην κατεύθυνση της κίνησης.

Η προσεγγιστική τιμή για την παράμετρο ελλειπτικότητας μπορεί να υπολογιστεί με αρκετή ακρίβεια από την παρακάτω σχέση(3.5):

$$\bar{k} = 1.03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64} \quad (3.5)$$

Όπου R_x είναι η μειωμένη ακτίνα καμπυλότητας στη x διεύθυνση και R_y στην y διεύθυνση.

Στις σχέσεις (3.3), (3.4) και (3.5) που μόλις παρουσιάστηκαν πολλά μεγέθη μπορούν να συνδυαστούν και να προκύψουν οι παρακάτω αδιάστατες ομάδες[18]:

- $H = \frac{h}{R'}$
- $U = \left(\frac{U\eta_0}{E'R'} \right)$
- $G = (\alpha E')$
- $W = \left(\frac{W}{E'R'^2} \right)$
- $k = \frac{a}{b}$

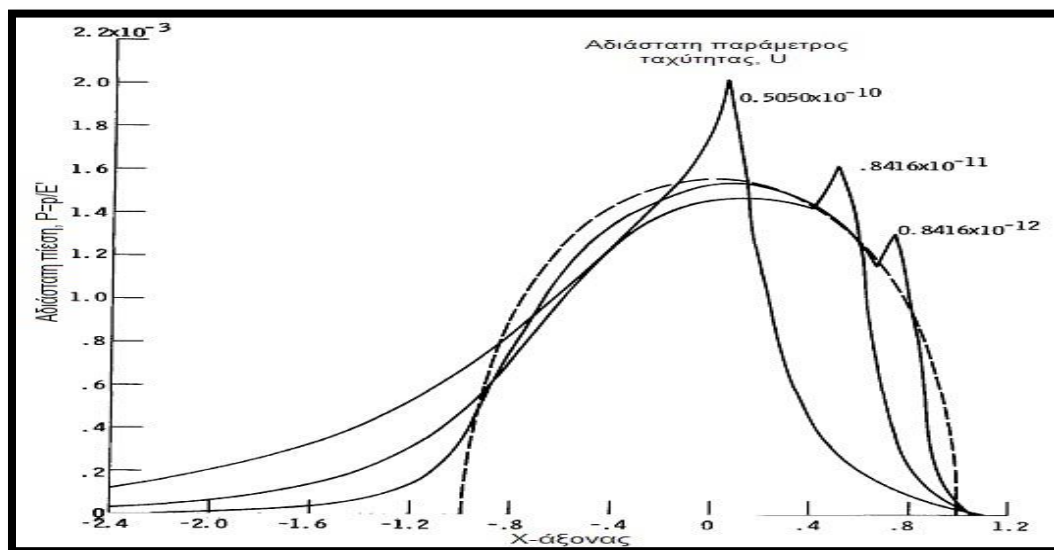
Όπου H είναι η αδιάστατη παράμετρος του φιλμ, U της ταχύτητας, G του υλικού, W του φορτίου και k της ελλειπτικότητας.

3.3.1.4 Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΩΝ ΑΔΙΑΣΤΑΤΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΤΗΝ ΠΙΕΣΗ ΚΑΙ ΤΟ ΠΡΟΦΙΛ ΤΟΥ ΦΙΛΜ ΣΤΗΝ ΕΥΔ ΕΠΑΦΗ

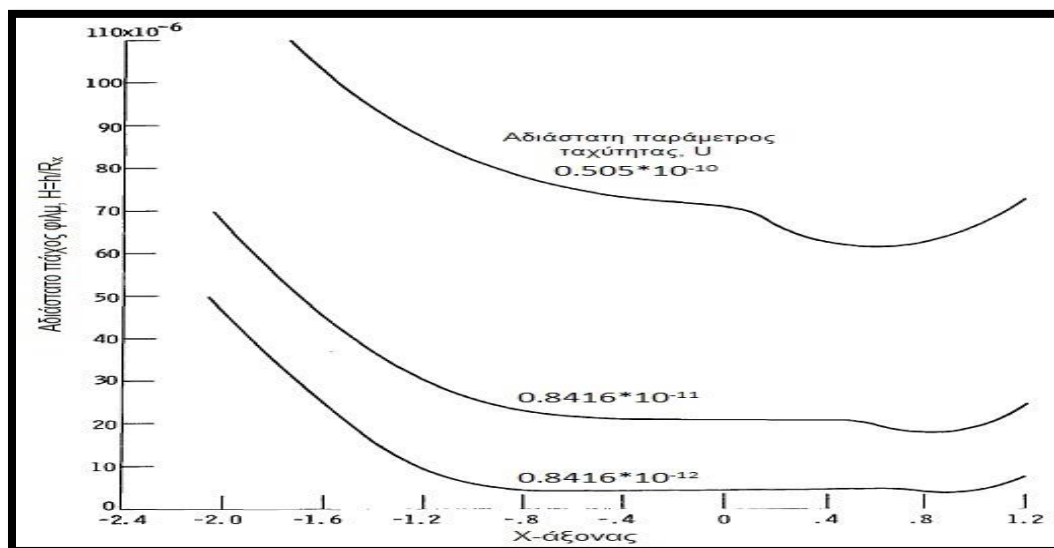
Οι μεταβολές στις αδιάστατες παραμέτρους έχουν διάφορες επιδράσεις στα πάχη και τις πιέσεις του ΕΥΔ φιλμ. Για να παρουσιάσουν αυτές τις επιδράσεις, οι Hamrock και Dowson[17] άφησαν μία συγκεκριμένη παράμετρο να μεταβάλλεται ενώ διατηρούσαν σταθερές τις υπόλοιπες.

Επίδραση της παραμέτρου της ταχύτητας

Η παράμετρος της ταχύτητας έχει σημαντική επίδραση στην ΕΥΔ λίπανση καθώς υπάρχει η ανάγκη για σχετική κίνηση για να δημιουργείται ένα πεδίο υδροδυναμικής πίεσης. Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται ο τρόπος που επιδρά η παράμετρος ταχύτητας 'U' στην πίεση καθώς και στο προφίλ του πάχους του φιλμ. Οι υπολογισμοί για την πίεση και το προφίλ του φιλμ πραγματοποιήθηκαν για τιμές των παραμέτρων $k=6$, $W=0.7371 \times 10^{-6}$ και $G=4522$.



Διάγραμμα 3.2 Επίδραση παραμέτρου ταχύτητας στην πίεση[17]



Διάγραμμα 3.3 Επίδραση παραμέτρου ταχύτητας στο πάχος[17]

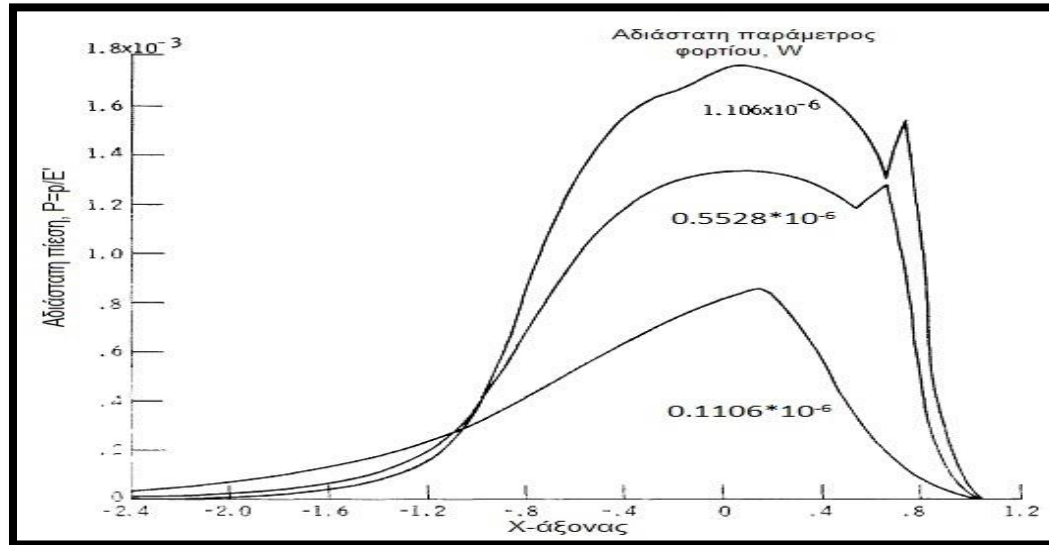
Το πρώτο διάγραμμα δείχνει τη σχέση της αδιάστατης πίεσης, που είναι ο λόγος της πίεσης προς το μέτρο ελαστικότητας, με την αδιάστατη θέση, που είναι ο λόγος της θέσης προς το πλάτος της επαφής. Συγκεκριμένα φαίνονται τρεις παρόμοιες καμπύλες για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης παραμέτρου της ταχύτητας, ενώ διακρίνεται και μια τέταρτη καμπύλη διαφορετική από τις υπόλοιπες με διακεκομμένη γραμμή και η οποία είναι η καμπύλη για την επαφή Hertz.

Το δεύτερο διάγραμμα δείχνει τη σχέση του αδιάστατου πάχους φιλμ, που είναι ο λόγος του πάχους προς τη μειωμένη ακτίνα καμπυλότητας, με την αδιάστατη θέση. Συγκεκριμένα φαίνονται τρεις παρόμοιες καμπύλες για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης παραμέτρου της ταχύτητας.

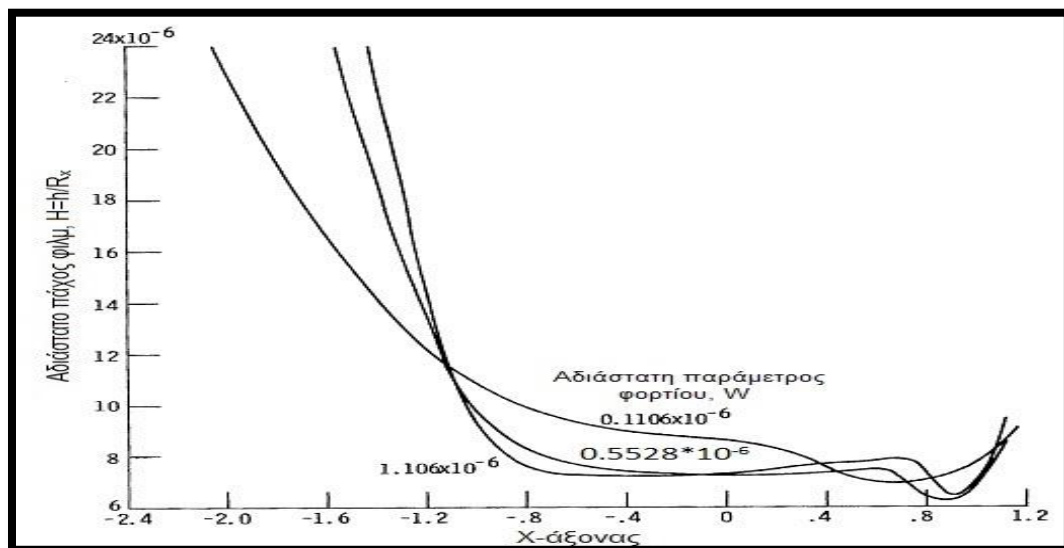
Στην περιοχή εισόδου εμφανίζεται μία σταδιακή αύξηση της πίεσης με την ταχύτητα και μία αντίστοιχη μείωση της πίεσης στην περιοχή εξόδου από την επαφή Hertz. Η επίδραση της αύξησης της ταχύτητας είναι να παραμορφώνεται απότομα το προφίλ της πίεσης από τη μορφή του Hertz σε προφίλ με απότομη κορυφή. Αυτή η αλλαγή στο προφίλ της πίεσης αυξάνει τη μέγιστη πίεση επαφής για δεδομένο φορτίο που μπορεί να προκαλέσει ζημιά στα υλικά. Όταν μειώνεται η παράμετρος ταχύτητας, το προφίλ πίεσης επιστρέφει στη μορφή Hertz αλλά με μία κορυφή πίεσης στην περιοχή στένωσης. Η επίδραση της παραμέτρου ταχύτητας στο προφίλ του πάχους του φιλμ είναι η αύξηση του πάχους του φιλμ, η μείωση της αναλογίας της περιοχής επαφής όπου οι δυο επιφάνειες είναι φαινομενικά παράλληλες και η αύξηση της αναλογίας της επιφάνειας επαφής που καλύπτεται στην στένωση εξόδου. Η πρώτη επίδραση είναι η πιο σημαντική ενώ η σπουδαιότητα των υπολοίπων είναι ασαφής. Είναι προφανές ότι το πάχος του φιλμ μεταβάλλεται σημαντικά με την ταχύτητα, και άρα από αυτό φαίνεται η κύρια επίδραση της αδιάστατης παραμέτρου της ταχύτητας στο ελάχιστο πάχος φιλμ σε ΕΥΔ επαφές.

Επίδραση της παραμέτρου του φορτίου

Η παράμετρος του φορτίου έχει επίσης σημαντική επίδραση στο πάχος του φιλμ γενικά και κυρίως στο φιλμ ελαχίστου πάχους στην στένωση εξόδου. Στο παρακάτω διάγραμμα δείχνεται η επίδραση διάφορων παραμέτρων φορτίου στην υδροδυναμική πίεση και στο πάχος του φιλμ για σταθερές τιμές της ελλειπτικότητας, της παραμέτρου φορτίου και υλικού: $k=6$, $U=0.1683 \times 10^{-11}$ και $G=4522$.



Διάγραμμα 3.4 Επίδραση παραμέτρου φορτίου στην πίεση[17]



Διάγραμμα 3.5 Επίδραση παραμέτρου φορτίου στο πάχος[17]

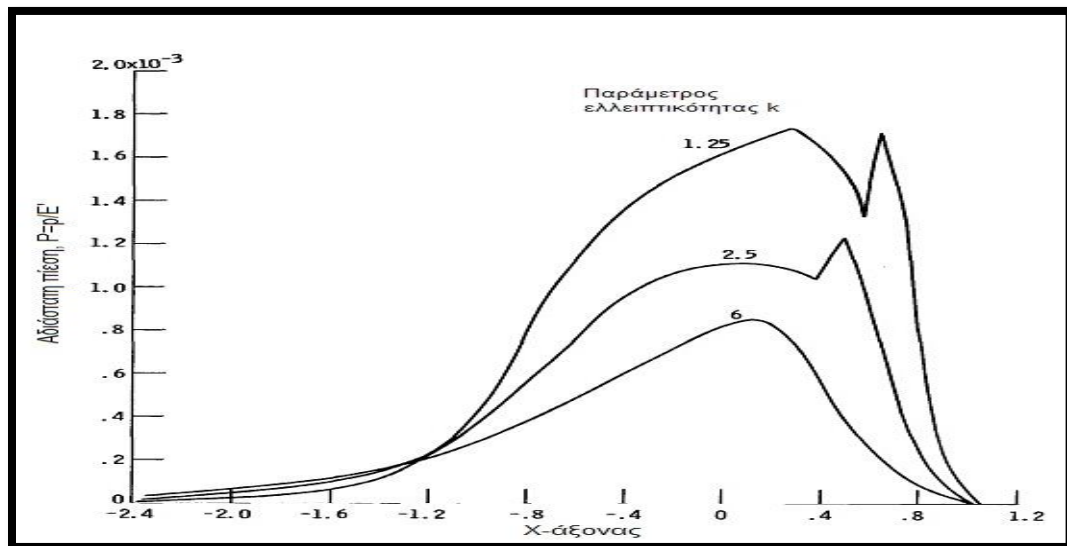
Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα, όσο το φορτίο αυξάνεται, η υδροδυναμική πίεση περιορίζεται σχεδόν εντελώς εντός της ονομαστικής περιοχής της επαφής Hertz. Αυτή η επίδραση είναι πιο έντονη ώστε με μία αύξηση του φορτίου, η πίεση έξω από την περιοχή επαφής μειώνεται. Η αύξηση στο φορτίο επίσης προκαλεί αύξηση στο πάχος του φιλμ ανάμεσα στην είσοδο και στην στένωση εξόδου εξαιτίας της συμπιεστότητας του λιπαντικού.

Είναι εμφανές ότι το κεντρικό πάχος του φιλμ μειώνεται με το φορτίο μέχρι ένα συγκεκριμένο επίπεδο όπου το πάχος του φιλμ γίνεται φαινομενικά ανεξάρτητο από το φορτίο. Αυτό

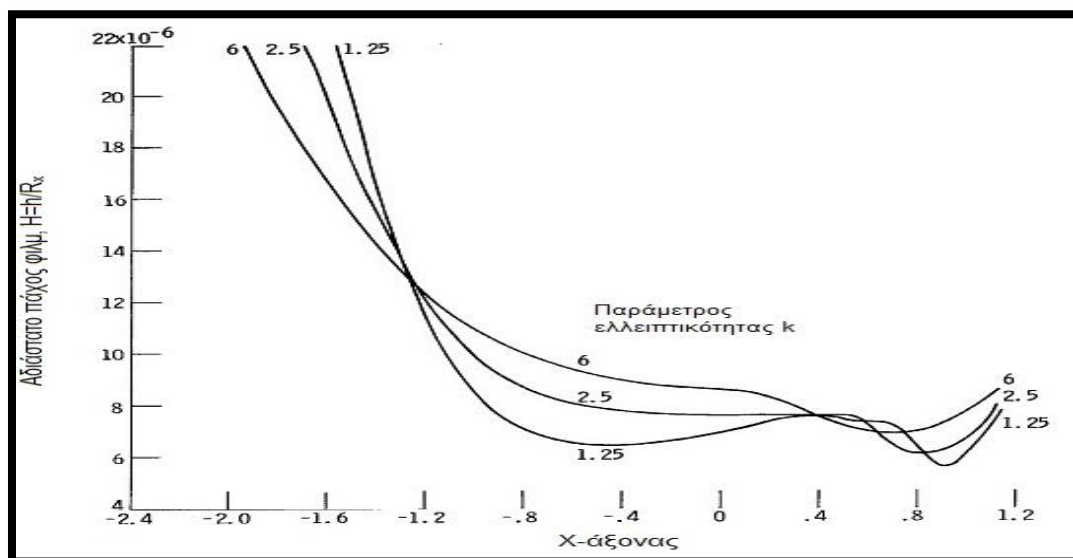
είναι ένα πολύ σημαντικό χαρακτηριστικό της ΕΥΔ λίπανσης, αλλά πρέπει να τονιστεί ότι το πάχος του ελαχίστου φιλμ στην στένωση δεν μειώνεται πολύ όσο αυξάνεται το φορτίο.

Επίδραση της παραμέτρου ελλειπτικότητας

Η ελλειπτικότητα επηρεάζει τόσο το προφίλ της πίεσης όσο και το πάχος του φιλμ. Στο παρακάτω διάγραμμα δείχνονται οι μεταβολές στην πίεση και στο πάχος του φιλμ για τιμές της παραμέτρου ελλειπτικότητας k από 1.25 μέχρι 6, διατηρώντας σταθερές τις υπόλοιπες παραμέτρους: $U=1.683 \times 10^{-12}$, $W=1.106 \times 10^{-7}$, $G=4.522 \times 10^3$.



Διάγραμμα 3.6 Επίδραση παραμέτρου ελλειπτικότητας στην πίεση[17]



Διάγραμμα 3.7 Επίδραση παραμέτρου ελλειπτικότητας στο πάχος του φιλμ[17]

Από το πρώτο διάγραμμα φαίνεται ότι η κορυφή στην τιμή της πίεσης αναμένεται για $k=1.25$ και 2.5 αλλά όχι για $k=6$.

Από το πρώτο διάγραμμα φαίνεται επίσης ότι για μεγάλες τιμές της παραμέτρου η μέγιστη πίεση είναι κοντά στο κέντρο της επαφής και παρά τις συνθήκες της ελαστικής περιοχής δεν υπάρχει κορυφή της τιμής της. Επίσης παρατηρείται ότι η κλίση της πίεσης στην έξοδο είναι μεγαλύτερη από της εισόδου.

Με βάση το δεύτερο διάγραμμα φαίνεται ότι το πάχος του φιλμ αυξάνεται με αύξηση του k , καθώς μεγαλώνει η περιοχή της επαφής και δημιουργείται υδροδυναμική πίεση που εμποδίζει την απώλεια λιπαντικού από τα τοιχώματα. Λόγω της συμπιεστότητας του λιπαντικού, φαίνεται σαν να ξαναεισέρχεται το λιπαντικό στη περιοχή επαφής για k ίσο με 1.25 . Όταν η συμπιεστότητα του λιπαντικού δεν αμελείται, το πάχος του φιλμ ελαττώνεται μέχρι μια συγκεκριμένη τιμή λόγω της μεταβολής του όγκου.

Επίδραση της παραμέτρου υλικού

Ο μηχανισμός της υδροδυναμικής λίπανσης βασικά εξαρτάται από τον τύπο του υλικού, δηλαδή αν αυτή είναι μία κανονική ΕΥΔ ή μία τροποποίηση αυτής. Παρόλα αυτά, είναι πολύπλοκο να βρεθούν οι επιδράσεις για μικρές μεταβολές της παραμέτρου υλικού διότι σχετίζεται με τις υπόλοιπες παραμέτρους. Η παρακάτω συνάρτηση δίνει την σχέση που συνδέει το ελάχιστο πάχος φιλμ με την παράμετρο του υλικού[17]:

$$H_{min} \propto G^{0.49}$$

3.3.1.5 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ ΕΥΔ ΛΙΠΑΝΣΗΣ – ΣΧΕΣΕΙΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΠΑΧΟΥΣ ΤΟΥ ΦΙΛΜ

Παρόλο που οι εξισώσεις (3.3), (3.4) και (3.5) για το πάχος του φιλμ της ΕΥΔ λίπανσης εφαρμόζονται στις περισσότερες ΕΥΔ επαφές, μπορεί να υπάρχουν κάποιες μηχανολογικές εφαρμογές όπου μπορούν να χρησιμοποιηθούν ακριβέστερες σχέσεις. Για παράδειγμα, οι παραπάνω σχέσεις δίνουν ακριβείς προβλέψεις για το πάχος του λιπαντικού για επαφές οι οποίες καταπονούνται με πολύ μεγάλα φορτία, όπου οι ελαστικές παραμορφώσεις και οι μεταβολές του ιξώδους με την πίεση είναι μεγάλες. Ωστόσο υπάρχουν άλλες μηχανολογικές εφαρμογές όπως τα έδρανα κυλίσεως που δέχονται φορτία μικρού μεγέθους όπου αν και η επίδραση της ελαστικής Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Σχεδιασμός και Παραγωγή 24

παραμόρφωσης και του ιξώδους είναι μικρή, η επαφή χαρακτηρίζεται ως ΕΥΔ. Το μέγεθος της ελαστικής παραμόρφωσης και των μεταβολών στο ιξώδες του λιπαντικού εξαρτάται κυρίως από το μέτρο ελαστικότητας του υλικού και το εφαρμοζόμενο φορτίο. Ανάλογα με τις τιμές του φορτίου και των ιδιοτήτων του υλικού, οι αλλαγές στην γεωμετρία του φιλμ και του ιξώδους του λιπαντικού μπορούν είτε περισσότερο είτε λιγότερο να προσδιοριστούν. Γενικά τέσσερις καλά ορισμένες περιοχές λίπανσης διακρίνονται στο πλήρες ΕΥΔ φιλμ. Κάθε μία περιοχή χαρακτηρίζεται από τις συνθήκες λειτουργίας και τις ιδιότητες του υλικού. Για τον ακριβή υπολογισμό του πάχους ελαχίστου φιλμ έχουν αναπτυχθεί οι περιοχές[19] του ισο-ιξώδους-άκαμπτου σώματος, πιεζο-ιξώδους άκαμπτου σώματος, ισο-ιξώδους ελαστικού σώματος και πιεζο-ιξώδους ελαστικού σώματος.

Αρχικά, για τον προσδιορισμό του ελάχιστου πάχους του φιλμ πρέπει πρώτα να εκτιμηθεί ποια περιοχή της ΕΥΔ ισχύει στην επαφή ή στο μηχανικό εξάρτημα που μελετάται και στην συνέχεια να χρησιμοποιηθεί η κατάλληλη σχέση.

Έχει παρατηρηθεί στη βιβλιογραφία ότι οι αδιάστατοι παράμετροι που χρησιμοποιούνται στις παραπάνω σχέσεις υπολογισμού του πάχους του φιλμ μπορούν να ελαττωθούν κατά μία χωρίς απώλεια της γενικότητας. Παρακάτω προτείνονται οι νέες αδιάστατοι παράμετροι που εκφράζονται με όρους που έχουν ήδη οριστεί προηγουμένως:

- $\hat{H} = H \left(\frac{W}{U} \right)^2$
- $G_v = \frac{GW^3}{U^2}$
- $G_E = \frac{W^{8/3}}{U^2}$
- $k = \frac{a}{b}$

Όπου η πρώτη ονομάζεται αδιάστατη παράμετρος του φιλμ, η δεύτερη του ιξώδους, η τρίτη της ελαστικότητας και η τελευταία της ελλειπτικότητας και η οποία δεν έχει αλλάξει.

Η χρησιμότητα αυτής της απλοποίησης των παραμέτρων που ελέγχονται είναι ότι δίνεται η δυνατότητα αναγνώρισης των λειτουργικών παραμέτρων και επίσης διευκολύνει την κατασκευή ενός διαγράμματος που θα προσδιορίζει τις περιοχές της ΕΥΔ λίπανσης.

Ισο-ιξώδες άκαμπτου σώματος

Στην περιοχή του ισο-ιζώδους άκαμπτου σώματος, οι ελαστικές παραμορφώσεις είναι μικρές και μπορούν να αγνοηθούν. Επίσης, η μέγιστη πίεση του φιλμ είναι τόσο μικρή για να αυξήσει σημαντικά το ιζώδες του λιπαντικού. Αυτός ο μηχανισμός τυπικά συναντάται στα έδρανα κύλισης τα οποία δέχονται μικρό φορτίο. Το αδιάστατο ελάχιστο και κεντρικό πάχος του φιλμ μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση (3.6):

$$\hat{H}_{min} = \hat{H}_c = 128a_a\lambda_b \left[0.131 \tan^{-1} \left(\frac{a_a}{2} \right) + 1.683 \right]^2 \quad (3.6)$$

Όπου $\hat{H}_{min}$ είναι το αδιάστατο ελάχιστο πάχος του φιλμ, $\hat{H}_c$ το αδιάστατο κεντρικό πάχος του φιλμ, a_a ένας συντελεστής που υπολογίζεται από το λόγο R_B/R_A και ισούται με $0.955k$, λ_b ένας συντελεστής που υπολογίζεται από τη σχέση $\lambda_b = \left(1 + \frac{0.698}{k} \right)^{-1}$ και k η παράμετρος ελλειπτικότητας.

Μπορεί να παρατηρηθεί ότι το πάχος ελαχίστου φιλμ είναι συνάρτηση μόνο της γεωμετρίας της επαφής.

Πιεζο-ιζώδες άκαμπτου σώματος

Στην περίπτωση του πιεζο-ιζώδους άκαμπτου σώματος, οι ελαστικές παραμορφώσεις είναι πολύ μικρές και άρα αμελητέες αλλά οι πιέσεις του φιλμ είναι αρκετά υψηλές για να αυξάνουν σημαντικά το ιζώδες του λιπαντικού εντός της επαφής. Αυτός ο τύπος μηχανισμού τυπικά εντοπίζεται στα κωνικά έδρανα τα οποία δέχονται μέτρια φορτία. Από την παρακάτω σχέση (3.7) μπορεί να υπολογιστεί το ελάχιστο και κεντρικό αδιάστατο πάχος του φιλμ για τον συγκεκριμένο μηχανισμό:

$$\hat{H}_{min} = \hat{H}_c = 1.66G_v^{2/3} (1 - e^{-0.68k}) \quad (3.7)$$

Ισο-ιζώδες ελαστικού σώματος

Στον μηχανισμό ΕΥΔ λίπανσης του ισο-ιζώδους ελαστικού σώματος, οι ελαστικές παραμορφώσεις των επιφανειών σε επαφή έχουν μεγάλη συνεισφορά στο πάχος του υπό δημιουργία φιλμ. Οι πιέσεις του φιλμ είναι είτε πολύ χαμηλές για να αυξήσουν το ιζώδες του λιπαντικού ή διαφορετικά το ιζώδες του λιπαντικού δεν επηρεάζεται από την πίεση. Αυτός ο μηχανισμός συναντάται συνήθως στις επαφές στερεών σωμάτων με χαμηλό μέτρο ελαστικότητας, όπως είναι τα λάστιχα, οι ανθρώπινες αρθρώσεις. Ένα κύριο παράδειγμα λιπαντικού αυτού του είδους είναι

το καθαρό νερό. Με τις παρακάτω σχέσεις (3.8) και (3.9) μπορούν να υπολογιστούν το αδιάστατο ελάχιστο και κεντρικό πάχος του φιλμ:

$$\hat{H}_{min} = 8.70G_E^{0.67}(1 - 0.85e^{-0.31k}) \quad (3.8)$$

$$\hat{H}_c = 11.15G_E^{0.67}(1 - 0.72e^{-0.28k}) \quad (3.9)$$

Πιεζο-ιζώδεις ελαστικού σώματος

Κάτω από συνθήκες πιεζο-ιζώδους ελαστικού σώματος, το πάχος του φιλμ εξαρτάται από την ταυτόχρονη δράση της ελαστικής παραμόρφωσης και της αύξησης του ιζώδους. Στην περίπτωση αυτή εμφανίζεται μία πλήρως ανεπτυγμένη ΕΥΔ λίπανση που τυπικά συναντάται στα έδρανα κυλίσεως, στα γρανάζια. Το αδιάστατο ελάχιστο και κεντρικό πάχος του φιλμ μπορούν να υπολογιστούν από τις παρακάτω σχέσεις (3.10) και (3.11):

$$\hat{H}_{min} = 3.42G_v^{0.49}G_E^{0.17}(1 - e^{-0.68k}) \quad (3.10)$$

$$\hat{H}_c = 3.61G_v^{0.53}G_E^{0.13}(1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (3.11)$$

Αναγνώριση του Μηχανισμού Λίπανσης

Είναι σημαντικό να αναγνωρίζεται σε ποια περιοχή λίπανσης ένα συγκεκριμένο μηχανολογικό εξάρτημα λειτουργεί προτού εφαρμοστεί η εξίσωση για το πάχος του φιλμ.. Οι Hamrock και Dowson δημιούργησαν ένα χάρτη με τις περιοχές λίπανσης για να διευκολύνουν τη διαδικασία αναγνώρισης. Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται ο χάρτης για τιμή της ελλειπτικής παραμέτρου $k=1$.

Συνεπώς οι διαφορετικές περιοχές συμπεριφοράς των στοιχείων κύλισης σε ΕΥΔ λίπανση εμφανίζονται σε ένα διάγραμμα του οποίου οι ορθογώνιες συντεταγμένες εκφράζουν την επιρροή της ελαστικότητας των στερεών και τη μεταβολή του ιζώδους του λιπαντικού με την πίεση αντίστοιχα. Σε χαμηλές φορτίσεις η συμπεριφορά είναι ισο-ιζώδους άκαμπτου, ενώ σε υψηλές η σχετική σπουδαιότητα των παραγόντων εξαρτάται από μία απλή παράμετρο που προτάθηκε από τον Archard. Προσεγγιστικά όρια για τις διάφορες περιοχές προτείνονται. Με τη χρήση διαθέσιμων επιλύσεων με υπολογιστή, οι μεταβολές στο πάχος του φιλμ και η κατανομή της πίεσης στις διάφορες περιοχές μπορούν να μελετηθούν.[20]



Διάγραμμα 3.8 Περιοχές μηχανισμών λίπανσης για παράμετρο ελλειπτικότητας $k=1$ [19]

Μέτρηση του Πάχους του Φιλμ

Πολλές τεχνικές μέτρησης του πάχους του φιλμ έχουν αναπτυχθεί με τα χρόνια. Μία πρώτη μέθοδος είναι η μέτρηση της ηλεκτρικής αντίστασης του λιπαντικού φιλμ η οποία έχει το πρόβλημα ότι στη περίπτωση επαφής μέταλλο με μέταλλο μεταξύ των τραχυτήτων δείχνει μηδενική τιμή και για αυτό το λόγο χρησιμοποιείται κυρίως για τον εντοπισμό κατάρρευσης του στρώματος στην περιοχή επαφής. Στη συνέχεια η μέθοδος της ηλεκτρικής χωρητικότητας υπολογίζει με ικανοποιητική ακρίβεια το πάχος αλλά το θέμα είναι ότι η διηλεκτρική σταθερά του λιπαντικού μεταβάλλεται με τη πίεση και τη θερμοκρασία. Μετά η μέθοδος των X-ακτινών[21] όπου το λιπαντικό απορροφά την ακτινοβολία σε μικρότερο βαθμό από τα μεταλλικά σώματα σε επαφή και αυτή η διαφορά βοηθά στον εντοπισμό του φιλμ και το πρόβλημα σχετίζεται με την διατήρηση της ακτίνας παράλληλα στη κοινή εφαιπτομένη των επιφανειών σε επαφή. Κατόπιν υπάρχουν μηχανολογικές μέθοδοι όπως μέτρηση παραμορφώσεων που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για εκτίμηση του πάχους σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Τέλος υπάρχει και η μέθοδος της οπτικής συμβολομετρίας[22] όπου χρησιμοποιείται μια χαλύβδινη σφαίρα που κυλίνεται πάνω σε έναν γυάλινο δίσκο ο οποίος έχει ένα στρώμα χρωμίου το οποίο παίρνει το σχήμα του ΕΥΔ φιλμ και μέσω επεξεργασίας των οπτικών ακτίνων γίνεται η μέτρηση. [18]

3.4 ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

Η υδροδυναμική λίπανση χρησιμοποιείται πολύ σε μηχανές όπου είναι δυνατή η πλήρης και σταθερή παροχή λιπαντικού στην είσοδο της ζώνης επαφής. Η υδροδυναμική, ή όπως αλλιώς αποκαλείται παχύ στρώματος λίπανση χρησιμοποιεί μια φυσική ιδιότητα των ρευστών η οποία είναι ο πλήρης διαχωρισμός των μεταλλικών μερών των εδράνων. Το φιλμ σχηματίζεται σε κάποια ελάχιστη ταχύτητα ολίσθησης ανάλογα με το εφαρμοζόμενο φορτίο και το ιξώδες του λιπαντικού. Η παροχή λιπαντικού μπορεί να είναι μέσω βαρύτητας από μία δεξαμενή ή μέσω αντλιών. Επιπλέον έχει τέσσερις επιθυμητές ιδιότητες και αυτές είναι ο πλήρης διαχωρισμός των επιφανειών σε μέγιστες ταχύτητες, ικανότητα ψύξης και διατήρησης θερμοκρασιών λειτουργίας σε χαμηλά επίπεδα, μείωση της τριβής σε πολύ χαμηλά επίπεδα και απομάκρυνση σωματιδίων λόγω φθοράς για καθαρισμό του εδράνου. Ωστόσο υπάρχουν και κάποια μειονεκτήματα όπως το βάρος και η πολυπλοκότητα του εξοπλισμού, η έλλειψη αποδοτικότητας σε χαμηλές ταχύτητες. [11]

Ο σχηματισμός του φιλμ επηρεάζεται από κάποιους παράγοντες. Πρώτα από όλα οι επιφάνειες που βρίσκονται σε επαφή πρέπει να έχουν μια μικρή γωνία ώστε να μπορεί να σχηματιστεί η «σφήνα» του λιπαντικού. Το ιξώδες του ρευστού πρέπει να είναι μεγάλο για να διατηρεί επαρκές πάχος λιπαντικού ώστε να διαχωρίζει τις επιφάνειες για τις ταχύτητες λειτουργίας. Το ρευστό πρέπει να προσκολλάται στις επιφάνειες επαφής για να μεταφέρεται στη περιοχή πίεσης και να παραλάβει το φορτίο. Το ρευστό πρέπει να κατανέμεται μόνο του εντελώς μέσα στο κενό του εδράνου. Επίσης η ταχύτητα λειτουργίας πρέπει να είναι επαρκής για να μπορεί να σχηματιστεί και να διατηρηθεί το φιλμ του ρευστού. Τέλος οι επιφάνειες των εδράνων πρέπει να είναι λείες και χωρίς αιχμηρές επιφάνειες οι οποίες μπορεί να διαταράξουν το φιλμ λιπαντικού. [12]

4. ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΛΑΡΑΝΟΥ ΚΥΛΙΣΗΣ

4.1 ΕΠΑΦΕΣ HERTZ ΣΤΑ ΕΛΑΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ

Οι επιφάνειες είναι συνήθως τραχείες και για αυτό η μεταξύ τους επαφή μπορεί να συμβεί σε ένα περιορισμένο αριθμό σημείων. Η πίεση σε αυτά τα σημεία είναι συνεπώς πολύ μεγάλη. Μπορούν να γίνουν μερικές υποθέσεις για αυτή την περιοχή επαφής εάν προηγουμένως γίνουν υποθέσεις για τη φύση των τραχυτήτων. Γενικά η επαφή περιλαμβάνει και ελαστικές και πλαστικές παραμορφώσεις εντός και εκτός των τραχυτήτων. Για αυτό το λόγο οι τραχύτητες πρέπει να μοντελοποιηθούν με τρόπο ώστε να είναι εμφανείς και οι ζώνες ελαστικής αλλά και πλαστικής παραμόρφωσης.[3]

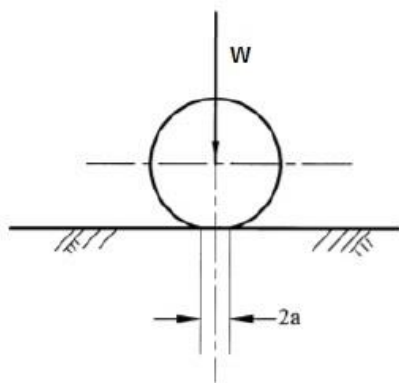
Ο Hertz υποστήριξε ότι με την επιβολή φορτίου αντί για σημειακή ή γραμμική επαφή, σχηματίζεται μια μικρή περιοχή επαφής, ώστε το φορτίο να κατανέμεται πάνω σε μια επιφάνεια και με αυτό τον τρόπο να αποτρέπεται η συνθήκη της άπειρης τάσης. Για να προχωρήσει την ανάλυσή του έκανε μερικές υποθέσεις. Πρώτα από όλα υπέθεσε ότι το όριο αναλογίας του υλικού δεν ξεπερνιέται και άρα όλες οι παραμορφώσεις περιορίζονται στην ελαστική περιοχή. Στη συνέχεια έκανε την παραδοχή ότι η φόρτιση είναι κάθετα στην επιφάνεια και άρα οι επιφανειακές διατμητικές τάσεις αγνοούνται. Επιπλέον οι διαστάσεις της περιοχής επαφής είναι μικρές σε σχέση με την ακτίνα καμπυλότητας των σωμάτων που δέχονται φορτίο. Εκτός από τα παραπάνω υπέθεσε και ότι η ακτίνα καμπυλότητας των περιοχών επαφής είναι πολύ μεγαλύτερη από τις διαστάσεις αυτών των περιοχών.[4]

4.1.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΓΡΑΜΜΗ ΕΠΑΦΗΣ

Στην περίπτωση επαφής κυλίνδρου με επίπεδη επιφάνεια χωρίς την επιβολή φορτίου, προκύπτει μία γραμμή επαφής. Ωστόσο για συγκεκριμένο φορτίο εμφανίζεται ελαστική παρα-

μόρφωση και η γραμμή επαφής μετασχηματίζεται σε ορθογωνικού σχήματος περιοχή. Το πλάτος της επαφής ισούται με $2a$ και προκύπτει από την παρακάτω σχέση[23]:

$$a = R_x \left(\frac{8\bar{W}}{\pi} \right)^{1/2} \quad (4.1)$$



Εικόνα 4.1 Επαφή κυλίνδρου με επίπεδο και πλάτος επαφής[24]

Όπου $\bar{W}$ είναι το αδιάστατο φορτίο και υπολογίζεται από την σχέση:

$$\bar{W} = \frac{W}{LE_{eq}R_x} \quad (4.2)$$

Το φορτίο που εφαρμόζεται στην περιοχή επαφής είναι W , το μήκος του κυλίνδρου είναι L και το ισοδύναμο μέτρο ελαστικότητας του είναι E_{eq} . Το R_x είναι η ισοδύναμη ακτίνα επαφής, η οποία ισούται με την ακτίνα του κυλίνδρου όταν έχουμε επαφή κυλίνδρου και πλάκας. Επίσης, όταν δύο σώματα έρχονται σε επαφή, το ισοδύναμο μέτρο ελαστικότητας μπορεί να βρεθεί από την σχέση:

$$\frac{2}{E_{eq}} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (4.3)$$

Όπου ν_1, ν_2 είναι οι λόγοι του Poisson και E_1, E_2 τα μέτρα ελαστικότητας για κάθε υλικό αντίστοιχα. Όταν οι επιφάνειες είναι κατασκευασμένες από το ίδιο υλικό τότε το ισοδύναμο μέτρο ελαστικότητας μπορεί να βρεθεί από την σχέση:

$$E_{eq} = \frac{E}{1-\nu^2} \quad (4.4)$$

Η κατανομή του φορτίου σε ένα έδρανο κύλισης είναι άνιση για κάθε στοιχείο κύλισης. Το μέγιστο φορτίο για ένα από αυτά συμβολίζεται με W_{max} και προκύπτει από την σχέση:

$$W_{max} \approx \frac{4W_{bearing}}{n_r} \quad (4.5)$$

Όπου n_r ο αριθμός των στοιχείων κύλισης και $W_{bearing}$ το συνολικό φορτίο που εφαρμόζεται στο έδρανο. Για πρακτικούς λόγους, το W_{max} αντικαθίσταται στην παραπάνω σχέση (4.2) υπολογισμού του πλάτους.

Κανονικά το μήκος της γραμμής επαφής είναι μικρότερο από του κυλίνδρου λόγω των προκυπτουσών καμπυλωμένων γωνιών του. Το μήκος της γραμμής επαφής μπορεί προσεγγιστικά να υπολογιστεί αφαιρώντας τη διάμετρο του κυλίνδρου από το πραγματικό μήκος.

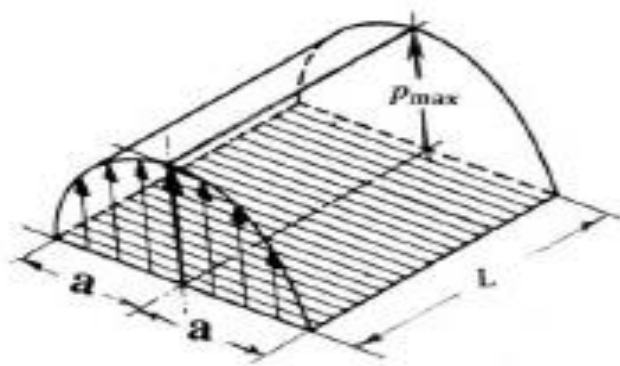
4.1.1.1 ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΗ ΚΑΙ ΤΑΣΕΙΣ ΣΤΗΝ ΓΡΑΜΜΗ ΕΠΑΦΗΣ

Η μέγιστη τιμή της παραμόρφωσης του κυλίνδρου για την γραμμική επαφή προκύπτει από την σχέση:

$$\delta_m = \frac{2\bar{W}R_x}{\pi} \left[\ln \left(\frac{2\pi}{\bar{W}} \right) - 1 \right] \quad (4.6)$$

Χαρακτηριστικό της θεωρίας του Hertz είναι η πίεση που εμφανίζεται με τη μορφή παραβολικής κατανομής στην περιοχή επαφής[24]. Η μέγιστη πίεση επαφής p_{max} εμφανίζεται στο κέντρο της περιοχής επαφής και υπολογίζεται από την σχέση:

$$p_{max} = E_{eq} \left(\frac{\bar{W}}{2\pi} \right)^{1/2} \quad (4.7)$$



Εικόνα 4.2 Κατανομή πίεσης στην περιοχή επαφής[24]

5. ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΥΔ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΣΤΟ ΕΛΑΡΑΝΟ ΚΥΛΙΣΗΣ

5.1 ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ

Η ροή ενός ρευστού περιγράφεται από τις εξισώσεις διατήρησης της μάζας και της ορμής[25]. Η εξίσωση διατήρησης της μάζας, ή αλλιώς εξίσωση συνέχειας περιγράφεται από την σχέση:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (5.1)$$

Στην περίπτωση πολυφασικής ροής, η εξίσωση της συνέχειας έχει την παρακάτω μορφή:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla(\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (5.2)$$

όπου ρ_m είναι η πυκνότητα του μίγματος και $\vec{v}_m$ η μέση ταχύτητα που υπολογίζονται από τις κάτωθι σχέσεις:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n a_k \rho_k \quad (5.3)$$

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n a_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (5.4)$$

Στην περίπτωση που αγνοούνται οι βαρυτικές και σωματικές δυνάμεις, τότε η εξίσωση ορμής ή αλλιώς εξίσωση Navier-Stokes τροποποιείται ως εξής:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho_m \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) \quad (5.5)$$

όπου $\bar{\tau}$ είναι ο τανυστής διατμητικής τάσης και προκύπτει από την εξίσωση:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I \right] \quad (5.6)$$

Η εξίσωση Navier-Stokes για πολυφασική ροή υπολογίζεται ως εξής:

$$\frac{\partial(\rho_m \vec{v}_m)}{\partial t} + \nabla(\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla(\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)) + \nabla(\sum_{k=1}^n a_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k}) \quad (5.7)$$

όπου μ_m είναι το ιξώδες του μίγματος και $\vec{v}_{dr,k}$ η ταχύτητα μετατόπισης για μια

δευτερεύουσα φάση k και υπολογίζονται από τις σχέσεις:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n a_k \mu_k \quad (5.8)$$

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (5.9)$$

Η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας εκφράζεται με την παρακάτω σχέση:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla(k \nabla T) + S_T \quad (5.10)$$

όπου S_T είναι ο όρος της πηγής θερμότητας ο οποίος δεν αγνοείται στην περίπτωση ΕΥΔ λίπανσης. Η εν λόγω θερμότητα εμφανίζεται στην περιοχή που υπάρχει λιπαντικό λόγω του ιξώδους (Q_{shear}) και του έργου συμπίεσης $-W$. Όλα αυτά υπολογίζονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$S_T = Q_{shear} - W \quad (5.11)$$

$$Q_{shear} = \eta \left(\nabla \vec{v} : \nabla \vec{v} + \nabla \vec{v} : (\nabla \vec{v})^T - \frac{2}{3} (\nabla \vec{v})^2 \right) \quad (5.12)$$

$$W = -\frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right) (\vec{v} \nabla p) \quad (5.13)$$

Η σχέση (5.12) μετά από πράξεις δίνει:

$$Q_{shear} = \eta \left(2 \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right)^2 \right) \quad (5.14)$$

Η σχέση (5.13) μετά από πράξεις δίνει:

$$W = -\frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right) \left(u_1 \frac{\partial p}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial p}{\partial x_2} + u_3 \frac{\partial p}{\partial x_3} \right) \quad (5.15)$$

Η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας για την περίπτωση πολυφασικής ροής υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^n (a_k \rho_k E_k) + \nabla \sum_{k=1}^n (a_k \vec{v}_k (\rho_k E_k + p)) = \nabla (k_{eff} \nabla T) + S_T \quad (5.16)$$

όπου E_k είναι η ειδική ενέργεια της φάσης k και k_{eff} η αγωγιμότητα που υπολογίζονται με τον παρακάτω τρόπο:

$$E_k = h_k - \frac{p}{\rho_k} + \frac{v_k^2}{2} \quad (5.17)$$

$$k_{eff} = \sum a_k (k_k + k_t) \quad (5.18)$$

όπου h_k είναι η αισθητή ενθαλπία για την φάση k και k_t η τυρβώδης θερμική αγωγιμότητα.

5.2 ΠΥΚΝΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ

Οι Dowson-Higginson [26] βρήκαν ότι η πυκνότητα του λιπαντικού σε συνθήκες σταθερής θερμοκρασίας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση για $A=0.6 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$ και $B=1.7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$:

$$\rho(p, T) = \rho_0 \left(1 + \frac{Ap}{1+Bp} \right) \quad (5.19)$$

5.3 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΙΞΩΔΕΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ

Το δυναμικό ιξώδες σε ένα ρευστό εκφράζει την αντίσταση του στην ροή όταν επιβάλλονται εξωτερικές δυνάμεις και αυτό συμβαίνει γιατί υπάρχει εσωτερική τριβή μεταξύ των στρωμάτων του ρευστού. Το ιξώδες η εξαρτάται με την διατμητική τάση τ και τον ρυθμό διάτμησης $\dot{\gamma}$ κάθετα στην κατεύθυνση της ροής. Στην περίπτωση κίνησης του υγρού μεταξύ δύο πλακών, η διατμητική τάση εκφράζεται με την εξής σχέση:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (5.20)$$

Ωστόσο το δυναμικό ιξώδες εξαρτάται από διάφορες παραμέτρους και συγκεκριμένα από την πίεση, την θερμοκρασία, τον ρυθμό διάτμησης καθώς επίσης και από το ιστορικό διατμητικής τάσης.

Ο ρυθμός διάτμησης αναφέρεται σε μία συγκεκριμένη χρονική στιγμή και την επόμενη μπορεί να αλλάζει και συγκεκριμένα όταν εφαρμόζεται διατμητική τάση τότε προκύπτει ρυθμός διάτμησης ο οποίος μεταβάλλει το ιξώδες. Αντιθέτως, το ιστορικό διάτμησης αναφέρεται στη χρονική περίοδο επιβολής της τάσης. Συνεπώς αν ένα ρευστό δέχεται για μεγάλο χρονικό διάστημα μία τάση τότε μπορεί να μεταβληθεί το ιξώδες του. Το φαινόμενο αυτό χαρακτηρίζεται ως ιξωδοελαστικότητα του ρευστού.

Όταν το ιξώδες του ρευστού δεν επηρεάζεται από τον ρυθμό και το ιστορικό διάτμησης, τότε το ρευστό καλείται Νευτώνικό. Συνεπώς, σε ένα Νευτώνικό ρευστό η διατμητική τάση και ο ρυθμός διάτμησης σχετίζονται γραμμικά και το ιξώδες εξαρτάται μόνο από την πίεση και τη θερμοκρασία.

Η άλλη κατηγορία ρευστών είναι τα μη Νευτώνικά όπου το ιξώδες δεν επηρεάζεται από τον ρυθμό και το ιστορικό διάτμησης ενώ παύει να είναι γραμμική η σχέση μεταξύ της διατμητικής τάσης και του ρυθμού διάτμησης. Παρόλα αυτά, και στα μη Νευτώνικά ρευστά η θερμοκρασία και η πίεση επηρεάζουν το ιξώδες.

Για Νευτώνικό ρευστό και ελαστουδροδυναμική λίπανση για ισοθερμικές συνθήκες, το ιξώδες προκύπτει σύμφωνα με τον Roelands [27] από την σχέση:

$$\eta_R(p) = \mu_0 \exp\{[\ln(\mu_0) + 9.67][-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^Z]\} \quad (5.21)$$

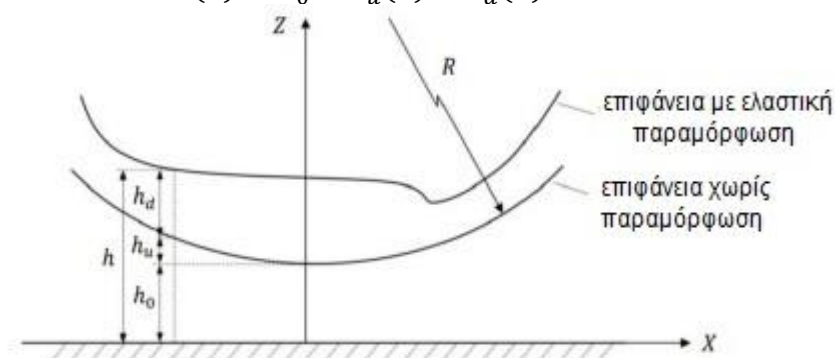
όπου Z είναι ο δείκτης πιεζο-ιξώδους του Roelands και υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση χρησιμοποιώντας τον συντελεστή πιεζο-ιξώδους α :

$$Z = \frac{\alpha}{5.1 \cdot 10^{-9} p (\ln(\mu_0) + 9.67)} \quad (5.22)$$

5.4 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΦΙΛΜ

Κατά την ΕΥΔ λίπανση η επιφάνεια του κυλίνδρου παραμορφώνεται ελαστικά και αυτή η παραμόρφωση εκφράζεται με την ακόλουθη σχέση:

$$h(x) = h_0 + h_u(x) + h_d(x) \quad (5.23)$$



Εικόνα 5.1 Το λιπαντικό φιλμ στην περίπτωση ΕΥΔ λίπανσης[38]

όπου h_0 είναι η απόσταση μεταξύ της πλάκας και του μη παραμορφωμένου κυλίνδρου το οποίο αλλιώς χαρακτηρίζεται ως ελάχιστο πάχος του λιπαντικού φιλμ, h_u η παραβολική προσέγγιση της μη παραμορφωμένης γεωμετρίας η οποία με βάση τον Hertz υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$h_u(x) = \frac{x^2}{R'} \quad (5.24)$$

όπου R' είναι η μειωμένη ακτίνα καμπυλότητας και υπολογίζεται με τον ακόλουθο τρόπο:

$$R' = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (5.25)$$

Στην προκειμένη περίπτωση η επαφή των κυλίνδρων έχει απλοποιηθεί σε επαφή μεταξύ κυλίνδρου και επίπεδου σώματος. Αυτή η προσέγγιση προτιμάται όταν έχουμε να λύσουμε τις εξισώσεις του Reynolds. Στην προκειμένη περίπτωση το R' είναι ίσο με την ακτίνα του κυλίνδρου.

δρου. Οπότε η ελαστική παραμόρφωση του κυλίνδρου στη θέση X λόγω πίεσης p στο σημείο $\hat{X}$, συμβολίζεται με h_d και προκύπτει με βάση τους Timoshenko και Goodier [28] από την παρακάτω σχέση:

$$h_d = -\frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(\hat{X}) \ln(|X - \hat{X}|) d\hat{X} \quad (5.26)$$

όπου το E' προκύπτει από το μέτρο ελαστικότητας και τον λόγο Poisson των σωμάτων που βρίσκονται σε επαφή:

$$E' = 2 \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (5.27)$$

όπου το 1 αντιστοιχεί στο κυλινδρικό στοιχείο και το 2 στην πλάκα.

Η εξίσωση της ελαστικής παραμόρφωσης (5.26) σε διακριτοποιημένη μορφή γίνεται:

$$h_{d_{ij}} = \frac{p_j}{E_r} \left\{ \left(4c_j \ln(2b) \right) + (d_{ij} - c_j) \ln(d_{ij} - c_j)^2 - (d_{ij} + c_j) \ln(d_{ij} + c_j)^2 \right\} \quad (5.28)$$

όπου b είναι το μισό πλάτος της επιφάνειας της επαφής Hertz, i ο κόμβος του πλέγματος που γίνεται ο υπολογισμός της ελαστικής παραμόρφωσης, j ο κόμβος στον οποίο επιβάλλεται η πίεση, c_j η μισή απόσταση μεταξύ δύο διαδοχικών κόμβων και d_{ij} είναι η απόσταση μεταξύ των κόμβων i και j . Η συνολική ελαστική παραμόρφωση στον κόμβο i του πλέγματος υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$h_{d_i} = \sum_{all j} h_{d_{ij}} \quad (5.29)$$

5.5 ΕΞΙΣΩΣΗ ΙΣΟΡΡΟΠΙΑΣ ΔΥΝΑΜΗΣ

Επειδή εφαρμόζεται φορτίο στο κύλινδρο του στοιχείου κύλισης, μετατοπίζεται στον κατακόρυφο άξονα. Για αυτό πρέπει να επιτευχθεί η ισορροπία μεταξύ φορτίου και παραγόμενης πίεσης στην περιοχή επαφής. Το κυλινδρικό στοιχείο μπορεί να μετατοπίζεται είτε προς τα πάνω είτε προς τα κάτω, καθώς αυτό επηρεάζεται από την συνισταμένη των δυνάμεων. Η αναλογία της μη ισορροπημένης δύναμης (defect) χρησιμοποιείται για την εύρεση της κάθετης μετατόπισης του κυλινδρικού στοιχείου. Αυτό μπορεί να γίνει λαμβάνοντας υπόψιν την κατανομή της πίεσης στην περιοχή επαφής:

$$w = \int_{-\infty}^{\infty} p dx$$

Όπου w είναι το φορτίο που εφαρμόζεται σε N/m. Συνεπώς, η διόρθωση του μη παραμορφωμένου διάκενου υπολογίζεται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$h_0^{new} = h_0^{old} + c \cdot defect$$

$$defect = w - \int_{-\infty}^{\infty} p dx$$

όπου c είναι μία σταθερά και καθορίζει την σταθερότητα της λύσης. Για μεγαλύτερες τιμές του c προκύπτει γρηγορότερη σύγκλιση, αλλά μπορεί να εμφανιστεί αστάθεια ή και να μην συγκλίνει η λύση. Η τιμή της σταθεράς προκύπτει μετά από δοκιμές.

Συνοπτικά, για να ελέγξουμε την απόκλιση του φορτίου, η δύναμη λόγω της κατανεμμένης πίεσης εκτιμάται αριθμητικά στο τέλος κάθε χρονικού βήματος για να συγκριθεί η τρέχουσα φόρτιση, που επιβάλλεται στο φιλμ του λιπαντικού και προκύπτει ολοκληρώνοντας την κατανομή πίεσης που δρα πάνω σε μια επιφάνεια, με την τιμή στόχο. [15]

5.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗ (CFD) – ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

5.6.1 ΟΦΕΛΗ ΚΑΙ ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Η υπολογιστική ρευστοδυναμική προσφέρει ένα αριθμό οφελών σε σχέση με τα μοντέλα του Reynolds. Πρώτα από όλα θεωρείται ολόκληρο το ρευστό και το στερεό ενώ του Reynolds περιορίζεται στη περιοχή κοντά στην επαφή. Επίσης προσφέρει πιο ακριβή επίλυση για τη σπηλαίωση και μεγαλύτερη ευελιξία στη συσχέτιση μεταξύ ιδιοτήτων του ρευστού και πίεσης, θερμοκρασίας, ρυθμού διάτμησης και άλλων μεταβλητών της επαφής. Το μόνο μειονέκτημα είναι η πολύ μικρή απόδοση σε υπολογιστικό κόστος λόγω της αύξησης του υπό εξέταση χωρίου και της πολυπλοκότητας του προβλήματος.

Οι Tucker, Keogh και συνεργάτες αυτών [29,30] εφάρμοσαν τεχνικές υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για να μοντελοποιήσουν την υδροδυναμική συμπεριφορά ενός εδράνου ολίσθησης λαμβάνοντας υπόψη τις επιδράσεις του ιξώδους και της θερμοκρασίας. Οι Almqvist και

Larsson[31] έλυσαν επιτυχώς ένα πρόβλημα ΕΥΔ λίπανσης με ένα εμπορικό πρόγραμμα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, ενώ χρησιμοποίησαν την έκφραση του Dowson-Higgison [32] για την μοντελοποίηση της σπηλαίωσης και υπέθεσαν ότι το ρευστό είναι Νευτώνειο και εφάρμοσαν την επίλυση Boussinesq για την ελαστική παραμόρφωση. Κατόπιν ο Almqvist et al.[33] μοντελοποίησε μια επαφή ΕΥΔ λίπανσης με εξιδανικευμένη επιφανειακή τραχύτητα και επικεντρώθηκε στην επίδραση της τραχύτητας στην κατανομή πίεσης. Ο Hartinger et al.[34] μοντελοποίησε την ΕΥΔ λίπανση με χρήση μοντέλου υπολογιστικής ρευστοδυναμικής περιλαμβάνοντας και τις επιδράσεις της σπηλαίωσης και θερμότητας και εφάρμοσε το μοντέλου του Eyring για την περιγραφή της συμπεριφοράς μη Νευτώνειου ρευστού, ενώ η ελαστική απόκλιση προσεγγίστηκε με τη θεωρία επαφής Hertz. Γενικά έχουν γίνει πολλές προσομοιώσεις με προγράμματα ενώ ο στόχος είναι η μείωση του υπολογιστικού κόστους και αύξηση της απόδοσης.

5.6.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΜΕΘΟΔΟΣ

Για το πρόβλημα της ΕΥΔ λίπανσης επιλέγεται ο επιλυτής με βάση την πίεση (pressure-based) γιατί η ροή του λιπαντικού θεωρείται συμπιεστή καθώς η πυκνότητα εξαρτάται από την πίεση. Επίσης επειδή χρησιμοποιείται και μοντέλο μίγματος, αυτό είναι διαθέσιμο μόνο στον εν λόγω επιλυτή.

Επίσης επιλέγεται η μέθοδος διαχωρισμού (segregated method) καθώς είναι κατάλληλη για συμπιεστές και ασυμπιεστές ροές με χαμηλό αριθμό Mach.[25] Συγκεκριμένα αυτή η μέθοδος επιλύει χωριστά τις εξισώσεις ορμής, συνέχειας και ενέργειας για κάθε κελί σε κάθε επανάληψη.

Κατόπιν επιλέγεται ο αλγόριθμος PISO (pressure-implicit with splitting operators) [35], ο οποίος είναι μια διαδικασία υπολογισμού πίεσης-ταχύτητας και αναπτύχθηκε για μη γραμμικούς υπολογισμούς σε μη μόνιμες συμπιεστές ροές. Το πλεονέκτημά της είναι ότι χρησιμοποιεί ένα επιπλέον βήμα διόρθωσης και για αυτό επιλέγεται για την επίλυση χρονικά εξαρτώμενων ροών καθώς μπορεί να βελτιώσει τις ταχύτητες σύγκλισης γρηγορότερα από άλλους αλγόριθμους.

5.6.3 ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ

Σπηλαίωση είναι το φαινόμενο σχηματισμού και συμπεριφοράς των φυσαλίδων (ή κοι-λότητες) σε ένα ρευστό. Υπάρχουν 4 κατηγορίες: υδροδυναμική, ακουστική, οπτική και μοριακή σπηλαίωση. Στην περίπτωση της ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης συναντάμε μόνο υδροδυναμική σπηλαίωση.

Στην προσέγγιση του Reynolds, η σπηλαίωση συνήθως μοντελοποιείται με την εφαρμοζόμενη πίεση να είναι μεγαλύτερη ή ίση με το μηδέν. Στην προσέγγιση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, κάθε μεταβολή της πίεσης οδηγεί σε παραβίαση της εξίσωσης συνέχειας. Η πίεση κορεσμού του ρευστού διατηρείται σταθερή στην περιοχή σπηλαίωσης. Το ρευστό, δηλαδή το λιπαντικό, μετατρέπεται σε ατμό όταν η πίεση είναι μικρότερη από αυτή του κορεσμού. Εάν τώρα η πίεση αυξηθεί πάνω από την πίεση κορεσμού, τότε ο ατμός μετατρέπεται πάλι σε ρευστό. Σε περίπτωση που δεν υπάρχει ρευστό για να ατμοποιηθεί, η πίεση θα πέσει κάτω από αυτή του κορεσμού. [15]

Για την μοντελοποίηση χρησιμοποιείται το μοντέλο του Singhal et al.[36] αφού το ρευστό θεωρείται διαφασικό μείγμα. Συγκεκριμένα, το κλάσμα των ατμών α και η πυκνότητα του ρευστού ρ εξαρτώνται από το κλάσμα μάζας των ατμών f με βάση και την σχέση:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_l} \quad (5.30)$$

$$\alpha \equiv f \frac{\rho}{\rho_v} \quad (5.31)$$

Όπου το v αντιστοιχεί στη φάση των ατμών και l στην υγρή φάση. Το κλάσμα μάζας ατμού προκύπτει από το συνδυασμό της εξίσωσης μεταφοράς, της συνέχειας και των Navier-Stokes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla(\rho \vec{v} f) = \nabla(\Gamma \nabla f) + R_e - R_c \quad (5.32)$$

Όπου R_e ο ρυθμός παραγωγής ατμών και R_c συμπύκνωσης, ενώ και οι δύο επηρεάζονται από την πίεση των ατμών με βάση και τις παρακάτω σχέσεις:

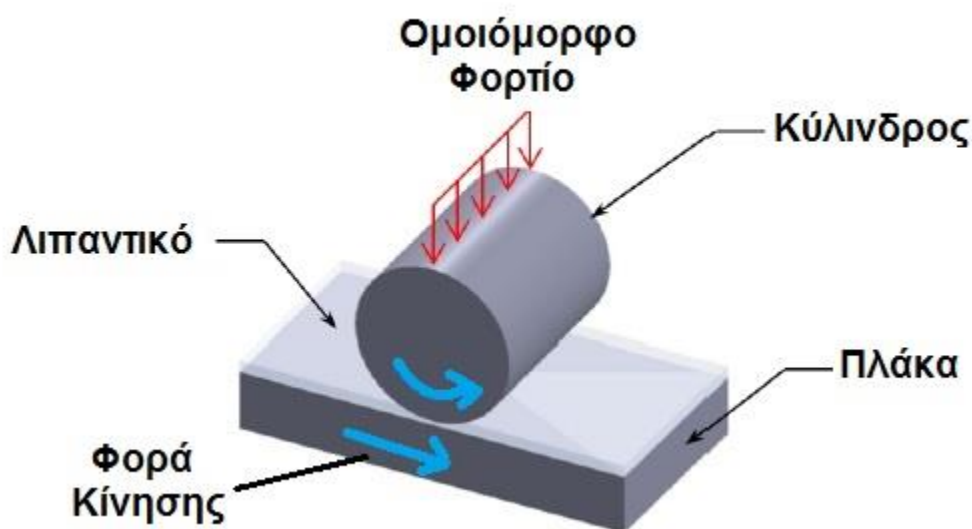
$$R_e = 0.02 \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \left[\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \right]^{1/2} (1 - f_v - f_g) \text{ για } p \leq p_{vap} \quad (5.33)$$

$$R_c = 0.01 \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \left[\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho} \right]^{1/2} f_v \text{ για } p > p_{vap} \quad (5.34)$$

5.6.4 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

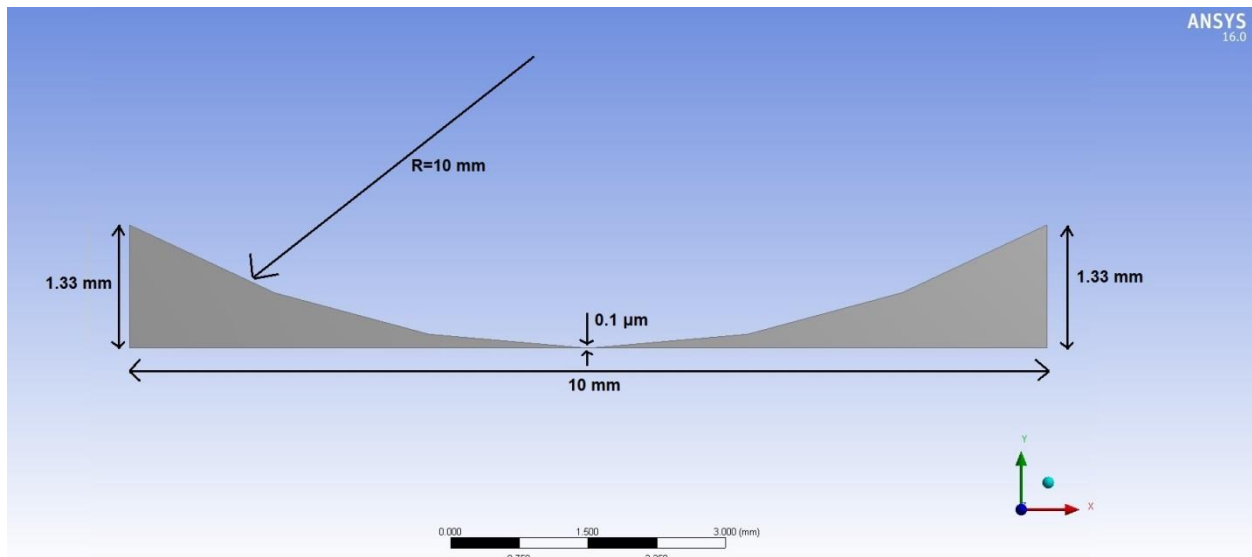
Στόχος είναι ο σχεδιασμός και η ανάπτυξη ενός μοντέλου υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για την πρόβλεψη των χαρακτηριστικών ενός προβλήματος ΕΥΔ λίπανσης σε ένα κυλινδρικό έδρανο κύλισης. Το ενδιαφέρον εστιάζεται στην περιοχή επαφής μεταξύ του στοιχείου κύλισης και του δακτυλίου του εδράνου όπου ο λόγος του μήκους επαφής με την ακτίνα είναι μικρός.

Για την απλοποίηση του προβλήματος ο δακτύλιος θεωρείται ως μία πλάκα όπου η καμπυλότητα του ενσωματώνεται στην ισοδύναμη καμπυλότητα στην εξίσωση για το πάχος του φιλμ. Στο στοιχείο κύλισης εφαρμόζεται ένα φορτίο και αυτό περιστρέφεται πάνω στην πλάκα, με την πλάκα να θεωρείται ως άκαμπτο σώμα ενώ το στοιχείο κύλισης ως στερεό. Παρόλα αυτά οι ιδιότητες του δίσκου λαμβάνονται υπόψη μέσω του ισοδύναμου μέτρου ελαστικότητας στην εξίσωση του πάχους του φιλμ. Το στοιχείο κύλισης και η πλάκα έχουν άπειρο μήκος στην εγκάρσια διεύθυνση ώστε να μην υπάρχει διαρροή λιπαντικού από τα πλευρικά τοιχώματα. Συνεπώς η κατανομή πίεσης στην αξονική διεύθυνση είναι ομοιόμορφη. Για όλους τους παραπάνω λόγους το πρόβλημα θεωρείται ότι είναι στις δύο διαστάσεις.



Εικόνα 5.2 Γεωμετρία Μοντέλου Προσομοίωσης

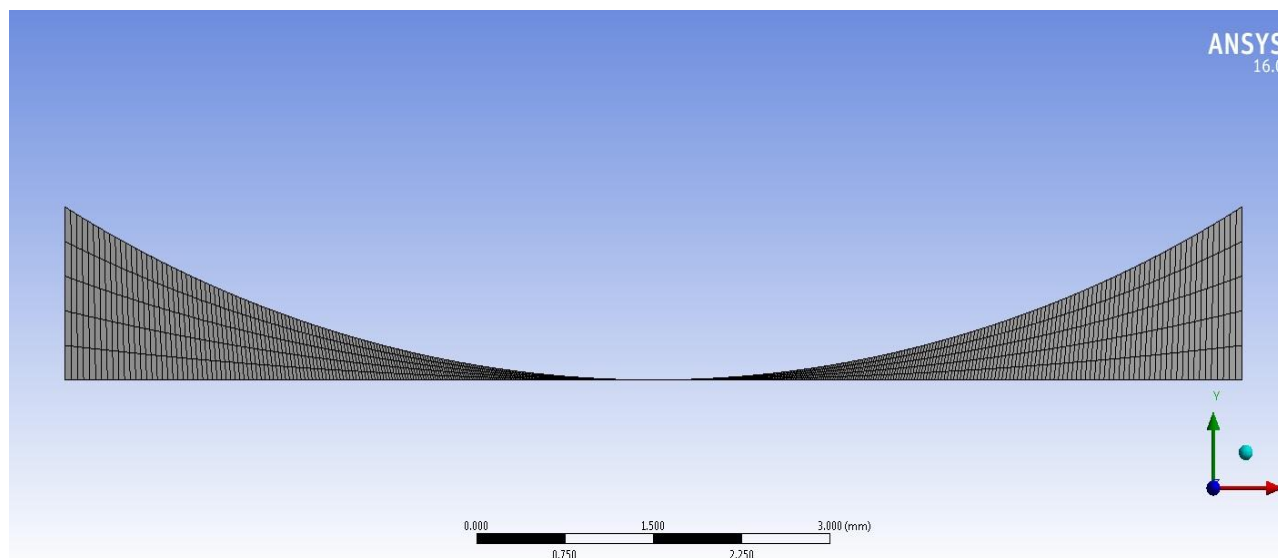
Παρακάτω φαίνεται και η γεωμετρία η οποία σχεδιάστηκε στο Ansys με το εργαλείο DesignModeler στις 2 διαστάσεις:



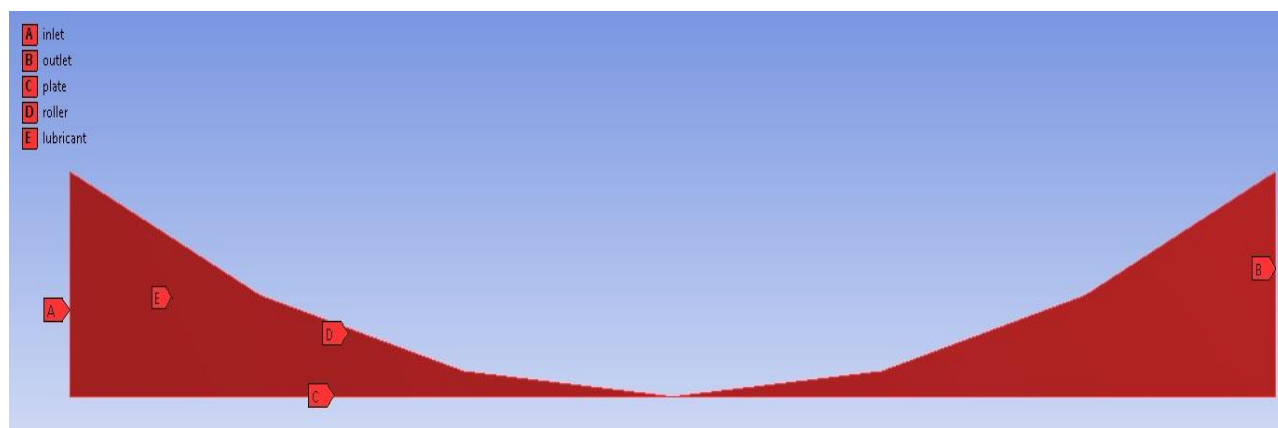
Εικόνα 5.3 Γεωμετρία Μοντέλου στο DesignModeler

5.6.5 ΔΙΑΚΡΙΤΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

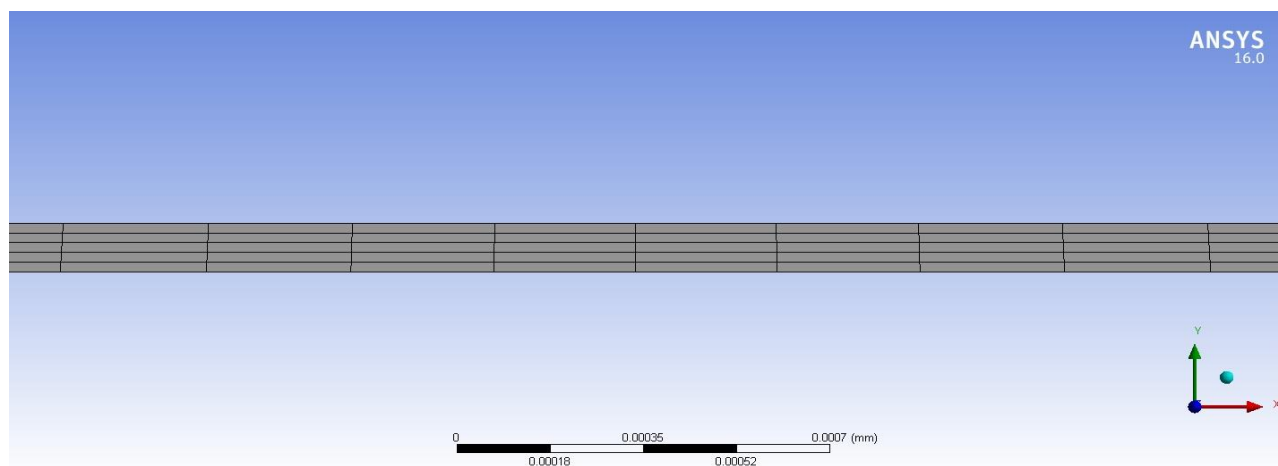
Για τη δημιουργία του πλέγματος χρησιμοποιούνται τετράπλευρα στοιχεία καθώς δεν παραμορφώνονται πολύ σε σύγκριση με τα τριγωνικά, κατά την παραμόρφωση των τοιχωμάτων. Επίσης επειδή η μεγάλες αλλαγές στην πίεση παρατηρούνται στο κέντρο του μοντέλου, σε αυτή την περιοχή εφαρμόζεται πυκνότερο πλέγμα, όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες. Το πλέγμα αποτελείται από περίπου 6000 κόμβους και 5000 στοιχεία:



Εικόνα 5.4 Υπολογιστικό Πλέγμα Μοντέλου



Εικόνα 5.5 Περιοχές Μοντέλου



Εικόνα 5.6 Πλέγμα στην Κεντρική Περιοχή

5.6.6 ΑΡΧΙΚΕΣ ΚΑΙ ΟΡΙΑΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ

Για την επίλυση των διακριτοποιημένων μεταφορικών εξισώσεων, είναι απαραίτητο να οριστούν οι κατάλληλες οριακές συνθήκες για το μοντέλο υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Κακώς ορισμένα σύνορα μπορεί να οδηγήσουν σε λανθασμένα αποτελέσματα ή απόκλιση όπου η λύση δεν είναι ευσταθής. Παρακάτω αναφέρονται οι οριακές και αρχικές συνθήκες του προβλήματος:

- Η υπερπίεση στην είσοδο και στην έξοδο είναι μηδέν και η πίεση λειτουργίας 101325 Pa δηλαδή ατμοσφαιρική πίεση,
- Η ταχύτητα του κυλίνδρου είναι 200 rad/s και της πλάκας 2 m/s, ενώ επιλέγεται και η συνθήκη μη ολίσθησης.

Παρακάτω φαίνεται ένας πίνακας με όλα τα μεγέθη και τις τιμές που χρησιμοποιούνται:

Παράμετροι	Τιμή	Μονάδα
Δεδομένα Εισόδου		
Εφαρμοζόμενο φορτίο W	50000	N/m
Ταχύτητα πλάκας u	2	m/s
Ακτίνα κυλίνδρου R	10	mm
Ταχύτητα κυλίνδρου ω	200	rad/s
Ιδιότητες Στερεών (κύλινδρος και πλάκα)		
Μέτρο ελαστικότητας E	210	GPa
Λόγος Poisson ν	0.3	-
Πυκνότητα ρ	7850	Kg/m ³
Ιδιότητες λιπαντικού		
Ιξώδες κατά την είσοδο του λιπαντικού μ_0	0.01	Pa·s
Πυκνότητα υγρού ρ_l	850	kg/m ³

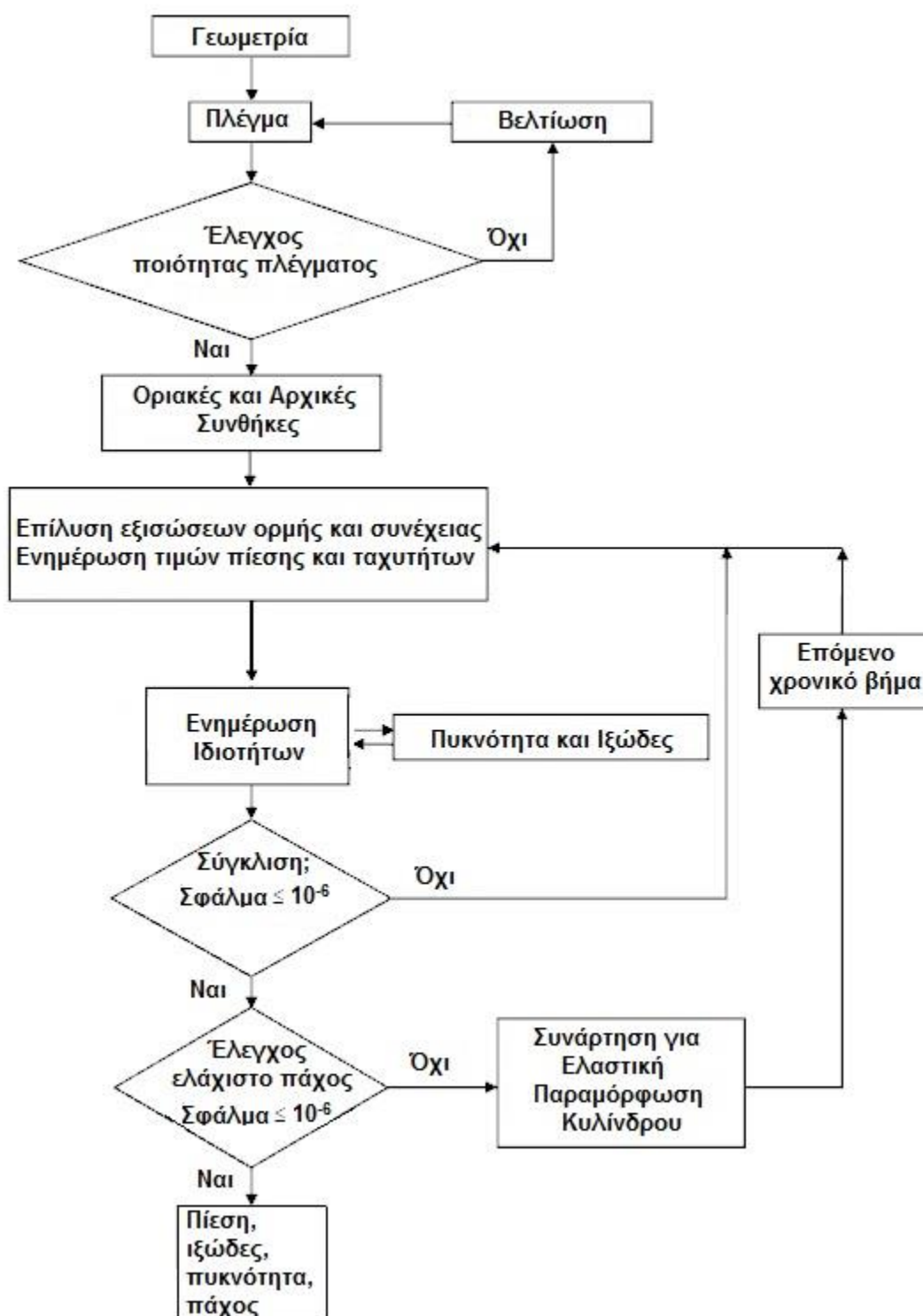
Πίνακας 1 Δεδομένα Προβλήματος

5.6.7 ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΠΟΥ ΕΙΣΑΓΟΝΤΑΙ ΑΠΟ ΤΟ ΧΡΗΣΤΗ

Επειδή η πυκνότητα και το ιξώδες μεταβάλλονται ως συνάρτηση της πίεσης, χρειάζονται συναρτήσεις οι οποίες θα εισάγονται στο πρόγραμμα και τελικά θα οδηγήσουν σε καλύτερα και πιο αντιπροσωπευτικά αποτελέσματα. Επίσης και ο κύλινδρος παραμορφώνεται ελαστικά λόγω της αναπτυσσόμενης πίεσης σύμφωνα με συγκεκριμένες εξισώσεις οι οποίες εισάγονται και αυτές στο πρόγραμμα με κατάλληλο τρόπο. Οι παραπάνω συναρτήσεις εισάγονται με συγκεκριμένο τρόπο έτσι ώστε οι πυκνότητα και το ιξώδες να ανανεώνονται σε κάθε επανάληψη μετά την επίλυση των εξισώσεων συνέχειας και διατήρησης της ορμής, ενώ για την ελαστική παραμόρφωση του κυλίνδρου οι τιμές ενημερώνονται σε κάθε χρονικό βήμα.

5.6.8 ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ ΕΥΔ ΛΙΠΑΝΣΗΣ

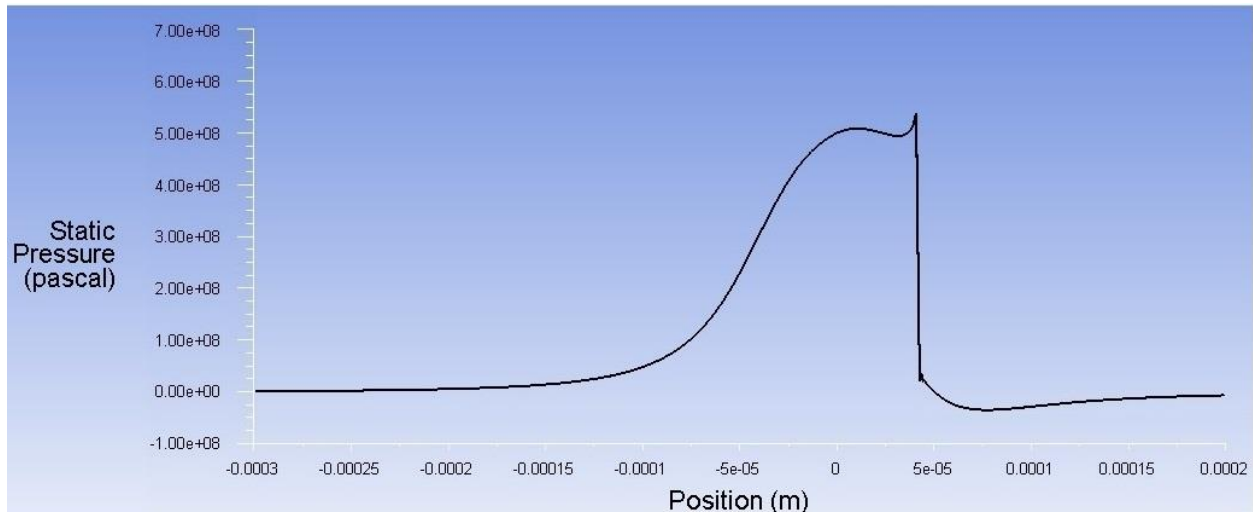
Παρακάτω παρουσιάζεται ο αλγόριθμος που ακολουθήθηκε και ο οποίος βασίζεται στον Srirattayawong[40]:



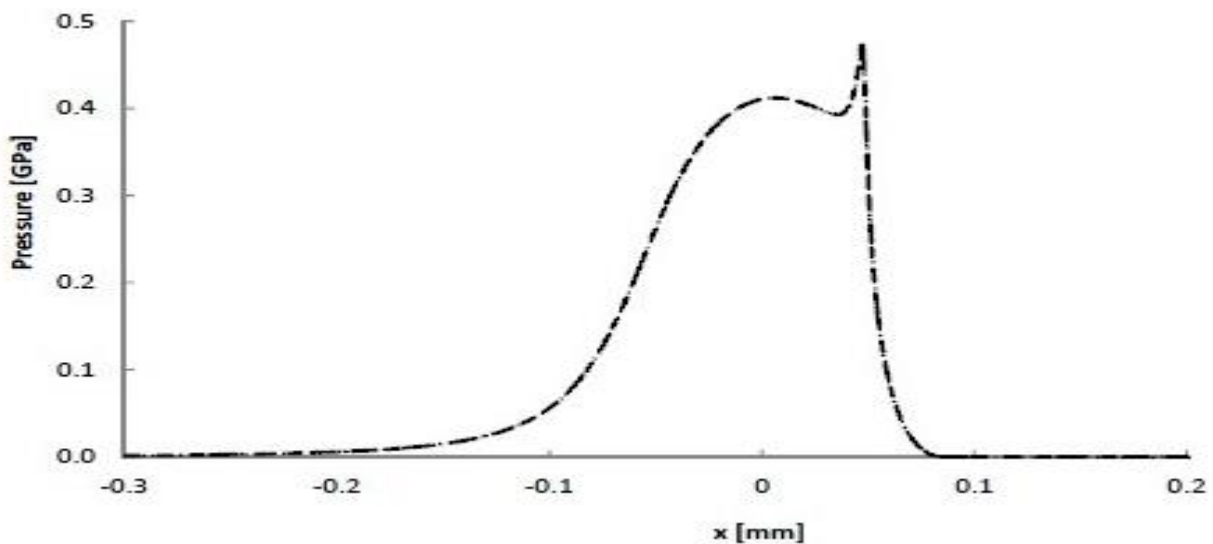
Εικόνα 5.7 Αλγόριθμος επίλυσης του προβλήματος ΕΥΔ λίπανσης

5.7 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Τα διαγράμματα που προέκυψαν από την προσομοίωση της ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης παρουσιάζονται παρακάτω:



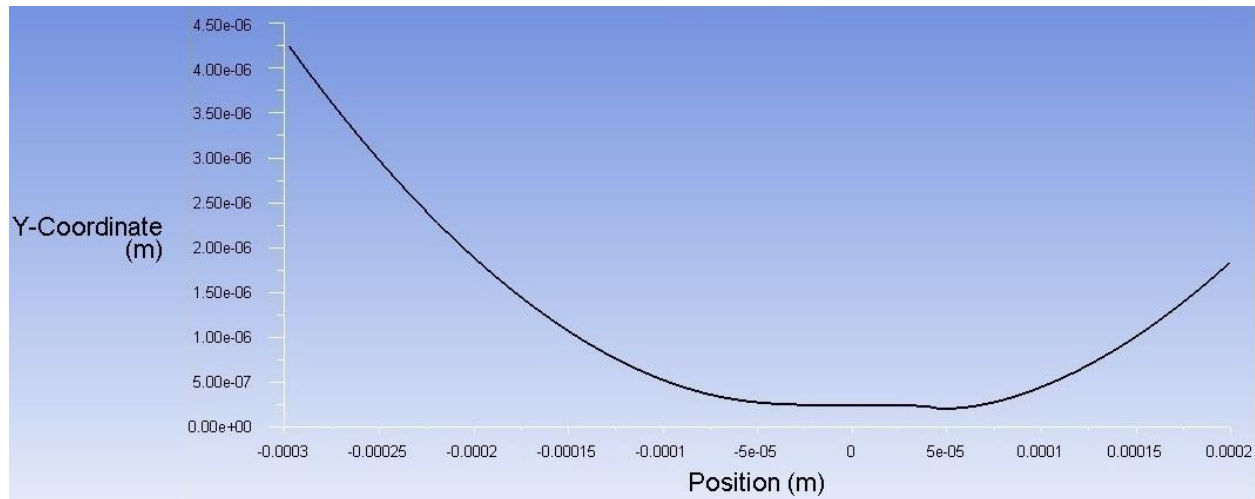
Διάγραμμα 5.1 Κατανομή Πίεσης από Προσομοίωση στο Ansys



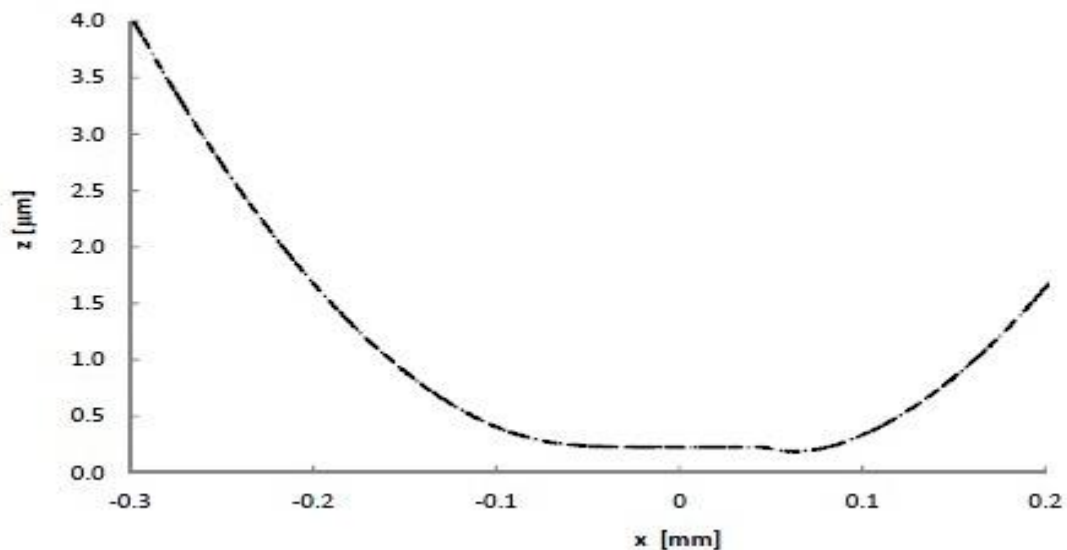
Διάγραμμα 5.2 Κατανομή πίεσης σύμφωνα με την Προσομοίωση του Srirattayawong[40]

Από τη σύγκριση των κατανομών φαίνεται να μην υπάρχει μεγάλη απόκλιση, ενώ η μέγιστη τιμή που καταγράφεται είναι 502 MPa ενώ από τη βιβλιογραφία η τιμή αυτή είναι περίπου 490 MPa. Η μικρή διαφορά οφείλεται στο διαφορετικό πλέγμα που δημιουργήθηκε.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα για το πάχος του λιπαντικού:



Διάγραμμα 5.3 Πάχος Λιπαντικού από Προσομοίωση στο Ansys

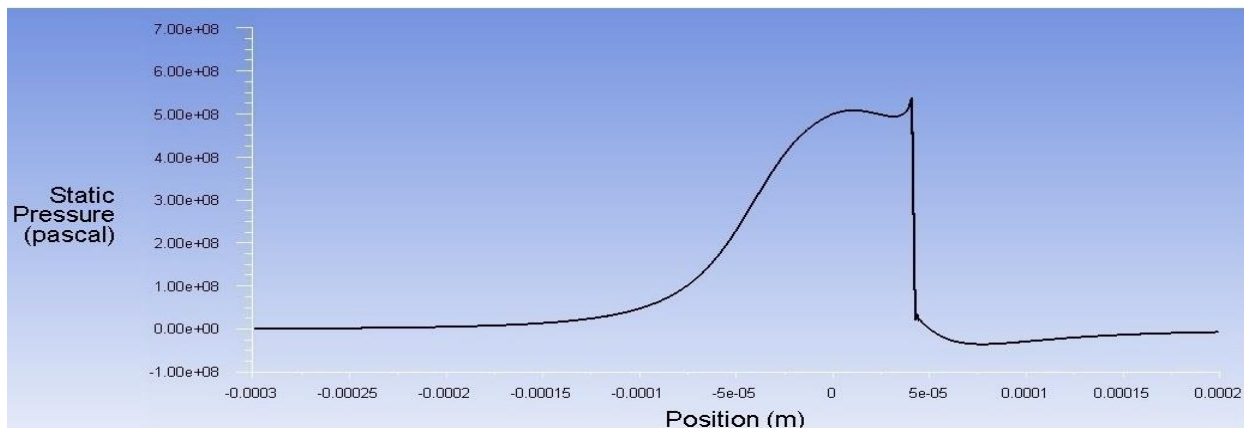


Διάγραμμα 5.4 Πάχος Λιπαντικού από Προσομοίωση του Srirattayawong[40]

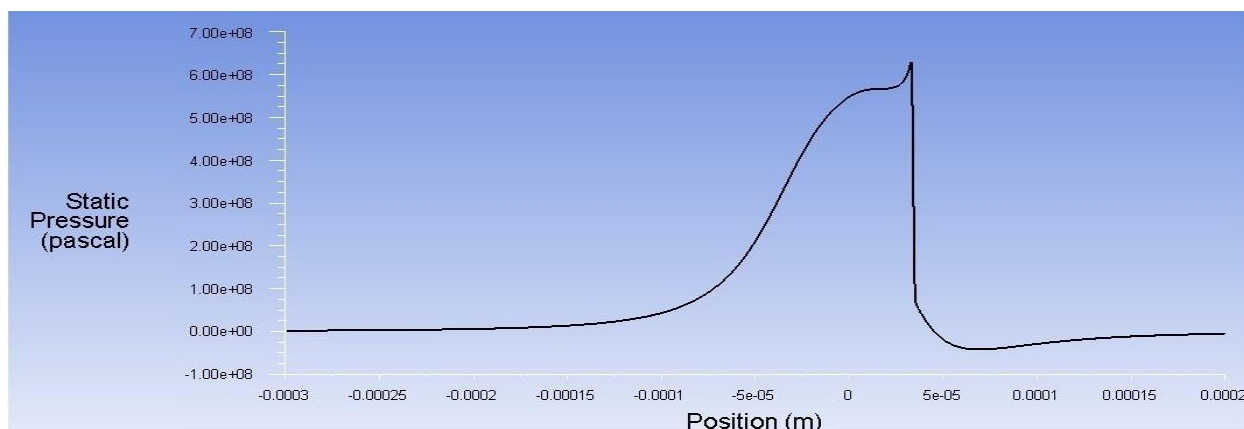
Από τα παραπάνω δύο διαγράμματα είναι φανερό ότι δεν υπάρχουν σημαντικές αποκλίσεις μεταξύ των δύο ενώ από την προσομοίωση στο Ansys το ελάχιστο πάχος προέκυψε 0.185 μm και από τη βιβλιογραφία αυτή η τιμή είναι 0.181 μm . Η όποια διαφορά στα δύο διαγράμματα οφείλεται στο διαφορετικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε κατά την διακριτοποίηση του μοντέλου. Αυτό που παρατηρείται από τα διαγράμματα που προέκυψαν είναι ότι λίγο πριν τη στένωση εμφανίζεται η κορυφή της πίεσης όπου βρίσκεται η μέγιστη τιμή της.

5.7.1 ΜΕΛΕΤΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΟ ΠΑΧΟΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ

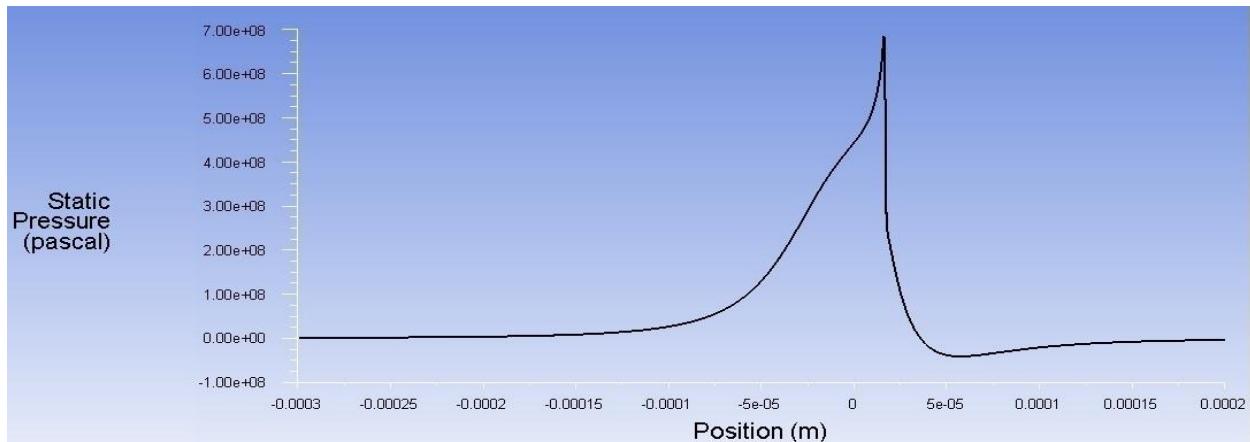
Σε αυτό το σημείο θα μελετηθεί πώς επηρεάζει η αύξηση της ταχύτητας την κατανομή της πίεσης και το πάχος του λιπαντικού. Πιο συγκεκριμένα εξετάζονται τρεις διαφορετικές περιπτώσεις ταχύτητας και αυτές είναι 200, 300 και 400 rad/s για τον κύλινδρο και 2, 3 και 4 m/s για την πλάκα αντίστοιχα ώστε ο λόγος ολίσθησης-κύλισης να είναι πάντα σταθερός και ίσος με μηδέν ώστε να φαίνεται και η κορυφή της πίεσης. Η επιλογή των τιμών των ταχυτήτων έγινε με σκοπό να είναι ίδιες με τη βιβλιογραφία ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί καλύτερη σύγκριση. Το ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες παραμένει πάντα ίσο με 0.01 Pa*s και η αρχική απόσταση κυλίνδρου-πλάκας ίση με 0.1 μm .



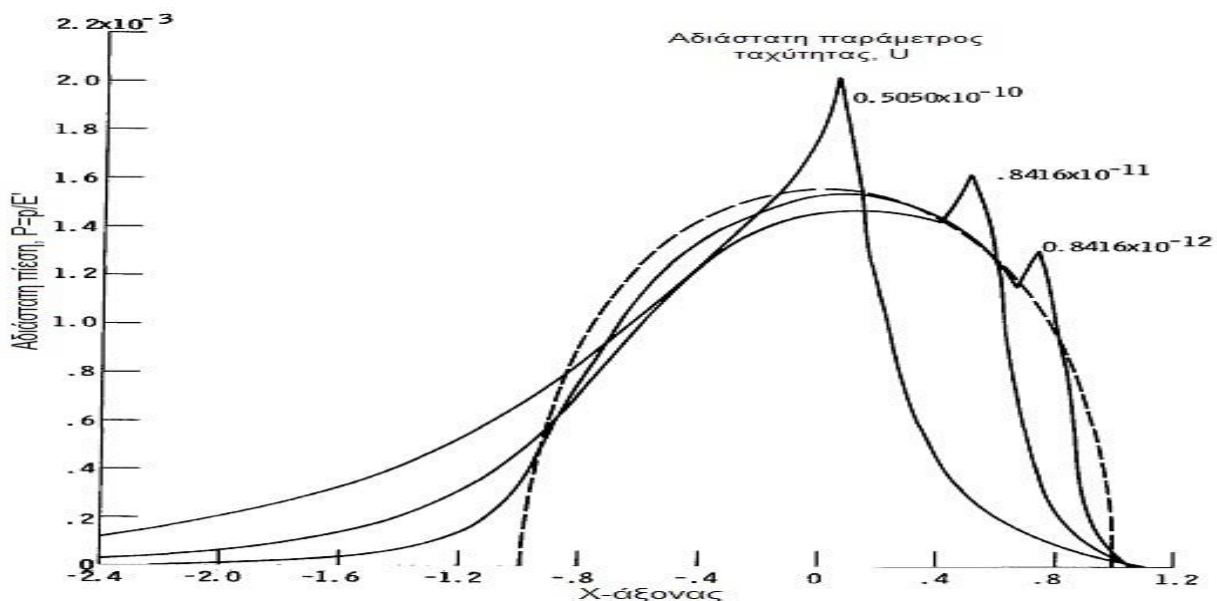
Διάγραμμα 5.5 Κατανομή Πίεσης για ταχύτητα κυλίνδρου 200 rad/s



Διάγραμμα 5.6 Κατανομή Πίεσης για ταχύτητα κυλίνδρου 300 rad/s



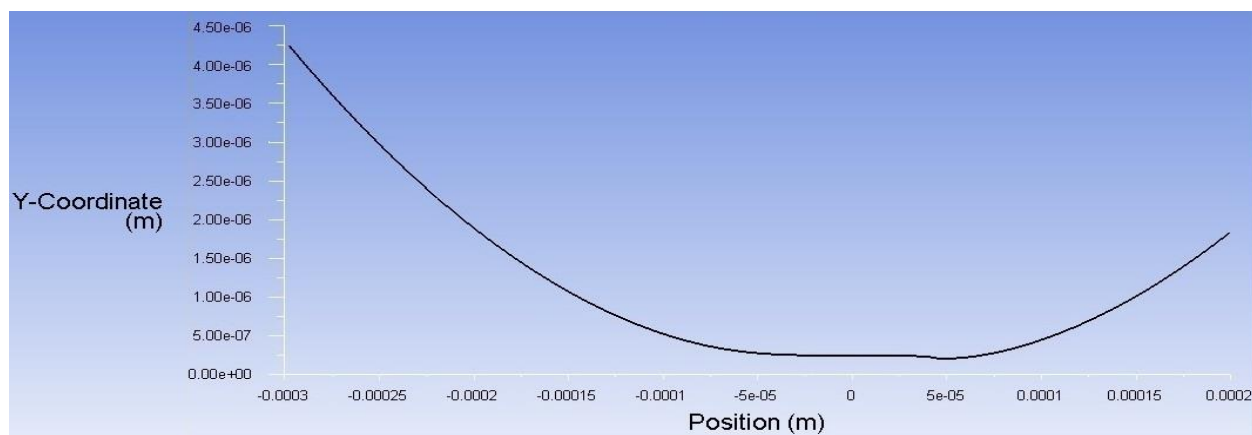
Διάγραμμα 5.7 Κατανομή Πίεσης για ταχύτητα κυλίνδρου 400 rad/s



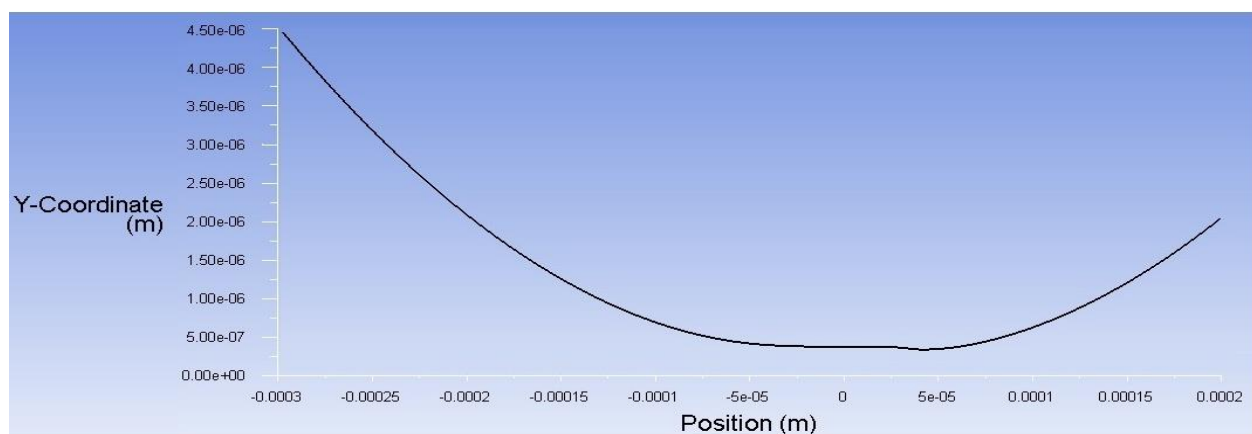
Διάγραμμα 5.8 Κατανομή Πίεσης για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης ταχύτητας από τη βιβλιογραφία

Συγκρίνοντας τα διαγράμματα, δεν έχουν αποκλίσεις ως προς τη συμπεριφορά τους καθώς αυξάνεται η ταχύτητα. Επίσης η τιμή της μέγιστης πίεσης μεγαλώνει καθώς αυξάνεται η ταχύτητα και αυτό είναι λογικό λόγω του ιξώδους του λιπαντικού το οποίο σε συνδυασμό με την εκάστοτε ταχύτητα οδηγεί σε μεγάλες πιέσεις. Επιπλέον λόγω της γενικότερης αύξησης της πίεσης αλλάζει και η κατανομή της και διαφέρει από αυτή του Hertz γιατί όπως θα παρουσιαστεί στα επόμενα διαγράμματα για το πάχος του λιπαντικού, αλλάζει ο τρόπος που παραμορφώνεται ο κύλινδρος.

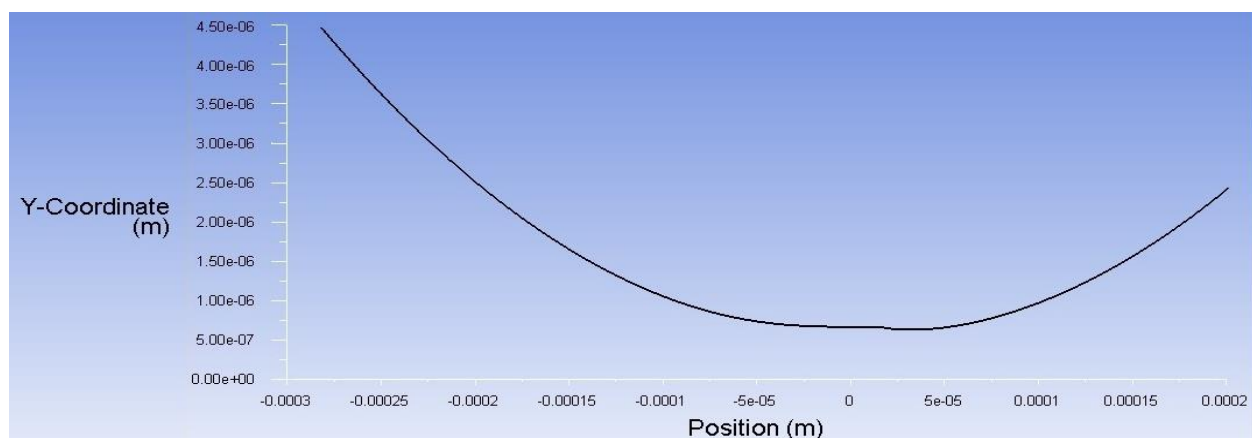
Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα για το πάχος του λιπαντικού συναρτήσει της ταχύτητας:



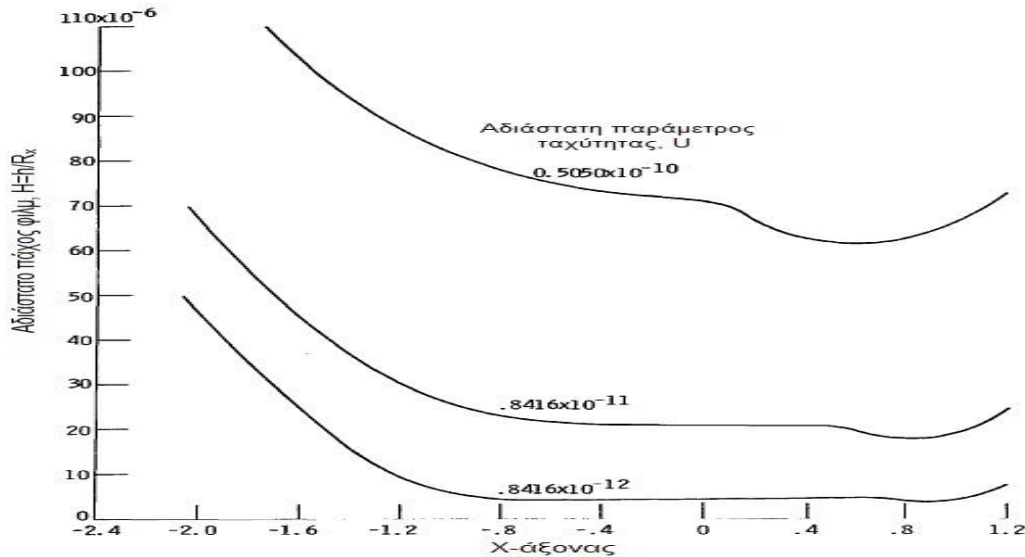
Διάγραμμα 5.9 Πάχος λιπαντικού για ταχύτητα κυλίνδρου 200 rad/s



Διάγραμμα 5.10 Πάχος λιπαντικού για ταχύτητα κυλίνδρου 300 rad/s



Διάγραμμα 5.11 Πάχος λιπαντικού για ταχύτητα κυλίνδρου 400 rad/s

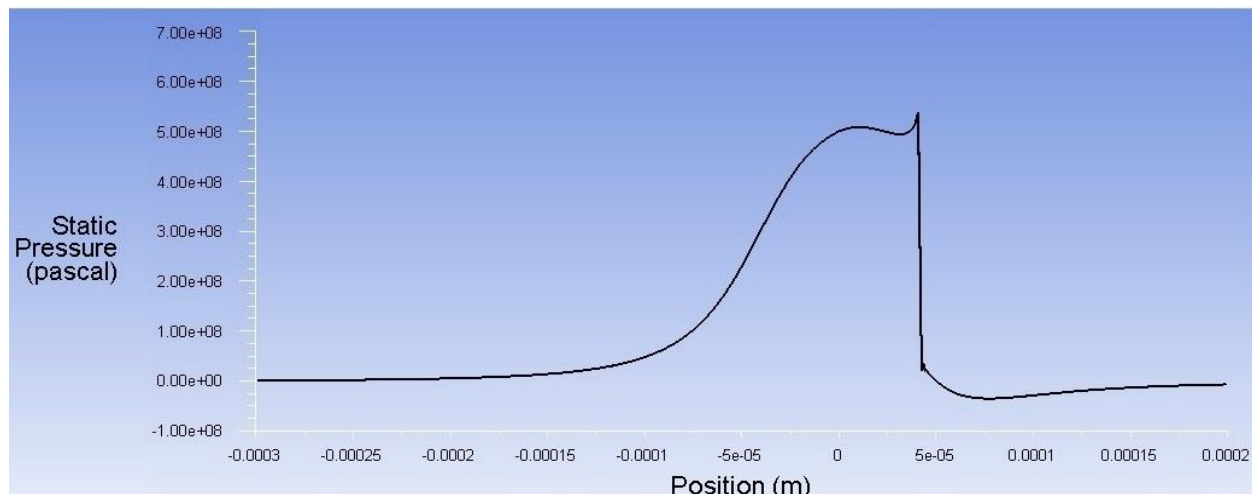


Διάγραμμα 5.12 Πάχος λιπαντικού για διαφορετικές τιμές της αδιάστατης ταχύτητας από τη βιβλιογραφία

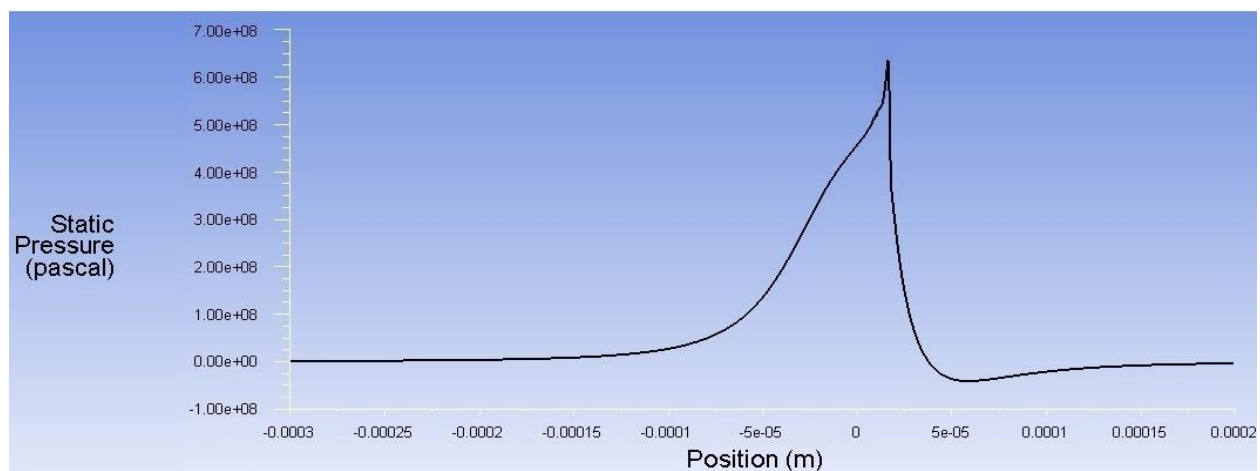
Συγκρίνοντας τα διαγράμματα με αυτά της βιβλιογραφίας η μεταβολή του πάχους με αύξηση της ταχύτητας των μερών του εδράνου είναι η αναμενόμενη. Πιο συγκεκριμένα με αύξηση της ταχύτητας, αυξάνεται η πίεση, όπως ήδη αναφέρθηκε προηγουμένως, με αποτέλεσμα ο κύλινδρος να παραμορφώνεται περισσότερο ενώ ταυτόχρονα μετατοπίζεται και προς τα πάνω.

5.7.2 ΜΕΛΕΤΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΟ ΠΑΧΟΣ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ

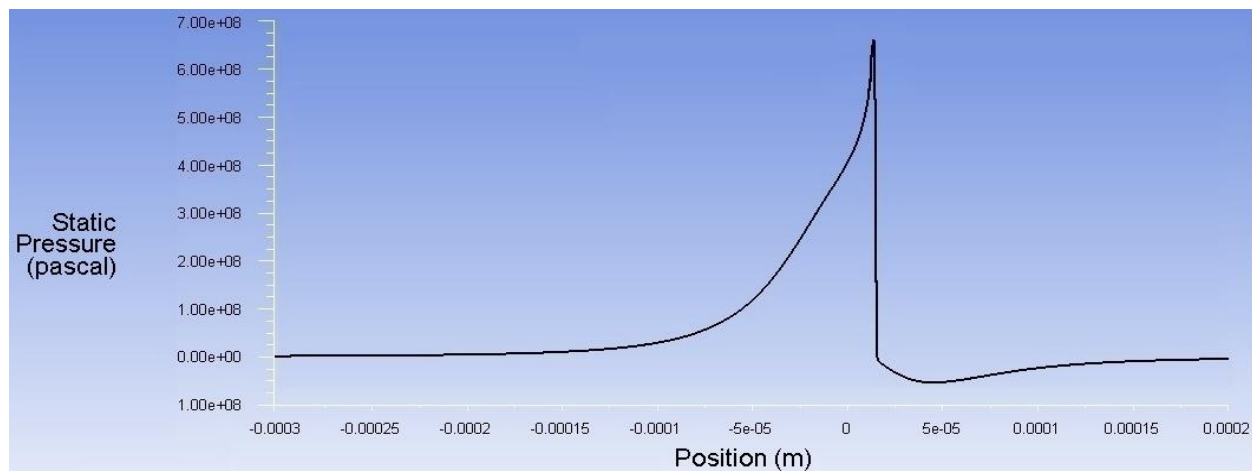
Παρακάτω θα αναλυθεί ο τρόπος που επηρεάζει ο τύπος του λιπαντικού την κατανομή της πίεσης και το πάχος του. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιούνται τρία λιπαντικά με διαφορετικό ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες, δηλαδή $0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $0.05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ και $0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Αυτές οι τιμές επιλέχθηκαν έτσι ώστε να είναι ίδιες με τη βιβλιογραφία και να διευκολύνεται η σύγκριση. Η ταχύτητα σε κάθε περίπτωση είναι 200 rad/s για τον κύλινδρο και 2 m/s για την πλάκα και το αρχικό ελάχιστο πάχος του λιπαντικού ίσο με $0.1 \mu\text{m}$.



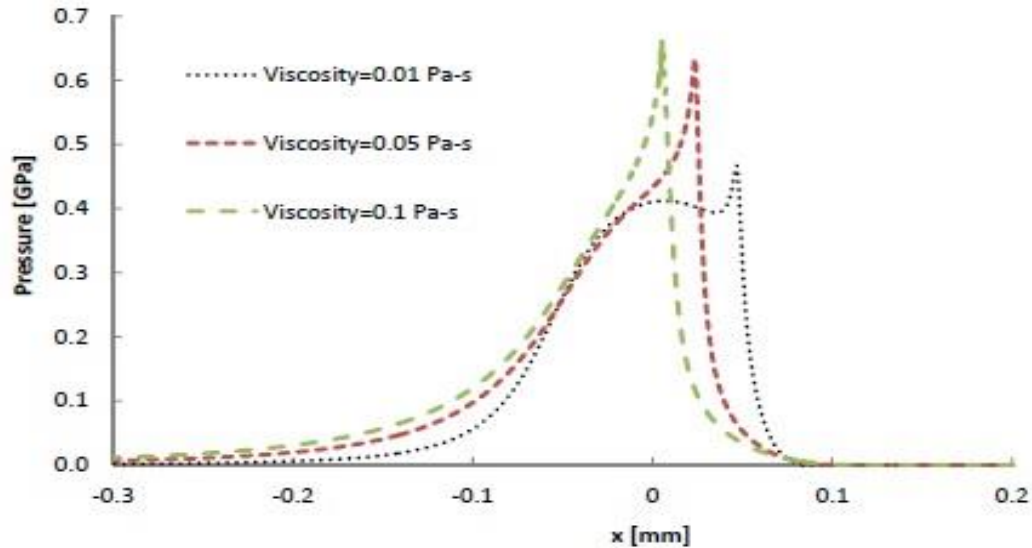
Διάγραμμα 5.13 Κατανομή Πίεσης για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ίσο με 0.01 Pa*s



Διάγραμμα 5.14 Κατανομή Πίεσης για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ίσο με 0.05 Pa*s



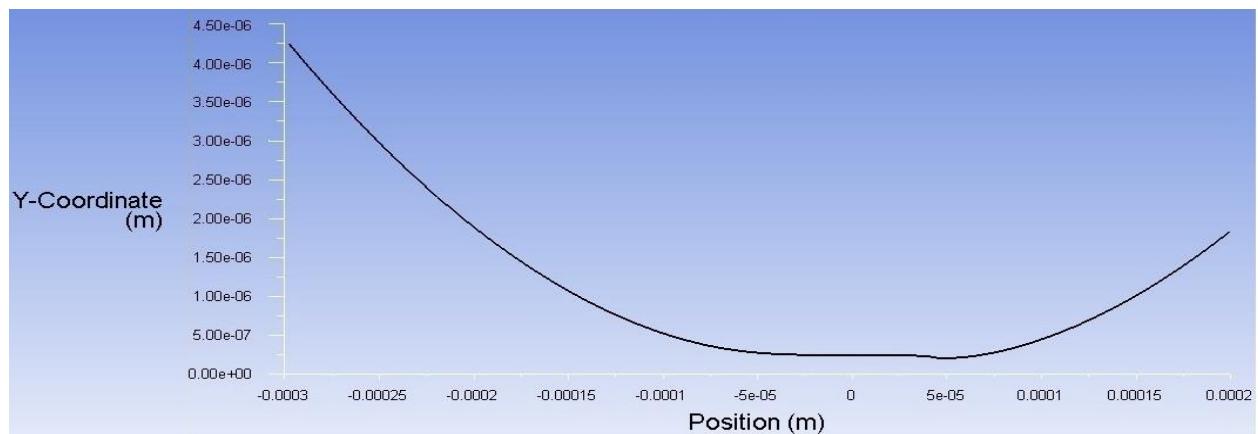
Διάγραμμα 5.15 Κατανομή Πίεσης για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ίσο με 0.1 Pa*s



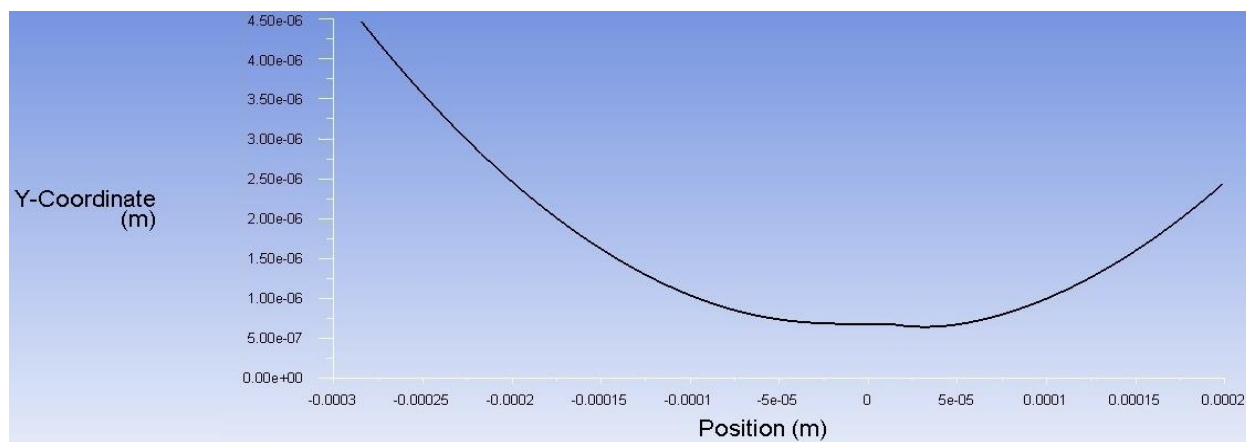
Διάγραμμα 5.16 Επίδραση λιπαντικού στην Κατανομή Πίεσης από βιβλιογραφία [40]

Από τα παραπάνω φαίνεται ότι τα διαγράμματα που προέκυψαν από την προσομοίωση συμβαδίζουν με αυτά της βιβλιογραφίας. Εν γένει αυτό που παρατηρείται είναι ότι με αύξηση του ιξώδους σε ατμοσφαιρικές συνθήκες η μέγιστη τιμή της πίεσης αυξάνεται επίσης. Επιπλέον εμφανίζεται και αλλαγή στη μορφή της κατανομής της πίεσης καθώς υπάρχει άμεση εξάρτηση από τις επιφάνειες-τοιχώματα που παραμορφώνονται ελαστικά με αποτέλεσμα να οδηγούν σε αυτή την αλλαγή.

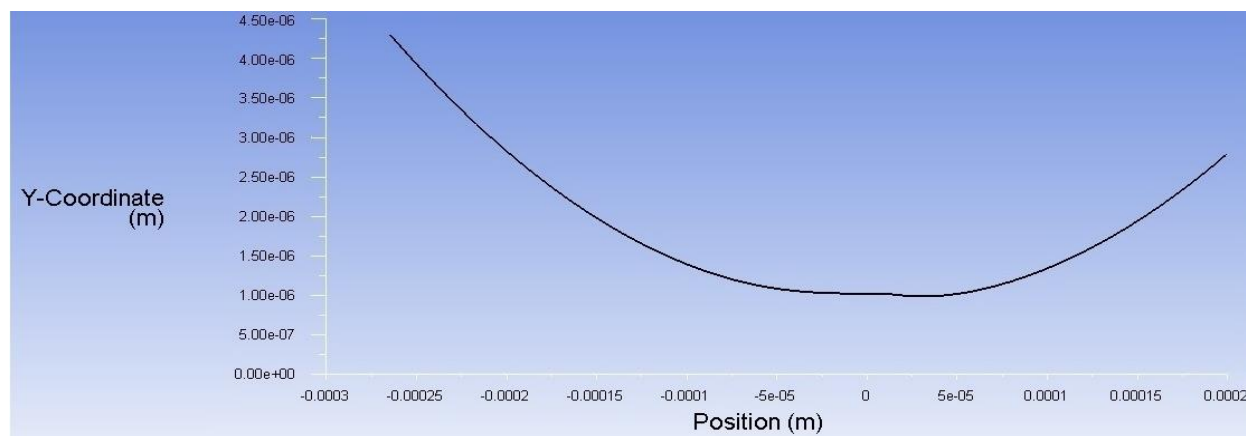
Στα επόμενα διαγράμματα θα παρουσιαστεί η επίδραση του λιπαντικού στο πάχος:



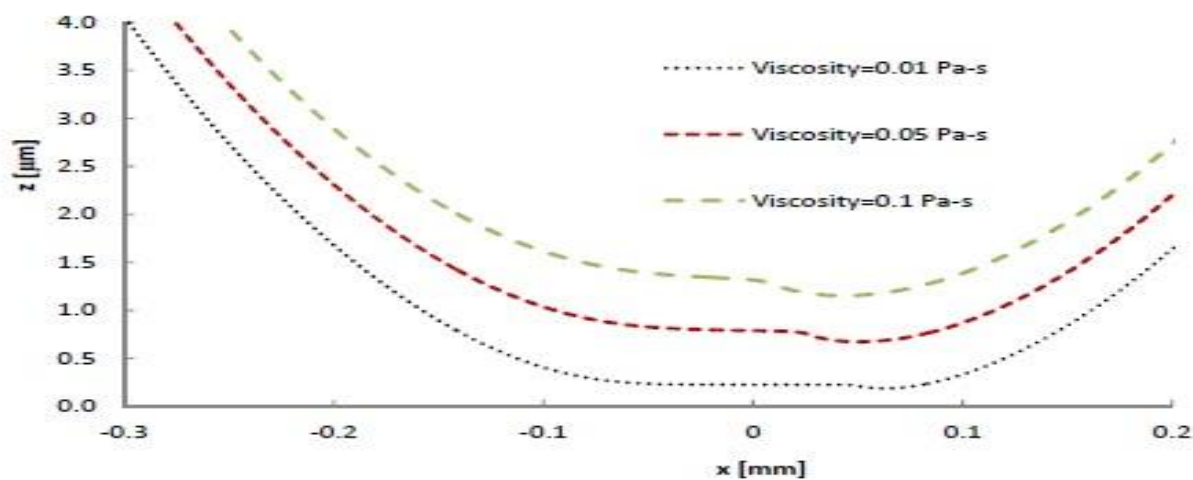
Διάγραμμα 5.17 Πάχος λιπαντικού για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες 0.01 Pa*s



Διάγραμμα 5.18 Πάχος λιπαντικού για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες 0.05 Pa*s



Διάγραμμα 5.19 Πάχος λιπαντικού για ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες 0.1 Pa*s



Διάγραμμα 5.20 Πάχος λιπαντικού για διαφορετικές τιμές ιξώδους σε ατμοσφαιρικές συνθήκες[40]

Συγκρίνοντας αυτά που προέκυψαν από την προσομοίωση με αυτά της βιβλιογραφίας, υπάρχουν κοινά σημεία όπως ότι με αύξηση του ιξώδους αυξάνει και το πάχος και ότι σε κάθε περίπτωση είναι φανερή η στένωση λόγω της ελαστικής παραμόρφωσης του κυλίνδρου και της ασκούμενης πίεσης. Μεταξύ του χαμηλότερου ιξώδους και του υψηλότερου υπάρχει διαφορά στην κατανομή της πίεσης καθώς το στρώμα του λιπαντικού είναι λεπτότερο στην περίπτωση χαμηλού ιξώδους. Επιπλέον η αύξηση του μέσου πάχους του λιπαντικού είναι περίπου διπλάσια στην περίπτωση του $0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ως προς το $0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ σε σύγκριση με αυτή του $0.05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ως προς το $0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Το αντικείμενο της συγκεκριμένης εργασίας ήταν η κατανόηση του τρόπου λειτουργίας καθώς και των μηχανισμών που λαμβάνουν μέρος στη λίπανση του εδράνου κύλισης όταν κινούνται τα μέρη του. Στόχος ήταν η εξαγωγή διαγραμμάτων που δίνουν πληροφορίες σχετικά με τις καταπονήσεις στο στοιχείο κύλισης του εδράνου, δηλαδή στον κύλινδρο, καθώς και την απόσταση αυτού από τον εξωτερικό δακτύλιο κατά τη λειτουργία.

Από τα πρώτα διαγράμματα έγινε κατανοητό ότι η κατανομή της πίεσης μοιάζει ως ένα βαθμό με αυτή του Hertz με τη διαφορά ότι πριν τη στένωση της διατομής εμφανίζεται μια κορυφή της πίεσης. Επίσης ο κύλινδρος παραμορφώνεται ελαστικά λόγω των υψηλών πιέσεων στην περιοχή ελάχιστου πάχους και επειδή η πίεση έξω από αυτή τη περιοχή μειώνεται απότομα, ο κύλινδρος σε αυτό το σημείο δεν παραμορφώνεται με αποτέλεσμα να εμφανίζεται αυτή η στένωση στη διατομή.

Στη συνέχεια, μελετήθηκε η επίδραση της ταχύτητας στην κατανομή της πίεσης και στο πάχος του λιπαντικού. Μετά από διαδοχικές προσομοιώσεις παρατηρήθηκε ότι με αύξηση της ταχύτητας αυξάνεται η αναπτυσσόμενη πίεση με αποτέλεσμα ο κύλινδρος να παραμορφώνεται περισσότερο και αυτή η αύξηση του πάχους οδηγεί την περιοχή απότομης μείωσης της πίεσης πιο αριστερά.

Κατόπιν εξετάστηκε και η περίπτωση χρήσης διαφορετικού λιπαντικού ως προς το ιξώδες σε ατμοσφαιρικές συνθήκες. Από τα διαγράμματα που προέκυψαν παρατηρήθηκε ότι με αύξηση του ιξώδους αλλάζει η κατανομή της πίεσης και δε μοιάζει με αυτή του Hertz και αυτό γιατί αυξάνεται η πίεση η οποία οδηγεί σε αύξηση του πάχους με αποτέλεσμα η πίεση να ελαττώνεται σε μικρότερη απόσταση, ως προς την αρχική θέση του ελάχιστου πάχους, σε σχέση με τις υπόλοιπες περιπτώσεις.

Συμπερασματικά, η ελαστοϋδροδυναμική λίπανση είναι ένας περίπλοκος μηχανισμός όπου πρέπει να εξεταστούν πολλές παράμετροι όπως η ταχύτητα και το ιξώδες ώστε να γίνει σωστός σχεδιασμός του εδράνου κύλισης και ορθή επιλογή λιπαντικού. Για αυτό το λόγο χρειάζεται μεγάλη υπολογιστική ισχύς ώστε να πραγματοποιηθούν οι απαραίτητες δοκιμές και να προκύψουν αποτελέσματα αποδεκτά.

7. ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε η επίδραση της ταχύτητας και του τύπου λιπαντικού στην κατανομή της πίεσης και στο πάχος του φιλμ. Συνεπώς θα μπορούσε να εξεταστεί η επίδραση του φορτίου που επιβάλλεται στον κύλινδρο. Επιπλέον θεωρήθηκε ότι ισχύει η συνθήκη της μη ολίσθησης και άρα σε μελλοντική εργασία θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί η προσομοίωση με παρουσία και ολίσθησης εκτός από κύλισης εντός του πεδίου. Επίσης το μοντέλο που χρησιμοποιείται εδώ αποτελείται από λίγους κόμβους σε σύγκριση με τη βιβλιογραφία το οποίο βέβαια κάνει πιο γρήγορους τους υπολογισμούς, και σε αυτό το σημείο θα ήταν καλό να μελετηθεί ποιος είναι ο πιο κατάλληλος συνδυασμός πλέγματος και υπολογισμών. Εκτός από τα παραπάνω θεωρήθηκε ότι οι επιφάνειες είναι λείες οπότε σε επόμενη εργασία καλό θα ήταν να ληφθεί υπόψη και η τραχύτητα των επιφανειών ώστε το μοντέλο προσομοίωσης να είναι πιο ρεαλιστικό και να μελετηθεί η επίδραση της στα χαρακτηριστικά μεγέθη του εδράνου κύλισης.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Khonsari M. M., Booser E. R., (2017), Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication, Wiley, USA
2. Tedric A. H., (2001), Rolling Bearing Analysis 4th Edition, Wiley, USA
3. Ludema K. C., (1996), Friction, wear, lubrication : a textbook in tribology, CRC Press, USA
4. Tedric A. H., Kotzalas M. N., (2006), Essential Concepts of Bearing Technology Fifth Edition, CRC Press, USA
5. Stephen M. Hsu, (2003), Nano-lubrication: concept and design, Elsevier Ltd., USA
6. Juha Miettinen, Peter Andersson, (2000), Acoustic emission of rolling bearings lubricated with contaminated grease, Elsevier Science Ltd., USA
7. Rezasoltani Asghar, Khonsari M. M., (2016), Mechanical degradation of lubricating grease in an EHL line contact, Elsevier Ltd., USA
8. Harish Hirani, (2017), Fundamentals of Engineering Tribology with Applications, Cambridge Core
9. Czichos H., (1975), Failure Criteria In Thin Film Lubrication: Investigation Of The Different Stages Of Film Failure, Elsevier Sequoia S.A., Netherlands
10. Pemberton J., Cameron A., (1975), A Mechanism Of Fluid Replenishment In Elastohydrodynamic Contacts, Elsevier Sequoia S.A., Netherlands
11. NASA, (1971), Lubrication, Friction, And Wear, Virginia
12. Gegner Jürgen, (2016), Tribology: Fundamentals and Advancements Second Edition
13. Stolarski T. A., (1990), Tribology in Machine Design, Butterworth-Heinemann, Great Britain
14. Xiaogang Zhang, Sangarapillai Kanapathipillai, Tonghai Wu, Zhongxiao Peng, (2017), Frictional behaviour and friction mechanisms of rolling-sliding contact in mixed EHL, Elsevier Ltd., USA
15. Hajishafiee A., Kadiric A., Ioannides S., Dini D., (2016), A coupled finite-volume CFD solver for two-dimensional elastohydrodynamic lubrication problems with particular application to rolling element bearings, Elsevier Ltd., UK

16. Stachowiak G.W., Batchelor A.W., (1993), Engineering Tribology
17. Hamrock B.J., Dowson D., (1976), Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, III – Fully Flooded Results, NASA TN D-8317, Washington, D.C.
18. Dowson D., (1995), Elastohydrodynamic and micro- elastohydrodynamic lubrication, Elsevier Science S.A., UK
19. Hamrock B.J., Dowson D., (1981), Ball Bearing Lubrication, The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts, John Willey & Sons
20. Johnson K.L., (1970), J. Mech. Eng. Sci., pp.9-16
21. L.B. Sibley, J.C. Bell, F.K. Orcutt and C.M. Allen, (1960), A study of the influence of lubricant properties on the performance of aircraft gas turbine engine rolling-contact bearings, WADD Tech. Rep., pp. 60-189.
22. J.F. Archard and M.T. Kirk, (1961), Lubrication at point contacts, Proc. R. Soc. London, Ser. A, 261, pp. 532-550
23. H. Hertz, (1881), The contact of solid elastic bodies [Über die Berührung fester elastischer Körper], Journal für die reine und angewandte Mathematik, vol.92, pp. 156-171
24. H. Hertz, (1896) ,“On the Contact of Rigid Elastic Solids and on Hardness,” in miscellaneous Papers, MacMillan, London, pp.163-183
25. ANSYS, (2013), Inc. ANSYS Fluent Theory Guide, Release 15.0
26. Dowson D, Higginson G R., (1966), Elasto-hydrodynamic lubrication: the fundamentals of roller and gear lubrication, 1st ed.; Pergamon Press: Oxford, England
27. Roelands C.J.A., (1966), Correlation Aspects of Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils, Delft University of Technology, Groningen
28. Timoshenko S., Goodier J.N., (1951), Theory of Elasticity, McGraw-Hill Book Company, USA
29. Keogh PS, Gomiciaga R, Khonsari MM., (1997), CFD based design techniques for thermal prediction in a generic, J Tribol;119(3):pp.428–35
30. Tucker PG, Keogh PS., (1996), On the dynamic thermal state in a hydrodynamic bearing with a whirling journal using CFD techniques, J Tribol;118(2):pp.356–63
31. Almqvist T, Larsson R., (2002), The Navier–Stokes approach for thermal EHL line contact solutions, Tribol Int;35(3):pp.163–70

32. Hamrock BJ, Schmid SR, Jacobson BO, (2004), Fundamentals of fluid film lubrication, New York, Marcel Dekker
33. Almqvist T, Almqvist A, Larsson R, (2004), A comparison between computational fluid dynamic and Reynolds approaches for simulating transient EHL line contacts, Tribol Int,37(1),pp.61–9
34. Hartinger M, Dumont M-L, Ioannides S, Gosman D, Spikes H, (2008), CFD modeling of a thermal and. J Tribol,130(4)
35. R. I. Issa, (1986), Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting, Journal of computational physics, vol. 62, pp. 40-65
36. Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y., (2002), Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model, Journal of Fluids Engineering,124/617, Huntsville
37. Reti L., (1971),“Leonardo on Bearings and Gears”, Scientific American, 224(2), pp.101-110
38. Gohar R., (1988), Elastohydrodynamics, Ellis horwood limited, England
39. Khonsari M.M., Booser E.R., (2010), ‘On the Stribeck Curve,’ Recent Development in Wear Prevention, Friction, and Lubrication, G.K. Nikas, ed., Research Signpost, Kerala, India, pp. 263–278
40. Srirattayawong Sutthinan, May 2014, CFD Study of Surface Roughness Effects on the Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication Line Contact Problem, University of Leicester

