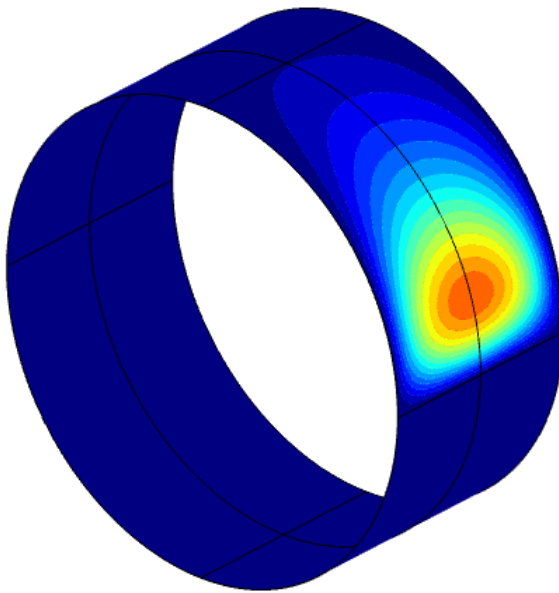


ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ανάπτυξη υπολογιστικού εξομοιωτή για την παραμετρική μελέτη της κατανομής της πίεσης λιπαντικών σε έδρανο ολισθήσεως με χρήση της θεωρίας λίπανσης.



ΦΟΙΤΗΤΗΣ: ΓΕΩΡΓΙΟΣ ΧΑΡΙΤΟΣ (Α.Μ. 7333)

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ ΚΑΛΑΡΑΚΗΣ
ΕΠΙΚΟΥΡΟΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Διπλωματική Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Πελοποννήσου και αναφέρεται με βάση την θεωρία λίπανσης στην κατασκευή ενός πρώτου εργαλείου προσέγγισης μέσω προσομοίωσης για το βέλτιστο σχεδιασμό εδράνου ολίσθησης ώστε να κατανοηθεί καλύτερα η λειτουργία και η χρήση του εδράνου και να εξεταστεί ή συμπεριφορά του με την χρήση καινοτόμων λιπαντικών όπως τα ιοντικά υγρά. Είναι γνωστό πως στις περισσότερες οικιακές ή βιομηχανικές εφαρμογές χρησιμοποιείται η μηχανική ενέργεια με σκοπό την μετατροπή της σε άλλη μορφή ενέργειας ή το αντίστροφο ώστε να επιτευχθεί μια διεργασία. Για να ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες τριβής κατά την μετατροπή και μειωθούν οι φορτίσεις που αναπτύσσονται στις επιφάνειες των εδράνων του άξονα ώστε να μην παραμορφωθούν χρησιμοποιούνται διαφορετικά λιπαντικά με ιδιότητες τέτοιες ώστε να προσδίδουν προστασία στην διάβρωση και στην φθορά με αντοχή στις θερμοκρασίες και σχετικά χαμηλό ιξώδες για μείωση της τριβής. Τα καινοτόμα ιοντικά υγρά μπορούν να προσφέρουν μια σημαντική επιπρόσθετα ιδιότητα για την καλύτερη λειτουργία των εδράνων όπως η χαμηλή τάση ατμών με σκοπό να μειωθεί το φαινόμενο της σπηλαίωσης σε υψηλές στροφές του άξονα. Επίσης λόγω της έλλειψης αναλυτικής σχέσης της κατανομής πίεσης ρευστού για το εύρος μεγέθους των εδράνων σύμφωνα με το λόγο μήκους ως προς την διάμετρο του εδράνου για $0.25 < L/D < 2$ γίνεται έλεγχος και εύρεση της κατανομής πίεσης για τα μεγέθη ($L/D=1, 0.5, 0.25$) των εδράνων ολίσθησης μέσω των διαγραμμάτων **Raimondi and Boyd** που συλλέγονται και συγκρίνονται τα δεδομένα για την εκκεντρότητα του άξονα και τον συντελεστή τριβής και πίεσης για το εύρος λειτουργίας των εδράνων. Ενώ συγκρίνονται μέσω της προσομοίωσης τα λιπαντικά που επιλέχθηκαν για την λίπανση όπως τα ιοντικά υγρά (**Ionic Liquids [C8mim]PF6, [C6mim]BF4**) με τα συμβατικά έλαια **SAE 10W-40 και SAE 10W-60** στις ίδιες συνθήκες όπως σταθερό φορτίο $W= 5000 [N]$, $N=3000 [rpm]$ για θερμοκρασία εισόδου λαδιού στους **40 [C]** και επίσης σε ακραίες θερμοκρασίες στους **100 [C]** αλλά για διαφορετικές στροφές ανά μέγεθος εδράνου ώστε να διατηρηθεί το πάχος του λιπαντικού δηλαδή να έχουμε υδροδυναμική λίπανση. Η παρούσα εργασία περιλαμβάνει μια παραμετρική μελέτη της κατανομής πίεσης διαφορετικών λιπαντικών όπως ιοντικά υγρά (IL) σε σύγκριση με τα συμβατικά ελαία (SAE) ώστε να προσδιοριστούν σε πιο βαθμό τα ιοντικά υγρά μπορούν να προσφέρουν μια εναλλακτική λύση λίπανσης στα έδρανα ολίσθησης και κατά πόσο μπορεί να μειωθεί η φόρτιση παραμόρφωσης του άξονα και του εδράνου για τα διαφορετικά μεγέθη από τα καινοτόμα λιπαντικά και αν είναι συμφέρον το κόστος λειτουργίας τους. Οφείλω να εκφράσω την ευχαρίστηση μου στον καθηγητή Αλέξανδρο Καλαράκη για τις εύστοχες παρατηρήσεις του και την καθοδήγηση του και επιπρόσθετα θα ήθελα να ευχαριστήσω τη οικογένεια μου για την στήριξη για την απόκτηση ενός επαγγελματικού τίτλου εργασίας.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Διπλωματική Εργασία αναφέρεται στην μελέτη διαφορετικών μεγεθών εδράνων ολίσθησης υπό την επίδραση ακτινικών φορτίσεων με διαφορετικά λιπαντικά για τον προσδιορισμό της κατανομής πίεσης των λιπαντικών για την εκάστοτε φόρτιση με βάση την θεωρία λίπανσης που αποτελεί κομμάτι της επιστήμης της τριβολογίας. Η μελέτη έγινε με χρήση προγράμματος προσομοίωσης (COMSOL) με σκοπό την παραμετρική μελέτη της κατανομής πίεσης των διαφορετικών λιπαντικών (**Ιοντικά υγρά IL και συμβατικά έλαια SAE**) ώστε να ελεγχθεί σε πιο βαθμό τα ιοντικά υγρά μπορούν να αντικαταστήσουν τα συμβατικά έλαια και αν είναι συμφέρον σε ποιες εφαρμογές. Η αξιολόγηση της κατανομής πίεσης των υποψήφιων λιπαντικών θα γίνει με τις παραμέτρους που ορίστηκαν σύμφωνα με τα δεδομένα της βιβλιογραφίας των **Raimondi and Boyd** όπως **Διάμετρος άξονα, Μήκος άξονα εντός του πέλματος συγκράτησης του, Ενδεικτική μέση θερμοκρασία λαδιού, Εξωτερικό φορτίο, Στροφές άξονα**, ποσοστό επιλογής σημείο σχεδιασμού, Ελεγκτής λιπαντικού (για εναλλαγή των λιπαντικών). Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε πέντε κεφάλαια. **Στο πρώτο κεφάλαιο** περιγράφονται τα έδρανα ολίσθησης και η ιστορική τους πρόοδο και ποια είναι τα κύρια είδη των εδράνων, πως ταξινομούνται σε κατηγορίες. Στην συνέχεια παρατίθενται τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των εδράνων ολίσθησης σε σχέση με τα έδρανα κυλίσεως. Ενώ αναφερόμαστε στα σημαντικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά που αποτελούνται τα έδρανα ολίσθησης, ενώ περιγράφονται οι εφαρμογές τους. **Στο δεύτερο κεφάλαιο** αναλύεται ή έννοια της λίπανσης και γίνεται η κατηγοριοποίηση των λιπαντικών με βάση το είδος χρήσης τους στις εφαρμογές τους. Ακόμα γίνεται αναφορά στις απαραίτητες ιδιότητες που πρέπει να διαθέτει ένα λιπαντικό για να προσφέρει καλή λιπαντική συμπεριφορά. Επακολουθεί ο ορισμός των ιοντικών υγρών και ο σχηματισμός της δομής τους και συγκρίνονται οι ιδιότητες των ιοντικών υγρών με τα συμβατικά έλαια. **Στο τρίτο κεφάλαιο** περιγράφεται η θεωρητική ανάλυση των εδράνων ολίσθησης αναλύοντας την υδροδυναμική πίεση που αναπτύσσεται κατά την υδροδυναμική λίπανση του ρευστού και τις γενικές εξισώσεις που σχετίζονται με αυτή. Στην συνέχεια επιλύεται το θεωρητικό μοντέλο της **Εξίσωσης Petroff's** για τον προσδιορισμό του θεωρητικού συντελεστή τριβής και συγκρίνεται με την πρόταση πρακτικού υπολογισμού του συντελεστή τριβής από το **Raimondi and Boyd**. Αποδεικνύεται **ο νόμος του Reynolds** για την ανάπτυξη της υδροδυναμικής πίεσης εδράνου και το προφίλ της ταχύτητας του ρευστού. Τέλος ορίζονται όλες οι πιθανές συνοριακές συνθήκες υδροδυναμικού εδράνου ολίσθησης για την κατανομή της πίεσης, περιγράφονται οι διαφορετικές περίπτωσης λύσεων πίεσης ρευστού για τα μεγέθη **$0.25 < L/D$ και $L/D > 2$** . **Στο τέταρτο κεφάλαιο** αναλύεται η επιλογή του προγράμματος προσομοίωσης και η διαδικασία σύνθεσης οπουδήποτε μοντέλου. Ενώ περιγράφονται τα ενδεικτικά βήματα σύνθεσης του εξομοιωτή για τα υδροδυναμικά έδρανα ολίσθησης που αναλύονται. Επίσης γίνεται απλοποίηση της σύνθεσης της γεωμετρίας των εδράνων ολίσθησης. Τέλος περιγράφονται όλες οι περιπτώσεις που θα επιλυθούν στο μοντέλο για τις διαφορετικές παραμέτρους εισαγωγής (**L/D , SAE , IL , W , T_{inlet} , N_{manual} , c_b**)^{*} για συνθήκες σταθερού φορτίου και στροφών συγκρίνονται τα λιπαντικά με τις θερμοκρασίες εισόδου τους με σκοπό την εύρεση της κατανομής πίεσης για τα διαφορετικά μεγέθη εδράνων, ενώ συγκρίνονται με τα δεδομένα των διαγραμμάτων **Raimondi and Boyd** ως προς την πίεση και το ποσοστό εκκεντρότητας και τον συντελεστή τριβής.

^{*} Στο πέμπτο κεφάλαιο εξηγούνται όλα τα αποτελέσματα από τα διαγράμματα που δημιουργήθηκαν από την προσομοίωση με την παραμετρική μελέτη με τις παραπάνω παραμέτρους

Abstract

This Diplomatic refers to the study of different sizes of **Journal (sliding) bearings** under the **influence of radial load** with **different lubricants** to **determine the pressure distribution** of the lubricants based on **the theory of lubrication** that is part of the science of tribology. The study was performed using a simulation program (COMSOL) for a parametrically studying the pressure distribution of different lubricants (**IL ionic liquids and conventional oils SAE**) in order to control to a greater extent ionic liquid can replace conventional oils and if it is of interest to which applications. The evaluation of the pressure distribution of the candidate lubricants will be done with the parameters defined according to the data of Raimondi and Boyd such as **Shaft diameter, Shaft length internally of bushing, Indicative average oil temperature, External load, Shaft speed, Sommerfeld design point selection rate, Lubricant controller** (for alternating lubricants). The development of the topic is done in **five Chapters**. **The first chapter describes the journal-sliding bearings and their historical progress and what are the main types of bearings** and how they are classified into categories. The following are the **advantages and disadvantages of sliding bearings in relation to rolling bearings**. While referring to the important geometric characteristics of the sliding bearings are also erected and their applications are described. **The second chapter** analyses the concept of lubrication and **in which categories lubricants** are divided based on the type of use in their applications. The **necessary properties that a lubricant** must have in order to offer **good lubrication behaviour** are also defined. The following is the **definition of ionic liquids** and the formation of their structure and compares the properties of ionic liquids with conventional oils. **The third chapter** describes the theoretical analysis of the model of Journal (sliding) bearings by analysing the hydrodynamic pressure that develops during the hydrodynamic lubrication of the fluid and the general equations related to it. The theoretical model of Petroff's equation for the determination of the theoretical coefficient of friction is then solved and compared with the practical calculation coefficient of friction in then solved and compared with **Raimondi and Boyd**. The Proves Reynolds equation for the development of hydrodynamic pressure and fluid velocity profile. Finally, all possible **boundary conditions of a pressure distribution of the hydrodynamic sliding bearing** are defined and the different cases of fluid pressure solutions for the sizes ratio $0.25 < L/D$ and $L/D > 2$ are described. **The fourth chapter** analyses the selection of the simulation program and the synthesis process of any model. While **describing the indicative synthesis steps of the simulation model for the hydrodynamic sliding bearing that is analysed**. The composition of the geometry of the sliding bearing is also determined. **Finally, all the different cases that will be solved in the model for the different input parameters (L/D, SAE, IL, W, T_inlet, N_manual, c_b) used in this work**. **The fifth chapter** explains all the results from the simulation with the parametric study with the above parameters for constant load and speed conditions for different bearing sizes, comparing the lubricants and their inlet temperatures in order to find the pressure distribution. While comparing with the data of Raimondi and Boyd diagrams in terms of pressure and the eccentricity ratio and the coefficient of friction.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	2
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	3
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	5
ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ.....	6
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ.....	9
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	10
1.ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ	
1.1 Ιστορική αναδρομή στοιχείων εδράνων.....	11
1.2 Είδη εδράνων.....	12
1.2.1 Έδρανα ολίσθησης.....	12
1.2.2 Έδρανα κύλισης.....	15
1.3 Πλεονεκτήματα – Μειονεκτήματα.....	17
1.4 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά.....	18
1.5 Εφαρμογές των εδράνων.....	19
2.ΛΙΠΑΝΣΗ ΚΑΙ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ	
2.1 Η Έννοια της λίπανσης.....	20
2.2 Η κατηγορίες των λιπαντικών.....	21
2.3 Ιδιότητες λιπαντικών.....	23
2.4 Ορισμός ιοντικών υγρών.....	25
2.4.1 Δομή ιοντικών υγρών.....	25
2.4.2 Ιδιότητες Ιοντικών υγρών.....	26
2.5 Σύγκριση με τα συμβατικά ελαία.....	27
3.ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	
3.1 Υδροδυναμική λίπανση (φαινόμενο υδροδυναμικής πίεσης).....	28
3.2 Γενικές Εξισώσεις.....	29
3.2.1 Εξίσωση συνέχειας.....	30
3.2.2 Εξισώσεις Navier-Stokes.....	30
3.2.3 Καταστατικές εξισώσεις του ιξώδους με την πίεση και την θερμοκρασία.....	32
3.3 Νομός Petroff's για το συντελεστή τριβής και πρόταση Raimondi and Boyd	35
3.4 Η Εξίσωση Reynolds.....	36
3.5 Συνοριακές συνθήκες πίεσης Sommerfeld and Reynolds	41
3.5.1 Έδρανα μεγάλου μήκους L/D>2 Sommerfeld Solution	42
3.5.2 Έδρανα μικρού μήκους L/D<0.25 Ocvirk Solution	42
4.ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗ ΣΥΝΘΕΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΣΤΟ COMSOL	
4.1 Γενική περιγραφή προγράμματος προσομοίωσης.....	45
4.2 Γενική διαδικασία μοντελοποίησης.....	45
4.3 Βήματα διαδικασίας μοντελοποίησης του υδροδυναμικού εδράνου ολίσθησης.....	47
4.4 Παραμετρική μοντελοποίηση του εδράνου ολίσθησης.....	57
5.ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ (με μεταβλητές L/D, T_inlet, SAE, IL, c_b)	
5.1 Αποτελέσματα διαγραμμάτων πίεσης- θέσης λιπαντικού.....	70
5.2 Αποτελέσματα διαγραμμάτων πάχους - θέσης λιπαντικού.....	73
5.3 Σύγκρισης ποσοστού εκκεντρότητας με τα δεδομένα από τα διαγράμματα Raimondi and Boyd.....	82
5.4 Σύγκρισης συντελεστή τριβής με δεδομένα από τα διαγράμματα Raimondi and Boyd.....	83
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ.....	87
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	88
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ.....	90

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ

- **Διάγραμμα 1.** Διάγραμμα συντελεστή τριβής ρευστού με χαρακτηριστικό αριθμό εδράνου - (σελ.15)
- **Διάγραμμα 2.** Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd για τον συντελεστή τριβής εδράνων ολίσθησης-(σελ.37)
- **Διάγραμμα 3.** Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd αδιάστατου ελάχιστου πάχους λιπαντικού συνάρτηση του αριθμού Sommerfeld και το ποσοστό εκκεντρότητας του άξονα-(σελ.44)
- **Διάγραμμα 4.** Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd για την αδιάστατη μέγιστη υποστήριξη φορτίου (μέγιστη πίεση λιπαντικού) συνάρτηση του αριθμού Sommerfeld - (σελ.45)
- **Διάγραμμα 5.** Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd για την προσεγγιστικά πραγματική μεταβολή της θερμοκρασίας λιπαντικού συνάρτηση του αδιάστατου αριθμού Sommerfeld -(σελ.50)
- **Διάγραμμα 6.** Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd για την θέση του ελάχιστου πάχους λιπαντικού σε σχέση με το σημείο σχεδιασμού Sommerfeld-(σελ.50)
- **Διάγραμμα 7.** Η μεταβολή της πίεσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=3000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 40 [C]** για έδρανα **L/D=1-(σελ.71)**
- **Διάγραμμα 8.** Η μεταβολή της πίεσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=3000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 40 [C]** για έδρανα **L/D=0.5-(σελ.71)**
- **Διάγραμμα 9.** Η μεταβολή της πίεσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=3000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 40 [C]** για έδρανα **L/D=0.25-(σελ.72)**
- **Διάγραμμα 10.** Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=3000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 40 [C]** για έδρανα **L/D=1-(σελ.74)**
- **Διάγραμμα 11.** Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=3000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 40 [C]** για έδρανα **L/D=0.5-(σελ. 75)**
- **Διάγραμμα 12.** Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=3000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 40 [C]** για έδρανα **L/D=0.25-(σελ.76)**
- **Διάγραμμα 13.** Η μεταβολή της πίεσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο **W=5000 [N]** και σταθερές στροφές **N=14000 [rpm]** με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία **T_{inlet}= 100 [C]** για έδρανα **L/D=1-(σελ.73)**

- **Διάγραμμα 14.** Η μεταβολή της πίεσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=6500$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.5$ -(σελ.73)
- **Διάγραμμα 15.** Η μεταβολή της πίεσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=4000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.25$ -(σελ.74)
- **Διάγραμμα 16.** Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=14000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=1$ -(σελ.76)
- **Διάγραμμα 17.** Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=6500$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.5$ -(σελ. 77)
- **Διάγραμμα 18.** Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=4000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.25$ -(σελ.77)

ΠΙΝΑΚΕΣ ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ

- **Πίνακας 1.** Προτάσεις υπολογισμού του ιξώδους με εξάρτηση την θερμοκρασία -(σελ.34)
- **Πίνακας 2.** Παράμετροι για $L/D=1$ με $W=5000$ N και **SAE 40** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.59)
- **Πίνακας 3.** Παράμετροι για $L/D=0.50$ με $W=5000$ N και **SAE 40** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.60)
- **Πίνακας 4.** Παράμετροι για $L/D=0.25$ με $W=5000$ N και **SAE 40** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.61)
- **Πίνακας 5.** Παράμετροι για $L/D=1$ με $W=5000$ N και **SAE 60** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.62)
- **Πίνακας 6.** Παράμετροι για $L/D=0.50$ με $W=5000$ N και **SAE 60** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.63)
- **Πίνακας 7.** Παράμετροι για $L/D=0.25$ με $W=5000$ N και **SAE 60** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.64)
- **Πίνακας 8.** Παράμετροι για $L/D=1$ με $W=5000$ N και **IL 6-BF4** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.65)
- **Πίνακας 9.** Παράμετροι για $L/D=0.5$ με $W=5000$ N και **IL 6-BF4** για $T_{Inlet}=40$ C, $N_{Manual}=3000$ rpm-(σελ.66)

- **Πίνακας 10.** Παράμετροι για $L/D=0.25$ με $W=5000$ N και **IL 6-BF4** για $T_{Inlet}= 40$ C, $N_{Manual}= 3000$ rpm-(σελ.67)
- **Πίνακας 11.** Παράμετροι για $L/D=1$ με $W=5000$ N και **IL 8-PF6** για $T_{Inlet}= 40$ C, $N_{Manual}= 3000$ rpm-(σελ.68)
- **Πίνακας 12.** Παράμετροι για $L/D=0.5$ με $W=5000$ N και **IL 8-PF6** για $T_{Inlet}= 40$ C, $N_{Manual}= 3000$ rpm-(σελ.69)
- **Πίνακας 13.** Παράμετροι για $L/D=0.25$ με $W=5000$ N και **IL 8-PF6** για $T_{Inlet}= 40$ C, $N_{Manual}= 3000$ rpm-(σελ.70)
- **Πίνακας 14.** Ποσοστό σφάλματος της εκκεντρότητας του άξονα από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από τα διαγράμματα για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 40$ [C]-(σελ.84)
- **Πίνακας 15.** Ποσοστό σφάλματος της εκκεντρότητας του άξονα από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από τα διαγράμματα για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 100$ [C]-(σελ.84)
- **Πίνακας 16.** Ποσοστό σφάλματος του συντελεστή τριβής από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 2** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 40$ [C]-(σελ.85)
- **Πίνακας 17.** Ποσοστό σφάλματος του συντελεστή τριβής από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 2** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 100$ [C]-(σελ.85)
- **Πίνακας 17.** Ποσοστό σφάλματος της πίεσης από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 4** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 40$ [C]-(σελ.86)
- **Πίνακας 18.** Ποσοστό σφάλματος της πίεσης από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 4** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 100$ [C]-(σελ.87)
- **Πίνακας 19.** Ποσοστό σφάλματος θέσης ελάχιστου πάχους λιπαντικού από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 6** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 40$ [C]-(σελ.88)
- **Πίνακας 20.** Ποσοστό σφάλματος θέσης ελάχιστου πάχους λιπαντικού από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 6** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού $T_{inlet}= 100$ [C]-(σελ.88)

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

D= Διάμετρος άξονα [m]

L= Μήκος άξονα εντός του πέλματος συγκράτησης του [m]

W= Εξωτερικό φορτίο [N]

A= **D*L** Επιφάνεια που θα ασκηθεί το εξωτερικό φορτίο [m²]

P= **W/A** Εξωτερικό φορτίο σε μορφή πίεσης στον άξονα [N/m²]

N_{manual}=**N**=Στροφές του άξονα [rpm]

T_{av}= Ενδεικτική μέση τιμή της θερμοκρασίας του λιπαντικού [K]

T_{Inlet}= Ενδεικτική θερμοκρασία εισόδου του λιπαντικού [C]

dT= Υποθετική θερμοκρασιακή μεταβολή λιπαντικού [C]

dT_S= Πραγματική θερμοκρασιακή μεταβολή λιπαντικού με βάση το διάγραμμα Raimondi and Boyd [C]

visc_{T_IL}= Ιξώδες συνάρτηση της θερμοκρασίας για τα ιοντικά υγρά [Pa*s]

den_{T_IL} = Πυκνότητα συνάρτηση της θερμοκρασίας για τα ιοντικά υγρά [kg/m³]

visc_{T_SAE} = Ιξώδες συνάρτηση της θερμοκρασίας για το SAE [Pa*s]

den_{T_SAE} = Πυκνότητα συνάρτηση της θερμοκρασίας για τα SAE [kg/m³]

visc = Ελεγκτής για την επιλογή του ιξώδους των διαφορετικών λιπαντικών

den = Ελεγκτής για την επιλογή της πυκνότητας των διαφορετικών λιπαντικών

h_o = Ελάχιστο πάχος λιπαντικού [m]

R_o = Διάμετρος εξωτερικού δακτυλίου πέλματος [m]

C= **R_o - R** Ακτινικό διάκενο (μεταξύ άξονα και δακτυλίου πέλματος) [m]

S_f = Αδιάστατος αριθμός Sommerfeld στην περίπτωση της ελάχιστης τριβής

S_w = Αδιάστατος αριθμός Sommerfeld στην περίπτωση της μέγιστης υποστήριξης φορτίου

S_{design} = Αριθμός Sommerfeld για το σχεδιασμό του εδράνου ολίσθησης

c_b = Το βέλτιστο διάκενο εντός της περιοχής λειτουργίας του εδράνου [m]

$\varepsilon = \frac{e}{c}$ Ποσοστό εκκεντρότητας

f_{friction} = Πρόταση υπολογισμού του συντελεστή τριβή από το (διάγραμμα Raimondi and Boyd)

a_{L/D} = Ποσοστό επιλογής σημείο σχεδιασμού με βάση τον αριθμό Sommerfeld ώστε να προσδιοριστεί το βέλτιστο διάκενο εδράνου

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ (Μεταβλητές εξάρτησης στο Μοντέλο)

- $L/D = L/D$ ο λόγος μήκος ως προς την διάμετρο του εδράνου
- IL = Αδιάστατος αριθμός με τιμές **[6,8]** για επιλογή του διαφορετικών ιοντικών υγρών με βάση τον αριθμό των ατόμων άνθρακα της αλκαλικής αλυσίδας των ιοντικών υγρών
- SAE = Αδιάστατος αριθμός με τιμές **[40,60]** για επιλογή διαφορετικών SAE με βάση την αμερικανική τυποποίηση λιπαντικών (**[C8mim]PF4,[C6mim]BF4**)
- $MN.P = \text{visc} \cdot N/P$ Αδιάστατος χαρακτηριστικός αριθμός της περιοχής λίπανσης (**Υδροδυναμικής ή οριακής λίπανσης**) με ελάχιστο όριο μετάβασης στην υδροδυναμική λίπανσης ώστε να έχουμε ευστάθεια πάχους λιπαντικού $MN.P \geq 1.7E-6$
- $\omega = N_{\text{manual}} \cdot 2 \cdot \pi$ γωνιακή ταχύτητα άξονα για την προσθήκη στο πεδίο ταχύτητας περιστροφής του άξονα στο μοντέλο **[rad/s]**
- $h = c \cdot (1 + e \cdot \cos(\theta))$ η συνάρτηση για το πάχος του λιπαντικού **[m]**
- $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$ Αδιάστατος αριθμός **Sommerfeld** που χαρακτηρίζει τα **γεωμετρικά χαρακτηριστικά και τα χαρακτηριστικά λειτουργίας** των διαφορετικών εδράνων.

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η παρούσα εργασία μελετά τα έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα) ως προς την κατανομή πίεσης που αναπτύσσεται από το ρευστό κατά την περιστροφική κίνηση του άξονα εντός του εδράνου. Με σκοπό την σύνθεση μοντέλου παραμετρικής μελέτης για τον έλεγχο της κατανομής πίεσης των διαφορετικών λιπαντικών με τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Τα βασικά μέρη των εδράνων από τα οποία αποτελούνται περιγράφονται στο παρακάτω κεφάλαιο για τα έδρανα. Οι βασικοί παράμετροι ορίστηκαν στους συμβολισμούς του μοντέλου και η αναλυτική περιγραφή για την επιλογή των μεγεθών των εδράνων σύμφωνα με το L/D γίνεται στο κεφάλαιο 3 στην θεωρητική ανάπτυξη του μοντέλου που έχουν καθοριστεί όλες οι πιθανές προσεγγιστικές λύσεις για την κατανομή πίεσης π.χ. ($L/D > 2$ Sommerfeld long bearing Solution), ($L/D < 0.25$ Ocvirik short bearing Solution). Ενώ εντός αυτών των τιμών $L/D = (1, 0.5, 0.25)$ έδωσε διαγράμματα επίλυσης ο **Raimondi and Boyd σύμφωνα με την εξίσωση Reynolds** για τα έδρανα. Στα έδρανα ολίσθησης της προσομοίωσης επιλέχθηκε να μοντελοποιηθεί ένα εύρος εδράνων λόγω των πιο συχνών τιμών εμφάνισης και της πολυπλοκότητας εύρεσης κατανομής πίεσης με πεπερασμένα στοιχεία. Επίσης για τις συνθήκες λειτουργίας του ρευστού τα έδρανα περιγράφεται στο παρακάτω **κεφάλαιο 1.2** μέσω διαγράμματος για το **συντελεστή τριβής συνάρτηση του λόγου $\mu \cdot N/P$** που εκφράζει τον χαρακτηριστικό αριθμό της συμπεριφοράς του εδράνου δηλαδή σε ποια κατάσταση βρίσκεται το έδρανο (οριακή λίπανση, μεταβατική λίπανση ή υδροδυναμική λίπανση). Ενώ ο προσδιορισμός της εξάρτησης του ιξώδους με την θερμοκρασία του λιπαντικού (**Κεφάλαιο 2.3.2**) επηρεάζει την συμπεριφορά του εδράνου και την κατανομή πίεσης.

1.ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

1.1 Ιστορική Αναδρομή στοιχείων εδράνων

Τα έδρανα γενικότερα διαθέτουν μια εξελικτική πορεία στην σύγχρονη μορφή τους χάρη στην συνεχή και εξελισσόμενη ευρεσιτεχνία ιδεών και πειραματισμό διαφορετικών υλικών κατασκευαστικής και σύνθεσης με χρήση καινοτόμων λιπαντικών με μοναδικό σκοπό την μείωση της φθοράς/τριβής και την μεγιστοποίηση της υποστήριξης της φόρτισης με σκοπό την αύξηση των στροφών στον άξονα. Μερικές από αυτές τις στιγμές περιγράφονται παρακάτω :

- Το αρχαιότερο δείγμα εδράνου ολίσθησης έχει ανακτηθεί από τα ερείπια του ρωμαϊκού πλοίου **Nemi του 40 μ.Χ.**, είναι ένα ξύλινο έδρανο ολίσθησης, που υποστηρίζει ένα περιστρεφόμενο τραπέζι.[1]
- Κοντά στα **1500 μ.Χ.** εντοπίστηκαν σχέδια από έδρανα ολίσθησης για το σχεδιασμό ενός ελικοπτέρου του **Λεονάρντο Ντα Βίντσι**, ενώ τα πρώτα σχέδια κυλινδρικών εδράνων ολίσθησης ήταν του **Αγκοστίνo Ραμέλλι**. [1]
- Ένα συνεχές και επηρεαζόμενο πρόβλημα ήταν η επαφή των σφαιρικών με τον κύλινδρο που προκαλούσε αντίσταση στο σύστημα. Το πρόβλημα αυτό αντιμετωπίστηκε για πρώτη φορά από τον **Γαλιλαίο** τον **17 αιώνα** με την προσθήκη μιας στεφάνης στήριξης που διατηρούσε τα στοιχεία σε συγκεκριμένη θέση. [1]
- Το πρώτο κυλινδρικό έδρανο επινοήθηκε στα μέσα του **1740** από τον ωρολογοποιό **Τζων Χάρρισον** για τον υποβρύχιο χρονομέτρηση H3. [1]
- Το πρώτο δίπλωμα ευρεσιτεχνίας σφαιρικού εδράνου ολίσθησης με δακτυλίους απονεμήθηκε στο **Philip Vaughan στο Carmarthen 1794**. [1]
- Το **1883**, ο **Φρίντριχ Φίσερ** ιδρυτής της FAG, ανέπτυξε μια μέθοδο κατεργασίας λείανσης σφαιρών ίσου μεγέθους και υψηλής ακρίβειας και έθεσε την βάση για την διαμόρφωση των σφαιρών μέσω κατάλληλων μηχανών.[1]
- Το **1898** απονεμήθηκε στο **Χένρι Τιμκεν**, οραματιστή και πρωτοπόρου στον τομέα της βιομηχανίας παραγωγής αμαξών, δίπλωμα ευρεσιτεχνίας για το κωνικό έδρανο ολίσθησης. [1]
- Ο σύγχρονος σχεδιασμός αυτορρυθμιζόμενων εδράνων οφείλεται στο **Σβέν- Βίνγκκβιστ** της κατασκευαστικής εταιρείας **SKF 1907**. [1]
- Στις αρχές της δεκαετίας του **1980**, ο ιδρυτής του Pacific Bearing (**Ρόμπερτ Σέντερ**) επινόησε το πρώτο έδρανο τριβής πολυστρωματικής κατασκευής που ήταν εναλλάξιμο ως προς το μέγεθος με τα γραμμικά έδρανα.
Αυτό το έδρανο είχε ένα μεταλλικό κέλυφος (αλουμινίου, χάλυβα ή ανοξειδωτου χάλυβα) και ένα στρώμα από Teflon που συνδέεται με ένα λεπτό στρώμα κόλλας.[1]

Τα **έδρανα** συγκροτούνται από δύο κύρια τμήματα το **εσωτερικό κύλινδρο** που είναι **κινητός** και ονομάζεται **στροφέας (άξονας)** και τον **εξωτερικό δακτύλιο** που είναι **σταθερός** και ονομάζεται **πέλμα**. Ανάλογα με το είδος του εδράνου διαμορφώνεται η εσωτερική αυλάκωση μέσα στο έδρανο για την πιο ομαλή ροή για την κατανομή του λιπαντικού. Η κατηγοριοποίηση γίνεται σε έδρανα ολίσθησης και έδρανα κύλισης.

1.2 Είδη των εδράνων

1.2.1 Έδρανα ολίσθησης (Κουζινέτα)

Τα έδρανα συντίθενται από δύο μέρη το εσωτερικό κύλινδρο (στροφέα) και το εξωτερικό δακτύλιο(πέλμα),ανάμεσα στα οποία υπάρχει συνεχής παροχή λιπαντικού. Το μέγεθος του πάχους του λιπαντικού παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην εξομάλυνση των διατμητικών τάσεων και στην υποστήριξη της εξωτερικής φόρτισης. Τα έδρανα ολίσθησης αποτελούνται από ένα χιτώνιο από ειδικό μέταλλο (αντιτριβικά χιτώνια από μπρούτζο, κράμα κασσίτερου-χαλκού) ή από μη μεταλλικά πολυμερή στηριζόμενοι στο εσωτερικό μιας βάσης (φωλιάς, πέλμα) ολόσωμης ή διαιρούμενης. Εντός του χιτώνιου μπορεί να είναι και χαραγμένες αυλακώσεις που βοηθούν στην καλύτερη κατανομή του λιπαντικού. Μελέτη στα έδρανα ολίσθησης γίνεται με βάση τον **θεωρητικό νομό Petroff για το θεωρητικό συντελεστή τριβής στα ομόκεντρα έδρανα** και τις **εξισώσεις του Reynold's** που προσέφεραν **προσεγγιστικές λύσεις ο Sommerfeld για πολύ μεγάλα σε μήκος έδρανα, τα διαγράμματα Raimondi and Boyd για συγκεκριμένες περιπτώσεις, Ocnirk για πολύ μικρά έδρανα, Dubois κλπ., επιλύοντας τις εξισώσεις του Reynolds με ένα σύνολο παραδοχών. [2],[3]** Για την σχεδίαση και την μελέτη ενός εδράνου ολίσθησης λαμβάνονται οι παρακάτω σημαντικοί παράμετροι [3]:

L/D : Ο λόγος μήκος άξονα εντός του δακτυλίου συγκράτησης ως προς την διάμετρο του άξονα (που ορίζει το μέγεθος του εδράνου).

c: Ακτινικό διάκενο (επηρεάζει το πάχος του λιπαντικού ανάμεσα στο άξονα και το δακτύλιο) και αποτελεί γεωμετρικό σχεδιαστικό χαρακτηριστικό για τα έδρανα.

η : Ιξώδες λιπαντικού (σημαντικό μέγεθος που επηρεάζει τον συντελεστή τριβής και κατά επέκταση την συμπεριφορά του εδράνου αφού είναι το μέγεθος που αντιστέκεται στις διατμητικές τάσεις που δέχεται το ρευστό).

N : Στροφές στον άξονα (επηρεάζουν το πάχος του λιπαντικού και την συμπεριφορά του εδράνου, **N Manual**)

P: $\frac{W}{A}$ Φόρτιση πίεσης (Το εξωτερικό φορτίο που δέχεται το έδρανο λαμβάνοντας υπόψη πως κατανέμεται ομοιόμορφα πάνω στην επιφάνεια κεντρικά του άξονα)

$S: \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$ Αριθμός Sommerfeld (Αδιάστατη μορφή του εδράνου ολίσθησης που συσχετίζει τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και τα χαρακτηριστικά λειτουργίας).

$T_{av}: T_{inlet} + \left(\frac{dT}{2}\right)$ Η ενδεικτική μέση τιμή της θερμοκρασία λιπαντικού για την μεταβολή του ιξώδους με την θερμοκρασία.

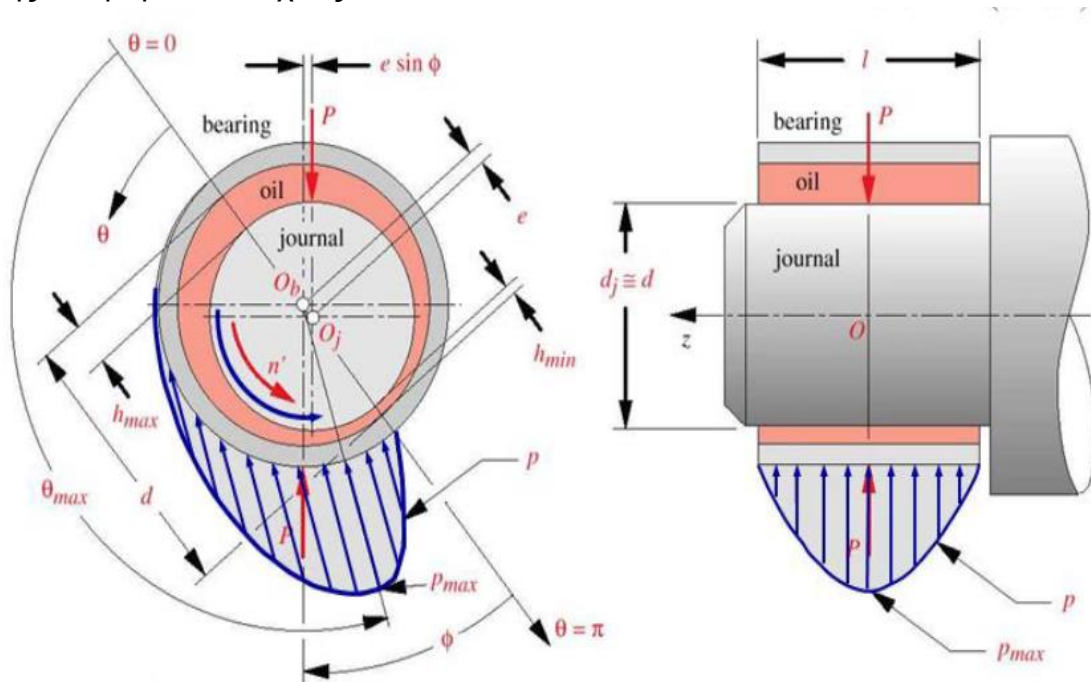
e: εκκεντρότητα του άξονα (χαρακτηριστικό που εκφράζει την μετατόπιση του κέντρου του άξονα).

p_film : Υδροδυναμική Πίεση (Η κατανομή της πίεσης που μεταβάλλεται και με την γωνιά πάνω στο άξονα και στον δακτύλιο με βάση τις συνθήκες λειτουργίας).

Φ = Η γωνία του ελάχιστου πάχους του λιπαντικού από τον άξονα της κάθετης φόρτισης (**f_angle**)

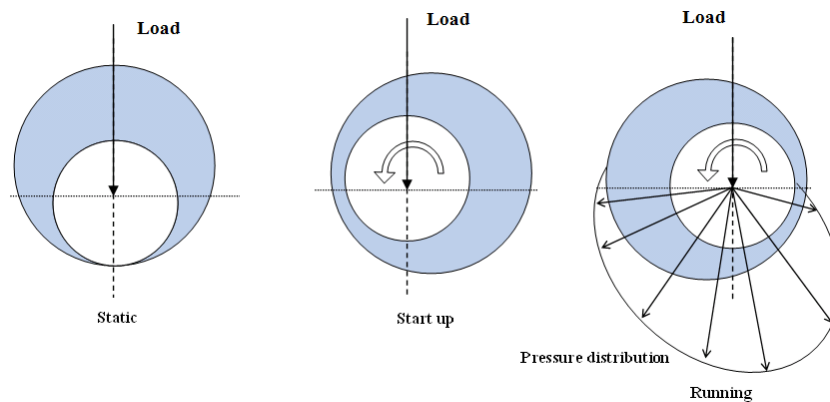
Θ_{p0} = Η γωνιά για την θέση της ελάχιστης πίεσης του λιπαντικού μετά την συμπίεση του άξονα στο κέλυφος μεταξύ μέγιστου και ελάχιστου πάχους λιπαντικού.

Θ_{pmax} = Η γωνιά για την θέση της μέγιστης πίεσης του λιπαντικού από την αρχική γωνιά θέσης του μέγιστου πάχους λιπαντικού.



Εικόνα 1. Σχεδιαστική απεικόνιση των παραμέτρων σχεδιασμού εδράνου ολίσθησης [1.1]

Κύρια αίτια της υψηλής φθοράς αυτού του τύπου εδράνων είναι η περιοδική επιφανειακή επαφή των δυο επιφανειών σε περιόδους (οριακής λίπανσης = ξεκίνημα, σταμάτημα άξονα) ή είτε το λιπαντικό περιέχει ανεπιθύμητα σωματίδια που προκαλούν διογκώσεις και αναγκάζουν την επαφή είτε το φαινόμενο της ολίσθησης του άξονα με το ρευστό για υψηλές τιμές γωνιακής ταχύτητας άξονα σε σχέση με το ρευστό.



Εικόνα 2. Περιπτώσεις κατάστασης εδράνου [1.2]

Αυτές οι περιπτώσεις της περιοδικής επαφής του εδράνου μπορούν να περιγράψουν και να κατανοηθούν συνάρτηση του συντελεστή τριβής για την συμπεριφορά του ρευστού σύμφωνα με το παρακάτω διάγραμμα :

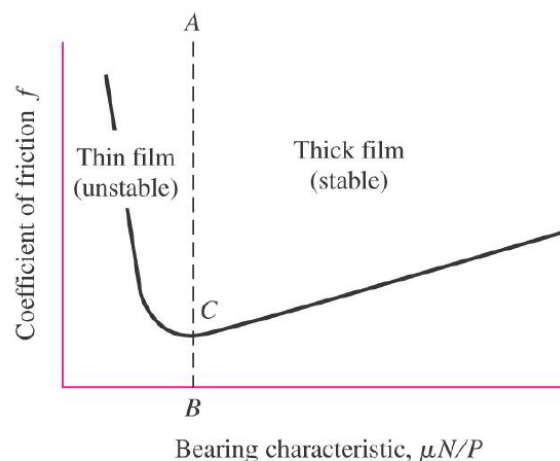


Fig. 12-4

Διάγραμμα 1. Διάγραμμα συντελεστή τριβή ρευστού με τον χαρακτηριστικό αριθμό εδράνου [3]

Αρχικά η απεικόνιση των τριών κατάστασης στην **εικόνα 2** μπορεί να περιγραφεί με το **διάγραμμα 3** δηλαδή στην **στατική κατάσταση** έχουμε επαφή των δυο επιφανειών χωρίς να έχουμε φθορά λόγω μη περιστροφικής κίνησης αλλά μόνο στατικές φόρτισης αυτό δεν εμφανίζεται στο συντελεστή τριβής του ρευστού διότι δεν υπάρχει κίνηση.

Στην κατάσταση του ξεκινήματος ή σταματήματος του άξονα ακριβώς μετά την στατική φόρτιση έχουμε **υψηλό συντελεστή τριβής και φθορά** με εισερχόμενο λιπαντικό λεπτού φιλμ εσωτερικά μεταξύ του άξονα και του κελύφους παρόλα όμως την εισχώρηση λιπαντικού έχουμε λόγω αυξημένου φόρτου ή πιο σημαντικά έχουμε πολύ χαμηλές στροφές που δεν αναπτύξουν πλήρως το υδροδυναμικό φαινόμενο της υποστήριξης του φορτίου. Σε αυτήν την κατάσταση η αύξηση της θερμοκρασίας του εδράνου λόγω υψηλού συντελεστή τριβής επηρεάζει το ιξώδες του λιπαντικού συνεπώς ο χαρακτηριστικός αριθμός εδράνου **MN.P** μειώνεται και καταλήγουμε να έχουμε υψηλότερο συντελεστή τριβής, αρά ασταθές πάχος λιπαντικού για τιμές μικρότερες από **1.7E-6 [3]**.

Στην κατάσταση της υδροδυναμικής λίπανσης δηλαδή στην περίπτωση της λειτουργίας του άξονα έχουμε σταθερό πάχος λιπαντικού διότι οι υψηλότερες στροφές στον άξονα συντελούν στην αύξηση του πάχους του λιπαντικού και στην μείωση της υδροδυναμικής πίεσης αφού τείνει ο άξονας να μετακινηθεί ως προς το κέντρο. Η αύξηση των στροφών μπορεί να επηρεάζει την εσωτερική τριβή του ρευστού και κατά επέκταση την θερμοκρασία του άρα μειώνεται το ιξώδες με αποτέλεσμα ο χαρακτηριστικό αριθμό MN.P να μειώνεται με μετάπτωση του σημείου σε σημείο ευστάθειας πάχους με τον συντελεστή τριβής να μειώνεται εφόσον περιστρέφεται σε ένα εύρος βέλτιστης λειτουργίας υδροδυναμικής λίπανσης. Οι υψηλές στροφές που ανέπτυξε μαζί με σχετικά μεγάλο διάκενο σχεδιασμού αναγκάζουν το ρευστό να ολίσθησει με τον άξονα και να χάσει το στρώμα του λιπαντικού δημιουργώντας τυρβώδη ροή με φυσαλίδες δηλαδή φαινόμενο σπηλαίωσης.

1.2.2 Έδρανα κύλισης (Ρουλεμάν)

Τα έδρανα κύλισης-αντιτριβής φορτίζονται κατά την λειτουργία τους με στατικά και δυναμικά φορτία. Εάν το έδρανο κύλισης που φέρει το φορτίο δεν περιστρέφεται ή περιστρέφεται πολύ αργά ή ταλαντεύεται θεωρείται ότι φορτίζεται στατικά. Αντίθετα δυναμικά θεωρείται η φόρτιση όταν περιστρέφεται με υψηλές στροφές [2]. Αποτελούνται γενικά από δύο ομόκεντρους δακτυλίους με στεφάνια που χωρίζουν τις ισαπέχουσες σφαίρες ή κυλίνδρους. Υπάρχουν πολλές κατηγορίες εδράνων κύλισης με διαφορετική γεωμετρία και μέγεθος σφαιρών. Ο **Timken** κατέχει την πρώτη ευρεσιτεχνία για κωνικά έδρανα κύλισης. Για την σχεδίαση αυτών των εδράνων πρέπει να λάβουμε υπόψη το είδος της φόρτισης (αξονική ή ακτινική) και τα εσωτερικά μέρη να είναι ένσφαιρα η κυλινδρικά κυρίως το είδος της λίπανσης αποτελεί το μεγαλύτερο μέρος μελέτης αφού έχουμε ελαστικό υδροδυναμική λίπανση, καθώς υπάρχει πολύ μικρός χώρου ακτινικού διάκενου στεφάνης, με τις ισαπέχουσες σφαίρες οι υψηλές φορτίσεις επηρεάζουν τις συνθήκες λειτουργίας λίπανσης.[2] Η καταπόνηση του εδράνου από αξονικά φορτία συνεπώς είναι σημαντική και η ονομαστική διάρκεια ζωής του εδράνου ορίζεται ως:

$$L = \frac{10^6}{60N} x \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad 1.1$$

Σχέση ονομαστικής διάρκειας ζωής εδράνου κύλισης [2]

- $p = 3$ για **ένσφαιρα έδρανα** και $p = 10/3$ για **κυλινδρικά έδρανα**
- **C** = Συντέλεσης φόρτισης κόπωσης
- **P** = Εφαρμοσμένο φορτίο [**Pa**]
- **N** = Ταχύτητα περιστροφής σε [**rpm**]



Εικόνα 3. Τα μέρη που αποτελείται ένα ρουλεμάν [1.3]



Εικόνα 4. Τα είδη των ρουλεμάν κατά σειρά δυνατότητας υποστήριξης ακτινικών φορτίων [1.4]

Κυρία αίτια φθοράς σε αυτού του είδους τα έδρανα είναι η επαφή των επιφανειών με τις ενδιάμεσες σφαίρες λόγω του ελάχιστου χώρου του λιπαντικού και της τραχύτητας των επιφανειών μπάλας και κελύφους. Επειδή υπάρχουν υψηλές φορτίσεις και σημεία επαφής λόγω μικρό διάκενου θα αναπτυχθούν ελαστικές και πλαστικές παραμορφώσεις που θα δημιουργήσουν συγκεντρώσεις τάσεων με παραμόρφωση των υλικών ή δημιουργία ρωγμών. Άλλη αίτια φθοράς είναι το λιπαντικό να περιέχει ανεπιθύμητα σωματίδια με αποτέλεσμα να είναι σημαντική η διαδικασία συντήρησης και στεγανοποίησης του εδράνου από ρύπους.

1.3 Πλεονεκτήματα - Μειονεκτήματα

Στην πλειοψηφία των περιστρεφόμενων μηχανών τα έδρανα ολίσθησης χρησιμοποιούνται συχνά και είναι σχεδιασμένα στην υδροδυναμική περιοχή λίπανσης. Τα πλεονεκτήματα που έχουν είναι [4] :

- Ο σχεδιασμός του εδράνου είναι σχετικά απλός διότι παρόλο που η διαμόρφωση περιέχει αυστηρές ανοχές και πρέπει να υποστεί επιφανειακή λείανση δεν είναι περιπλοκή λόγω CNC μηχανών υψηλής ακρίβειας. Απαιτείται η τιμή της ακτινικής χάρης μεταξύ ($300 < \frac{r}{c} > 1000$).
- Το έδρανο λόγω της υδροδυναμικής τους συμπεριφοράς παραλαμβάνει σχετικά υψηλά φορτία και λειτουργεί αξιόπιστα σε εύρος υψηλών και μεσαίων στροφών και μπορεί να αποσβένει ταλαντώσεις, να απομονώνει θορύβους χωρίς να υπάρξει καταστροφή ή δυσλειτουργία.
- Το έδρανο είναι εξάρτημα που είναι αναλώσιμο διότι το κόστος κατασκευής του είναι χαμηλό.
- Η συνεχής ροή λιπαντικού των εδράνων ολίσθησης από εξωτερική αντλία κάνουν τις περιστρεφόμενες μηχανές να λειτουργούν αρκετά αθόρυβα.
- Το έδρανο ολίσθησης είναι εξίσου αποδοτικό και σε σχετικά υψηλά φορτία και σχετικά χαμηλές στροφές με συγκεκριμένο εύρους στροφών λειτουργίας λόγω της μεγάλης εκκεντρότητας τους.
- Ο χρόνος ζωής τους όταν βρίσκονται στην υδροδυναμική περιοχή θεωρητικά είναι άπειρος.

Παρόλα τα πλεονεκτήματα τους τα έδρανα ολίσθησης έχουν και μειονεκτήματα που τα καθιστούν ακατάλληλά για ορισμένες καταστάσεις.[4,5,6]

- Στις καταστάσεις εκκίνησης και απότομης διακοπής λειτουργίας του περιστρεφόμενου άξονα υπάρχει υψηλό κίνδυνος φθοράς καθώς οι δύο επιφάνειες του εδράνου, έρχονται σε επαφή επειδή δεν είναι επαρκή η ροή του λιπαντικού αρά δεν μπορεί να υποστηρίξει το φορτίο.
- Ένα ακόμα φαινόμενο αστάθειας είναι η στροβιλική ροή που δημιουργεί το λιπαντικό κατά την λίπανση σε υψηλές στροφές με σχετικά μεγάλο διάκενο σχεδιασμού εμφανίζοντας το φαινόμενο της σπηλαίωσης του άξονα.
- Σε χαμηλές στροφές και για χαμηλό φορτίο υπάρχει περίπτωση αστάθειας του άξονα μέσα στο έδρανο λόγω των χαμηλών πιέσεων. Σε περίπτωση συντονισμού του άξονα μπορεί να υπάρξει ακόμα και θραύση του εδράνου.

- Σε περιβάλλον με πολύ σκόνη, τα σωματίδια σκόνης μπορεί να προκαλέσουν ζημιά στο έδρανο. Για να μην γίνει αυτό πρέπει το λιπαντικό να ανανεώνεται πιο συχνά, και χρησιμοποιούνται πρόσθετα με αποτέλεσμα να έχουν σχετικά υψηλό κόστος λειτουργίας.
- Το σύστημα λίπανσης καθιστά την εγκατάσταση πιο περιπλοκή καθώς πρέπει να υπάρχει συνεχόμενη ροή λιπαντικού σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.
- Σε έδρανα απείρου μήκους ($L/D > 2$) παρατηρείτε το φαινόμενο της γωνιακής κλίσης του άξονα όταν οι πιέσεις στην μια πλευρά του εδράνου είναι αυξημένη σε σχέση με την άλλη.

1.4 Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εδράνων ολισθήσεως αποτελούν ένα σημαντικό μέρος του υπολογισμού της πίεσης που αναπτύσσεται από το λιπαντικό κατά την περιστροφική κίνηση. Επίσης το πάχος του λιπαντικού μπορεί να υπολογιστεί με βάση την γεωμετρική διαμόρφωση του εδράνου όπως και να καθοριστεί η κλίση του εδράνου ως προς την αξονική διεύθυνση z λόγω μεγάλου μήκους. Μερικά από τα χαρακτηριστικά περιγράφονται παρακάτω:

- **L/D** : Ο λόγος μήκος ως προς την διάμετρο και εκφράζει το γεωμετρικό χαρακτηριστικό του εδράνου. Για **$L/D < 0.25$** έχουμε τα κοντά έδρανα που δεν εμφανίζουν την κλίση του άξονα ως προς την αξονική διεύθυνση και μπορούν να υπολογιστούν πιο αποτελεσματικά με το μοντέλο επίλυσης της πίεσης (**Ocvirk short bearing solution**) όσο για τα έδρανα με **$L/D > 2$** λόγω του μεγάλου μήκους πρέπει να λάβουμε υπόψη την μεταβολή της πίεσης και στην αξονική διεύθυνση με πιο αποτελεσματικό το μοντέλο επίλυσης της πίεσης (**Sommerfeld long bearing solution**) και τον υπολογισμό της γωνιακής κλίσης του άξονα με τον λόγο:

$$\eta_{κλίση} = \frac{h_0}{2 * L} \quad [22]$$

- **C** : Το ακτινικό διάκενο μεταξύ του άξονα περιστροφής (στροφέα) και του δακτυλίου συγκράτησης (φωλιά). Επίσης είναι ένα από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που επηρεάζει την μεταβολή του πάχους του λιπαντικού και τον συντελεστή τριβής είναι το μέγεθος του εσωτερικού χώρου του ρευστού με αυτό το γεωμετρικό χαρακτηριστικό θα παραμετροποιήσουμε το φορτίο που μπορεί να υποστηρίξει το ρευστό.
- **ϵ** : e/C Ο Αδιάστατος αριθμός της εκκεντρότητας αποτελεί την εκκεντρότητα του άξονα περιστροφής ως προς το ακτινικό διάκενο εκφράζοντας έτσι το ποσοστό μετατόπισης του άξονα από το αρχικό κέντρο αποτελεί χαρακτηριστικό για τον υπολογισμό του πάχους του λιπαντικού και την μεταβολή της υδροδυναμικής πίεσης του ρευστού και την υποστήριξη του φορτίου που ασκούμε εξωτερικά.

1.5 Εφαρμογές των εδράνων

Η επιστήμη της Τριβολογίας μετά τον δεύτερο παγκόσμιο πόλεμο είχε κατακόρυφη ανάπτυξη στην βιομηχανία σε όλο τον κόσμο και επίσης οι συνεχείς μετακινήσεις εμπορευμάτων και ανθρώπων δημιούργησαν την ανάγκη για πιο δυνατές και στιβαρές μηχανές με αποτέλεσμα την εξέλιξη των εδράνων για να υποστηρίξουν μεγαλύτερα φορτία να είναι πιο αποδοτικά με λιγότερο κόστος συνεπώς επινοήθηκαν μεγαλύτερο εύρος ειδών για τα έδρανα σε διαφορετικές εφαρμογές.

Τα έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα) εμφανίζονται σε μεγάλο εύρος εφαρμογών στις μηχανές εσωτερικής καύσης παλινδρομικής κίνησης, η συμπιεστές και μηχανές περιστροφής εκτός κέντρου ισορροπίας όπως στροφεία στροβίλων (τούρμπο) με πιο έντονες εφαρμογές ως προς την λειτουργία των εδράνων να χρησιμοποιούνται οι ατμομηχανές σε βιομηχανικές εφαρμογές, η μηχανές για συμπίεσης ρευστού-αερίου για εκτόνωση βραχιόνων και συστήματος συγκράτησης σερβοκινητήρων των βραχιόνων. [2,20]

Σε όλες τις παραπάνω εφαρμογές υπάρχουν τα έδρανα ολίσθησης για να εξασφαλίζουν την ομαλή κίνηση του άξονα και την υποστήριξη των φορτίων. Τέλος η διάταξη και το μέγεθος των εδράνων ολίσθησης αλλάζει ανά εφαρμογή με πιο εμφανές παράδειγμα να αποτελεί η παλινδρομική μηχανή του στροφαλοφόρου άξονα που διαθέτει τρία διαφορετικά έδρανα ολίσθησης σε τρεις διαφορετικές θέσης. Αρχικά στην στήριξη του στροφαλοφόρου άξονα που αποτελεί την κατάσταση στην οποία το μοντέλο της παραμετρικής μελέτης είναι πιο κοντά σε αυτήν την περίπτωση λόγω των διαφορετικών L/D και του σταθερού ακτινικού φορτίο (βάρους μηχανής). Δεύτερον τα κουζινέτα των μπιελοφόρων του στροφαλοφόρου με μικρότερο λόγω L/D και μεταβλητών σε διαφορετικές διευθύνσεις φορτίων λόγω της περιστροφής του άξονα.

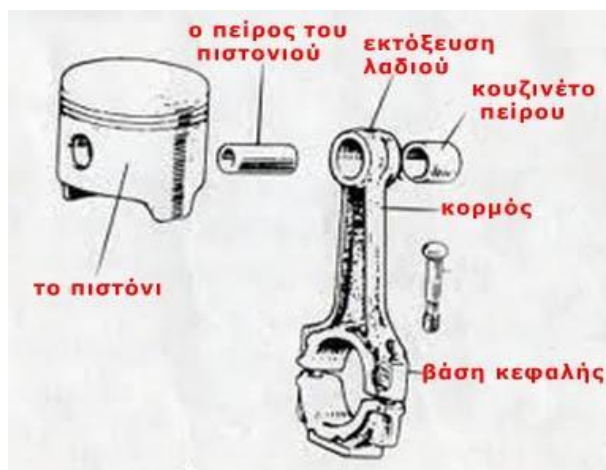
Τρίτων τα κουζινέτα στους πείρους του πιστονιού που συνδέουν τις μπιέλες με το πιστόνι με σχετικά μεγαλύτερο L/D και με μεταβλητά ακτινικά φορτία. Τα παραπάνω αποτελούν έδρανα ολίσθησης με διαφορετικές συμπεριφορές αλλά όλα αυτά τα μέρη χρησιμοποιούν τα κατάλληλα έδρανα ώστε να παραλάβουν τα αξονικά και ακτινικά φορτία με σκοπό την μετάδοση κίνησης και την στήριξη του άξονα.



Εικόνα 5.Κουζινέτα μπιέλας [1.5]



Εικόνα 6.Κουζινέτα στροφάλου [1.6]



Εικόνα 7.Κουζινέτο πείρου [1.7]

2. ΛΙΠΑΝΣΗ ΚΑΙ ΛΙΠΑΝΤΙΚΑ

2.1 Η Έννοια της λίπανσης

Η έννοια της λίπανσης είναι ο διαχωρισμός των δύο επιφανειών που τείνουν να έρθουν σε επαφή λόγω της σχετικής κίνησης τους με ένα λεπτό στρώμα λιπαντικού ώστε να μειωθεί ο συντελεστής τριβής των επιφανειών δηλαδή να αυξηθεί η λιπαντικότητα τους. Επίσης μπορεί να διαχωριστεί σε τέσσερις κύριες κατηγορίες λίπανσης [2,5]:

- **Στερεά λίπανση** :Τα στερεά λιπαντικά χρησιμοποιούνται σαν επικαλυπτόμενη στρώση σε μορφή σκόνης για χρήση υψηλών θερμοκρασιών που τα υγρά λιπαντικά χάνουν την ικανότητα τους να αντιστέκονται στα φορτία δηλαδή (το ιξώδες του υγρού λιπαντικού μειώνεται σε τέτοιο βαθμό λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που είναι πολύ εύκολη η παραμόρφωση του συνεπώς δεν υποστηρίζει το φορτίο).

Αρά η λίπανση χαρακτηρίζεται από τις φυσικές και χημικές ιδιότητες των λεπτών επιφανειών φιλμ. Μερικά από τα στερεά λιπαντικά είναι το **PTFE: (πολυτετραφθοροαιθυλένιο)** που χρησιμοποιείται στα μαγειρικά σκεύη για να δώσει αντικολλητικές επιφάνειες. Η χημική του αδράνεια το κάνει χρήσιμο προσθετό σε ειδικά γράσα. [7] κλπ.

Ανόργανα στερεά : Σκόνη γραφίτη, εξαγωνικό βόριο νιτρίδιο, διθειούχο βολφράμιο και μολυβδαίνιο είναι παραδείγματα υλικών που να χρησιμοποιηθούν ως στερεά λιπαντικά, συχνά για πολύ υψηλές θερμοκρασίες αλλά περιορίζονται από την φτωχή αντίσταση στην οξειδωση. [7]

Μέταλλα/Κράματα: Κράματα μετάλλων και καθαρά μέταλλα μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως πρόσθετα γράσων για τα συστατικά επιφανειών που ολισθαίνουν και σε ένσφαιρα έδρανα. Το κάδμιο και ο χρυσός χρησιμοποιούνται για επένδυση επιφανειών που τους δίνει καλή αντίσταση στη διάβρωση και την ολίσθηση. [7]

- **Υδροστατική λίπανση** : Αυτό το είδος λίπανσης έχουμε, όταν διοχετεύουμε λιπαντικό ώστε οι επιφάνειες των εδράνων να χωρίζονται εντελώς από ένα στρώμα ρευστού με σκοπό να συγκράτηση τις επιφάνειες σε μικρές ή μηδενικές ταχύτητες. Η πίεση που απαιτείται για την υποστήριξη του φορτίου 0.7 έως 70 MPa δημιουργείται από μια εξωτερική πηγή (αντλία) που διοχετεύει την κατάλληλη παροχή λιπαντικού. Στην υδροστατική λίπανση ο σχεδιασμός ενός εδράνου μπορεί εύκολα να βελτιστοποιηθεί με επιπρόσθετη παροχή ρευστού ώστε να αντισταθμίσει την εξωτερική πίεση, και να βελτιώσει την στήριξη του φορτίου και την δυσκαμψία του στρώματος του λιπαντικού [2,5]
- **Υδροδυναμική λίπανση**: Στην υδροδυναμική λίπανση υπάρχει ένα συνεχόμενο στρώμα λιπαντικού μεταξύ των δύο επιφανειών που φέρουν το φορτίο διαχωρίζοντας τα μεταξύ τους για να αποφευχθεί η επαφή των μετάλλων. Η αντίσταση στην κίνηση προκύπτει από τη εσωτερική τριβή του λιπαντικού σε σχετικά παχύ στρώμα διότι οι επιφάνειες έχουν διαχωριστή πλήρως συνεπώς το ρευστό αναπτύξει ένα προφίλ ταχύτητας και κατά συνέπεια έχει ένα συντελεστή τριβής. Η πίεση του λιπαντικού δημιουργείται από την κίνηση των επιφανειών των μετάλλων (άξονα - δακτυλίου), που ωθεί το λιπαντικό, με αρκετά μεγάλη ταχύτητα, μέσα στην περιοχή όπου το λιπαντικό σχηματίζει μια σφήνα μειωμένου πάχους, όπως απέδειξε ο Reynolds. Το γεγονός αυτό δημιουργεί μια κατανομή πίεση και είναι αυτοδημιούργητη και είναι απαραίτητη για την υποστήριξη του φορτίου του εδράνου. [2,5]
- **Ελαστικό-υδροδυναμική λίπανση**: Υπό περίπτωση της υδροδυναμικής λίπανσης αν λάβουμε υπόψη την επίδραση του μεγέθους του φορτίου δηλαδή αν το συγκεκριμένο φορτίο είναι ικανό να παραμόρφωση ελαστικά τις επαφές μεταξύ των δύο επιφανειών κυρίως εμφανίζεται στους οδοντωτούς τροχούς μεταξύ κυλιόμενων στερεών και στα έδρανα κυλίσεως μεταξύ των σφαιρών ή κυλίνδρων με τα δαχτυλίδια συγκράτησης. Οι πολύ υψηλές πιέσεις μεταβάλλουν, ως γνωστόν το ιξώδες του λιπαντικού και την ελαστική παραμόρφωση των στερεών, με επακόλουθη μεταβολή στη γεωμετρία των σωμάτων στο σημείο επαφής.[2,5]

2.2 Η κατηγορίες των λιπαντικών

Βάσει των διαφορετικών χρήσεων των λιπαντικών διακρίνονται στις παρακάτω γενικές κατηγορίες [8,9]:

- **Γενική χρήση** : Για απλές λιπαντικές εφαρμογές όπως αντискωριακή προστασία, κλπ. Συνήθως δεν περιέχουν πρόσθετα. Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται είναι μονότυπα ορυκτά λάδια για εφαρμογές ελαφρού φορτίου και αντискωριακή προστασία διάφορων τύπων εφαρμογών.

- **Κινητήρων:** Πολύτυπα και μονότυπα[†] λιπαντικά μηχανών εσωτερικής καύσης βενζίνης, υγραερίου, φυσικού αερίου ή πετρελαίου. Λιπαντικά που χρησιμοποιούνται συχνότερα είναι οι βαλβολίνες με βαθμονόμηση κατά SAE και συνθετικά λιπαντικά όπως οι Πολύ άλφα-ολεφίνες (PAO), Συνθετικοί εστέρες, Πολυαλκυλένιο Γλυκόλης (PAG), Φωσφορικοί εστέρες, Αγκυλωμένα ναφθαλίνη (AN), Πυριτικοί εστέρες. Ενώ γίνονται έρευνες σχετικά με το να χρησιμοποιηθούν τα ιοντικά υγρά που ανταποκρίνονται σε ιδιαίτερες ιδιότητες οξειδωσης, διάβρωσης, πτητικότητας και χαμηλού συντελεστή τριβής σε υψηλές θερμοκρασίες και αντοχή σε ακραίες θερμοκρασίες κλπ.
- **2-χρονών κινητήρων και εξωλέμβια :** Τα λιπαντικά αυτά αναμιγνύονται με το καύσιμο για αυτό είναι λεπτόρευστα και εύκολα στην καύση ώστε να δημιουργηθεί επαρκή λίπανση και μετά να καεί μέσο της καύσης ενώ δεν πρέπει να παράγουν καπνό ή στάχτη κατά την καύση και να παρέχει επαρκή λίπανση σε υψηλές στροφές. Επειδή είναι ρευστά μιας χρήσης δεν χρειάζεται η χρήση των πολύτυπων λιπαντικών όπως στους 4 χρόνους κινητήρες.
- **Κιβώτια ταχυτήτων:** Στα κιβώτια περιέχουν και τους δυο τύπους λιπαντικών (πολύτυπα και μονότυπα) λιπαντικά κυρίως με διαφορά πρόσθετα διότι προσφέρουν καλή λιπαντική συμπεριφορά σε ακραίες πίεσης και στεγνές εκκίνησης ή σε οξείδωση των μεταλλικών μερών. Η ελαστικό-υδροδυναμική λίπανση που εμφανίζεται λόγω των μεγάλων φορτίων που ασκούνται αποτελεί παράγοντας ώστε να χρησιμοποιούνται υψηλής απόδοσης λιπαντικά που να διαθέτουν μεγάλο δείκτη ιξώδους και να αντιστέκεται στην πίεση του ρευστού π.χ. (ιοντικά ρευστά)
- **Ναυτιλίας :** Τα λιπαντικά σε αυτήν την εφαρμογή χρησιμοποιούν πρόσθετα με σκοπό να προσφέρουν υψηλό ιξώδες, αντιαφριστικότητα (Κατά την λειτουργία του κινητήρα, λόγω έντονης ανάδευσης, δημιουργούνται φυσαλίδες αέρα στο λάδι με αποτέλεσμα να μειώνεται η λιπαντική ικανότητα του αποτρέπεται με αντιαφριστικά πρόσθετα), αντιοξειδωτικότητα κλπ.

Επίσης είναι λιπαντικά υψηλής αλκαλικότητας παρασκευασμένα από βασικά έλαια διότι η αλκαλικότητα αποτελεί ένα είναι σημαντικό χαρακτηριστικό σε όλες της μηχανές εσωτερικής καύσης κατά την δημιουργία προϊόντων καύσης όπως (οξείδια του θείου και του αζώτου) που προσβάλλουν κυρίως της μεταλλικές επιφάνειες και σχηματίζουν ανθρακώματα. Η υψηλή περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο επιβαρύνει αισθητά την κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα για αυτό η υψηλή αλκαλικότητα των λιπαντικών αναστέλλει την δημιουργία όξινων προϊόντων καύσης [13]

[†] Πολύτυπα λιπαντικά είναι αυτά τα λαδιά που διαθέτουν την ικανότητα να διατηρήσουν το ιξώδες του σε μεγαλύτερο εύρος θερμοκρασιών δηλαδή συμπεριφέρεται σαν διαφορετικό λιπαντικό σε χαμηλές θερμοκρασίες από ότι σε υψηλές με βάση την τυποποίηση τους ενώ τα μονότυπα λιπαντικά είναι τα λιπαντικά που το ιξώδες του λαδιού μεταβάλλεται ανάλογα με την θερμοκρασία σε μικρότερος εύρος χωρίς να αλλάζει συμπεριφορά π.χ. SAE 10W/40 πολύτυπο ενώ το αντίστοιχο SAE 40 μονότυπο.[9]

- **Βιομηχανίας:** Τα λιπαντικά στις βιομηχανικές εφαρμογές καλύπτουν ένα εύρος εφαρμογών όπως υδραυλικά συστήματα, αεριοστρόβιλοι, αεροσυμπιεστές, βιομηχανικά γραναζοκιβώτια, διεργασίες μετάλλων, κλειστά κυκλώματα μεταφοράς θερμότητας, μηχανήματα υφαντουργίας, συστήματα ψύξης, μετασχηματιστές κλπ. Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται συχνότερα είναι (κατά βαθμονόμηση προτύπου ISO) και περιέχουν και αυτά πρόσθετα με σκοπό την δημιουργία λιπαντικών υψηλής αντοχής και διαχείριση δύσκολων εφαρμογών πίεσης και θερμοκρασίας



Εικόνα 8. Εύρος χρήσης των τυποποιημένων λιπαντικών SAE σε σχέση με την θερμοκρασία περιβάλλοντος [1.8]

2.3 Ιδιότητες λιπαντικών

Αρχικά οι απαραίτητες ιδιότητες ενός λιπαντικού είναι η **λιπαντική του ικανότητα (Δείκτης ιξώδους)**, η **ψυκτική του ικανότητα**, η **πηκτικότητα του**, η **οξειδωτική σταθερότητα**, ο **διαχωρισμός νερού (απογαλακτωματοποίηση)**, **αποτροπή διάβρωσης** με τις λιπαινόμενες επιφάνειες και τέλος να διαθέτει **υψηλό σημείο βρασμού και χαμηλό σημείο πήξης** ώστε να παραμένει σε υγρή μορφή για μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και πιέσεων [13].

Η λιπαντική ικανότητα (δείκτης ιξώδους) : Ενός λιπαντικού αναφέρεται στην ικανότητα του να ελαχιστοποιεί τις τριβές μεταξύ των λιπαινόμενων επιφανειών και να τις προστατεύει από την φθορά. Εξασφαλίζεται στο σχηματισμό κατάλληλου πάχους λιπαντικού ώστε να ανταποκρίνεται στις συνθήκες λειτουργίας της κάθε εφαρμογής. Για την διατηρήσει του πάχους του λιπαντικού στις συνθήκες λειτουργίας (**T,p**) που μεταβάλλονται σε αρκετά μεγάλο εύρος απαραίτητο χαρακτηριστικό αποτελεί ο δείκτης ιξώδους του λαδιού που εκφράζει την αντίσταση του λαδιού στην μεταβολή της θερμοκρασίας. Όσο μεγαλύτερος είναι ο δείκτης ιξώδους τόσο μικρότερη είναι η μεταβολή του ιξώδους.[13] Συνεπώς κατά την εκκίνηση των μηχανικών στοιχείων που υπάρχει υψηλή τριβή με συνέπεια αυξάνεται η θερμοκρασία και το ιξώδες των λιπαντικών μειώνεται με αποτέλεσμα το πάχος του λιπαντικού να μειώνεται αρά να χάνει την λιπαντική του ιδιότητα διότι διαθέτει μικρό δείκτη ιξώδους. Όσο μεγαλύτερο το ιξώδες ενός λιπαντικού τόσο πιο παχύρευστο είναι το

λιπαντικό, με σχετικά μεγαλύτερο πάχος στρώματος στις λιπαινόμενες επιφάνειες με συνέπεια τον σχετικά υψηλότερο συντελεστή τριβής.

Η ψυκτική ικανότητα : Ενός λιπαντικού επιδιώκεται με την ικανότητα του λιπαντικού να απάγει θερμότητα από τις λιπαινόμενες επιφάνειες, διατηρώντας την θερμοκρασία της μηχανής σε μια σταθερή θερμική κατάσταση. Δύο πιο σημαντικοί παράγοντες που επηρεάζουν την ψυκτική ικανότητα του λιπαντικού είναι η θερμική αγωγιμότητα και η θερμοχωρητικότητα του δηλαδή η θερμική αγωγιμότητα εκφράζει το ρυθμό με τον οποίο απάγει θερμότητα από το σύστημα το λιπαντικό ενώ η θερμοχωρητικότητα εκφράζει την ικανότητα του ρευστού να απορροφά ενέργεια από το σύστημα και το περιβάλλον μέχρι να αυξηθεί η θερμοκρασία του κατά μια μονάδα.[13]

Η πτητικότητα : Ενός λιπαντικού εκφράζει την ευκολία του λιπαντικού να εξατμιστεί σε κάποια θερμοκρασία και εξαρτάται από την τάση ατμών του στη θερμοκρασία αυτή. Υψηλή τάση ατμών σημαίνει ότι το λιπαντικό εξατμίζεται εύκολα με αποτέλεσμα σε εφαρμογές με υψηλές θερμοκρασίες να μειώνεται η ποσότητα του, κάτι το οποίο καθιστά απαραίτητη τη χρήση επαρκούς ποσότητας λιπαντικού ώστε να διατηρείται το απαραίτητο στρώμα λιπαντικού. Η εκτίμηση της πτητικότητας του λιπαντικού είναι σημαντική και για περιπτώσεις με πολύ υψηλές θερμοκρασίες όπου υπάρχει ο κίνδυνος ανάφλεξης.[10] Ο προσδιορισμός της γίνεται με θέρμανση του δείγματος στους 250° C για 60 λεπτά και ζύγιση του πριν και μετά τη θέρμανση. Η απώλεια μάζας είναι ενδεικτική της πτητικότητας του. [10]

Το σημείο βρασμού και πήξης : Ενός λιπαντικού είναι απαραίτητο χαρακτηριστικό για τον έλεγχο των συνθηκών λειτουργίας της εκάστοτε εφαρμογής ώστε να αποτρέψουμε την αλλαγή φάσης του λιπαντικού και κατά επέκταση την κακή λίπανση ή βλάβη της μηχανής.

Η οξειδωτική σταθερότητα : Ενός λιπαντικού αποτελεί την κατάσταση στην οποία το λιπαντικό έρχεται σε επαφή με τον αέρα σε υψηλές θερμοκρασίες με αποτέλεσμα την αυξημένη οξείδωση του. Η οξείδωση των λιπαντικών είναι πιο εμφανείς σε ναφθενικής βάσης ελαίου λόγω της παρουσίας αρωματικών δακτυλίων.[11] Η καθυστέρηση της οξείδωσης του λιπαντικού θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί μέσω της καλύτερης στεγανοποίησης του ελαίου με τον αέρα είτε με την αυξημένη ψυκτική ικανότητα του λιπαντικού είτε με την απομακρύνει μεταλλικών κομματιών. Ταυτόχρονα μπορεί να αυξηθεί η αυτογενής οξειδωτική του σταθερότητα με την προσθήκη αντιοξειδωτικών προσθέτων. [10] Η οξειδωτική σταθερότητα του λιπαντικού προσδιορίζεται με τη μέθοδο ASTM D943, διατηρώντας το δείγμα σε θερμοκρασία 99 °C και πίεση 75,5 atm αυτόκλειστο για 100 ώρες και μετρώντας την κατανάλωση οξυγόνου. [11]

Η Αποτροπή διάβρωσης : Ενός λιπαντικού είναι σημαντική διότι πρέπει να περιέχουν πρόσθετα ώστε να σχηματίσουν χημικούς δεσμούς με τις επιφάνειες ώστε να αποτρέψουν την υγρασία και κατά επέκταση την οξείδωση και την δημιουργία σκουριάς από την δημιουργία προϊόντων καύσης όπως (οξειδία του θείου και αζώτου).

Ο διαχωρισμός νερού (απογαλακτωματοποίηση) : Εμφανίζεται σε εφαρμογές κατά τις οποίες το λιπαντικό έρχεται σε επαφή με υγρασία είναι απαραίτητο να αποφευχθεί ο σχηματισμός γαλακτωμάτων που έχουν οξειδωτική δράση και να είναι εύκολος και αποτελεσματικός ο διαχωρισμός του νερού από το λιπαντικό. Η παραμονή της υγρασίας

στο λιπαντικό και ο σχηματισμός γαλακτώματος προκαλεί οξειδώσεις, αποφράσσει τα φίλτρα και φθείρει τον εξοπλισμό. [10,12]

Η **ικανότητα διαχωρισμού του νερού από το λιπαντικό** : προσδιορίζεται με ανάμειξη 40ml λιπαντικού με νερό στους 54° C για 5 λεπτά. Ο χρόνος διαχωρισμού είναι η στιγμή όπου ο όγκος του εναπομείναντος γαλακτώματος είναι λιγότερος ή ίσος με 3 ml. Η πρότυπη μέθοδος για τον προσδιορισμό της απογαλακτωματοποίησης είναι **ASTM D1401** [10,11]

2.4 Ορισμός ιοντικών υγρών

Τα ιοντικά υγρά είναι οργανικά άλατα που συντίθενται από οργανικά κατιόντα και οργανικά ή ανόργανα ανιόντα με σημείο τήξης χαμηλότερο των 100 °C δηλαδή αποτελούνται από μεγάλες αλυσίδες υδρογόνου και άνθρακα με ή χωρίς αυτό στα ανιόντα με δεσμούς με διαφορετικά στοιχεία ιονισμένα συνδυάζοντας τα ώστε να προκύψει το άλας και να παραμένει σε υγρή φάση. Ακόμα μπορεί να δημιουργήσουν μίγματα αλάτων με τουλάχιστον ένα οργανικό συστατικό.[15] Με τη χρήση κατάλληλων πρώτων υλών, μάλιστα, είναι δυνατή η παρασκευή ιοντικών υγρών με σημείο τήξης χαμηλότερο των 25[C], τα οποία ανήκουν στην κατηγορία των ιοντικών υγρών θερμοκρασίας δωματίου.[15] Τα ιοντικά υγρά διαφοροποιούνται από τους υπόλοιπους κοινούς οργανικούς διαλύτες χάρη σε αυτόν τον ιοντικό τους χαρακτήρα, ενώ η ασυμμετρία ανάμεσα στο ανιόν και στο κατίον τους οδηγεί σε μείωση της ενέργειας πλέγματος της κρυσταλλικής μορφής του άλατος με συνέπεια να μειώνεται το σημείο τήξης.[15]

2.4.1 Δομή ιοντικών υγρών.

Η δομή των ιοντικών υγρών είναι σημαντική στις ιδιότητες που θα αποκτήσουν. Είναι εντυπωσιακό το γεγονός πως, μια μικρή αλλαγή στη δομή είτε του κατιόντος είτε του ανιόντος ενός ιοντικού υγρού, μπορεί να επιφέρει σημαντική μεταβολή των ιδιοτήτων του, όπως η διαλυτότητα στο νερό, το ιξώδες ή το σημείο τήξης. Γίνεται λοιπόν αντιληπτό, ότι με κατάλληλη επιλογή ανιόντος και κατιόντος μπορεί να παρασκευαστεί ένα ιοντικό υγρό με επιθυμητές φυσικοχημικές ιδιότητες για την εκάστοτε εφαρμογή.[15] Οι **φυσικές ιδιότητες των ιοντικών υγρών**(ιξώδες, επιφανειακή τάση, πυκνότητα) **καθορίζονται από το μήκος της αλυσίδας του κατιόντος** ενώ οι **χημικές ιδιότητες** (διαλυτότητα, χημική και θερμική σταθερότητα κλπ.) **καθορίζονται από το ανιόν.**[15] Τα ιοντικά υγρά κατηγοριοποιούνται σαν κλασσικοί οργανικοί διαλύτες, βάσει της δομής τους. Ωστόσο επειδή η δομή τους μοιάζει με ιοντικούς κρυστάλλους οι πιθανοί συνδυασμοί είναι απεριόριστοι [15], αυτή η κατηγοριοποίηση είναι αρκετά πολύπλοκη συνεπώς ορίζεται διαχωρισμός σε **πρωτικά** [15] και **μη πρωτικά** [15] ιοντικά υγρά βασίζεται στον αν η σύνθεσή του προέκυψε με προσθήκη υδρογονοκατιόντων. [15] Συγκεκριμένα, τα πρωτικά ιοντικά υγρά είναι εκείνα που έχουν απασχολήσει περισσότερο τα τελευταία χρόνια, κυρίως εξαιτίας της εύκολης και οικονομικής παραγωγής τους, πλεονεκτήματα που συνοδεύονται από ιδιαίτερες φυσικοχημικές ιδιότητες. Παρασκευάζονται μέσω μιας αντίδρασης εξουδετέρωσης ισομοριακής ποσότητας ενός **Brønsted οξέος** και μιας **Brønsted βάσης**, με μεταφορά πρωτονίου από το οξύ στη βάση, δημιουργώντας έτσι περιοχές που μπορούν να σχηματίσουν δεσμούς υδρογόνου. Για παράδειγμα, ο δεσμός υδρογόνου που αναπτύσσεται μεταξύ αμμωνιακών κατιόντων και

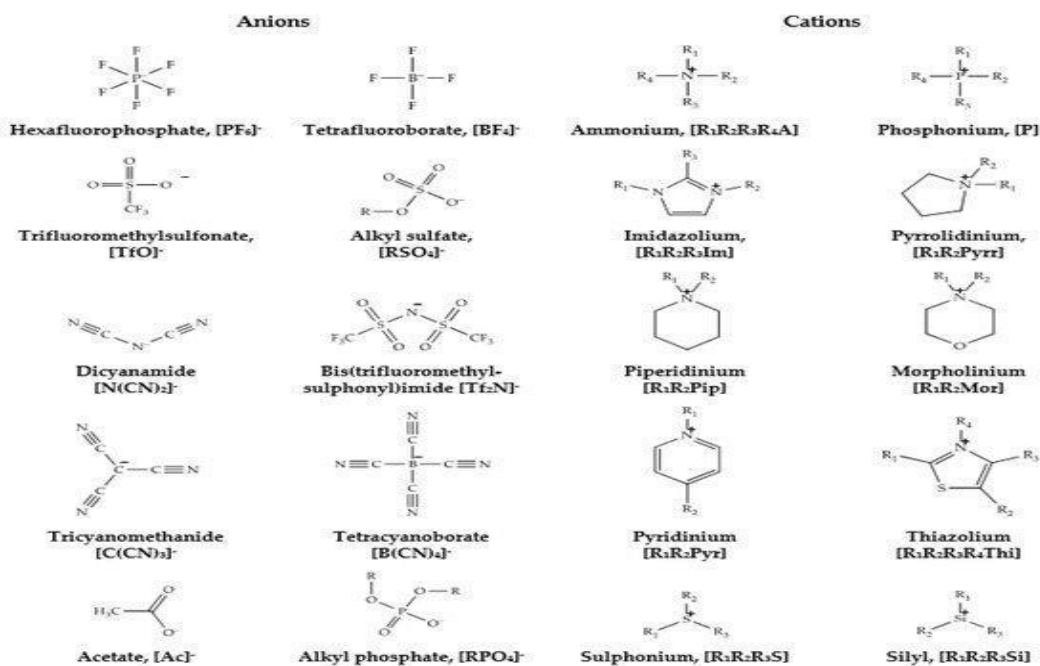
νιτρικών ανιόντων φαίνεται να δημιουργεί ένα δίκτυο που προσομοιάζει κατά κάποιον τρόπο το τρισδιάστατο δίκτυο δεσμών υδρογόνου του νερού. [15]

2.4.2 Ιδιότητες Ιοντικών υγρών

Τα ιοντικά υγρά στην υπάρχουσα εφαρμογή αποτελούν μια εναλλακτική λύση λόγω των σημαντικών χαρακτηριστικών τους με τον έλεγχο των ιμιδαζολικών ιοντικών υγρών (1-alkyl-methyl imidazolium cation **[C_n_mim]**) να αποτελεί ένα από τα υποσχόμενα κατιόντα για εφαρμογές λίπανσης και μπορούμε να προσδιοριστούν νέες ιδιότητες με το αντίστοιχο ανιόν όπως το (4-alkyl-methylimidazolium-hexafluorophosphate) (**[C₄mim][PF₆]**) ένα από τα λιπαντικά που διαθέτει σχετικά μεγάλο σημείο ανάφλεξης στο 400 με 500 [C] και ταυτόχρονα τα εξεταζόμενα λιπαντικά **[C₈mim]PF₄, [C₆mim]BF₄** συμπεριφέρεται σαν νευτώνειά ρευστά στην ισοτροπική τους μορφή [14], αλλά προσφέροντας καλύτερη θερμική σταθερότητα σε υψηλές θερμοκρασίες από τα συμβατικά λιπαντικά, έχοντας χαμηλότερη τάση ατμών συνεπώς δεν εμφανίζεται έντονα το φαινόμενο σπηλαιώσης. Ενώ διαφορετικά πρωτικά αλκυλαμμωνικά και απρωτικά ιμιδαζολικά ιοντικά υγρά έχουν δοκιμαστεί ως λιπαντικά, κυρίως για εφαρμογές με χάλυβα ή αλουμίνιο. Τα πρωτικά λιπαντικά έχει φανεί να έχουν καλύτερη συμπεριφορά και μικρότερο συντελεστή τριβής από τα συνηθισμένα υδρογονανθρακικά λάδια, φθείρουν ωστόσο περισσότερο το αλουμίνιο. [23] Φαίνεται ότι τα πρωτικά ιοντικά υγρά αντιδρούν γρηγορότερα με την επιφάνεια του μετάλλου, σχηματίζοντας ένα λεπτό φιλμ.[15]

Στα περισσότερα **ιοντικά υγρά είναι πυκνότερα** από το νερό με τιμές μεταξύ **1-1,6 g/cm³**. Γενικά, η πυκνότητα των ιοντικών υγρών με ίδιο ανιόν μειώνεται με την αύξηση του όγκου του οργανικού κατιόντος, ενώ παρατηρείται αύξηση παράλληλα με την αύξηση του μοριακού βάρους του ανιόντος, κυρίως για μικρά ανιόντα. Ωστόσο, σημαντικό ρόλο στην πυκνότητα ενός ιοντικού υγρού παίζει και η καθαρότητα του, αφού έχει βρεθεί πως αν η περιεκτικότητα του νερού είναι αυξημένη, η πυκνότητα μειώνεται [15]. Στα **ιοντικά υγρά το ιξώδες** τους είναι αρκετά αυξημένο σε σχέση με συμβατικούς οργανικούς διαλύτες (νερό) θεωρούνται ως ιξώδη υγρά και είναι δύσχρηστα για διάφορες βιομηχανικές εφαρμογές άντλησης, ανάδευσης, μεταφοράς μάζας.[33] Αποτελεί όμως μια εναλλακτική λύση λίπανσης αν η σύνθεση του ιξώδες του μπορεί να ρυθμιστεί. Γενικά, τα ιοντικά υγρά με ίδιο ανιόν, αν αυξηθεί η ανθρακική αλυσίδα του κατιόντος οδηγεί σε αύξηση του ιξώδους, κυρίως λόγω της αύξησης των αλληλεπιδράσεων, των δυνάμεων van der Waals. Βέβαια, πολύ σημαντικότερο ρόλο έχει το μέγεθος στο σχήμα των ιόντων, καθώς με την προσθήκη κατιόν με πολλές διακλαδώσεις το ιξώδες αυξάνει δραματικά. Πρέπει να τονιστεί επίσης πως ο ρόλος του κατιόντος φαίνεται να είναι πολύ μεγαλύτερος στη διαμόρφωση του ιξώδους και των άλλων φυσικών ιδιοτήτων σε σχέση με του ανιόντος, ενώ ιδιαίτερη βάση δίνεται στο είδος των δεσμών (απλοί, διπλοί, αλυσιδωτοί ή κυκλικοί) και της διαμόρφωσης (επίπεδη ή μη) του υγρού [15]. Η **τάση ατμών των ιοντικών υγρών** είναι χαρακτηριστικό που περιγράφει την αλλαγή φάσης στη μεταβολές πίεσης χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί η τάση ατμών του **[C₄mim][PF₆]**, που στους 25 ° C είναι 100Pa [15], με εκείνη του νερού στην ίδια θερμοκρασία να βρίσκεται στα 3kPa.[15] Έχει αποδειχθεί πως για τις χαμηλές αυτές τιμές οφείλονται τόσο οι αλληλεπιδράσεις Coulomb μεταξύ των ιόντων όσο και το χαμηλό σημείο τήξης και ο ιοντικός χαρακτήρας των υγρών αυτών, ενώ αρχικά μόνο ο ιοντικός αυτός χαρακτήρας θεωρήθηκε υπεύθυνος.[15]

Σημαντικό είναι να σημειωθεί πως κατά την εμφανίσει τάσης ατμών μεταξύ απρωτικών και πρωτικών ιοντικών υγρών στην πλειονότητα των πρωτικών, αναμένεται στην ατμώδη φάση να υπάρχουν μοριακό οξύ. Όσον αφορά στα απρωτικά, στην αέρια φάση παρουσιάζονται ισχυρά συνδεδεμένα είδη ζευγών ιόντων, τα οποία μπορεί ή και όχι, να βρίσκονται σε μερικώς συσσωματωμένη κατάσταση. [15] Παρακάτω εμφανίζονται με σχηματική απεικόνιση μερικά από τα πιθανά ζεύγη ανιόντων και κατιόντων.



Εικόνα 9. Σχηματική απεικόνιση της δομής ανιόντος και κατιόντος ιοντικών υγρών [1.9]

2.5 Σύγκριση με τα συμβατικά έλαια

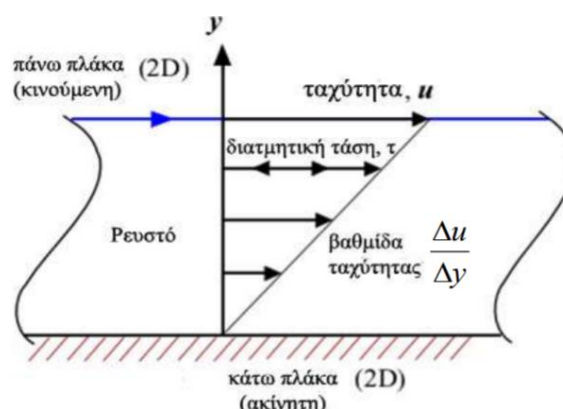
Συγκρίνοντας τα ιοντικά υγρά με τα συμβατικά έλαια μια από τις βασικές χημικές ιδιότητες των ιοντικών υγρών που τα διαφοροποιεί είναι η **χαμηλή σχεδόν αμελητέα τάση ατμών σε υψηλές θερμοκρασίες**. Αυτό είναι και ο λόγος που, σε συνδυασμό με την **μη ευφλεκτότητα** του και την ικανότητα ανακύκλωσης τους να χαρακτηρίζονται ως **“πράσινοι διαλύτες”**. Ακόμα μερικές από τις ιδιότητες των ιοντικών υγρών που προσδίδουν ένα θετικό πρόσημο είναι η **υψηλή ιοντική αγωγιμότητα**, η **θερμική και χημική σταθερότητα** τους εφόσον σχεδιαστούν με αυτή την προοπτική. Με την θερμική σταθερότητα να αποτελεί ένα από τα κύρια χαρακτηριστικά στην διατήρηση της λιπαντικότητας τους σε υψηλές θερμοκρασίες αφού το ιξώδες του διατηρεί την ικανότητα χαμηλής ρευστότητας χωρίς να παραμορφώνεται το λιπαντικό από υψηλές φορτίσεις. Επίσης λόγο των πολλών χημικών δεσμών που μπορούν να αλληλοεπιδράσουν με της επιφάνειες εφόσον σχεδιαστούν για αυτό το σκοπό έχουν **υψηλή αντίσταση στην διάβρωση**. [16] Αντίθετα τα συμβατικά έλαια που χρησιμοποιούνται στην αγορά είναι αρκετά πιο εύκολα στην σύνθεση σε σχέση με τα ιοντικά υγρά λόγο των μεθόδων σύνθεσης ενώ τα συμβατικά λιπαντικά με βάση τα έλαια διαθέτουν διαφορετικά πρόσθετα για υψηλή θερμική σταθερότητα και χημική σταθερότητα

προσφέροντας έτσι καλή ψυκτική ικανότητα και καλή λιπαντική συμπεριφορά σε αρκετά υψηλές θερμοκρασίες όχι σε βαθμό όμως των ιοντικών υγρών.

Επιπρόσθετα τα συμβατικά λιπαντικά μπορούν να καλύψουν μεγάλο εύρος εφαρμογών όπως αναφερθήκαμε αρχικά που τα χαρακτηρίζει ως λιπαντικά πολυχρηστικά σε (κινητήρες του στροφαλοφόρου άξονα, μειωτικών στροφών, βιομηχανικών εφαρμογών, ναυτιλιακών εφαρμογών, σε δίχρονους κινητήρες κλπ.) διότι έχουν πολύ χαμηλό κόστος σύνθεσης σε σχέση με ιοντικά υγρά. Ενώ τα ιοντικά υγρά πρέπει να σχεδιαστούν για την συγκεκριμένη εφαρμογή ώστε να διαθέτουν τις βέλτιστες ιδιότητες και η χημική τους σύσταση να μη επηρεάζει τις μεταλλικές επιφάνειες ως προς την οξειδωτική διάβρωση και την λιπαντική ικανότητα ή να μην είναι αρκετά παχύρευστα για εφαρμογές των εδράνων ολίσθησης με συνέπεια η εσωτερική τριβή του ρευστού να αυξάνεται αλλά μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές αεροδιαστημικής και ακραίων συνθηκών πίεσεων και θερμοκρασίας σε κινητήρες ή σε συστήματα υψηλής λίπανσης όπως κιβώτια ταχυτήτων και άλλα μέρη γρναζιών τα οποία λειτουργούν στην ελαστικό υδροδυναμική λίπανση συνεπώς το ιξώδες προσφέρει καλύτερη αντίσταση της επαφής των επιφανειών.

3. Θεωρητική ανάπτυξη μοντέλου

Η ανάπτυξη της θεωρίας των εδράνων ολίσθησης ορίζεται ως το πρόβλημα υποστήριξης των εξωτερικών φορτίων όταν τα δύο σώματα βρίσκονται σε σχετική κίνηση μεταξύ τους με επαρκές πάχος λιπαντικού. Στην περίπτωση της υδροδυναμικής λίπανσης των εδράνων ολίσθησης που υπάρχει ένα στρώμα μεταβλητού πάχους λιπαντικού ανάλογα με την κίνηση της εκκεντρότητας του άξονα λόγο των μεταβολών της θερμοκρασίας και της εξωτερικής πίεσης επιτυγχάνεται αυτή η υποστήριξη του φορτίου με την ανάπτυξη υδροδυναμικής πίεσης από το ρευστό κατά την περιστροφική κίνηση του άξονα που εξαναγκάζεται να μετατόπιση ως προς το κέντρο. Ένα σημαντικό χαρακτηριστικό που όρισε ο Νεύτωνας και είναι απαραίτητο για τον προσδιορισμό της συμπεριφοράς του ρευστού είναι το μέτρο της διατμητικής τάσης του ρευστού που είναι ανάλογο της χαμηλής ρευστότητας του και της βαθμίδας της ταχύτητας ή αλλιώς το προφίλ ταχύτητας του ρευστού. Τα ρευστά που υπακούν στο νόμο του Νεύτωνα ονομάζονται **Νευτώνεια ρευστά [2]**

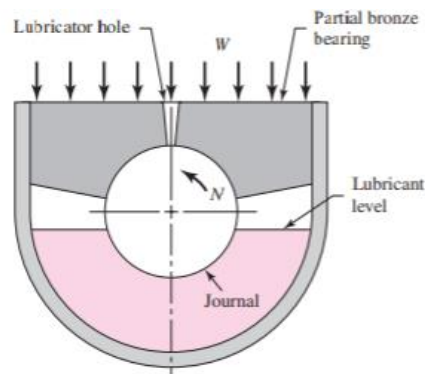


Εικόνα 10. Προφίλ διατμητικών τάσεων ρευστού (Νόμος Νεύτωνα) [1.10]

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad 3.1$$

3.1 Υδροδυναμική λίπανση (φαινόμενο υδροδυναμικής πίεσης)

Η μελέτη της υδροδυναμικής λίπανσης ξεκίνησε το 19^ο αιώνα από τον μηχανικό **Beauchamp Tower** που ασχολήθηκε με σπουδές για την τριβή των εδράνων ολίσθησης των σιδηροδρομικών τρένων και την μάθηση καλύτερων μεθόδων λίπανσης τους και παρατήρησε κατά την διάρκεια της έρευνας διαρροή λιπαντικού σε ένα από τα έδρανα ολίσθησης και κατέληξε στην δημιουργία πειραματικής διάταξης εδράνου τύπου λουτρού μερικού εδράνου ολίσθησης για την ανάπτυξη της θεωρίας της υδροδυναμικής πίεσης. Στην οποία μέσω της παρακάτω **εικόνα 10** δοκίμασε μετά το εξαιρετικά χαμηλό συντελεστή τριβή για την εποχή, να ανοίξει μια οπή στην κορυφή του έδρανο και παρατηρείται έξοδο λιπαντικού συνεπώς κάλυψε με κάποιο κομμάτι υλικού (ξύλο ή φελλού) αλλά αυτό πετάχτηκε προς τα έξω. Συνεπώς συνειδητοποίησε πως κάποιος μηχανισμός ασκούσε πίεση και κατέληξε στο πόρισμα πως το λιπαντικό περιέχει μια υδραυλική πίεση που διαχωρίζει τις δυο επιφάνειες κατά την περιστροφή του άξονα. [3]



Εικόνα 11. Σχηματικό σχέδιο μερικού εδράνου ολίσθησης τύπου λουτρού [1.11]

Τα πειραματικά δεδομένα εξηγούν την διαφορική εξίσωση του **Reynolds**. Ο οποίος Reynolds όρισε δυο συνθήκες για να αναπτυχθεί η υδροδυναμική λίπανση :

- Πρέπει να υπάρχει σχετική κίνηση των δύο επιφανειών με επαρκή ταχύτητα ώστε το πάχος του φιλμ του λιπαντικού να εδράζει το εξωτερικό φορτίο
- Οι επιφάνειες θα πρέπει να βρίσκονται σε γωνία μεταξύ τους και να μην είναι παράλληλες (μοντέλο σφήνας)

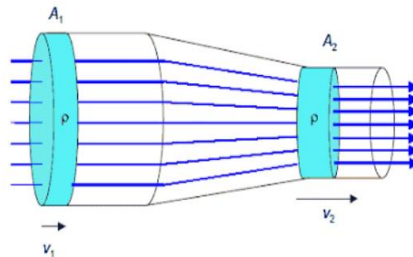
3.2 Γενικές Εξισώσεις

Η κίνηση ενός ιξώδους ρευστού περιγράφεται από τις ακόλουθες εξισώσεις :

1. Εξίσωση συνέχειας ροής που περιγράφει την διατήρηση μάζας
2. Εξίσωση Navier-Stokes, που περιγράφουν την ισορροπία δυνάμεων
3. Καταστατικές εξισώσεις, που δίνουν την εξάρτηση των ιδιοτήτων του ρευστού (πυκνότητα, ιξώδες κλπ.) από την πίεση και την θερμοκρασία

3.2.1 Εξίσωση συνέχειας

Η εξίσωση της συνέχειας είναι μια από τις θεμελιώδεις εξίσωση που βασίζεται στην διατήρηση της μάζας και προσδιορίζει την σταθερή παροχή του ρευστού σε μεταβολή των γεωμετρικών χαρακτηριστικών με ανάλογη μεταβολή της ταχύτητας ώστε να διατηρηθεί σταθερή η παροχή.



Εικόνα 12. Νόμος του Νεύτωνα - διατήρηση μάζας ρευστού [1.12]

$$A_1 \cdot u_1 = A_2 \cdot u_2 \quad 3.2$$

3.2.2 Εξίσωση Navier-Stokes

Η γενική εξίσωση Navier-Stokes περιγράφει την κίνηση του ρευστού με μετρήσιμο δείκτη εσωτερικής τριβής μορίων (δυσρευστότητα). Βασική θεωρία αυτής της εξίσωσης είναι ότι το ρευστό αποτελείται από πολλά σωματίδια τα οποία βρίσκονται σε σχετική κίνηση και αλληλοεπιδρούν μεταξύ τους και υπακούουν τον δεύτερο νομό του Νεύτωνα $F=m \cdot a$. Επίσης λαμβάνεται υπόψη όμως την κίνηση για νευτώνεια ρευστά και ασυμπίεστη ροή [17]

Γενική Εξίσωση δυνάμεων ισορροπίας Navier-Stokes :

$$\rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad 3.3$$

Η ανάλυση ξεκινάει από την ισορροπία δυνάμεων σε έναν απειροστό όγκο. Για νευτώνειο ρευστό και ασυμπίεστη ροή ώστε να προκύψει η παρακάτω εξίσωση ισορροπίας ρευστού :

$$\rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 U_i \quad 3.4$$

Η παραπάνω εξίσωση εκφράζει την δυναμική ισορροπία των μεταβαλλόμενων δυνάμεων αδράνειας, των εξωτερικών δυνάμεων (συνήθως βαρύτητα), των δυνάμεων που προκύπτουν λόγω διαφοράς πίεσης στο ρευστό, των δυνάμεων ιξώδους ή αλλιώς τριβής.

Για να έχουμε ένα κλειστό σύστημα εξισώσεων πρέπει να λάβουμε υπόψη την εξίσωση συνέχειας. Θα έχουμε λοιπόν ένα μη γραμμικό σύστημα διαφορικών εξισώσεων με μερικές παραγώγους, το οποίο αποτελείται από: [17]

4 Εξισώσεις (3 εξισώσεις δυναμικής + 1 εξίσωση συνέχειας) 4 Αγνώστους (3 συνιστώσες ταχύτητας ροής+ 1 την πίεση)

Για να είναι το πρόβλημα καλά τοποθετημένο θα πρέπει να ορίσουμε τις **αρχικές και συνοριακές συνθήκες με τις αρχικές συνθήκες** να ορίζονται **οι ποσότητες πίεσης ταχύτητας για t=0**. Οι **συνοριακές συνθήκες** που ορίζονται **συνθήκες μη ολισθήσεως** στις στερεές επιφάνειες εκεί που υπάρχει επαφή του ρευστού-στερεού με την ταχύτητα ισούται με την ταχύτητα περιστροφής την επιφάνειας που κινείται [17] :

Εκφράζοντας το πρόβλημα σε συντεταγμένες x,y,z και τις συνιστώσες της ταχύτητας u,v,w

Εξισώσεις ροής Navier-Stokes

$$\bullet \quad \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad 3.4.1$$

$$\bullet \quad \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad 3.4.2$$

$$\bullet \quad \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad 3.4.3$$

Εξίσωση συνέχειας

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad 3.5$$

Για μόνιμη ροή ανάμεσα παρεχόμενη από κίνηση πλάκας σε άπειρο χώρο (Ροή Couette) με τις παρακάτω παραδοχές [17] :

- Εξετάζεται η επίπεδη ροή μεταξύ των επιφανειών που έχουν απόσταση h=ύψος λιπαντικού και μήκος L άξονα εντός πέλματος
- Οι πλάκες είναι σχετικά παράλληλες στον άξονα x και η κάτω πλάκα είναι ακίνητη(πέλμα), ενώ η πάνω κινείται με σταθερή ταχύτητα U (άξονας)
- Το πλάτος του ρευστού κατά την διεύθυνση z είναι πολύ μεγαλύτερο από το ύψος h. Κατά συνέπεια η ροή είναι ομιλία στο επίπεδο κάθετα στον άξονα z, $\frac{\partial}{\partial z} = 0$
- Λόγω των παραπάνω συνθηκών υποθέτουμε πως η μοναδική μη μηδενική συνιστώσα της ταχύτητας είναι η u, (v=w=0)
- Οι ταχύτητες είναι μικρές ώστε οι οροί αδράνειας (μη γραμμική οροί των εξισώσεων) και παραλείπονται
- Η ροή θεωρείται ασυμπίεστη

- Δεν υπάρχει διαφορά πίεσης στις άκρες των δύο πλακών

Εξισώσεις Navier-Stokes

$$\bullet \quad -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \quad 3.4.1.1$$

$$\bullet \quad -\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad 3.4.2.2$$

$$\bullet \quad -\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad 3.4.3.3$$

Εξίσωση συνέχειας

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad 3.5.1$$

Από την παραπάνω εξίσωση 3.4.1.1 επαληθεύετε η συνεισφορά των εξισώσεων Navier-Stokes στην εξήγηση του προφίλ ταχύτητας των εδράνων όπως παρακάτω στο κεφάλαιο 3.4

3.2.3 Καταστατικές εξισώσεις του ιξώδους με την πίεση και την θερμοκρασία

Σχέση ιξώδους- θερμοκρασίας

Η θερμοκρασία αποτελεί μια παράμετρο η οποία επηρεάζει άμεσα το ιξώδες οποιαδήποτε ρευστού. Η αύξηση της θερμοκρασίας με πιο συνήθης περίπτωση την αύξηση της τριβής κατά την περιστροφή του άξονα στο ξεκίνημα ή σταμάτημα που το πάχος του λιπαντικού το οποίο δεν έχει αναπτυχθεί πλήρως λόγω των χαμηλών στροφών έτσι οι μικρό έσω-εξοχές των επιφάνειες βρίσκονται ακόμα σε επαφή παρόλο που υπάρχει κίνηση ρευστού στον άξονα η οποίο δημιουργεί την τριβή με επακόλουθο την αύξηση της θερμοκρασίας και την φυσική ιδιότητα του λιπαντικού να μειώνει το ιξώδες. Είναι πολύ σημαντικό να γνωρίζουμε την τιμή του ιξώδες σε οποιοσδήποτε μεταβολές της θερμοκρασίας καθώς η υποστήριξη φορτίου και κυρίως ο συντελεστής τριβής του εδράνου στην περιοχή της υδροδυναμικής λίπανσης είναι ανάλογη του ιξώδους. Για αυτό χρησιμοποιείται ο δείκτης ιξώδους στα λιπαντικά για να προσδιοριστεί ποσό ανεπηρέαστο είναι το ιξώδους του λιπαντικού στην μεταβολή της θερμοκρασίας. Με μεγαλύτερη τιμή δείκτη ιξώδους έχουμε μικρή μεταβολή του ιξώδους σε αύξηση της θερμοκρασίας. Υπάρχουν αρκετές εμπειρικές εξισώσεις που υπολογίζουν την σχέσεις ιξώδους με την θερμοκρασία. Με τον προσδιορισμό τριών σταθερών τιμών ανά κατηγορία λιπαντικού να προκύπτει σχέσεις εκθετικής αναλογίας μεταξύ ιξώδους και θερμοκρασίας. Οι (**Reynolds, Slotte, Walther, Vogel-Fulcher-Tammann, Arrhenius, Vogel**) προσέγγισαν την μεταβολή

του ιξώδους με την θερμοκρασία με πιο ακριβή η προσέγγιση **VFT** ως προς τα λιπαντικά υψηλής εκθετικής μεταβολής ιξώδους:**[18,19]**

$$\mu = \mu_o * e^{\frac{b}{(T-T_{VF})}} \quad 3.6$$

μ_o, b, T_{VF} : σταθερές **VFT**

T : θερμοκρασία σε **[K]**

Στην παρούσα διπλωματική εργασία λαμβάνεται υπόψη η σχέση εξάρτησης του ιξώδους με την θερμοκρασία στο έδρανο ολίσθησης με την **σχέση Vogel για καλύτερη ακρίβεια στα SAE και με VFT για τα ιοντικά υγρά IL [14]**

Model	Equation	Observations
Reynolds	$\eta = B \cdot e^{-AT}$	Accurate only for a limited temperature range
Slotte	$\eta = A/(B + T)^C$	Reasonable; useful in numerical analysis
Sun	$\log \eta = A + B/T + C \cdot T + D \cdot T^2$	A system of 4 equations and 4 unknowns has to be solved
Vasquez	$\eta = A \cdot e^{B/T^C}$	Useful for petroleum products
Eyring	$\eta = A \cdot e^{B/T}$	Gives good correlation
Walther	$(\eta + C) = A \cdot D^{1/T^a}$	Works well for mineral and synthetic oils under normal conditions.
Vogel	$\eta = A \cdot e^{B/(T-C)}$	Forms the bases of ASTM viscosity-temperature chart Highly accurate, very useful in engineering

Πίνακας 1. Προτάσεις υπολογισμού του ιξώδους με εξάρτηση της θερμοκρασίας (όπου $\eta = \mu$) **[16]**

Με διαδικασία παρεμβολής από το δεδομένα [21] καταλήξαμε στις παρακάτω εξισώσεις Vogel ως η πιο ακριβής προσδιορίζοντας τις άγνωστες σταθερές:

$$SAE 40 : \mu = 1.0277E - 4 * EXP \left(\frac{1033.00}{T_{av} - 157.44} \right) [Pa s] \quad 3.7$$

$$SAE 60 : \mu = 1.0370E - 4 * EXP \left(\frac{1139.88}{T_{av} - 154.30} \right) [Pa s] \quad 3.8$$

VFT για τα ιοντικά υγρά ορίζεται και με την σχέση 3.9=3.6 [14]:

$$IL : \ln(\mu) = \frac{k}{T-T_o} + 0.5 * \ln \ln (T) + \ln (A) [mPa s] \quad 3.9$$

$$IL 6 : \mu = EXP \left(\frac{1459}{T-142} + 0.5 * \ln \ln (T_{av}) - 6.7329 \right) * 0.001 [Pa s] \quad 4.0$$

$$IL 8 : \mu = EXP \left(\frac{1682}{T-139.8} + 0.5 * \ln \ln (T_{av}) - 7.0579 \right) * 0.001 [Pa s] \quad 4.1$$

Με T_{av} = Μέση θερμοκρασία λιπαντικού σε [K]

Σχέση ιξώδους- πίεσης

Το ιξώδες ενός λιπαντικού εκφράζει την αντίσταση του ρευστού στην ροή. Παρατηρήθηκε από πειράματα που διεξήχθησαν από **Hersey 1916** και **Bridgman 1926** και με τις διατυπώσεις και πειράματα του **Barus 1882-1893** πως υπάρχει σχέση εξάρτησης του ιξώδους με την πίεση διότι τα περισσότερα λιπαντικά δέχονται υψηλές πίεσης κατά την οριακή εκκεντρικότητά του άξονα. Δηλαδή σε χαμηλές στροφές κυρίως κατά το ξεκίνημα και σταμάτημα του κινητήρα στα έδρανα ολίσθησης ή σε περιπτώσεις ελαστικό-υδροδυναμική λίπανσης σε έδρανα κυλίσεως μεταξύ των ένσφαιρων και του δακτυλίου στήριξης διότι δεν έχει αναπτυχθεί πλήρως το πάχος του λιπαντικού στην επιφάνεια και υπάρχει ακόμα επαφή σε μικροσκοπικό επίπεδο έτσι παρουσιάζεται αύξηση των διατμητικών τάσεων των μορίων του λιπαντικού. Η πίεση φορτίου σε τιμές πάνω από 100 **MPa** αυξάνεται εκθετικά το ιξώδες του ρευστού. Το φαινόμενο της αύξησης του ιξώδους μπορεί να επιφέρει επιζήμια αποτελέσματα για τους δεσμούς του λιπαντικού. Ο **Barus** μελέτησε το φαινόμενο εξάρτησης ιξώδους - πίεσης και το όρισε με την παρακάτω εμπειρική σχέση **[18]** :

$$\eta_p = \eta_0 * e^{a*p} \quad 4.2$$

- η_p = Ιξώδες με εξάρτηση την πίεση
- η_0 = αρχικό ιξώδες σε ατμοσφαιρική πίεση
- a = συντελεστής ιξώδους - πίεσης
- p = Πίεση

Με προσέγγιση του **Wooster** για την σταθερά a **[5]**

$$a = (0,6 + 0,965 * \log_{10} \eta_0) * 10^{-8} \quad 4.3$$

Στην παρούσα εργασία δεν λάβαμε υπόψη την σχέση εξάρτησης του ιξώδους με την πίεση στα δυο λιπαντικά διότι με βάση την υπόθεση των διαγραμμάτων **Raimondi and Boyd** δεν λαμβάνεται υπόψη λόγω της ελάχιστης μεταβολής του ιξώδους με την πίεση στα έδρανα ολίσθησης διότι τα φορτία δεν ξεπερνούν τα **100 MPa** διότι **λειτουργούν για πλήρη παροχή ρευστού με αρκετό πάχος λιπαντικού σε υδροδυναμική λίπανση** συνεπώς είναι πιο σημαντική στα έδρανα κυλίσεως που πρέπει να προσδιοριστεί ή συμπεριφορά του ρευστού κάτω από υψηλές πιέσεις που εμφανίζεται για λόγους υψηλών εξωτερικών φορτίων είτε μικρό πάχος λιπαντικού που εξαναγκάζει την παραμόρφωση των επιφανειών.

3.3 Νόμος Petroff's για το συντελεστή τριβής και πρόταση Raimondi and Boyd

Στα υδροδυναμικά έδρανα ολίσθησης με υπόθεση αφόρτιστου άξονα ακτίνας r , περιστρεφόμενος με στροφές N εντός ομόκεντρου εδράνου και μήκους l και ακτίνα $r+c$ με η ακτινική χάρη εντός του οποίου υπάρχει λιπαντικό. Από τον νόμο του Νεύτωνα (3.1) έχουμε: [2]

$$\tau = \mu \frac{U}{h} = \mu \frac{2\pi r N}{c} \quad 4.4$$

Αν η δύναμη F που ασκείται από το λιπαντικό στην επιφάνεια του άξονα, και A_1 η εξωτερική επιφάνεια του άξονα εντός του εδράνου, τότε η στρεπτική ροπή στον άξονα, λόγω των διατμητικών τάσεων του λιπαντικού, θα είναι : [2]

$$T = F * r = (A_1 * \tau) r = \left(2\pi r l \times \frac{2\pi r N}{c}\right) r = \frac{2\pi^2 r^3 l \mu N}{c} \quad 4.5$$

Τώρα με προσθήκη φορτίου μικρής δύναμης W που δεν επηρεάζει την ομοκεντρότητα του εδράνου, τότε $P = \frac{W}{2rl}$. Προφανώς οι μικρές δυνάμεις που ασκούνται χρησιμοποιούνται με σκοπό την μη απόκλιση από την ομοκεντρότητα του άξονα. Η δύναμη τριβής είναι τότε W , και η ροπή τριβής στον άξονα : [2]

$$T = fWr = f(2lrP)r = 2r^2 fl P \quad 4.6$$

Αφού οι στρεπτήρες ροπές μεταξύ του άξονα και ρευστού είναι ίσα μεταξύ των εξισώσεων (4.0) και (4.1) και καταλήγουμε [2]:

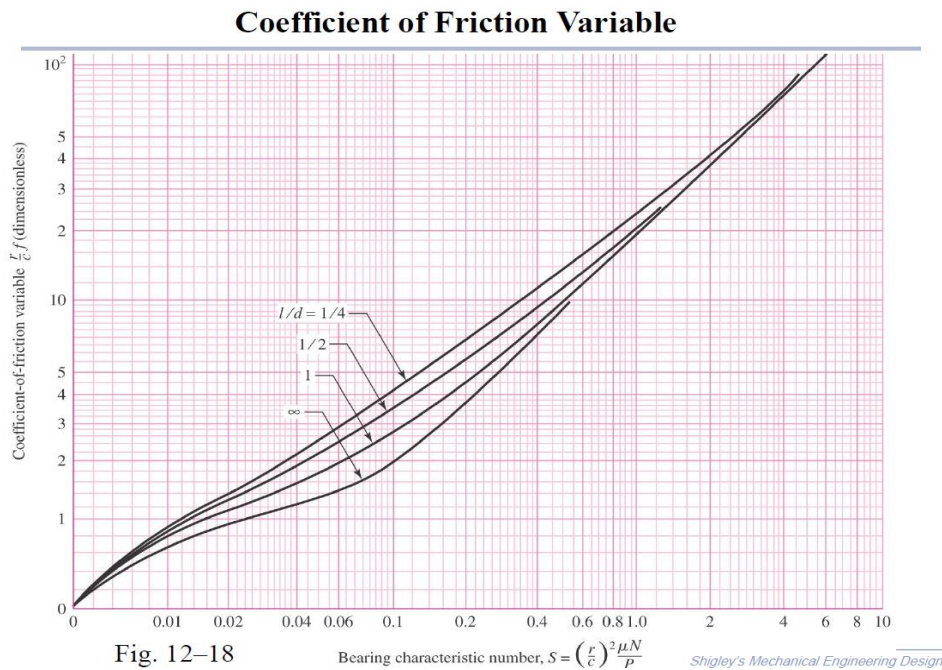
$$2r^2 fl P = \frac{2\pi^2 r^3 l \mu N}{c} \quad 4.6.1$$

Τώρα επιλύοντας την σχέση ως προς τον συντελεστή τριβής καταλήγουμε στην θεωρητική εξίσωση του Petroff's:

$$f = 2\pi^2 \frac{r}{c} \left(\frac{\mu N}{P}\right) \quad 4.7$$

Η παραπάνω σχέση μας δίνει μια εκτίμηση του μεγέθους του συντελεστή τριβής σε ένα έδρανο η εκτίμηση αυτή αποκλίνει από την σχέση Petroff's για μεγάλα φορτία που δεν ισχύει πια η ομοκεντρότητα του άξονα [2]. Συνεπώς ορίστηκαν οι αδιάστατες ποσότητες που επηρεάζουν τον συντελεστή τριβής και με την συμβολή του αδιάστατου αριθμού Sommerfeld από τα διαγράμματα Raimondi and Boyd μπορούμε να προσδιορίσουμε

τον συντελεστή τριβής των διαφορετικών εδράνων ολίσθησης με χρήση του διαγράμματος με προσεγγιστικά μικρό σφάλμα :



Διάγραμμα 2. Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd για συντελεστή τριβή εδράνων ολίσθησης [3]

Από το παραπάνω διάγραμμα παρατηρούμε πως έχει ομοιότητα με το θεωρητικό συντελεστή τριβής αλλά εξαρτάται από το **αριθμό Sommerfeld** και είναι **αδιάστατη ποσότητα του συντελεστή τριβής του εδράνου**.

3.4 Η Εξίσωση Reynolds

Η εξίσωση Reynolds ορίζει την σχέση πίεσης-θέσης του ρευστού μεταξύ των δύο επιφανειών. Συνήθως ο δακτύλιος του εδράνου είναι ακίνητος και κινείται μόνο ο άξονας. Επομένως στην εξίσωση Reynolds τίθεται με ταχύτητα $U_2=V_2$ **0 ο δακτύλιος**. Στην υδροδυναμική λίπανση υπάρχει ένα συνεχόμενο στρώμα λιπαντικού μεταξύ των δύο επιφανειών, που κινείται σε σχέση με το άξονα, ώστε να ελαχιστοποιείται η τριβή και να περιορίζεται η φθορά.

Η εξίσωση Reynolds δίνει την κατανομή της πίεσης σε κάθε σημείο του εδράνου του στρώμα του λιπαντικού, αφού λάβουμε υπόψη τις σχετικές ταχύτητες των επιφανειών και το προφίλ του στρώματος του λιπαντικού. Όταν γνωρίζουμε την κατανομή της πίεσης μπορούμε να υπολογίσουμε τις δυνάμεις που τείνουν να ξεχωρίσουν τις δυο επιφάνειες.

Παραδοχές υλοποίησης

Στην υδροδυναμική θεωρία μπορούν να γίνουν διάφορες παραδοχές υλοποίησης στο μαθηματικό μοντέλο των εξισώσεων **Navier-Stokes** ώστε να εξαχθεί η εξίσωση Reynolds η σημαντικότερες είναι η παρακάτω [20] :

- Το **ρευστό** θεωρείται ασυμπίεστο για απλοποίηση της εξισώσεων συνέχειας
- Το **ιξώδες** θεωρείται σταθερό σε όλο το πάχος του λιπαντικού
- Το **διάκενο** μεταξύ των δύο στερεών επιφανειών είναι αρκετά μικρό, έτσι ώστε η κίνηση του ρευστού να θεωρείται στρωτή ροή.
- Δεν υπάρχει ολίσθηση (no slip condition) **στα όρια** (τοιχώματα).
- Τα **λιπαντικά** συμπεριφέρονται ως Νευτώνεια ρευστά
- Οι αδρανειακές δυνάμεις και δύναμης βαρύτητας του **ρευστού** αμελούνται
- Η **πίεση** δεν μεταβάλλεται ως προς το πάχος του λιπαντικού

Η εξίσωση περιγραφής του προφίλ της ταχύτητας στο μοντέλο της σφήνας του Reynolds μπορεί να εξαχθεί λαμβάνοντας υπόψη την ισορροπία σε ένα στοιχειώδες όγκο λεπτού φιλμ του ρευστού και την εξίσωση συνέχειας όπως αναλύεται παρακάτω θεωρώντας τις διατμητικές τάσεις στην επιφάνεια $\partial x \partial y$ να μην υπάρχουν διότι διαδοχικά στοιχεία κινούνται με την ίδια ταχύτητα ως προς την διεύθυνση x. **Με διευθύνσεις X,Y,Z και οι αντίστοιχες ταχύτητες των επιφανειών u,v,w [2][3]:**

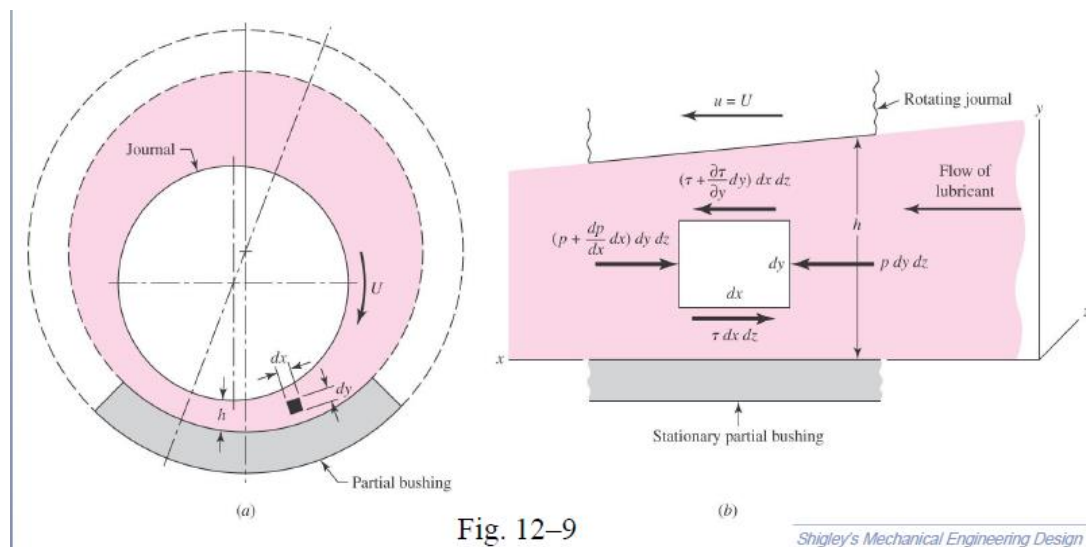


Fig. 12-9

Shigley's Mechanical Engineering Design

Εικόνα 13. Στοιχειώδες επιφάνεια ισορροπίας ρευστού Reynolds [1.13]

Θεωρείται ισορροπία ενός στοιχειώδες όγκου του ρευστού. Η προσέγγιση αυτή χρησιμοποιείται συχνά στην μηχανική ρευστών για να εξαχθεί η μαθηματική έκφραση της πίεσης του προβλήματος. Προς υλοποίηση του προβλήματος θεωρούμε πως όλες οι δυνάμεις να ασκούνται στην **διεύθυνση x** και μόνο (δεν λαμβάνονται υπόψη τα αδρανειακές δυνάμεις και οι δύναμης βαρύτητας)[2]. Εφόσον το ρευστό βρίσκεται σε ισορροπία ισχύει η παρακάτω σχέση :

$$p \partial y \partial z + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \partial y \right) \partial x \partial z = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \partial x \right) \partial y \partial z + \tau_x \partial x \partial z \quad 4.8$$

Με υπόθεση ότι οι επιφανείς τις σχετικής κίνησης είναι σχεδόν παράλληλες δεν υπάρχουν διατμητικής δύναμης στις επιφάνειες $dx dy$ με απλοποίηση καταλήγουμε στην σχέση :

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dx dy dz \quad 4.8.1$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \quad 4.8.2$$

Η πίεση στον άξονα y παραμένει σταθερός έτσι ισχύει :

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad 4.9$$

Με χρήση του Νομού του Νεύτωνα για τις διατμητικές τάσεις του ρευστού ως ανάλογη του ιξώδους και του λόγου της μεταβολής της ταχύτητας ως προς το ύψος (αλλιώς βαθμίδα ταχύτητας) εξίσωση 3.1 καταλήγουμε στην παρακάτω σχέση ισορροπίας :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad 5.0$$

Στην παραπάνω εξίσωση αν η κλίση του προφίλ των ταχυτήτων ή το αντίστροφο της βαθμίδας $\frac{\partial u}{\partial y}$ είναι πάντα σταθερή, τότε $\frac{\partial u^2}{\partial y^2} = 0$ και από την παραπάνω $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$. Έτσι δεν μπορεί να υποστηριχθεί το φορτίο [2]. Αν επιλυθεί ως προς το προφίλ της ταχύτητας στο άξονα y και z . Εφόσον το ιξώδες του ρευστού έχει γίνει παραδοχή πως είναι σταθερό καθ' όλο το πάχος του φιλμ (παραδοχή 3) μπορεί να εφαρμοστεί ολοκλήρωση σε δύο στάδια όπως παρακάτω :

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y + C_1 \quad 5.0.1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2 \quad 5.0.2$$

Αν εφαρμοστούν οριακές συνθήκες ώστε κάθε χρονική στιγμή στις συντεταγμένες x, z σε απόσταση h έστω ότι έχουμε απόλυτες ταχύτητες με τις παρακάτω οριακές συνθήκες με δεδομένο ότι δεν υπάρχει ολίσθηση για [2] $y = 0, y = h$:

$$u = U_1, v = V_1, w = W_1 \text{ για } y = 0$$

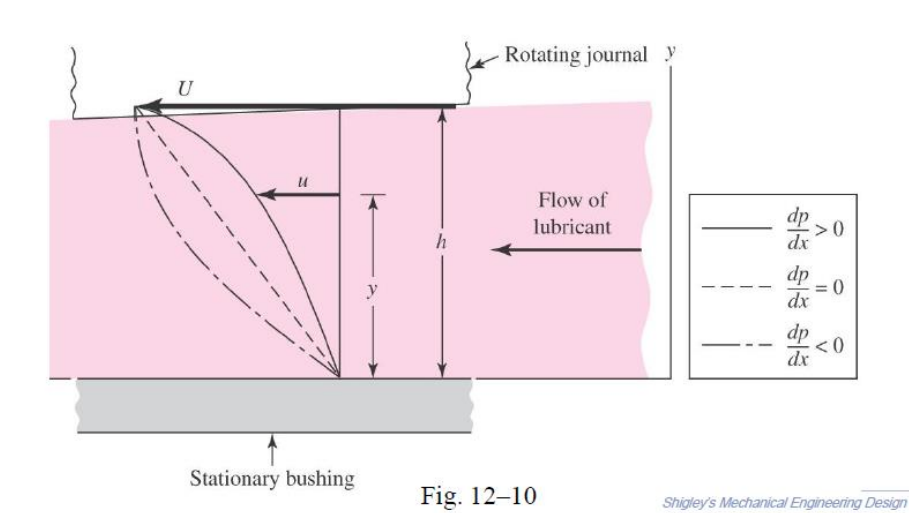
$$u = U_2, v = V_2, w = W_2 \text{ για } y = h$$

Από τις ταχύτητες στα άκρα ορίζονται οι παρακάτω σταθερές C_1 και C_2

$$C_1 = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \frac{(U_2 - U_1)}{h} \quad 5.0.3$$

$$C_2 = 0 \quad 5.0.4$$

Με αντικατάσταση των τιμών καταλήγουμε στην παρακάτω σχέση του προφίλ της ταχύτητας του λιπαντικού συνάρτηση της πίεσης που δημιουργείται στην ακτινική διεύθυνση (άξονα x) και στην αξονική διεύθυνση z αντίστοιχα αν υποθέσουμε πως έχουμε και εκεί διατμητικές τάσεις τότε :

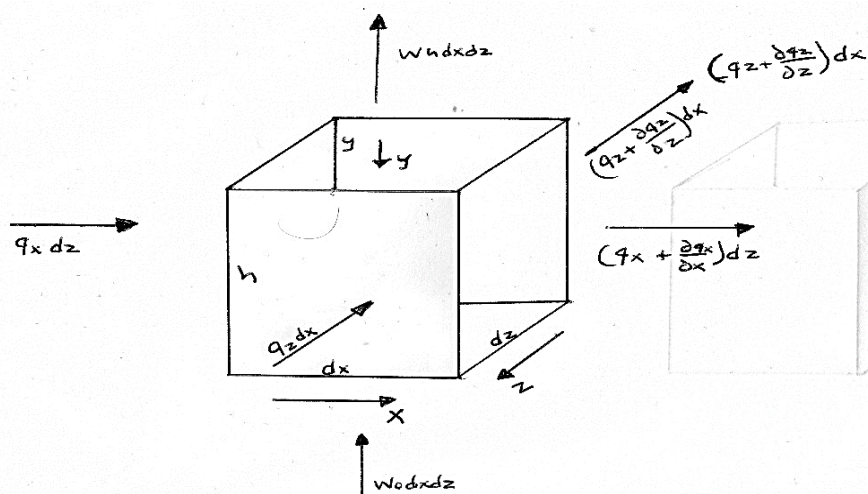


Εικόνα 14. Προφίλ ταχύτητας του ρευστού [1.14]

$$\bullet \quad u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (hy - y^2) + \left[U_1 + \frac{y}{h} (U_2 - U_1) \right] \quad 5.1$$

$$\bullet \quad w = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (hy - y^2) + \left[W_1 + \frac{y}{h} (W_2 - W_1) \right] \quad 5.2$$

Συνέχεια ροής



Εικόνα15. Σχεδιάγραμμα στοιχειώδες όγκου ρευστού ισορροπίας [1.15]

Με τον κανόνα της συνεχής ροής η ποσότητα που εισέρχεται σε ένα στοιχειώδες όγκο ρευστού θα πρέπει να ισούται με την ποσότητα που εξέρχεται από τον όγκο αυτό. Με βάση την παραδοχή ότι η πυκνότητα του λιπαντικού είναι σταθερή θα ισχύει παράλληλα η παρακάτω σχέση ισορροπίας ροής

$$q_x \partial z + q_z \partial x + w_0 \partial x \partial z = \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \partial x \right) \partial z + \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} \partial z \right) \partial x + w_h \partial x \partial z \quad 5.3$$

Η οποία υλοποιείται στην εξής σχέση:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \partial x \partial z + \frac{\partial q_z}{\partial z} \partial x \partial z + (w_h - w_0) \partial x \partial z = 0 \quad 5.4$$

Τώρα αν διαιρέσουμε με την επιφάνεια $dx dz \neq 0$ το οποίο είναι μη μηδενικό, έχουμε :

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + (w_h - w_0) = 0 \quad 5.5$$

Η οποία αποτελεί εξίσωση της συνέχειας της ροής. Η παροχή ως προς τον x άξονα ορίζεται το ολοκλήρωμα της συνιστώσας της ταχύτητας u ως προς την στοιχειώδη επιφάνεια $dy dz$ από 0 ως h μέγιστο πάχος λιπαντικού, άρα καταλήγουμε να έχουμε $h dz$. Η παροχή ως προς τον w άξονα ορίζεται το ολοκλήρωμα της συνιστώσας της ταχύτητας v ως προς την στοιχειώδη επιφάνεια $dx dz$ από 0 ως h μέγιστο πάχος λιπαντικού, άρα καταλήγουμε να έχουμε $h dx$ με τις παραπάνω ταχύτητες 5.1, 5.2 τότε η παροχές του ρευστού:

$$q_x = - \frac{h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \partial z + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \partial z \quad 5.5.1$$

$$q_z = - \frac{h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial z} \partial x + (W_1 + W_2) \frac{h}{2} \partial x \quad 5.5.2$$

Εάν τώρα αντικαταστήσουμε τις παραπάνω εξισώσεις στην εξίσωση (5.5) προκύπτει η γενική εξίσωση Reynolds :

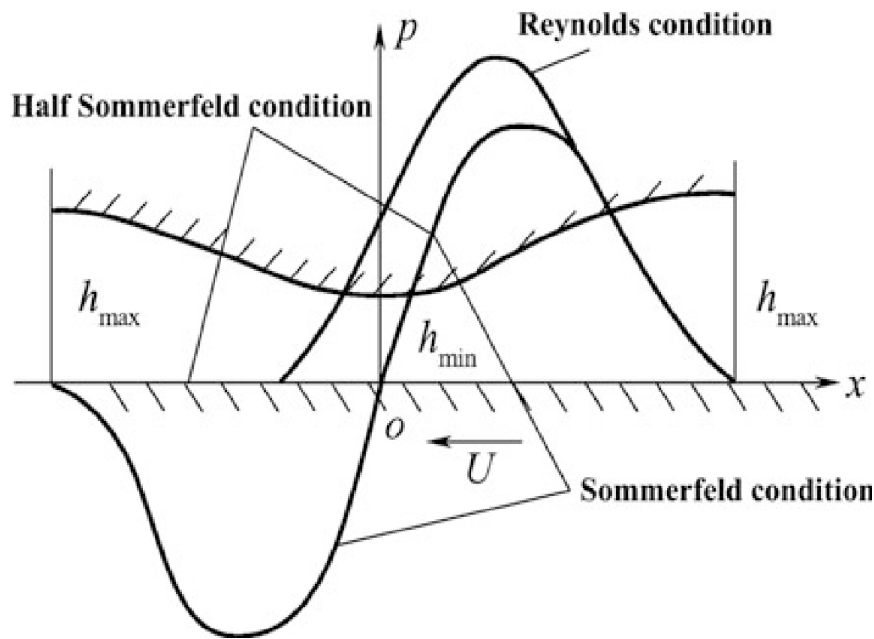
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} + V \frac{\partial h}{\partial z} \right) + 12 (w_h - w_0) \quad 5.6$$

Το έδρανο ολίσθησης είναι δεσμευμένο για κίνηση στην ακτινική διεύθυνσης συνεπώς η $V=0$. Η κατακόρυφη ροή λιπαντικού είναι σταθερή άρα $w_h - w_0 = 0$. Η εξίσωση του Reynolds μπορεί να απλοποιηθεί ως έξης [2]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad 5.7$$

3.5 Συνοριακές συνθήκες πίεσης με Sommerfeld and Reynolds

Αρχικά ο **Sommerfeld και Reynolds** ορίζουν τις συνοριακές συνθήκες για την επίλυση του προβλήματος της υδροδυναμικής λίπανσης του εδράνου σε τρία θεωρήματα το πρώτο είναι ή πιο απλό περίπτωση της συνοριακής συνθήκης πίεσης **Full-Sommerfeld condition** δηλαδή κατά την συνολική περιστροφή του άξονα με πλήρης παροχή ρευστού και μόνο ρευστού στο συγκλίνον και αποκλίνον τμήμα του εδράνου οι μέγιστες θέσεις με γωνιά $\pm \Pi$ (**αντιπροσωπεύουν το μέγιστο πάχος λιπαντικού**) ενώ με γωνιά 0 **το ελάχιστο πάχος λιπαντικού**) τότε πίεση που αναπτύχθει θα είναι μηδενική στο μέγιστο πάχος και ακριβώς μετά το ελάχιστο πάχος λιπαντικού. Στο **Half-Sommerfeld condition** ή και **λύση Gumbel υποπερίπτωση την γενικής συνοριακής συνθήκης Sommerfeld** θεωρείται πως η πίεση του ρευστού είναι ίση με μηδέν στο αποκλίνον τμήμα του εδράνου δηλαδή στην περιοχή $[-\Pi, 0]$ διότι η μεταβολή της πίεσης σε αυτή την περιοχή είναι αρνητική συνεπώς είναι κάτω από την ατμοσφαιρική πίεση με την τάση ατμών εξάτμισης του λιπαντικού να είναι υψηλότερα από αυτήν συνεπώς η κατανομή της πίεσης στο αποκλίνον τμήμα του εδράνου είναι μηδέν. Ακόμα με αυτή την συνθήκη έχουμε μη συνεχή ροή ρευστού στο αποκλίνον τμήμα. Τέλος οι οριακές συνθήκες του Sommerfeld αποτελούνται μη πλήρη ρεαλιστικά δεδομένα κατανομών πίεσης διότι ή συνολική υποστήριξη του εδράνου είναι μηδέν. Ακόμα στην συνοριακή συνθήκη **Half-Sommerfeld** ή Gumbel υπολογίζει την ισορροπία του εδράνου μονό στο συγκλίνον τμήμα του ρευστού συνεπώς προσεγγίζει καλύτερα την υποστήριξη φορτίου.[24] Τέλος η οριακή συνθήκη του **Reynolds** που περιγραφεί πως η μεταβολή της πίεσης θα εμφανιστεί σε μεγαλύτερο εύρος δηλαδή σε περιοχή $[\Pi, \theta]$ με γωνιά θ να ορίζει το σημείο στο οποίο έχουμε μηδενικό πάχος λιπαντικού άρα η μεταβολή της πίεσης είναι μηδέν $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$. Η πίεση διενεργεί στο συγκλίνον τμήμα του εδράνου με πιέσεις μεγαλύτερης της ατμοσφαιρικής πίεσης ώστε να υποστηρίξουν το φορτίο. Ακόμα ή συνοριακή συνθήκη του **Reynolds** αποτελεί την **συνθήκη με τα πιο ρεαλιστικά αποτελέσματα σε σχέση με τις υπόλοιπες.**[2,3,24]



Εικόνα 16. Συνοριακές συνθήκες Sommerfeld και Reynolds για την υδροδυναμική λίπανση εδράνου ολίσθησης [1.16]

3.5.1 Sommerfeld Long bearing Solution [2,3]

Η λύση που προτείνει ο Sommerfeld με κατάλληλο μετασχηματισμό και επιλύθηκε **1904** λαμβάνοντας υπόψη του την εξίσωση του **Reynolds (5.7)** με την **αξονική ροή του λιπαντικού στον άξονα z να μην μεταβάλλεται για $L/D > 2$** διότι δεν έχουμε μεταβολές πίεσης. Το πάχος λιπαντικού εξαρτάται από την ακτινική μετατόπιση του ρευστού με την παρακάτω σχέση :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad 5.7.1$$

$$h(\theta) = c_r (1 + e \cos \theta) \quad 5.8$$

Με την οποία(5.8) με αντικατάσταση στην (5.7.1) υπολογίζεται η μεταβολή της πίεσης ως προς την γωνία περιστροφής :

$$p = \frac{\mu U r}{c_r^2} \left[\frac{6e \sin(\theta) (2 + e \cos(\theta))}{(2 + e^2) (1 + e \cos(\theta))^2} \right] + p_s \quad 5.9$$

οπού $p_s = \text{πιεση σε γωνια } \theta = 0^0$ **για 2π έδρανο** (πλήρη λίπανση με συνοριακή συνθήκη Full Sommerfeld), ενώ **για π έδρανο** $p_s = 0$ (μερική λίπανση με συνοριακή συνθήκη Half Sommerfeld)

3.5.2 Ocvirk Short-bearing Solution [2,3]

Ενώ η λύση του Ocvirk για μικρά έδρανα που επιλύθηκε το **1955** λαβαίνοντας υπόψη του την **εξίσωση του Reynolds (5.7)** με θεωρήσει πως όλο το λιπαντικό εισόδου εκτρέπεται σε

πλευρική διαρροή. Υπό αυτή τη συνθήκη, η αξονική πίεση στην κατεύθυνση z θα κυριαρχεί επί της περιφερειακής ροής στην κατεύθυνση x για $L/D < 0.25$ με την παρακάτω σχέση :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad 5.7.2$$

Με την οποία (5.8) με αντικατάσταση στην (5.7.2) και με διπλή ολοκλήρωση υπολογίζεται η μεταβολή της πίεσης ως προς την γωνία περιστροφής

$$p = \frac{3 \mu U}{h^3} \frac{\partial}{\partial x} z^2 + \frac{C_1}{h^3} z + C_2 \quad 6.0$$

Εφαρμόζονται οι συνοριακές συνθήκες $\left(\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \right)$ στο $z = 0$, $p = 0$ στο $z = \pm \frac{l}{2}$ στην 6.0 και καταλήγουμε στην 6.1 :

$$p = -\frac{3 \mu U}{h^3} \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{\partial}{\partial x} \quad 6.1$$

Αντικαθιστούμε την κλίση $\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial r \theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} \Rightarrow \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{-(c_r e \sin(\theta))}{r}$

$$p = \frac{\mu U}{r c_r^2} \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{3 e \sin(\theta)}{(1 + \varepsilon \cos(\theta))^3} \quad 6.2$$

Τα διαγράμματα Raimondi and Boyd

Ενώ τα διαγράμματα Raimondi and Boyd που επιλύθηκαν το **1958** λαβαίνοντας υπόψη του την **εξίσωση του Reynolds (4.6) με διαφορετικές επαναληπτικές διαδικασίες προσέγγισης προσομοίωσης** για έδρανα με διαφορετικά μεγέθη $L/D = (1, \frac{1}{2}, \frac{1}{4})$ για **πλήρης λίπανσης εδράνου 360° και μερική λίπανση σε άλλες περιπτώσεις (60° έως 180°)** με υπόθεση όπως ότι το ιξώδες παραμένει σταθερό κατά την είσοδο του στην περιοχή φόρτισης και δεν συμπεριλαμβάνονται οι μεταβολές θερμοκρασίας και πίεσης σε μια γενική λύση λόγω των επιπλοκών που μπορεί να προκαλέσουν αλλά το αποτέλεσμα της παράλειψης της μεταβολής του ιξώδους με την πίεση συνήθως είναι αμελητέο, ενώ το σφάλμα της υπόθεσης της αλλαγής του ιξώδους με την θερμοκρασία μπορεί να ελαχιστοποιηθεί με λήψη το ιξώδες να είναι σταθερό με την ενδεικτική μέση τιμή της θερμοκρασίας του ρευστού και όχι της μεταβολή της θερμοκρασίας από την είσοδο έως στην έξοδο. Τέλος η λύση της κατανομής πίεσης λαμβάνει συνοριακές συνθήκες πάχος λιπαντικού που βρίσκεται σε έλλειψη ώστε να μην δημιουργηθούν πολύ χαμηλές πίεσης κάτω της ατμοσφαιρικής. Ενώ ή παραπάνω υπόθεση δικαιολογείται σε περιπτώσεις όχι υψηλών φορτίων ή σε χαμηλές ταχύτητες λειτουργίας όπου το πάχος του λιπαντικού μπορεί στο αποκλίνον τμήμα του εδράνου να βρίσκεται σε πτώση της πίεσης κάτω από την ατμοσφαιρική με συνέπεια το φαινόμενο σπηλαιώσης. Με τα παρακάτω διαγράμματα προσδιορίστηκαν με αδιάστατες τιμές το ελάχιστο πάχος του λιπαντικού και η εκκεντρότητα του άξονα και ενώ προσδιορίστηκε και η κατανομής πίεσης λιπαντικού συνάρτηση του αριθμού Sommerfeld [3]:

Minimum Film Thickness and Eccentricity Ratio

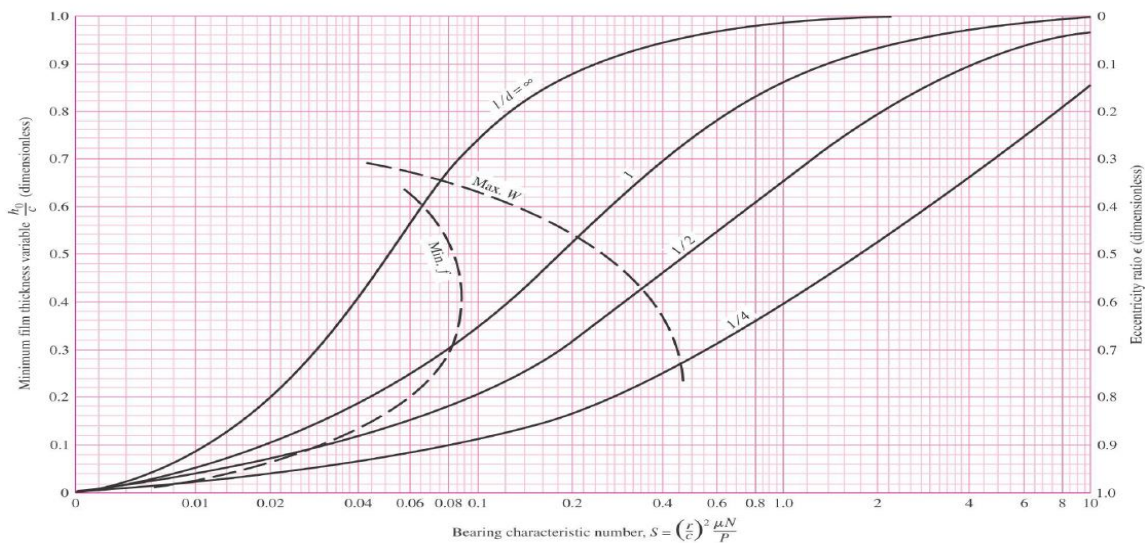


Fig. 12-16

Shigley's Mechanical Engineering Design

Διάγραμμα 3. Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd αδιάστατο ελάχιστο πάχος λιπαντικού συνάρτηση του αριθμού Sommerfeld και το ποσοστό εκκεντρότητας του άξονα [3]

Η εξήγηση του διαγράμματος από του οποίου θα λάβουμε δεδομένα αποτελεί σημαντικό παράγοντα κατανόησης του μοντέλου προσομοίωσης των εδράνων ολίσθησης. Αρχικά παρατηρούμε **δύο γραμμές** για το **ελάχιστο συντελεστή τριβής** και την **μέγιστη υποστήριξη φορτίου** που συμπίπτουν πάνω στις γραμμές για τα **διαφορετικά μεγέθη L/D** συνεπώς παρατηρούμε **τρεις περιοχές λειτουργίας** των εδράνων ολίσθησης. Με την **περιοχή 1** να αποτελεί την περιοχή στην οποία η τριβή του ρευστού μειώνεται από το διάγραμμα συντελεστή τριβή με αριθμό Sommerfeld αλλά συνολικά **λόγο των χαμηλού λόγο MN.P (χαρακτηριστικός αριθμός λιπαντικού)** που **εκφράζει τις χαμηλές στροφές λειτουργίας** αν υποθέσουμε πως αναφερόμαστε για σταθερό εξωτερικό φορτίο με το ίδιο λιπαντικό τότε έχουμε αστάθεια λιπαντικού με αποτέλεσμα **την υψηλή περιοδική τριβή των επιφανειών**. Επίσης αυτό μπορεί να κατανοηθεί καλύτερα με αντιστοίχιση του διαγράμματος 1 των περιοχών λίπανσης λαμβάνοντας υπόψη πως σε χαμηλούς αριθμούς MN.P έχουμε αστάθεια σχηματισμού πάχους λιπαντικού. Στην **περιοχή 2** που χαρακτηρίζεται και ως περιοχή λειτουργίας των εδράνων διότι σε αντιστοιχία με το **διάγραμμα 1** το ελάχιστο σημείο πάνω από το σημείο **C=μ*N/P= 1.7E-6** συνεπώς έχουμε υδροδυναμική λίπανση. Ενώ η **περιοχή 3** χαρακτηρίζεται ως μην βέλτιστες συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης λειτουργίας των εδράνων διότι παρατηρείται πως σε υψηλούς αριθμούς Sommerfeld ή υψηλές στροφές αστάθεια στο οριακό στρώμα μεταξύ άξονα και ρευστού αυτό εμφανίζεται συνήθως σε ταχύτητες άξονα μεγαλύτερη από την ταχύτητα ρευστού και σε υψηλά φορτία. Με συνέπεια την απώλεια του οριακού στρώματος εκφράζεται ως ολίσθηση του λιπαντικού, στιγμιαία διαφοροποίηση της πίεσης και εγκάρσιες μετατόπισης του άξονα το οποίο εμφανίζεται ως έντονοι κραδασμοί και θόρυβοι.

Maximum Film Pressure

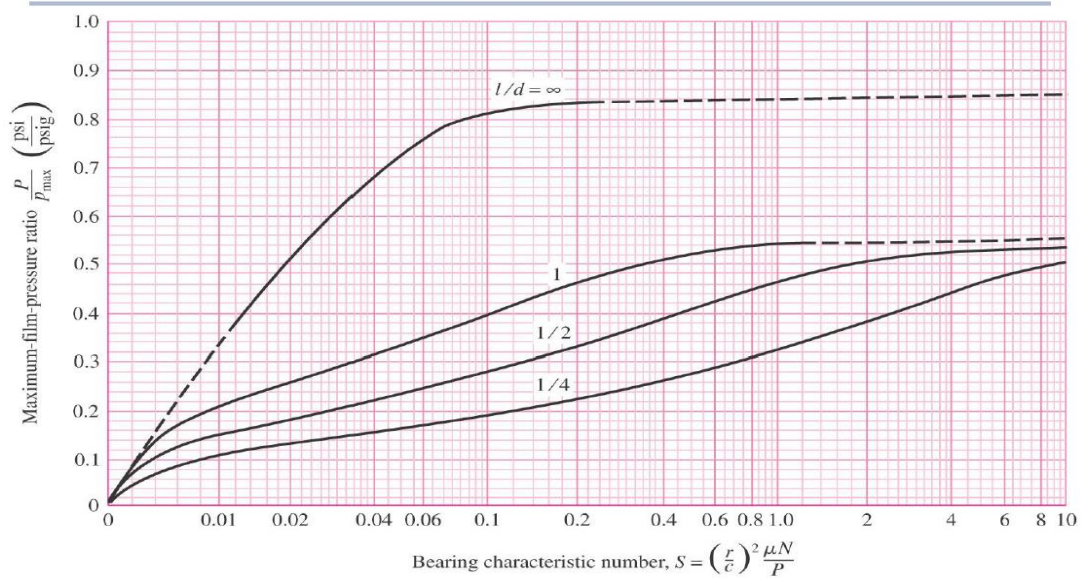


Fig. 12-21

Shigley's Mechanical Engineering Design

Διάγραμμα 4. Πρόταση υπολογισμού από Raimondi and Boyd για την αδιάστατη μέγιστη υποστήριξη φορτίου (μέγιστη πίεση λιπαντικού) συνάρτηση του αριθμού Sommerfeld [3]

Η εξήγηση του παραπάνω **διαγράμματος Raimondi and Boyd της αδιάστατης υποστήριξης του φορτίου** υποδηλώνει πως σε μικρούς αριθμούς Sommerfeld έχουμε χαμηλή υποστήριξη φορτίου διότι έχουμε μεγάλη εκκεντρότητα άξονα (**διάγραμμα 3**) και σε υψηλούς αριθμούς Sommerfeld με υψηλές στροφές άξονα έχουμε μέγιστη υποστήριξη φορτίο όπως παρατήσαμε (**διάγραμμα 3**). Με την μέγιστη αυτή φόρτιση δημιουργείται σε συγκεκριμένο εύρος στροφών διότι πάνω από αυτές τις στροφές παρατηρείται το φαινόμενο της ολίσθησης του άξονα στο ρευστό λόγω αποκόλλησης οριακού στρώματος. Παρόλα αυτά εδώ παρατηρούμε πως οι υψηλές στροφές δεν μπορούν να προσφέρουν μεγαλύτερη μέγιστη υποστήριξη φορτίου διότι υπάρχουν μεγαλύτερα όρια $\frac{P}{P_{max}} = 0.54$ για $L.D = 1$, $\frac{P}{P_{max}} = 0.52$ για $L.D = 0.5$, $\frac{P}{P_{max}} = 0.50$ για $L.D = 0.25$ τα οποία ορίζουν την ικανότητα παραλαβής φορτίου. Συνεπώς το φαινόμενο της απώλειας οριακού στρώματος δεν μπορεί να υποστηρίξει όλο το φορτίο διότι αλλάζουν οι ιδιότητες της ροής σε τυρβώδη με συνέπεια το έδρανο χάνει την υποστήριξη φορτίο.

4 Κατασκευαστική σύνθεση μοντέλου στο COMSOL

4.1. Γενική περιγραφή προγράμματος προσομοίωσης

Το πρόγραμμα COMSOL, είναι πρόγραμμα προσομοίωσης για διαφορετικές μορφές μοντελοποιήσεις σε θέματα μηχανολογίας, ηλεκτρολογίας και χημείας με σκοπό την πρόβλεψη της συμπεριφοράς λειτουργίας διαφορετικών πρακτικών μοντέλων σε

διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Τα μοντέλα σχεδιάζονται και μελετώνται με σκοπό την βελτίωση της συμπεριφοράς και λειτουργίας, την εύρεση πιθανών προβλημάτων πριν τον σχεδιασμό και την πρακτική εξέταση τους ως μέτρο προστασίας και μείωση οικονομικού κόστους για την συνεχή παραγωγή εξέλιξης προϊόντων. Το παραπάνω λογισμικό αποτελείται από **4 στάδια δημιουργίας** όπως όλα τα άλλα προγράμματα προσομοίωσης ώστε να σχεδιασθή και να μελετηθεί κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας :

- **1° στάδιο:** Κατασκευή γεωμετρίας και προσδιορισμός παραμέτρων εξάρτησης
- **2° στάδιο:** Προσδιορισμός μοντέλου επίλυσης και μηχανικών και φυσικών ιδιοτήτων των υλικών που αποτελούν την γεωμετρία και επιβολή των οριακών συνθηκών.
- **3° στάδιο:** Επιλογή πεπερασμένων στοιχείων και διακριτοποίηση της γεωμετρίας
- **4° στάδιο:** Επιλογή του τρόπου επίλυσης του προβλήματος (στατικά, χρονικά, συχνότητων) και επίλυση προβλήματος

4.2 Γενική διαδικασία μοντελοποίησης

Τα παραπάνω στάδια μπορούν να υλοποιηθούν με πολλές μεθοδολογίες εισαγωγής δεδομένων σύνθεση πολύπλοκων μοντέλων που να προσθέτουν τις λύσης τους σε άλλα μοντέλα επίλυσης για την εύρεση σύνθετων προβλημάτων. πχ (υδροδυναμικά και στατικά μοντέλα μαζί)

1° στάδιο: Κατασκευή γεωμετρίας και προσδιορισμός παραμέτρων εξάρτησης

Αρχικά για την κατασκευή της γεωμετρίας στο πρόγραμμα προσομοίωσης στο COMSOL μπορεί να γίνει με δύο τρόπους. Ο πρώτος τρόπος αποτελεί την δημιουργία του σχεδίου που θέλουμε μέσω των σχημάτων που διαθέτουμε (κύβος, σφαίρα, κύλινδρος και 2d σχέδια κλπ.). Επίσης με την κατάλληλη μορφοποίηση του σχεδίου μπορούμε να δημιουργήσουμε το σχήμα που θέλουμε με τις ανάλογες διαστάσεις εισαγωγής που θα δώσουμε ενώ μπορούμε δηλώσουμε αυτές τις τιμές σαν παραμέτρους. Έτσι στην επίλυση του προβλήματος να εναλλάξουμε τις παραμέτρους και να δημιουργείται το νέο σχήμα με τις νέες διατάσεις.

Ο δεύτερος τρόπος αποτελεί την εισαγωγή σχεδίου από εξωτερικό πρόγραμμα σχεδιασμού στο πρόγραμμα προσομοίωσης με μορφή αρχείου αλλά θα πρέπει να δηλωθούν στην εικονίδιο μορφοποίησης της γεωμετρίας με τα χαρακτηριστικά που θέλουμε από τις παραμέτρους ώστε να είναι εναλλάξιμα τα χαρακτηριστικά του στην επίλυση του προβλήματος. Ενώ πρέπει να ελεγχθεί προσεκτικά η κατασκευαστική του σύνθεση στο πρόγραμμα προσομοίωσης ώστε να μην υπάρξουν προβλήματα όπως εμφάνιση διπλών γραμμών ή σημείων ώστε να προσδιοριστεί σωστά η διακριτοποίηση της γεωμετρίας.

2° στάδιο: Προσδιορισμός μοντέλου επίλυσης και μηχανικών και φυσικών ιδιοτήτων των υλικών που αποτελούν την γεωμετρία και επιβολή των συνοριακών συνθηκών.

Στο στάδιο αυτό ο προσδιορισμός του μοντέλου επίλυσης με την γεωμετρία που δώσαμε και με τις παραμέτρους που επιλέξαμε είναι απαραίτητος και πολύ προσεκτικός ώστε να μας δώσει τα αποτελέσματα που θέλουμε. Τα μοντέλα επίλυσης προστίθενται από την επιλογή της φυσικής σημασίας του προβλήματος και περιέχει ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών (μηχανικής στατικής, ρευστομηχανικής, ηλεκτρισμού και κλπ.). Ενώ οι μηχανικές και φυσικές ιδιότητες των υλικών είναι απαραίτητες για την επίλυση του προβλήματος και πρέπει να δηλωθούν αντίστοιχα στις ιδιότητες των υλικών ώστε να τις επιλέξεις από το μοντέλο επίλυσης για μεγαλύτερη ευκολία ή χειροκίνητα να δηλωθούν στο μοντέλο επίλυσης ορίζοντας παραμέτρους ώστε να μπορούν να αλλάζουν σε περίπτωση εξέτασης άλλων τιμών. Ακόμα πρέπει σε κάθε μοντέλο επίλυσης να γίνει επιβολή συννοριακών συνθηκών ώστε να επιλυθεί το κατάλληλο εύρος λύσεων του μοντέλου αλλιώς δεν μπορεί να βρει τις λύσεις πάνω στην γεωμετρία.

3^ο στάδιο: Επιλογή πεπερασμένων στοιχείων και διακριτοποίηση της γεωμετρίας

Στο στάδιο της επιλογής των πεπερασμένων στοιχείων και της διακριτοποίηση μπορεί να γίνει αυτόματα με επιλογή για της δημιουργία πλέγματος συνήθων τριγωνικής μορφής με κατάλληλη διακριτοποίηση δηλαδή μέγεθος τριγώνων. Η με χειροκίνητη επιλογή του πεπερασμένου στοιχείου σε διαφορετικές μορφές και του κατάλληλου μεγέθους των στοιχείων που θέλουμε να διαθέτουν ώστε να έχουμε μεγαλύτερο και ταυτόχρονα καλύτερο πλήθος λύσεων στην γεωμετρία.

4^ο στάδιο: Επιλογή του τρόπου επίλυσης του προβλήματος (στατικά, χρονικά, συχνότητας) και επίλυση προβλήματος

Ο τρόπος επίλυσης του προβλήματος μπορεί να προσδιοριστεί με επιλογή του κατάλληλου χαρακτηριστικού του προβλήματος δηλαδή αν είναι χρονικά εξαρτώμενο ή όχι. Αν είναι το πρόβλημα χρονικά εξαρτώμενο τότε μπορεί να προσδιοριστεί με την κατάλληλη επιλογή συχνότητας απόκρισης. Ακόμα έχει την ικανότητα παραμετροποίηση για εύρεση πολλών διαφορετικών λύσεων του προβλήματος και με ομαδοποίηση των αποτελεσμάτων σε κατάλληλους πίνακες με όλες τις τιμές που μεταβάλλονται στο πρόβλημα.

4.3 Βήματα διαδικασίας μοντελοποίησης του υδροδυναμικού εδράνου ολίσθησης

Αρχικά η διαδικασία μοντελοποίησης του υδροδυναμικού εδράνου ολίσθησης θα υλοποιηθεί σε **δύο στάδια** διότι χρειάστηκε μια επαναληπτική διαδικασία μεταβλητών την οποία δεν μπορεί να υποστηρίξει εγγενώς το COMSOL διότι είναι μεταβλητές συνεπώς θα εισάγουμε τις παραμέτρους στο πρόγραμμα μέσω του excel που μπορεί να κάνει επαναληπτικές διαδικασίες αριθμών και θα δηλωθούν επίσης οι μονάδες για να διαβάσει το αρχείο των παραμέτρων στο COMSOL.

Στάδιο 1 Δημιουργία παραμέτρων excel για μοντελοποίηση με στάδια παραμετροποίηση

Αρχικά οι παράμετροι που πρέπει να δηλωθούν ώστε να προσθέσουμε τις παραμέτρους εξάρτησης στο πρόγραμμα μοντελοποίησης ταξινομούνται σε **δύο ειδών παραμέτρους γεωμετρικά χαρακτηριστικά και χαρακτηριστικά λειτουργίας**.

Για να προσδιορίσουμε το μέγεθος του εδράνου χρειαζόμαστε τα **γεωμετρικά χαρακτηριστικά** όπως: **D = Διάμετρο εδράνου [m]**, **L = μήκος εδράνου [m]** και **c_b = ακτινικό διάκενο εδράνου δηλώνοντας το εύρος λειτουργίας [m]** το οποίο προκύπτει εφόσον ορίσουμε εμείς σε ποιο σημείο από το **διάγραμμα 3** θέλουμε να βρίσκεται το **διάκενο με σκοπό την βελτιστοποίηση λειτουργίας για αυτό επιλέχθηκε το σημείο Sommerfeld στο 50% του διακένου**, μεταξύ του ελάχιστου συντελεστή τριβής και μέγιστης υποστήριξης φορτίου για τα **L/D=(1,0.5)** ενώ για **L/D=0.25** λόγο πολύ μεγάλου εδράνου με μεγάλη εκκεντρότητα επιλέχθηκε **διάκενο στο 90%** υποστήριξη φορτίου με σκοπό να μην εμφανιστεί άτοπη λύση.

Αντίστοιχα τα όρια Sommerfeld ελάχιστου συντελεστή τριβής (**L/D=1 S_f=0.0825, L/D=0.5 S_f=0.028, L/D=0.25 S_f=0.01**), της μέγιστη υποστήριξη φορτίου (**L/D=1 S_w=0.21, L/D=0.5 S_w=0.34 L/D=0.25 S_w=0.45**) ώστε σε χαμηλές στροφές λειτουργίας να έχουμε το μεγαλύτερο διάκενο αλλά με έλεγχο το $MN \cdot P \geq 1.7E-6$ και αντίστοιχα για υψηλές στροφές να έχουμε μικρότερο διάκενο ώστε να είμαστε στο εύρος λειτουργίας εδρανου. Άρα το ακτινικό διάκενο για τα έδρανα ολίσθησης υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση Sommerfeld ως προς το διάκενο :

$$c_b = \sqrt{MN \cdot P \frac{D^2}{S_f}} + a_{L,D} * \left(\sqrt{MN \cdot P \frac{D^2}{S_w}} - \sqrt{MN \cdot P \frac{D^2}{S_f}} \right) \quad 6.3$$

Ενώ για να προσδιορίσουμε τις **συνθήκες λειτουργίας** χρειαζόμαστε να ορίσουμε το **χαρακτηριστικό αριθμό εδράνου** $MN \cdot P = \frac{\mu N}{P}$ με παραμέτρους: **W=ακτινικό φορτίο [N]**, **A=D*L=προβολή επιφάνειας που θα ασκηθεί το ομοιόμορφο ακτινικό φορτίο [m²]**. Ορίζεται έτσι το ακτινικό φορτίο σε μορφή πίεση στον άξονα:

$$P = \frac{W}{A} \frac{N}{m^2} \quad 6.4$$

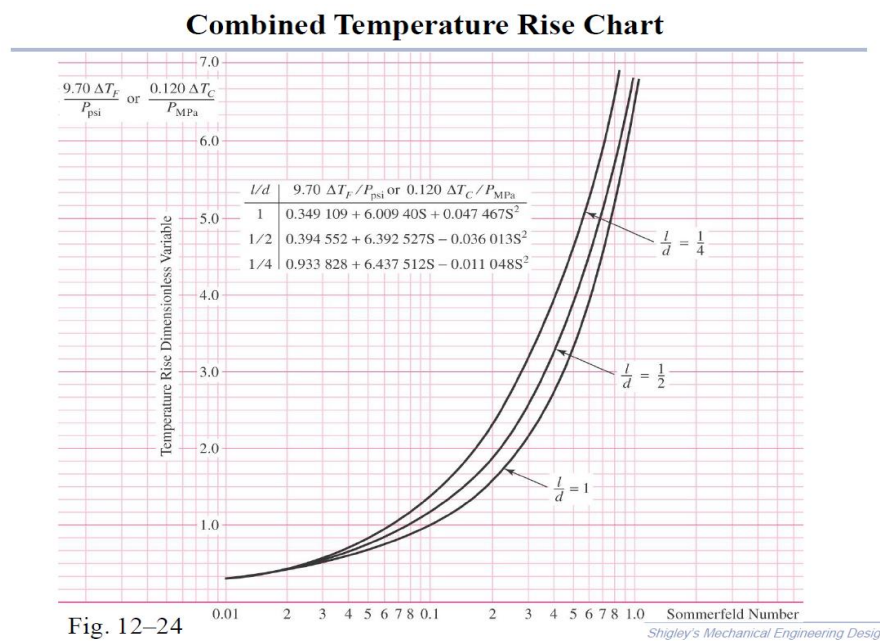
Ακόμα ορίσουμε το **ιξώδες του λιπαντικού (μ=M)** για να καθορίσουμε σε ποιο λιπαντικό αναφερόμαστε (**παραμέτρους SAE και IL**) και σε ποια **μέση θερμοκρασία λειτουργίας** βρίσκεται το λιπαντικό (**T_{av}, T_{inlet}, dT, dT_S**). Με τις παραμέτρους **SAE και IL (Συμβολισμούς σελ. 8)** χρησιμοποιεί με σκοπό την παραμετροποίηση του ιξώδες των λιπαντικών ώστε να εισάγονται τα σωστά δεδομένα με **τιμές [SAE=40,60] και [IL=6,8] στις εξισώσεις του κεφαλαίου 3.2.3**

Ενώ για προσδιοριστεί η **μέση θερμοκρασία του λιπαντικού** χρειάζεται να ορίσουμε εμείς την θερμοκρασία εισόδου του λιπαντικού **T_{inlet}** στην συνέχεια υποθέτουμε **μια θερμοκρασιακή διαφορά λιπαντικού εξόδου-εισόδου dT** από την οποία θα υπολογίσουμε το ιξώδες του λιπαντικού που θέλουμε και αφού καταλήξουμε να γνωρίζουμε

τον αδιάστατο αριθμό Sommerfeld μέσω των παραπάνω εξισώσεων (Κεφάλαιο 3.23) τότε με το **διαγράμματος 5 (Raimondi and Boyd)** ορίζεται η **προσεγγιστικά σωστή μεταβολή της θερμοκρασίας dT_S** με την οποία εκτελείται η επαναληπτική διαδικασία σύγκλισης αν τοποθετήσουμε την τιμή εντός του κελιού στο **dT** τότε βρίσκουμε την πραγματική προσεγγιστική μεταβολή θερμοκρασίας.

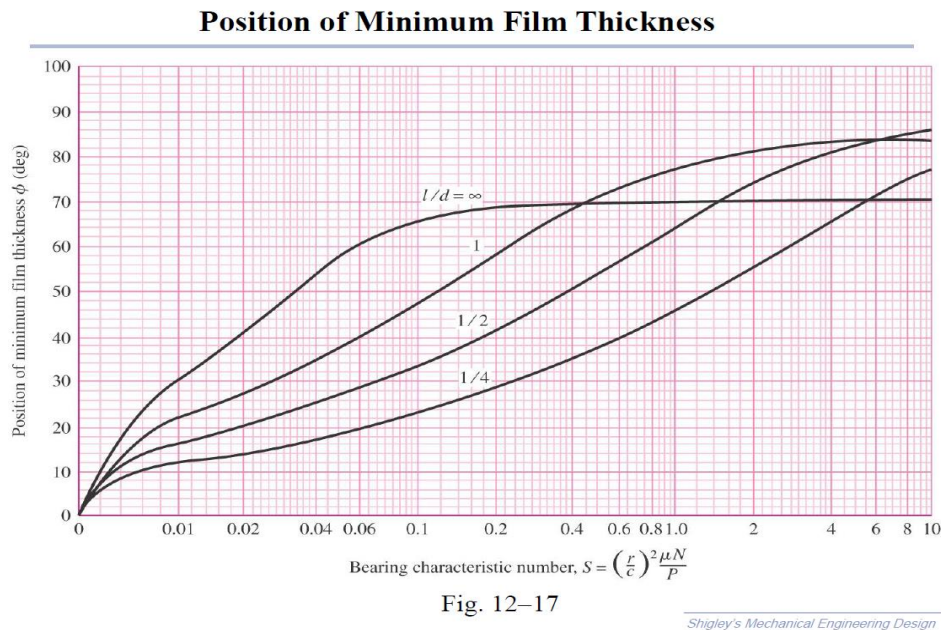
SAE	40	40	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	12.72	12.72	real temperature difference for pressure zone of fluid
T_inlet	40	40	Lubricant inlet temperatures
dT	12.72	12.72	Temperature difference of bearing design
Tav	319.51	319.51[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid

Εικόνα 17. Ενδεικτικοί παράμετροι για την εύρεση της μεταβολής της θερμοκρασίας



Διάγραμμα 5. Πρόταση υπολογισμού από το Raimondi and Boyd για την προσεγγιστικά πραγματική μεταβολή θερμοκρασίας λιπαντικού συνάρτηση του αδιάστατου αριθμού Sommerfeld λιπαντικού [3]

Ενώ χρειαζόμαστε την παράμετρο της **γωνιακής περιστροφής του άξονα N Manual [rpm]** μετατροπή σε **στροφές ανά δευτερόλεπτο** με σκοπό την εύρεση του **χαρακτηριστικού αριθμού MN.P**. Στην συνέχεια **υπολογίζεται ο αριθμός Sommerfeld (Συμβολισμός σελ. 8)** με τις παραμέτρους που ορίσαμε και με αυτό το τρόπο τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε την **εκκεντρότητα και το συντελεστή τριβής αντίστοιχα με τα δεδομένα από το διάγραμμα 3 και το διάγραμμα 2** δημιουργώντας εξισώσεις που να προσεγγίζουν τα συγκεκριμένα διαγράμματα [**Παράρτημα εξισώσεων εκκεντρότητας, θέση ελάχιστου πάχους λιπαντικού, μέγιστη υποστήριξη φορτίου**]. Ενώ μπορούμε να προσδιορίσουμε την θέση του ελάχιστου πάχους λιπαντικού **f_angle** σε σχέση με τον κάθετο άξονα με τον αριθμό Sommerfeld σύμφωνα με το παρακάτω **διάγραμμα 6 (Raimondi and Boyd)** :



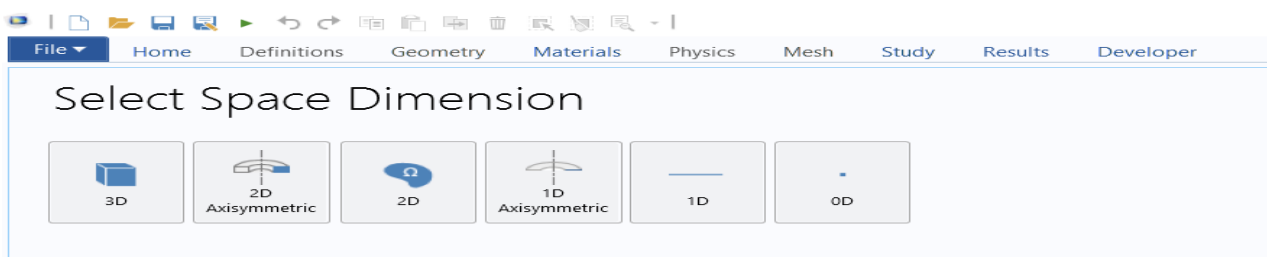
Διάγραμμα 6. Πρόταση υπολογισμού από το Raimondi and Boyd για την θέση του ελάχιστου πάχους λιπαντικού σε σχέση με το σημείο σχεδιασμού Sommerfeld [3]

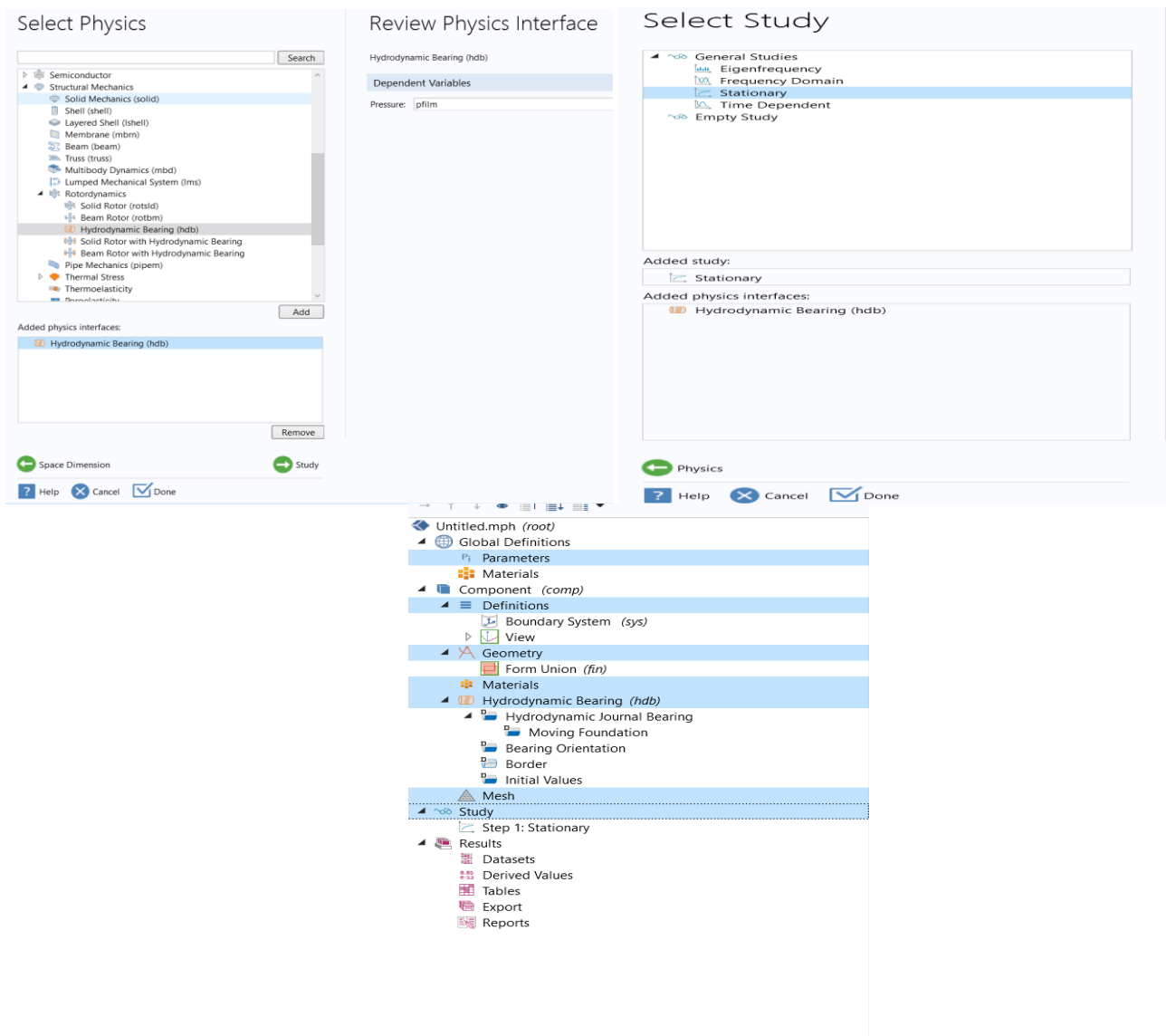
Τέλος στο στάδιο 1 για τον υπολογισμό των παραμέτρων εισόδου στο COMSOL πρέπει να υπολογιστεί και η απώλεια ενέργειας P_{loss} ώστε με σκοπό την εύρεση του συντελεστή τριβής από το COMSOL διότι δεν μπορεί να προσδιοριστεί κατευθείαν συνεπώς χρησιμοποιούμε την απώλεια ενέργειας του εδράνου συγκρίνοντας με το τον συντελεστή τριβής του διαγράμματος 2 από το κεφάλαιο 3.3. Αρά από την βιβλιογραφία [3] καταλήγουμε στην σχέση :

$$P_{loss} = f * W * P * r * 2 \pi * N \quad 6.5$$

Στάδιο 2 Δημιουργία μοντέλο εδράνου ολίσθησης COMSOL

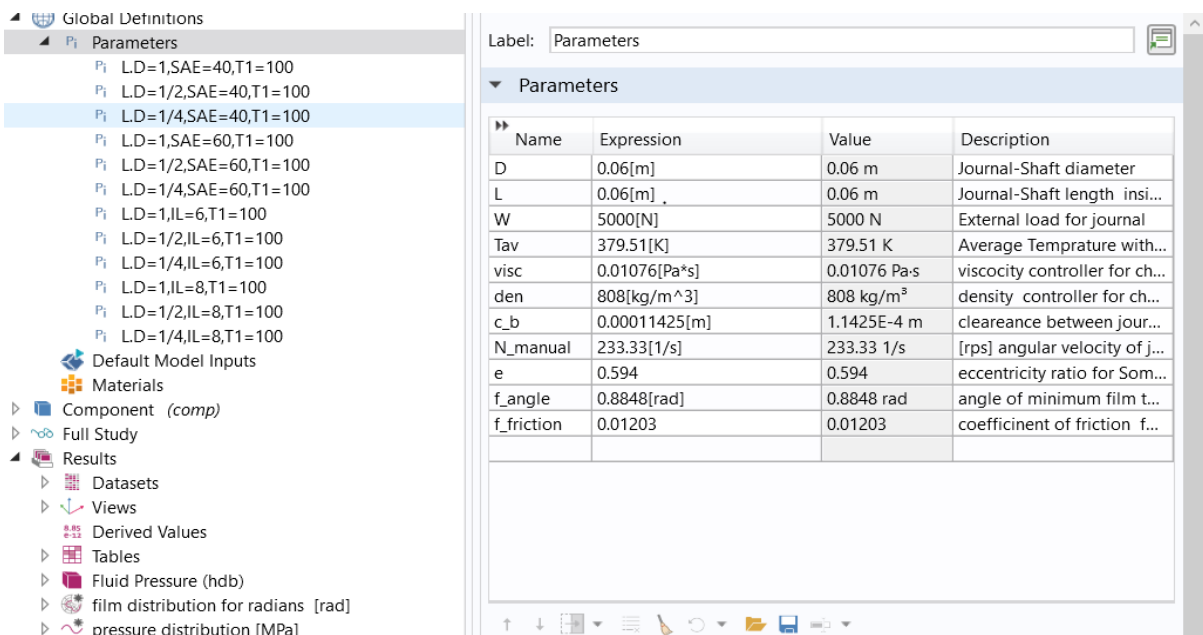
Αρχικά έχουμε φτιάξει τα δεδομένα των παραμέτρων εισόδου στο μοντέλο από το excel και σχηματίζουμε τώρα το μοντέλο για το έδρανα ολίσθησης συνεπώς επιλέγουμε τις διαστάσεις του μοντέλου να είναι τρισδιάστατες και επίλυση θα γίνει με το μοντέλο Rotordynamics με study stationary (στατικό μοντέλο επίλυσης). Ενώ παρατηρούμε παρακάτω τα βήματα διαδικασίες που θα ακολουθήσουμε: Parameter, geometry, Definition, materials, hydrodynamic bearing, mesh, study, results





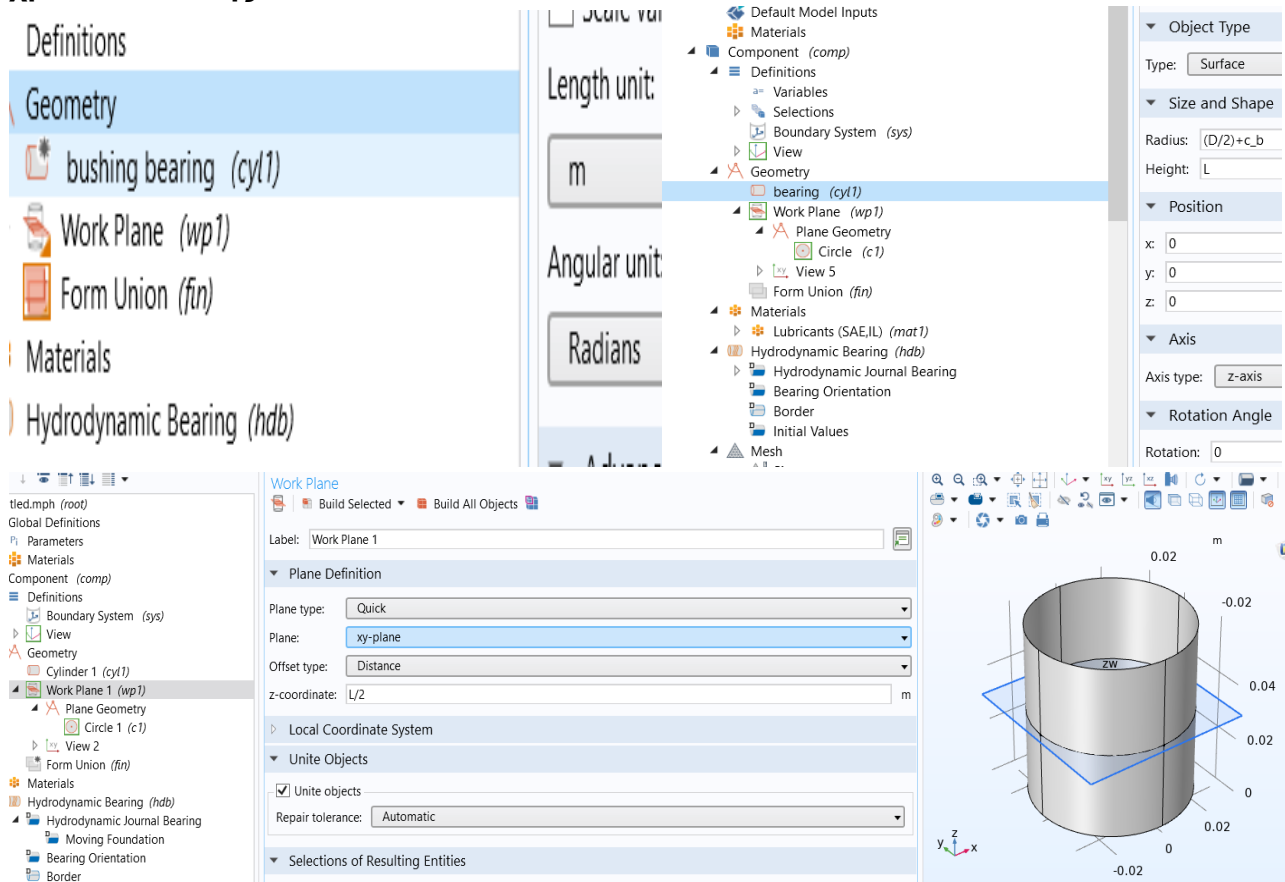
Εικόνα 18.Περιβάλλον προσομοίωσης COMSOL

Αρχικά φορτώνεται **όλες οι περιπτώσεις παραμέτρων** που θέλουμε να εισάγουμε όπως παρακάτω:



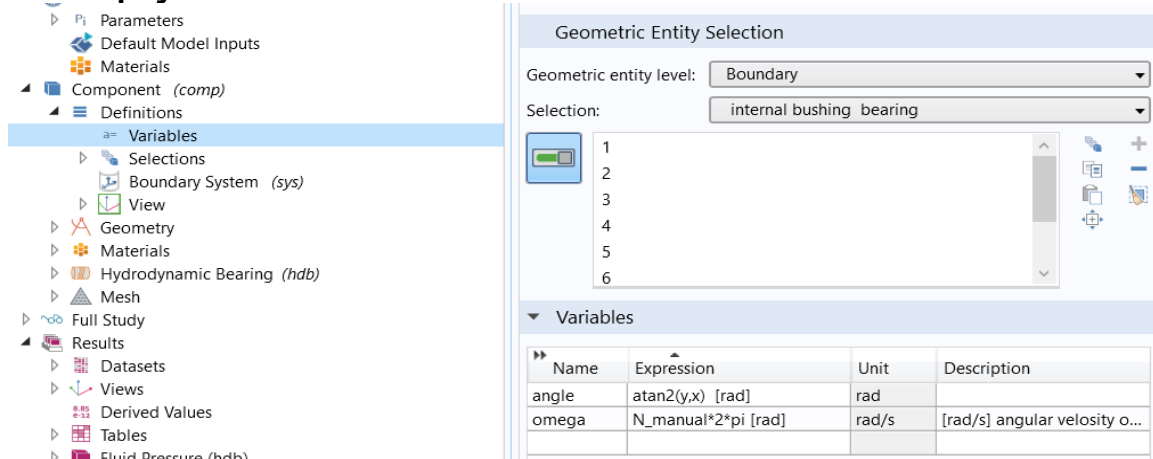
Εικόνα 19. Δήλωση παραμέτρων

Στην συνέχεια δηλώνεται η γεωμετρία του προβλήματος με την περίπτωση μας να είναι ένας ανοιχτός κύλινδρος διότι θέλουμε να ορίσουμε το μέγεθος του κελύφους του εδράνου με την μικρότερη πολυπλοκότητα του προβλήματος αφού δεν θα μοντελοποιηθεί στατικά δεν χρειάζεται πάχος και για την πιο εύκολη διακριτοποίηση πλέγματος για το συνολικό χρόνο επίλυσης :



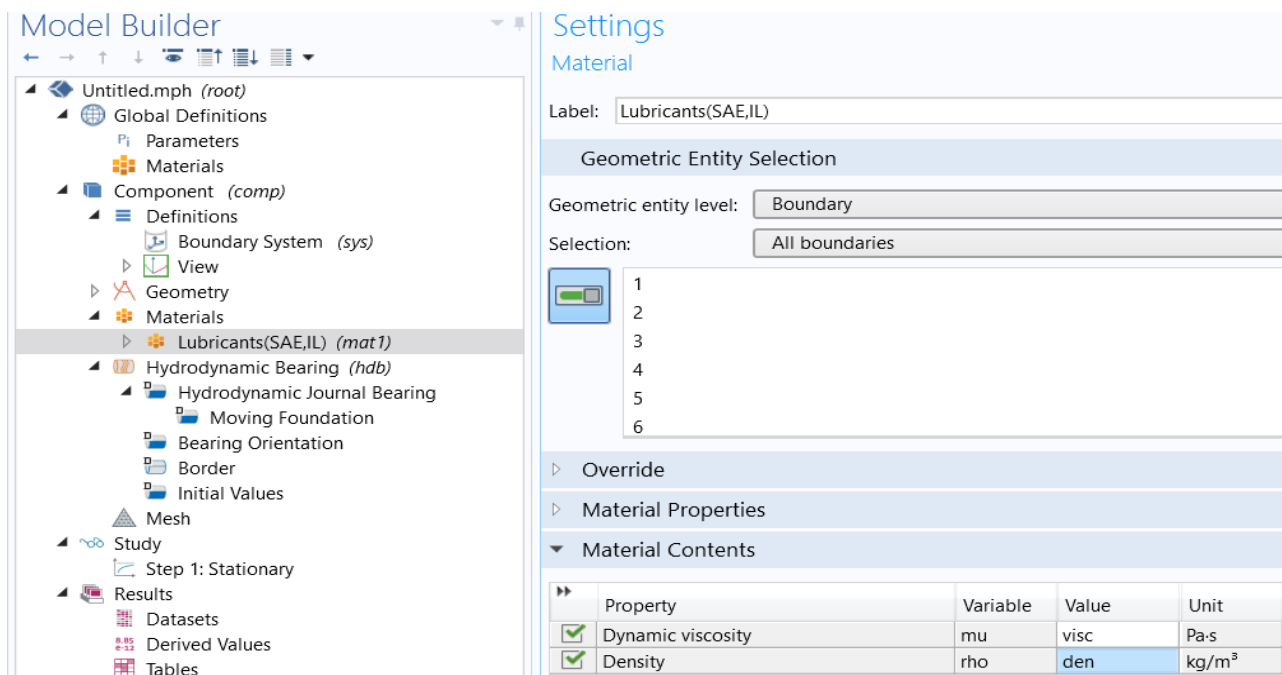
Εικόνα 20. Δήλωση γεωμετρίας εδράνου

Ακόμα πρέπει να ορίσουμε τις μεταβλητές στο **Definition** δημιουργώντας **variables** με τις παρακάτω τιμές :



Εικόνα 21. Δήλωση μεταβλητών

Ενώ πρέπει να δηλώσουμε στα **(materials)** υλικά με **προσθήκη αγνώστου υλικό** ώστε να ορίσουμε εμείς ποιες ιδιότητες θέλουμε να χρησιμοποιηθούν για τα λιπαντικά χρησιμοποιώντας τις μεταβλητές στις οποίες το excel προσδιορίζει με παραμετροποίηση ώστε να γίνει αλλαγή ιδιοτήτων : **SAE 40 SAE 60 ή IL 6 και IL 8**



Εικόνα 22. Δήλωση ιδιότητες υλικών

Αφού καθαρίσουμε και τα υλικά στην συνέχεια ορίζουμε το πρόβλημα μέσω του προ εγκαταστημένου μαθηματικού μοντέλου για τα έδρανα ολίσθησης ορίζεται η φυσική του προβλήματος με τις εξισώσεις Reynolds με σημείο αναφοράς την ατμοσφαιρική πίεση και η **διακριτοποίηση της πίεσης** να είναι **(quadratic =τετραγωνική)**

Στην συνέχεια ορίζονται οι παράμετροι του προβλήματος και η συνοριακή συνθήκη για το πάχος του λιπαντικού που θα επίλυση ώστε να προσδιοριστούν η πίεση ορίζεται **Gumbel**

που υπολογίζει την πίεση μέχρι την μεταβολή του πάχους από [0 μέχρι π] δηλαδή στο συγκλίνον τμήμα του εδράνου που αναπτύσσεται και η μεταβολή της πίεσης υποστήριξης διότι όπως παρακάτω παρατηρείται από διάγραμμα κατανομής πίεσης πως ή συνθήκη Full Sommerfeld περιέχουν μεγαλύτερο σφάλμα από την συνθήκη Half Sommerfeld η Gumbel [24]. Στην συνέχεια δεν χρησιμοποιούμε απώλεια οριακού στρώματος λιπαντικού διότι το εύρος στροφών είναι εντός του εύρους λειτουργίας και (**bearing orientation= προσανατολισμό εδράνου**) έχουμε θεώρηση με βάση την θεωρία του προβλήματος σταθερό κέλυφος. Τέλος ορίζονται τα όρια της πίεσης με αρχική συνθήκη πίεση ρευστού να είναι μηδέν στα άκρα του εδράνου :

Settings
Hydrodynamic Bearing

Selection: All boundaries

Equation

Physical Model

Equation type: Reynolds equation

Dynamic Coefficients

Calculate dynamic coefficients

Cavitation

Reference Pressure

Reference pressure level:

p_{ref} [1[atm]]

Discretization

Pressure: Quadratic

Equation

Show equation assuming:

Study, Stationary

$$\nabla_t \cdot (\rho h \mathbf{v}_{ave}) = 0$$

$$p_A = p_{ref} + p_f \quad h = h_j + h_b$$

$$h_j = -\mathbf{u}_j \cdot \mathbf{n}_{ref} \quad h_b = h_{b1} + \mathbf{u}_b \cdot \mathbf{n}_{ref} - \mathbf{u}_b \cdot \nabla_t h_{b1}$$

$$\mathbf{v}_{ave} = \frac{1}{2}(\mathbf{v}_{jt} + \mathbf{v}_{bt}) - \frac{h^2}{12\mu} \nabla_t p_f$$

$$\mathbf{v}_{j,t} = (1 - \mathbf{n}_{ref} \otimes \mathbf{n}_{ref}) \left[\dot{\mathbf{u}}_j + \boldsymbol{\Omega} \times (\mathbf{X} - \mathbf{X}_c) \right]; \quad \mathbf{v}_{b,t} = (1 - \mathbf{n}_{ref} \otimes \mathbf{n}_{ref}) \dot{\mathbf{u}}_b$$

Model Input

Absolute pressure:

p_A Absolute pressure (hdb)

Temperature:

T User defined

T_{av}

Settings
Hydrodynamic Journal Bearing

Sketch

Bearing Properties

Bearing type: User defined

Height of bearing above reference plane:

h_{b1} c_b

Foundation: Moving

Journal Properties

Specify: Load

Journal load:

\mathbf{W}_j User defined

0	x
W	y
0	z

Mass of the journal:

m_j 0 kg

Initial journal displacement:

0	x
0	y
0	z

Velocity of the journal:

Angular speed

$\boldsymbol{\Omega}$ User defined

-omega rad/s

Film Boundary Condition

Film type: Gumbel

Εικόνα 23. Δήλωση μοντέλου προσομοίωσης για υδροδυναμικό έδρανο

Fluid Properties

Dynamic viscosity: μ From material

Density: ρ From material

Film Flow Model

Film flow model: No-slip walls

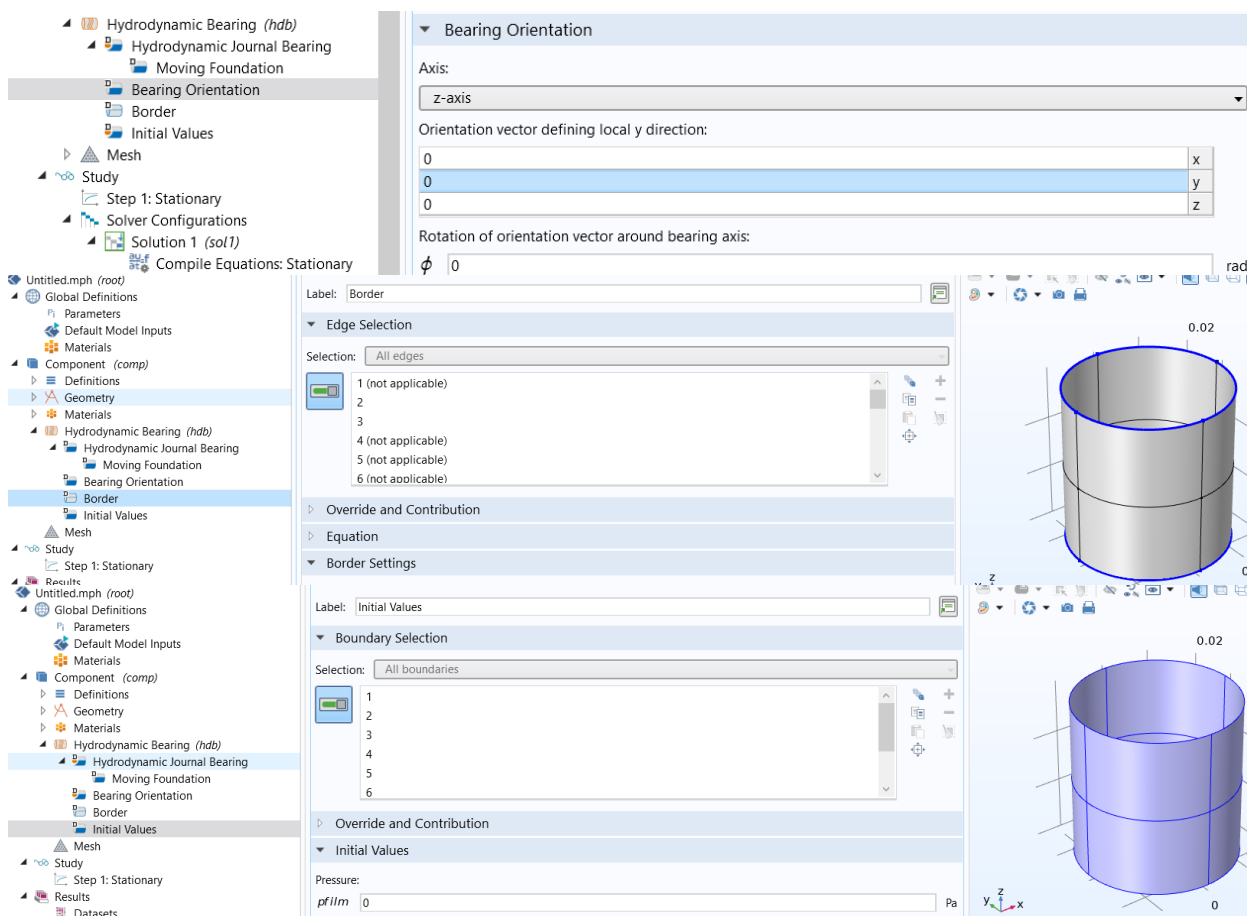
FILM BOUNDARY CONDITION

This section is only available for some of the **Physical Model** settings in the **Hydrodynamic Bearing** interface:

- **Equation type** is **Reynolds equation** and **Cavitation** is not selected in the **Cavitation** section.
- **Equation type** is **Modified Reynolds equation**

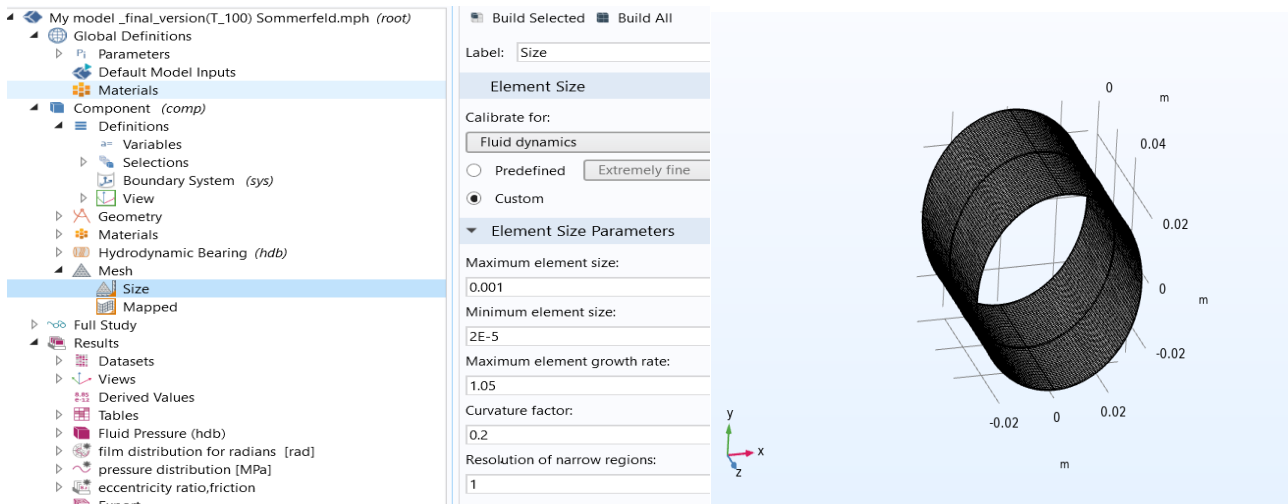
Select the **Film type** — **Sommerfeld** or **Gümbel**. In the Sommerfeld case, a complete 2π film is considered in the net force calculation in the bearing. In the Gümbel case, only half of the film where the pressure is positive (π film) is used for computing the net force in the bearing.

Εικόνα 24. Δήλωση οριακών συνθηκών πάχους λιπαντικού και ιδιότητες του ρευστού



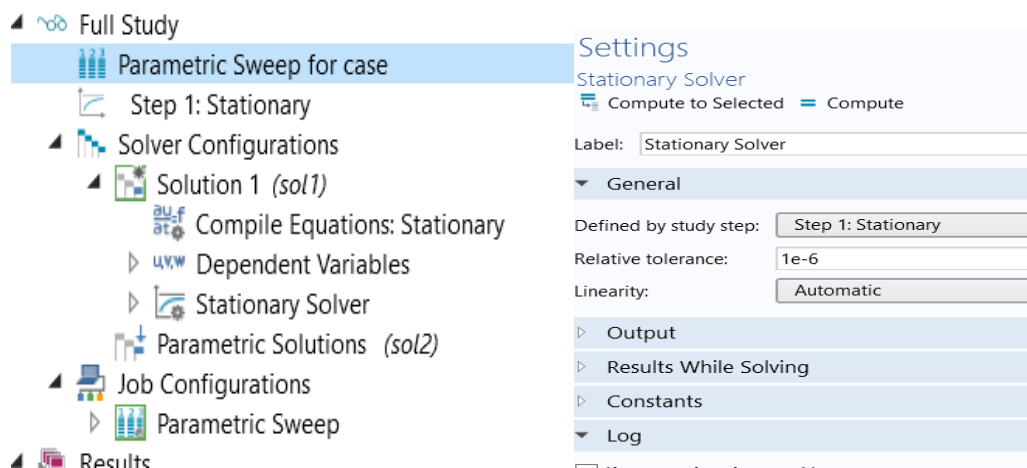
Εικόνα 25. Δήλωση οριακών συνθηκών μηδενικής πίεσης στα όρια

Ακόμα πρέπει να σχεδιαστή ή διακριτοποίηση (**mesh** των στοιχείων του προβλήματος χρησιμοποιώντας **το mapping για πιο λεπτομερή διακριτοποίηση**) σε συγκεκριμένες θέσεις κυβικών διατάξεων χρησιμοποιώντας τα όρια του εδράνου.



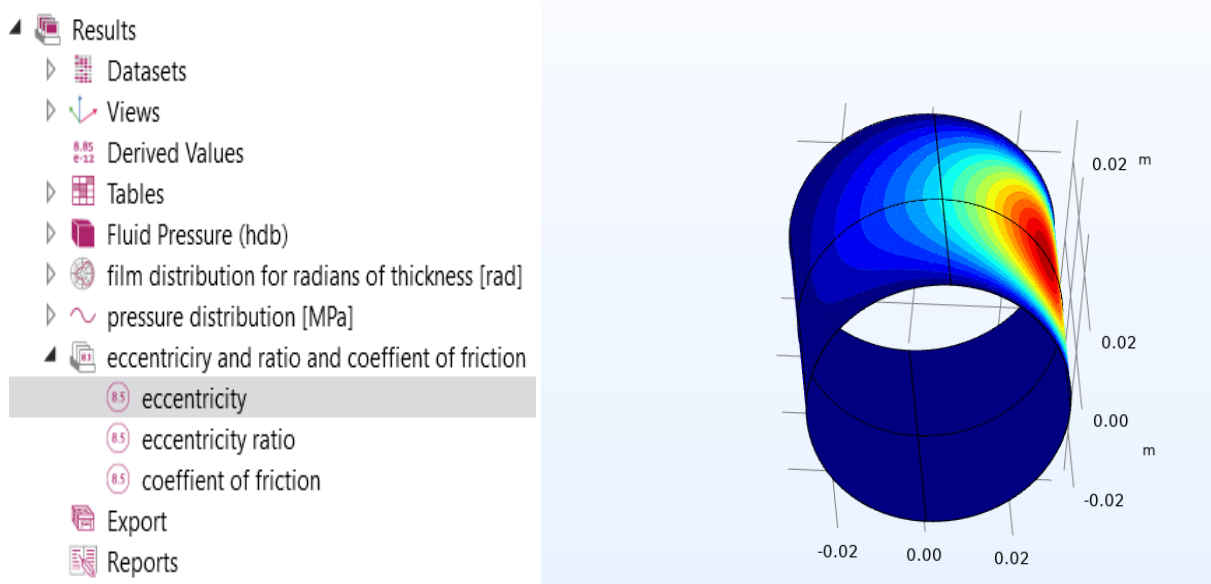
Εικόνα 26. Δήλωση διακριτοποίηση του εδράνου ολίσθησης

Στο τέλος του προβλήματος ορίζεται το **study=(λύτης)** να είσαι **σταθερό δηλαδή $t=0$ με σχετική ανοχή $1E-6$** για όλη την παραμετροποίηση ώστε να συγκλίνει με σχετικά καλή ακριβιά και αριθμό επαναλήψεων τουλάχιστον 60 από τον προεπιλεγμένο 25



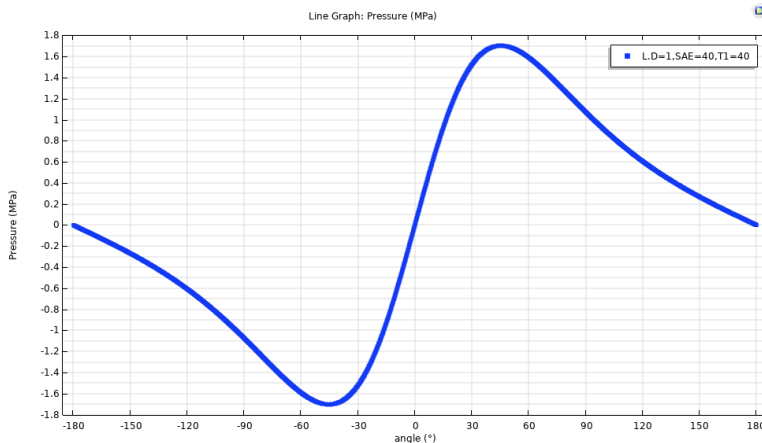
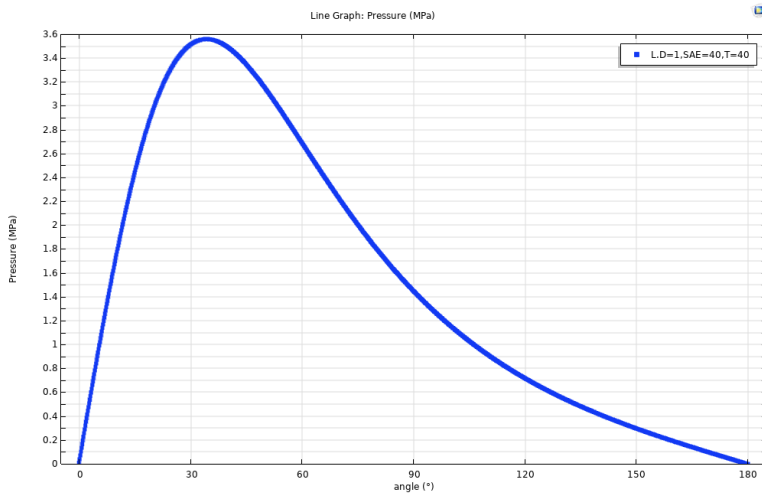
Εικόνα 27. Δήλωση ανοχών για τον λύτη

Ενώ από το **results** μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τις αντίστοιχες τιμές μεταβολών που θέλουμε να σχεδιάσουμε σε διάγραμμα ή να προσδιοριστούν οι αντίστοιχες ποσότητες. Άρα σχεδιάστηκε το διάγραμμα **πίεση-θέση των λιπαντικών, πάχος-θέση των λιπαντικών, και προσδιορίστηκαν τα δεδομένα λειτουργίας δηλαδή εκκεντρότητα, ποσοστό εκκεντρότητας και συντελεστής τριβής** ώστε να επαληθεύσουμε τα δεδομένα από τα **διαγράμματα του Raimondi and Boyd.**(ενδεικτικές εικόνες -παρακάτω οι παραμετροποίηση.



Εικόνα 28. Έυρεση χαρακτηριστικών λειτουργίας εδράνου

Η κατανομή πίεσης μεταξύ Full Sommerfeld σε σχέση το Half Sommerfeld ή Gumbel περιέχει το μεγαλύτερο σφάλμα στο $L/D=1$ κοντά στο 50% συνεπώς επιλέχθηκε ή Gumbel ως βέλτιστη οριακή και όχι η πιο ρεαλιστική συνθήκη Reynolds διότι δεν υπήρχε το προεπιλεγμένο μαθηματικό μοντέλο ή επιλογή συνεπώς θα πρέπει να δηλωθεί με διαφορετικό τρόπο η διαφορική εξίσωση χειροκίνητη με την αντίστοιχη συνοριακή συνθήκη.



4.4 Παραμετρική μοντελοποίηση του εδράνου ολίσθησης

Η παραμετροποίηση θα δημιουργηθεί εντός του excel ώστε να εξαλειφθεί το πρόβλημα της επαναληπτικής διαδικασίας για την προσεγγιστικά σωστή μεταβολή της θερμοκρασίας dT_S του εδράνου και του σωστού υπολογισμού το βέλτιστου διακένου και θα εξεταστεί η συμπεριφορά των λιπαντικών SAE και IL σε **δύο θερμοκρασίες εισόδου λιπαντικού (40 [C] και στους 100 [C])**, διότι τα ιοντικά υγρά είναι σχετικά πιο παχύρρευστα από τα **συμβατικά λιπαντικά SAE** συνεπώς μπορούν να προσφέρουν καλή λιπαντική συμπεριφορά (με χαμηλότερο ιξώδες) σε πιο υψηλές θερμοκρασίες που τα συμβατικά λιπαντικά στα οποία μειώνεται το ιξώδες τους σχετικά γρηγορά άρα δεν μπορούν να υποστηρίξουν σημαντικά το φορτίο. Όμως για να διατηρηθεί το πάχος λιπαντικού θα πρέπει να αυξηθούν οι ταχύτητες για τα ανάλογα μεγέθη εδράνων. Με $L/D=1$ $N=1400$ [rpm], $L/D=0.5$ $N=6500$ [rpm], $L/D=0.25$ $N=4000$ [rpm]. Παρακάτω παρατίθενται ζεύγη πινάκων από τα υπολογιζόμενα δεδομένα της παραμετρικής μελέτης των δύο λιπαντικών σε σχέση με το μέγεθος των εδράνων και την θερμοκρασία εισόδου των λιπαντικών T_{inlet} για **SAE [40-60]** και **IL [C6mim]BF4 [C8mim]PF4** ενώ τα υπόλοιπα δεδομένα για $T_{inlet}=100$ [C] παρατίθενται με αρχείο excel (βλέπε παράρτημα) για να μην γίνει υπερβολική χρήση χώρου των δεδομένων με πίνακες :

Parameter for $L/D=1$ with $W=5000$ N and SAE 40 for $T_{inlet}= 40$ C and $N_{manual}= 3000$ rpm πίνακας 2		
D	0.06[m]	Journal-Shaft diameter

L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	1	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0036[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	1388888[N/m ²]	External load pressure
SAE	40	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	12.72	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T_inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	12.72	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	319.51[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0602[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	846[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.079[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1133[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.0602[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	846[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.0825	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.21	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00012511[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.00000214689	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.12469	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.594	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.880 [rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.013	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	621 [W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd
Parameter for L/D=0.50 with W=5000 N and SAE 40 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 3		
D	0.12[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing

L/D	0.5	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0072[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	694444[N/m ²]	External load pressure
SAE	40	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	4.78	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	4.78	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	315.54[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0707[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	848[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0947[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1136[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.0707[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	848[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.028	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.34	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00052059[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000050907	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.06762	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.840	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.4896 [rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.023	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	2167 [W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for **L/D=0.25** with W=5000 N and **SAE 40** for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm **πίνακας 4**

D	0.24[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing

L/D	0.25	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0144[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	347222[N/m ²]	External load pressure
SAE	40	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	6.09	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	6.09	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	316.19 [K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0688[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	848[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0919[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1136[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.0688[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	848[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.01	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.45	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00088457[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000099098	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.18237	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.841	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.49145 [rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.047	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	8857[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=1 with W=5000 N and SAE 60 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 5		
D	0.06[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	1	Ratio L/D

W	5000[N]	External load for journal
A	0.0036[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	1388888[N/m ²]	External load pressure
SAE	60	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	17.48	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	17.48	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	321.89[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0932[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	832[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0711[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1132[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.0932[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	832[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.0825	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.21	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00012511[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000033569	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.19299	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.487	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	1.1943[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.018	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	861[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=0.50 with W=5000 N and SAE 60 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 6		
D	0.12[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	0.5	Ratio L/D

W	5000[N]	External load for journal
A	0.0072[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	694444[N/m ²]	External load pressure
SAE	60	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	6.44	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	6.44	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	316.37[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.1175[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	835[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0911[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1136[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.1175[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	835[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.028	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.34	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00052059[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000084649	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.11243	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.773	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.59111[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.033	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	3114[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd
Parameter for L/D=0.25 with W=5000 N and SAE 60 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 7		
D	0.24[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	0.25	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal

A	0.0144[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	347222[N/m ²]	External load pressure
SAE	60	SAE 10W-40 10W-60
IL	0	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	8.27	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	8.27	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	317.28[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.1129[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	835[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0873[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1135[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.1129[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	835[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.01	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.45	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00088457[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000162719	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.29945	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.794	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.5699[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.066	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	12383[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=1 with W=5000 N and IL=6-BF4 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 8		
D	0.06[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	1	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0036[m ²]	Projection of Area the applied external load

P	1388888[N/m ²]	External load pressure
SAE	0	SAE 10W-40 10W-60
IL	6	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	14.89	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	14.89	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	320.59[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0577[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	845[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0752[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1133[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.0752[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	1133[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.0825	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.21	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00012511[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000027107	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.15584	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.538	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.95244[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.015	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	727[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd
Parameter for L/D=0.50 with W=5000 N and IL=6-BF4 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 9		
D	0.12[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	0.5	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0072[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	694444[N/m ²]	External load pressure

SAE	0	SAE 10W-40 10W-60
IL	6	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	5.57	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	5.57	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	315.93[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0695[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	848[kg/m^3]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.093[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1136[kg/m^3]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.093[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	1136[kg/m^3]	density controller for change lubricant
S_f	0.028	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.34	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00052059[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000066986	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.08897	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.806	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.5411[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.028	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	2635[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=0.25 with W=5000 N and IL=6-BF4 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 10		
D	0.24[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	0.25	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0144[m^2]	Projection of Area the applied external load
P	347222[N/m^2]	External load pressure
SAE	0	SAE 10W-40 10W-60

IL	6	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	7.12	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	7.12	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	316.71[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0673[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	848[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.0897[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1135[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.0897[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	1135[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.01	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.45	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00088457[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000129219	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.2378	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.817	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.5346[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.056	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	10586[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=1 with W=5000 N and IL=8-PF4 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 11		
D	0.06[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	1	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0036[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	1388888[N/m ²]	External load pressure
SAE	0	SAE 10W-40 10W-60
IL	8	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4

dT_S	23.72	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	23.72	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	325.01[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0488[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	842[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.1364[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1203[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.1364[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	1203[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.0825	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.21	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00012511[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000049105	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.28231	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.402	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	1.117[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.027	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	1278[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=0.50 with W=5000 N and IL=8-PF4 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 12		
D	0.12[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	0.5	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0072[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	694444[N/m ²]	External load pressure
SAE	0	SAE 10W-40 10W-60
IL	8	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4

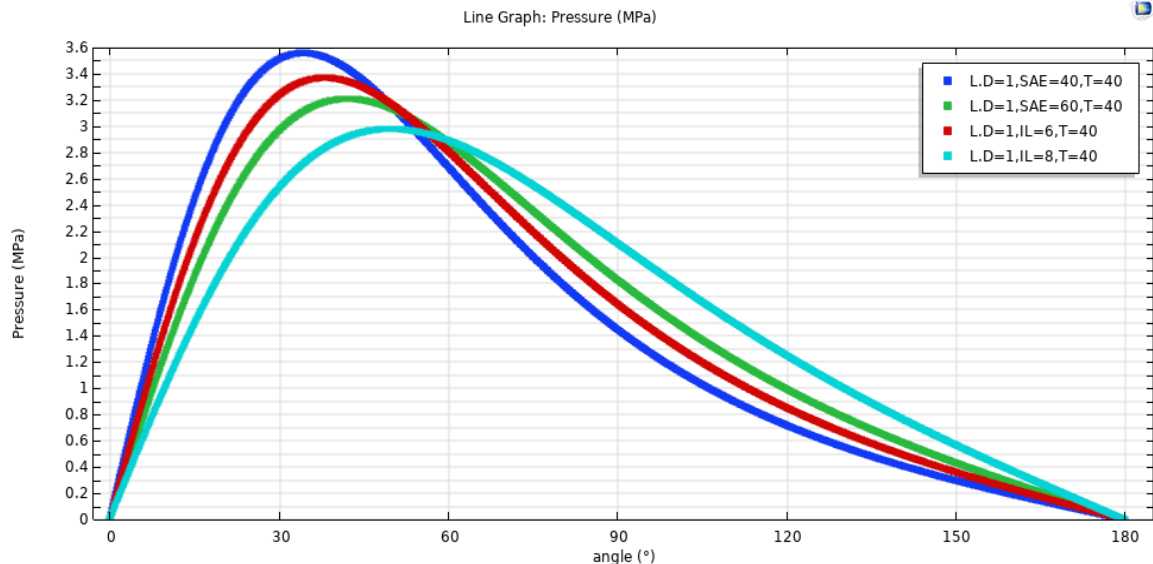
dT_S	9.18	real temperature difference from data Raimondi and Boyd
T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	9.18	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	317.74[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0646[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	847[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.1954[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1210[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.1954[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	1210[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.028	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.34	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00052059[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000140696	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.18688	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.691	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.7123[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.047	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	4428[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

Parameter for L/D=0.25 with W=5000 N and IL=8-PF4 for T_inlet= 40 C and N_manual= 3000 rpm πίνακας 13		
D	0.24[m]	Journal-Shaft diameter
L	0.06[m]	Journal-Shaft length inside of bearing housing
L/D	0.25	Ratio L/D
W	5000[N]	External load for journal
A	0.0144[m ²]	Projection of Area the applied external load
P	347222[N/m ²]	External load pressure
SAE	0	SAE 10W-40 10W-60
IL	8	Ionic Liquids [C6mim]BF4 [C8mim]PF4
dT_S	11.73	real temperature difference from data Raimondi and Boyd

T Inlet	40	Lubricant inlet temperature
dT	11.73	hypothetical Temperature difference of bearing design
Tav	319.01[K]	Average Temperature with oil inlet temperature of the fluid
visc_T_SAE	0.0614[Pa*s]	viscosity SAE-exponential fitting equation Vogel
den_T_SAE	846[kg/m ³]	density SAE-equation from diagram of data
visc_T_IL	0.183[Pa*s]	viscosity Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
den_T_IL	1208[kg/m ³]	density Ionic Liquids-exponential fitting equation VFT
visc	0.183[Pa*s]	viscosity controller for change lubricant
den	1208[kg/m ³]	density controller for change lubricant
S_f	0.01	Dimensionless Sommerfeld Number for minimum friction
S_w	0.45	Dimensionless Sommerfeld Number for maximum capacity of load
c_b	0.00088457[m]	clearance between journal and bushing design
N Manual	50[1/s]	[rps] angular velocity of journal with manual change
MN.P	0.0000263666	Dimensionless characteristic Number for design bearing
S_design	0.48522	Dimensionless Sommerfeld Number for design bearing
ε RB	0.703	eccentricity ratio for Sommerfeld Number of bearings
f_angle	0.6418[rad]	angle of minimum film thickness from data Raimondi and Boyd
f friction	0.998	coefficient of friction for S_design of bearing from data Raimondi and Boyd
P Loss	18821[W]	Power_loss of the fluid of bearing from data Raimondi and Boyd

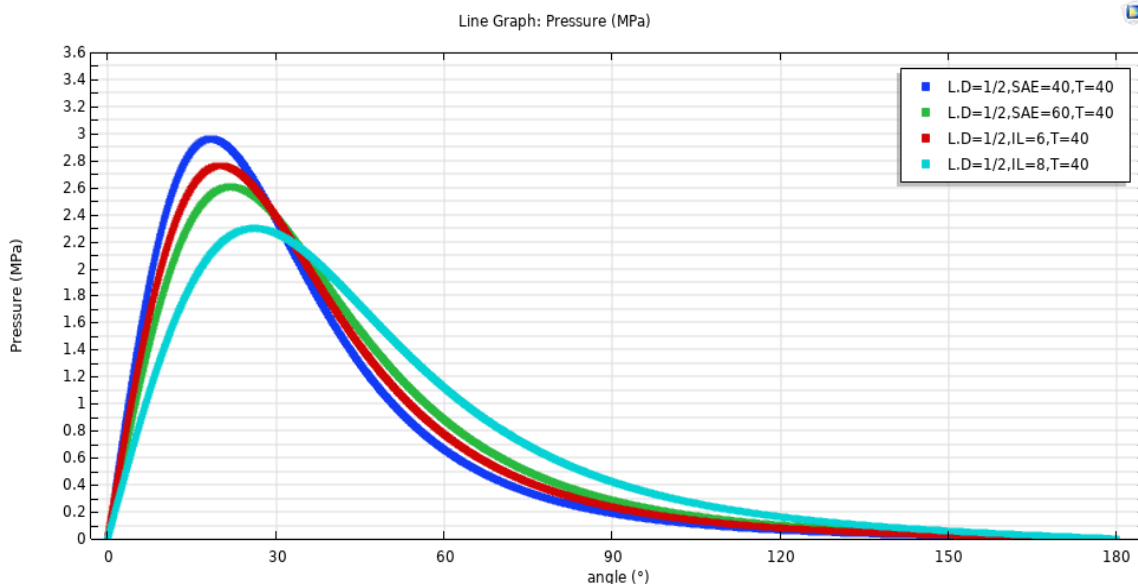
5. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ

5.1 Αποτελέσματα διαγραμμάτων πίεσης- θέσης λιπαντικού με L/D,T_inlet,SAE,IL



Διάγραμμα 7. Η μεταβολή της πίεσης -θέσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=3000$ [rpm] και σταθερό διάκενο για έδρανα $L/D=1$

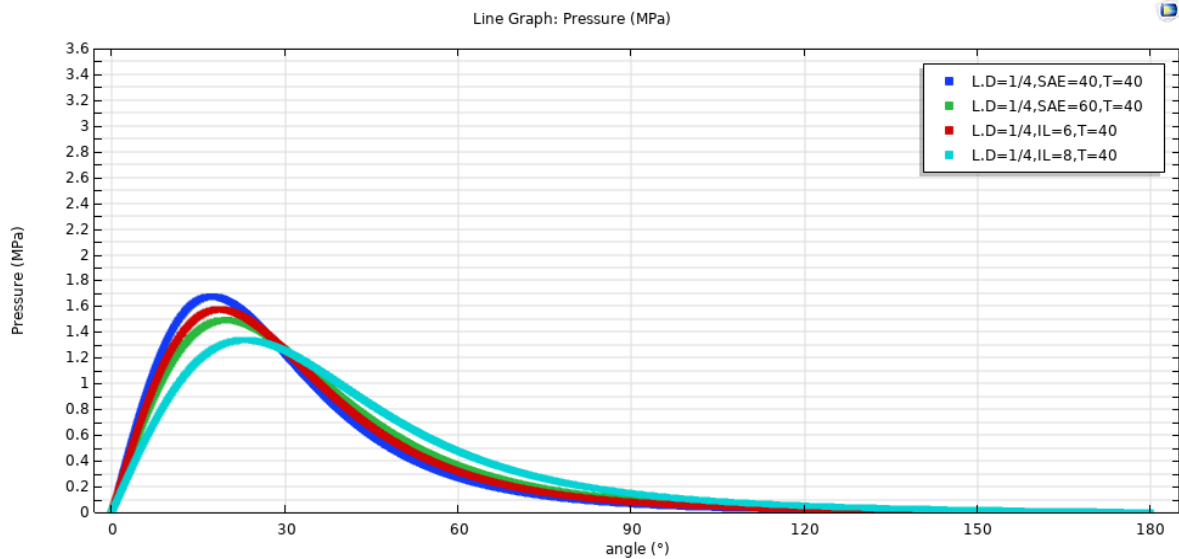
Αρχικά παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι παχύρευστα κυρίως το **SAE 60** και το **ιοντικό υγρό IL 8 ([C8mim]PF6)** στους **40 [C] θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού** είναι αυτά τα οποία έχουν και την μεγαλύτερη υποστήριξη φορτίου με αυτό του ιοντικού υγρού να είναι η μεγαλύτερη καθώς δημιουργείται λιγότερη πίεση λιπαντικού για την ίδια περιστροφή του άξονα με σταθερό φορτίο και διάκενο διότι έχουν υψηλότερη χαρακτηριστικό αριθμό MN.P δηλαδή μεγαλύτερη ευστάθεια πάχους λιπαντικού με συνέπεια μεγαλύτερο συντελεστή τριβής. Αυτός ο υψηλός χαρακτηριστικός αριθμός εδράνου εκφράζεται ως μεγαλύτερο αδιάστατο αριθμό Sommerfeld και λιγότερη εκκεντρότητα άξονα που το καθιστά να αυτοδημιουργητε λιγότερη πίεση ρευστού αφού τείνει να κινεί ως προς το κέντρο.



Διάγραμμα 8. Η μεταβολή της πίεσης-θέσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=3000$ [rpm] και σταθερό διάκενο για έδρανα $L/D=0.5$

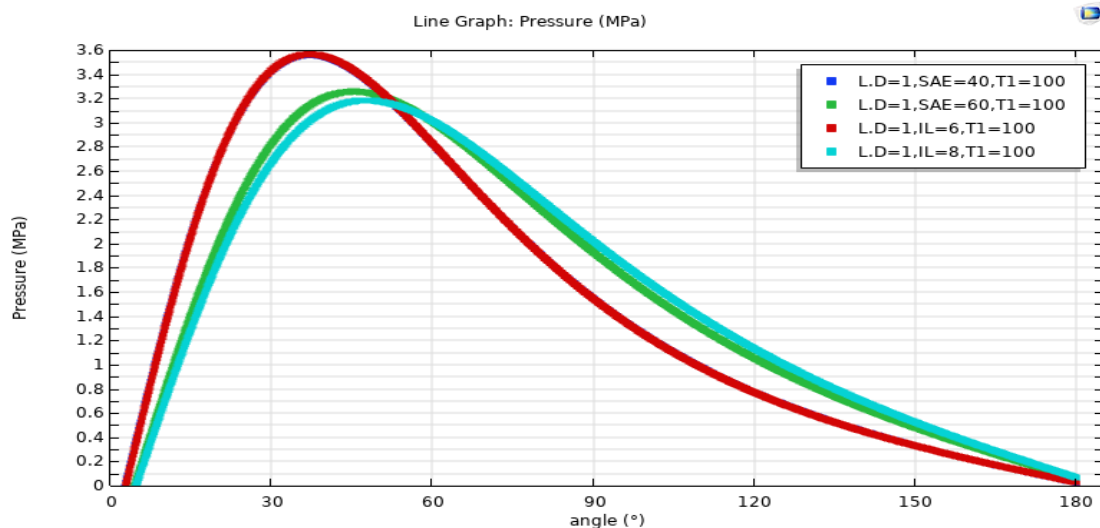
Ανάλογα παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι παχύρευστα κυρίως το **SAE 60** και το **ιοντικό υγρό IL 8 ([C8mim]PF6)** αλλά με πιο σημαντικό το **ιοντικό υγρό ([C6mim]BF4)** που συμπεριφέρεται σχετικά ανάμεσα στην δημιουργία πίεσης με το **SAE 60** και **SAE 40** είναι αυτό τα οποίο μπορεί να αντικαταστήσει μελλοντικά την λειτουργία του εδράνου για το

SAE40. Σημαντικότερο χαρακτηριστικό του διαγράμματος είναι πως τα έδρανα με μεγαλύτερη διάμετρο δημιουργούν μικρότερη κατανομή πίεσης σημαντικό για την στατική μελέτη των εδράνων.



Διάγραμμα 9. Η μεταβολή της πίεσης -θέσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=3000$ [rpm] και σταθερό διάκενο για έδρανα $L/D=0.25$

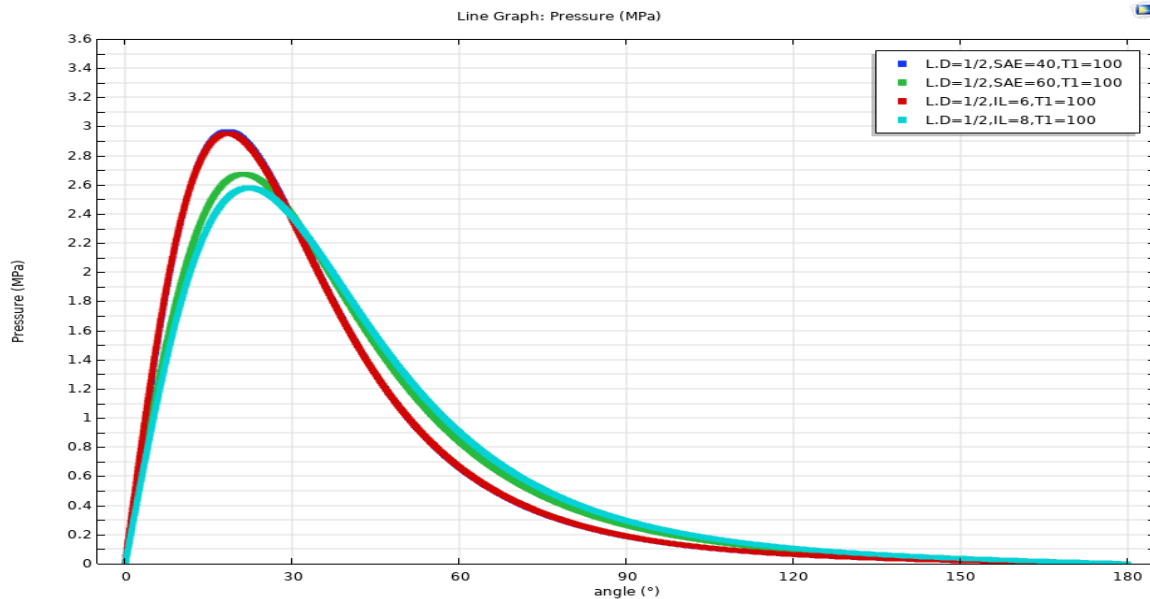
Αντίστοιχα παρατηρείτε πως το ιοντικό υγρό **IL 8 ([C8mim]PF6)** έχει την μεγαλύτερη υποστήριξη εδράνου σε όλες τις περιπτώσεις αρά μπορεί να χαρακτηριστεί ως το βέλτιστο αλλά διαθέτει υψηλό ιξώδες δημιουργεί και την μέγιστη απώλεια ενέργειας. Ενώ το ιοντικό υγρό **[C6mim]BF4** εμφανίζει μεγαλύτερη ομοιότητα με το **SAE 60** συνεπώς είναι πιο αποδοτικό λιπαντικό σε σχέση με το **SAE 40** και διαθέτει μικρότερη απώλεια ενέργειας από το **SAE 60**



Διάγραμμα 13. Η μεταβολή της πίεσης-θέσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=14000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=1$

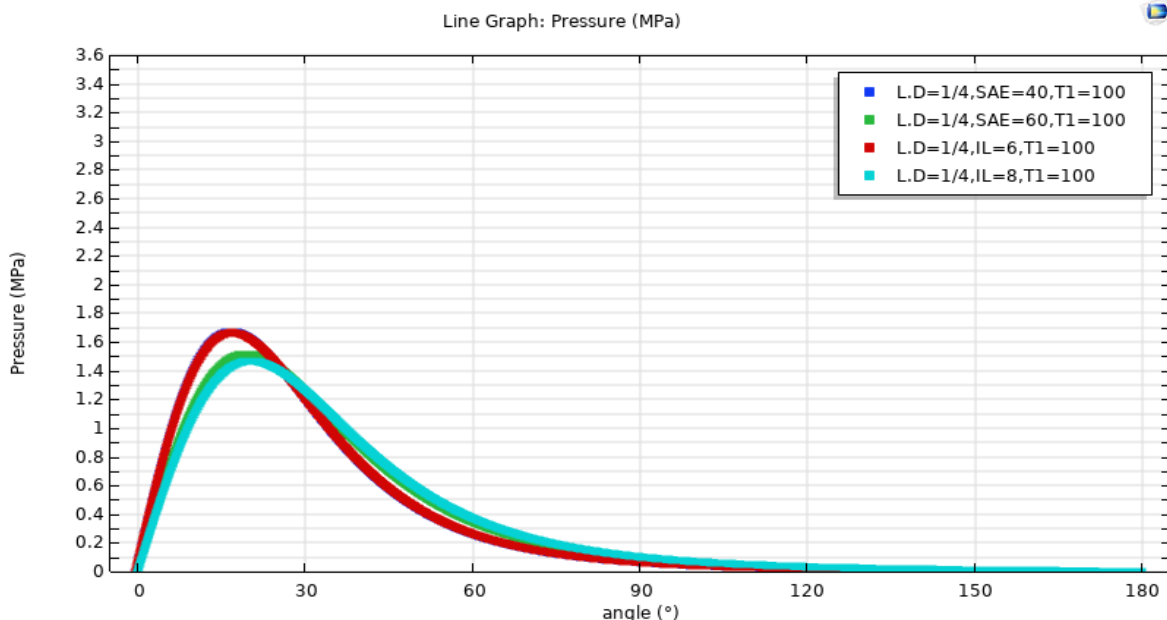
Αντίστοιχα παρατηρείτε για την μεταβολή της θερμοκρασίας στους **100 [C]** πως το ιοντικό υγρό **IL 8 ([C8mim]PF6)** έχει την μεγαλύτερη υποστήριξη εδράνου ενώ το **[C6mim]BF4** εμφανίζει μεγαλύτερη ομοιότητα με το **SAE 40** σημαντικό διότι παρατηρείτε πως ή

επιδράσει της θερμοκρασίας και επίσης με το ίδιο σημείο σχεδιασμού (διάκενο) σε αυτές τις θερμοκρασίες επιδράει σχετικά ίδιο ιζώδες.



Διάγραμμα 14. Η μεταβολή της πίεσης-θέσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=6500$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.5$

Ενώ παρατηρείτε στα έδρανα με $L/D=0.5$ για θερμοκρασίας στους 100 [C] πως το ιοντικό υγρό **IL 8 ([C8mim]PF6)** έχει την μεγαλύτερη υποστήριξη εδράνου ενώ το **[C6mim]BF4** εμφανίζει σχετικά μικρότερη ομοιότητα με το **SAE 40** σημαντικό αλλά συμπεριφέρεται ως προς την υποστήριξη φορτίου ανάλογα.

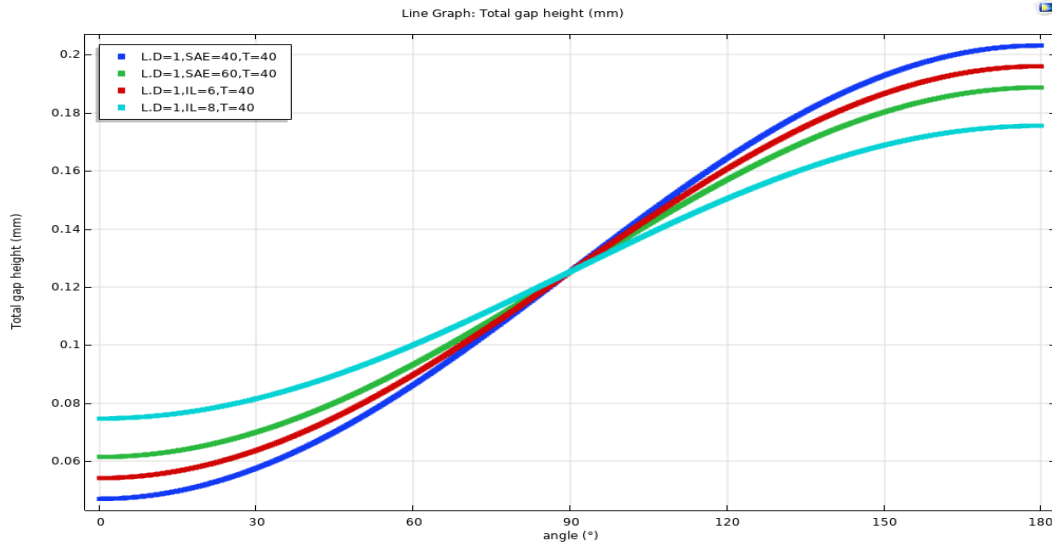


Διάγραμμα 15. Η μεταβολή της πίεσης-θέσης των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=14000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.25$

Αντίστοιχα παρατηρείτε πως το ιοντικό υγρό **IL 8 ([C8mim]PF6)** έχει την μεγαλύτερη υποστήριξη εδράνου σε όλες τις περιπτώσεις αρά μπορεί να χαρακτηριστεί ως το βέλτιστο ενώ όσο αυξάνεται ή διάμετρος του εδράνου μειώνεται ή πίεσή του διότι για το ίδιο φορτίο

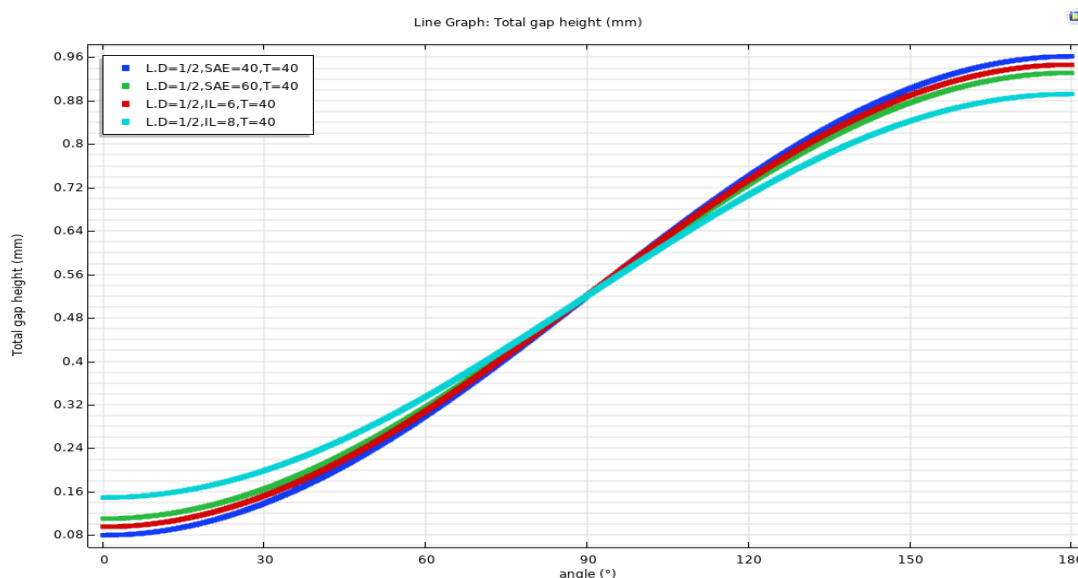
αυξάνεται η επιφάνεια του εδράνου συνεπώς μειώνεται ή φόρτιση πίεσης και λόγω υψηλών θερμοκρασιών οι κατανομές πίεσης τείνουν να φτάσουν στην ίδια κατάσταση χωρίς να γνωρίζουμε όμως αν όντως σε αυτήν την κατάσταση τα λιπαντικά μπορούν να προσφέρουν υποστήριξη φορτίου.

5.2 Αποτελέσματα διαγραμμάτων πάχους-θέσης λιπαντικού με L/D,T_inlet,SAE,IL



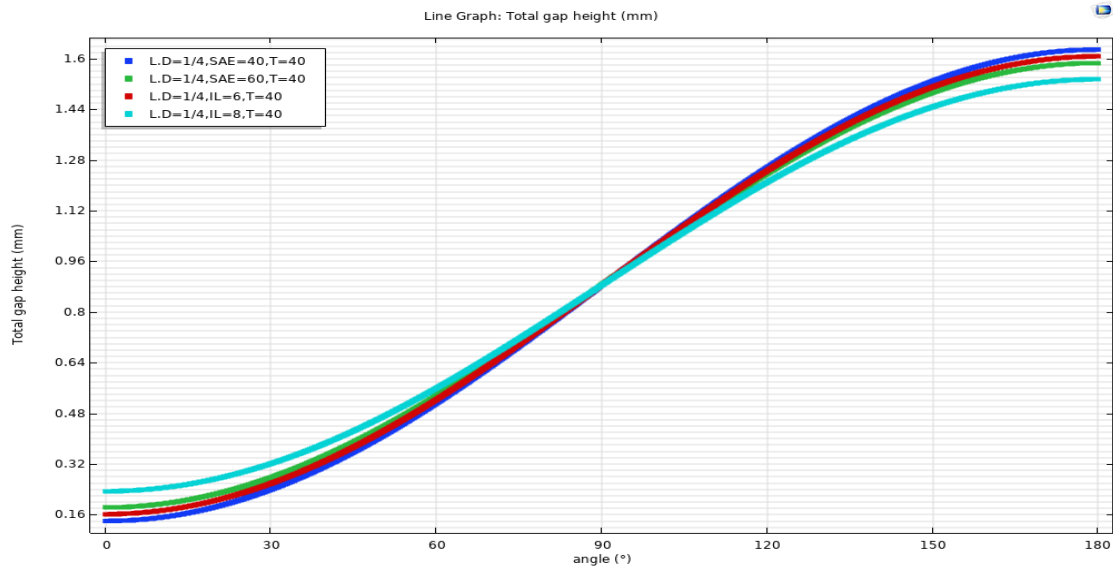
Διάγραμμα 10. Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=3000$ [rpm] και σταθερό διάκενο για έδρανα $L/D=1$

Αρχικά παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι παχύρευστα κυρίως το **SAE 60** και το ιοντικό υγρό **IL 8 ([C8mim]PF6)** είναι λιπαντικά τα οποία έχουν και την μικρότερη μεταβολή πάχους κατά την περιστροφική κίνηση του εδράνου διότι δεν επηρεάζονται σε σχέση με την θερμοκρασία λόγω του ιξώδους τους και επίσης δεν μπορούν εύκολα να παραμορφωθούν από τις διατμητικές τάσεις του άξονα.



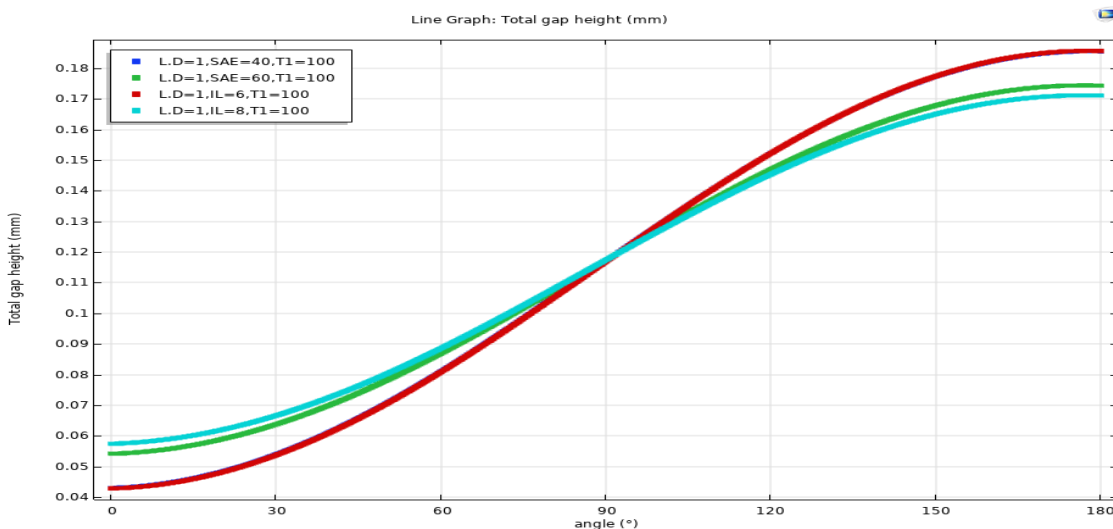
Διάγραμμα 11. Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=3000$ [rpm] και σταθερό διάκενο για έδρανα $L/D=0.5$. Ανάλογα παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι παχύρευστα κυρίως το **SAE 60** και το ιοντικό υγρό **IL 8 ([C8mim]PF6)** είναι λιπαντικά τα οποία έχουν και την μικρότερη μεταβολή πάχους κατά την περιστροφική κίνηση ενώ το ιοντικό υγρό **[C6mim]BF4**

αποτελεί μια ενδιαμέση κατάσταση πάχους που είναι σχετικά συγκρίσιμη μετά συμβατικά λιπαντικά. Ενώ παρατηρούμε πως διαθέτει μεγαλύτερο πάχος λιπαντικού διότι για να υποστηρίξει το φορτίο για σημείο σχεδιασμού διακένου στο 50% Sommerfeld χρειαζόμαστε μεγαλύτερο διάκενο ώστε να επιτευχθεί η σωστή υποστήριξη φορτίου.(παρακάτω τα διάκενα σχεδιασμού στους πίνακες)



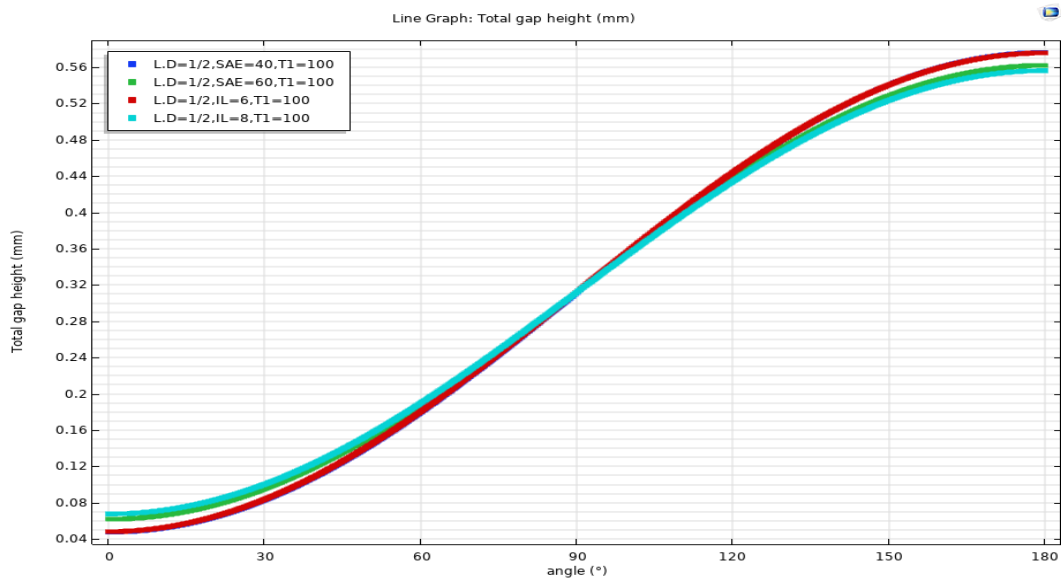
Διάγραμμα 12. Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=3000$ [rpm] και σταθερό διάκενο για έδρανα $L/D=0.25$

Επίσης παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι παχύρευστα κυρίως το **SAE 60** και το **ιοντικό υγρό IL 8 ([C8mim]PF6)** είναι λιπαντικά τα οποία έχουν και την μικρότερη μεταβολή πάχους λιπαντικού αλλά τα έδρανα με $L/D=0.25$ έχουν ποσοστό υποστήριξης στο 90% συνεπώς διαθέτουν το μεγαλύτερο διάκενο ώστε να έχουμε τις αντίστοιχες πιέσεις με το πρόβλημα την εμφανίσει της σπηλαιώσης σε υψηλότερες στροφές.

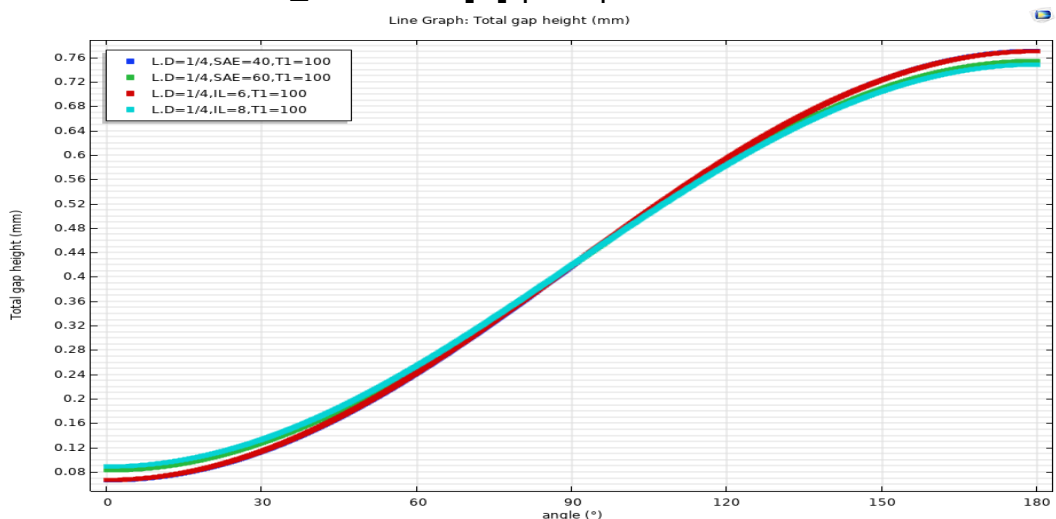


Διάγραμμα 16. Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=14000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=1$

Παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι σε θερμοκρασίες στους 100 [C] έχουν το μικρότερο πάχος συνεπώς θα έπρεπε να έχουν μεγαλύτερη πίεση αλλά επειδή θέλουμε να τα συγκρίνουμε στο ίδιο σημείο σχεδιασμού μειώθηκε το διάκενο.



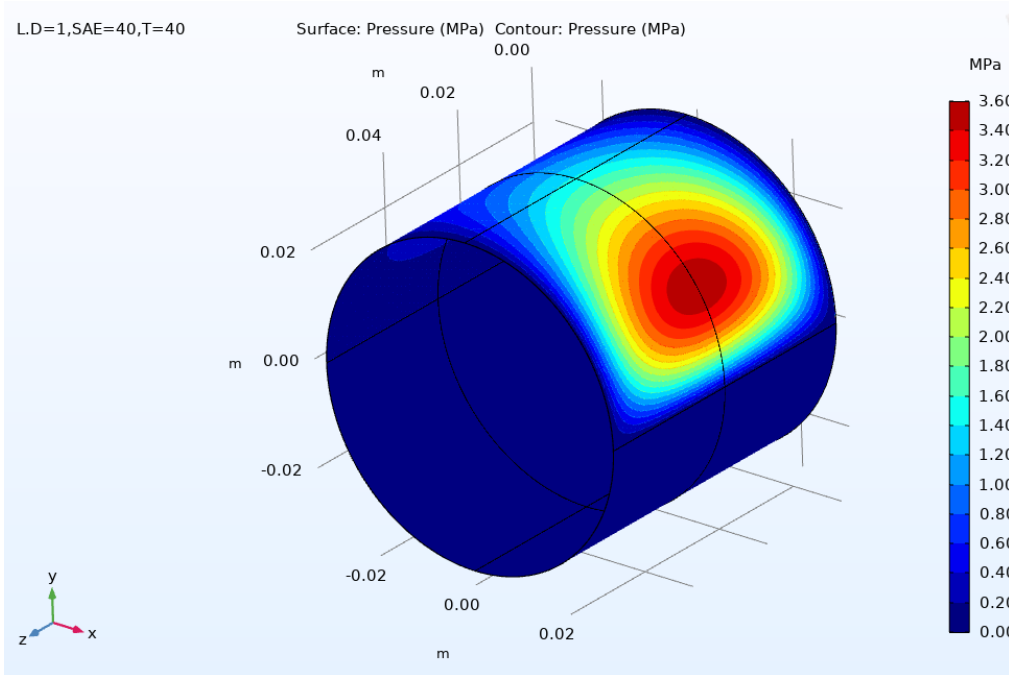
Διάγραμμα 17. Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=6500$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.5$



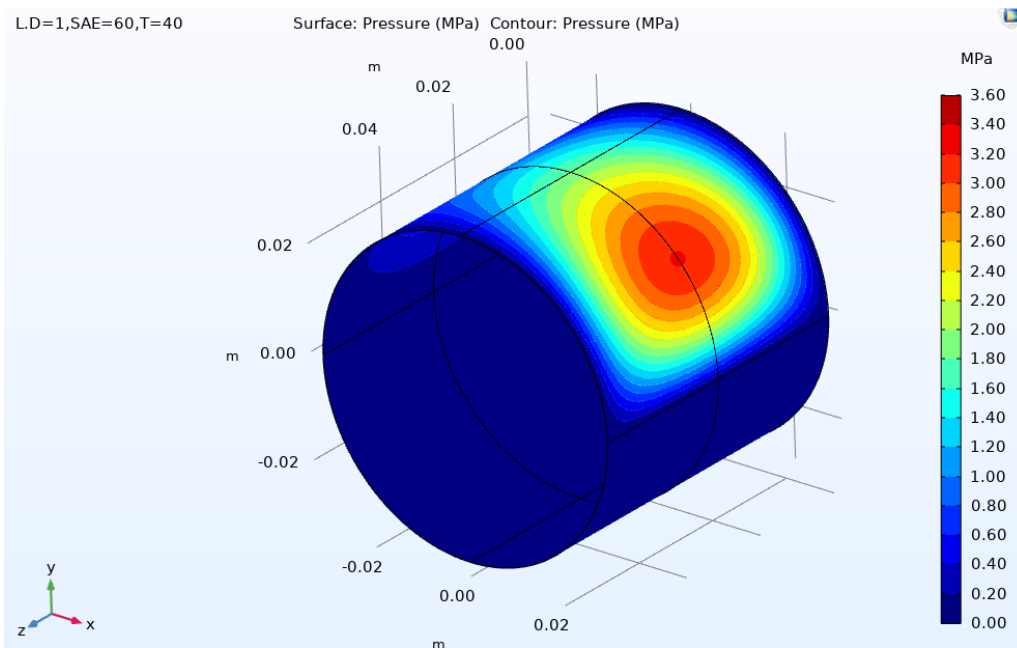
Διάγραμμα 18. Η μεταβολή του πάχους των λιπαντικών SAE, IL για σταθερό φορτίο $W=5000$ [N] και σταθερές στροφές $N=4000$ [rpm] με σταθερό διάκενο σε θερμοκρασία $T_{inlet}=100$ [C] για έδρανα $L/D=0.25$

Τέλος παρατηρείτε πως τα λιπαντικά τα οποία είναι παχύρευστα κυρίως το **SAE 60** και το **ιοντικό υγρό IL 8 ([C8mim]PF6)** είναι λιπαντικά τα οποία έχουν και την μικρότερη μεταβολή πάχους λιπαντικού με το ιοντικό υγρό IL 8 διαθέτει μικρότερη μεταβολή σε όλα τα διαγράμματα πάχους λιπαντικού με συνέπεια την μέγιστη υποστήριξη φορτίου και το ιοντικό IL 6 να διαθέτει σχετικά το ίδιο πάχος λιπαντικού με παρόμοια μεταβολή πίεσης με το SAE 40 αρά για τις ίδες συνθήκες λειτουργίας παρατηρείτε πως σε υψηλότερες θερμοκρασίες αυτό το ιοντικό υγρό δεν μπορεί να προσφέρει καλή αναλογία κέρδους υποστήριξης φορτίου με ανάλογο κόστος σύνθεση αγοράς αλλά μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε λιπαντικό υποκατάστατο μικρότερων SAE σε υψηλές θερμοκρασίες είτε επειδή δεν έχουμε λάβει υπόψη την σπηλαίωση να μην είναι το εμφανές το κέρδος του.

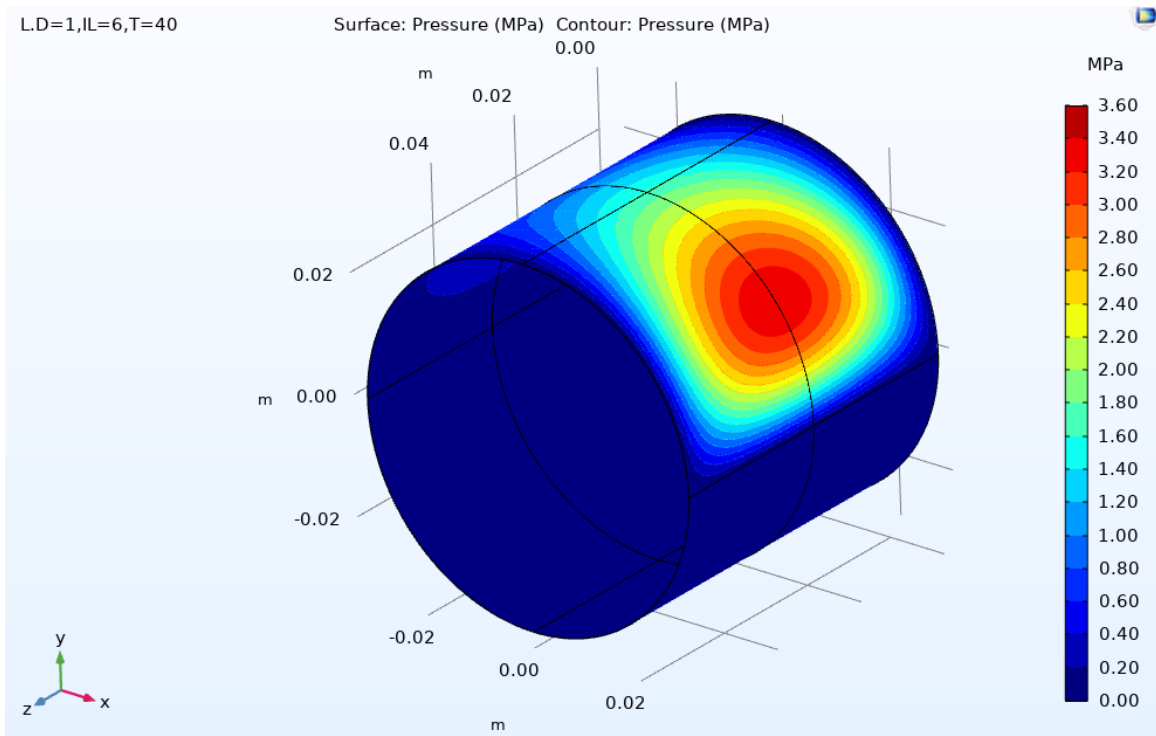
Αντίστοιχες τρισδιάστατες κατανομές πίεσης στο κέλυφος για $L/D=1$, SAE, IL για $T_{inlet}=40$ [C] και $W=5000$ [N], $N=3000$ [rpm]:



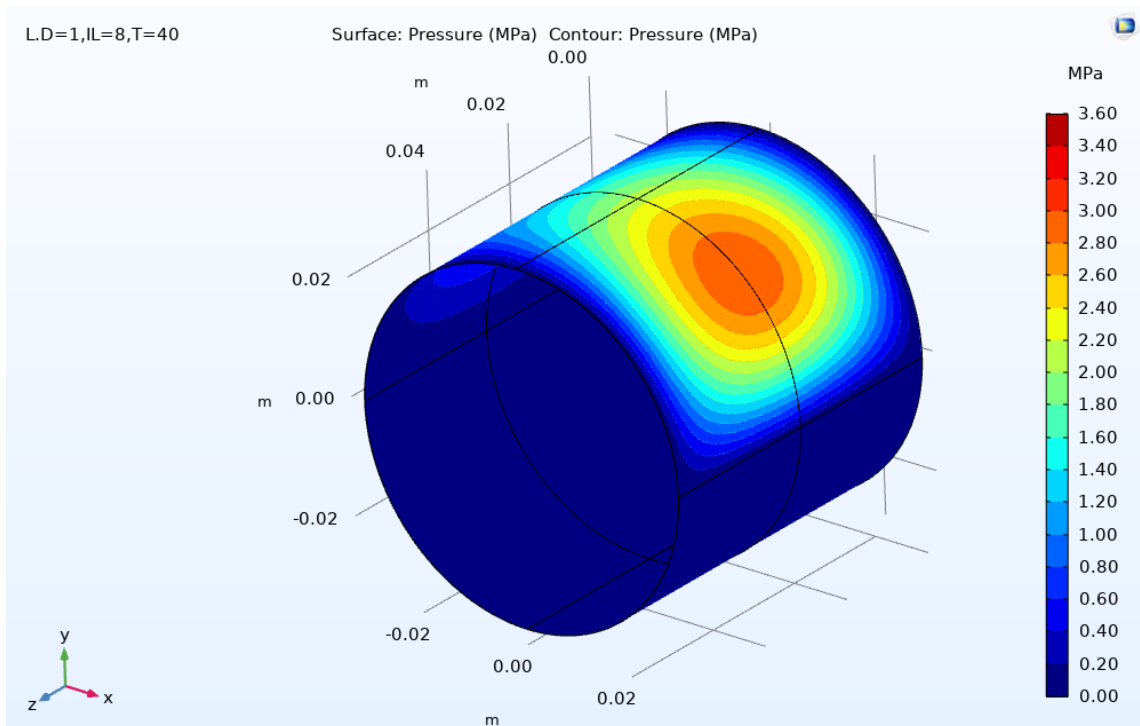
SAE 40



SAE 60

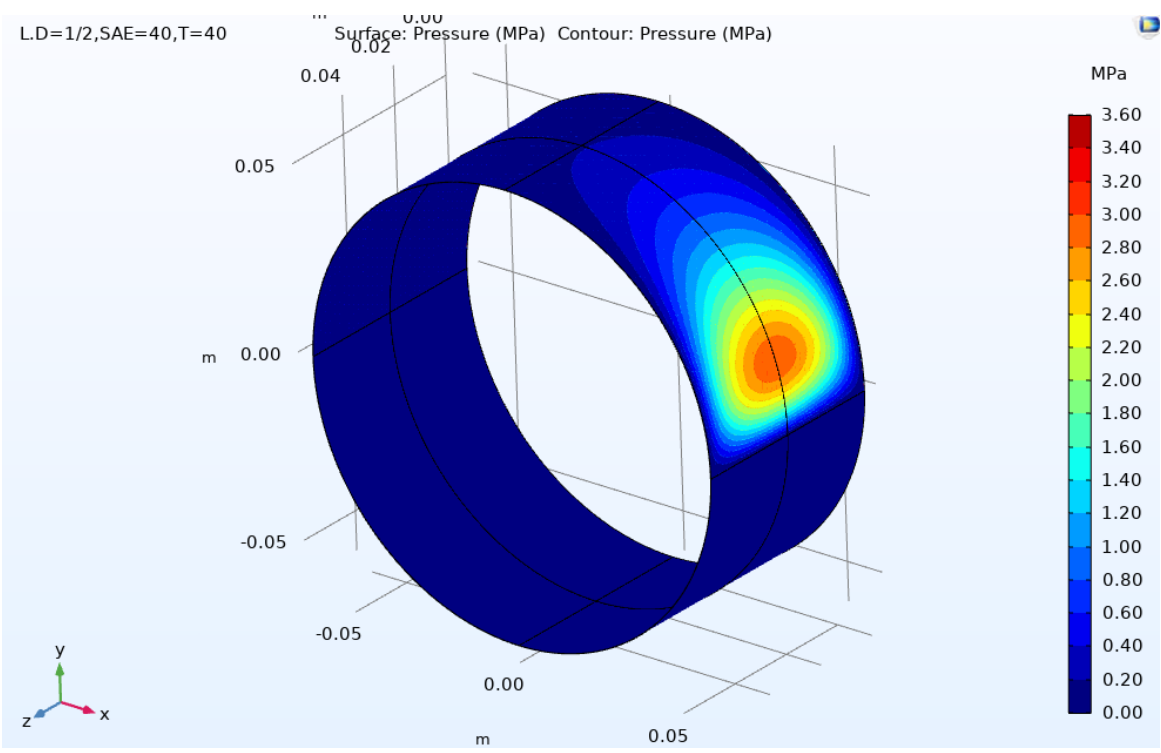


IL 6-BF4

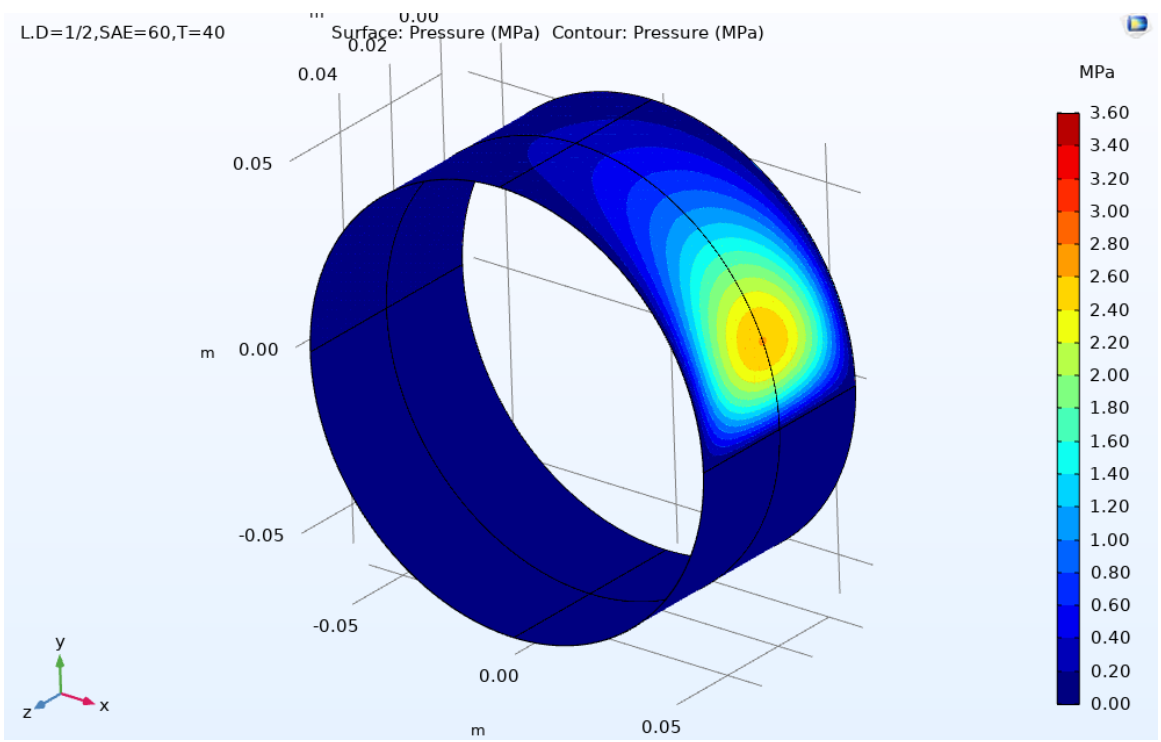


IL 8-PF6

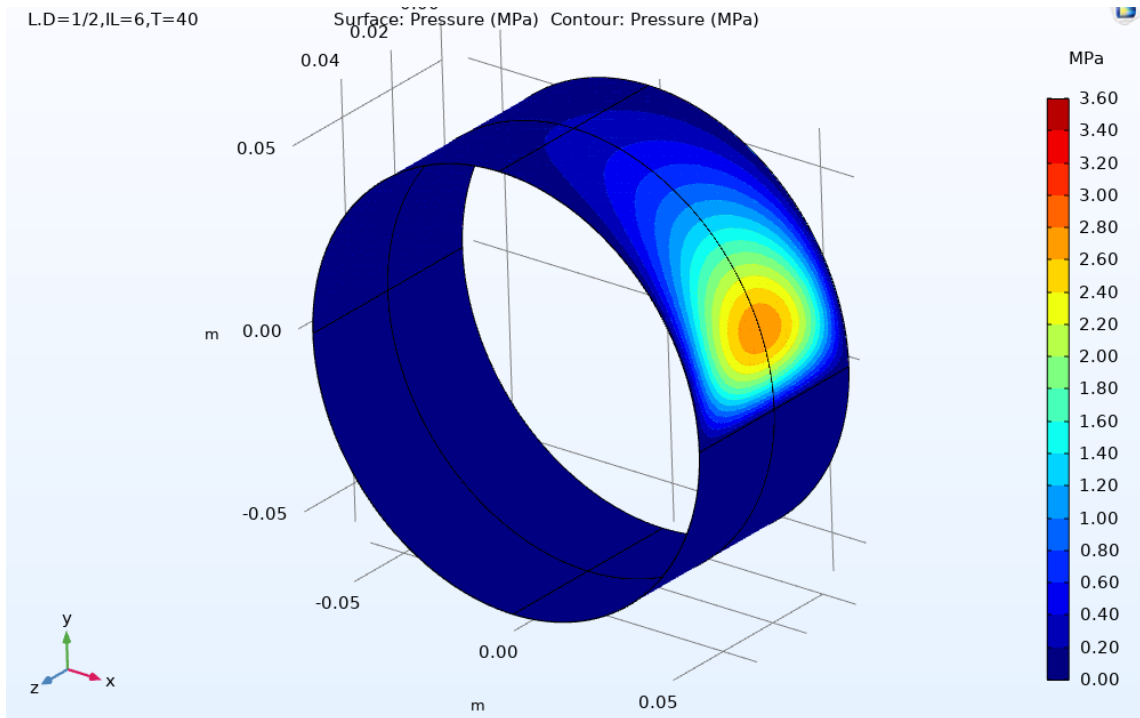
Αντίστοιχες τρισδιάστατες κατανομές πίεσης στο κέλυφος για $L/D=0.5, SAE, IL$ για $T_{inlet}=40 [C]$ και $W=5000 [N], N=3000 [rpm]$:



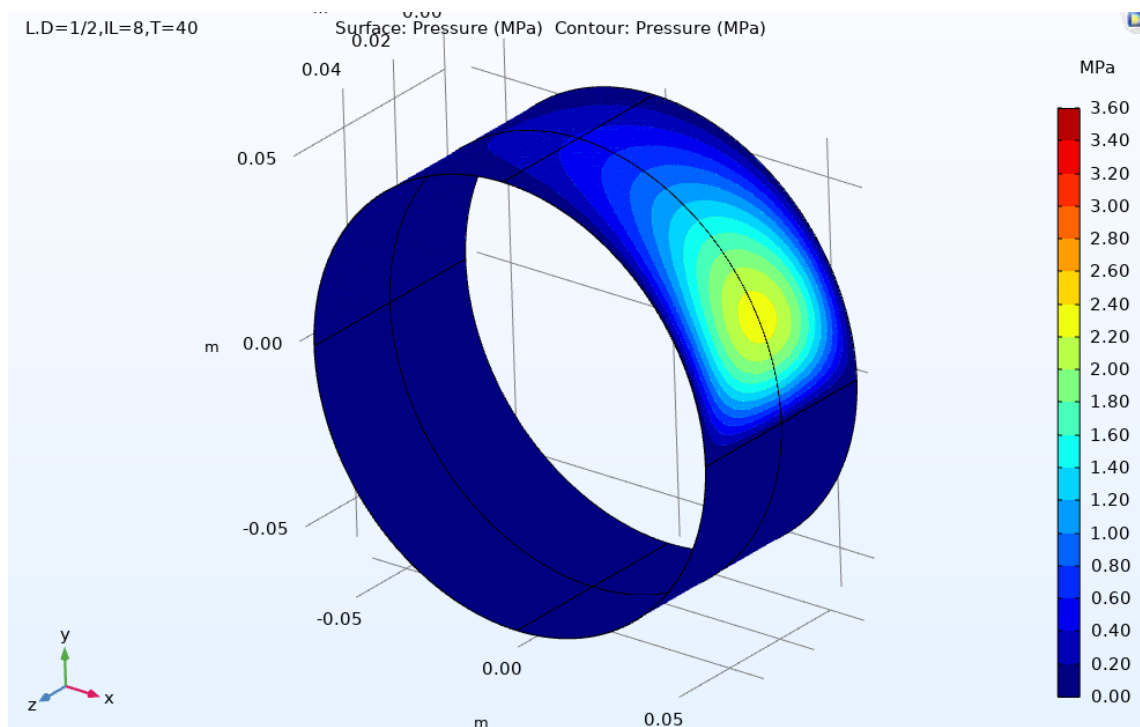
SAE 40



SAE 60

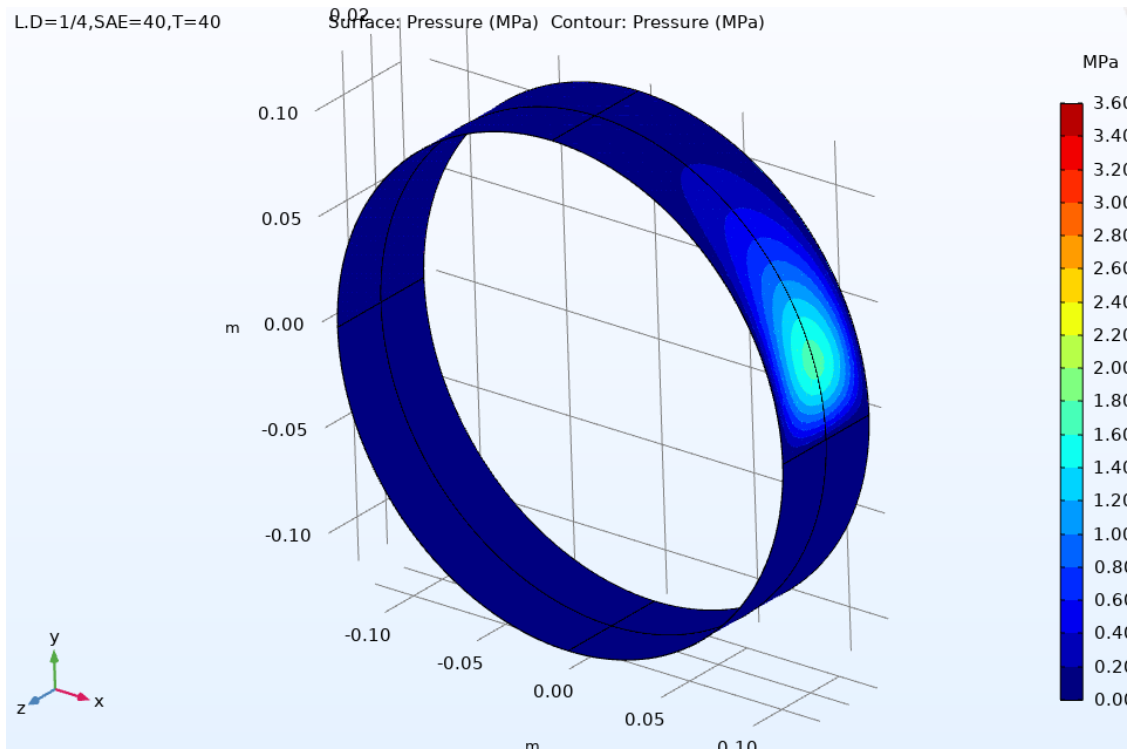


IL 6-BF4

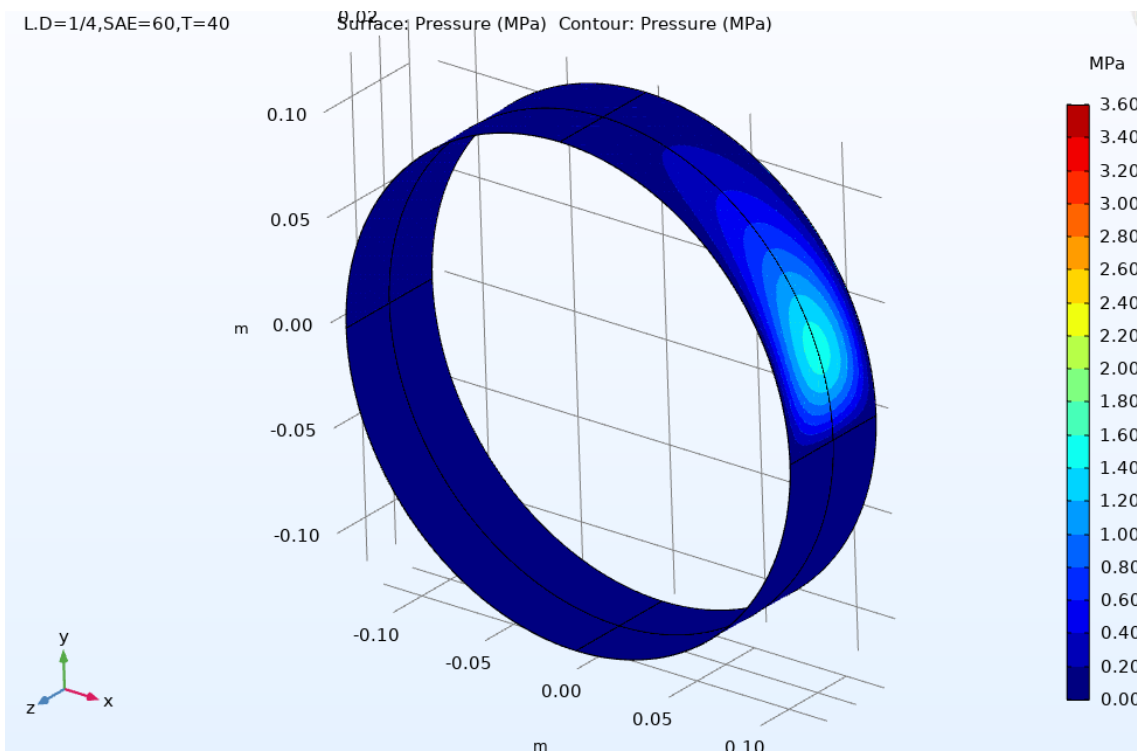


IL 8-PF6

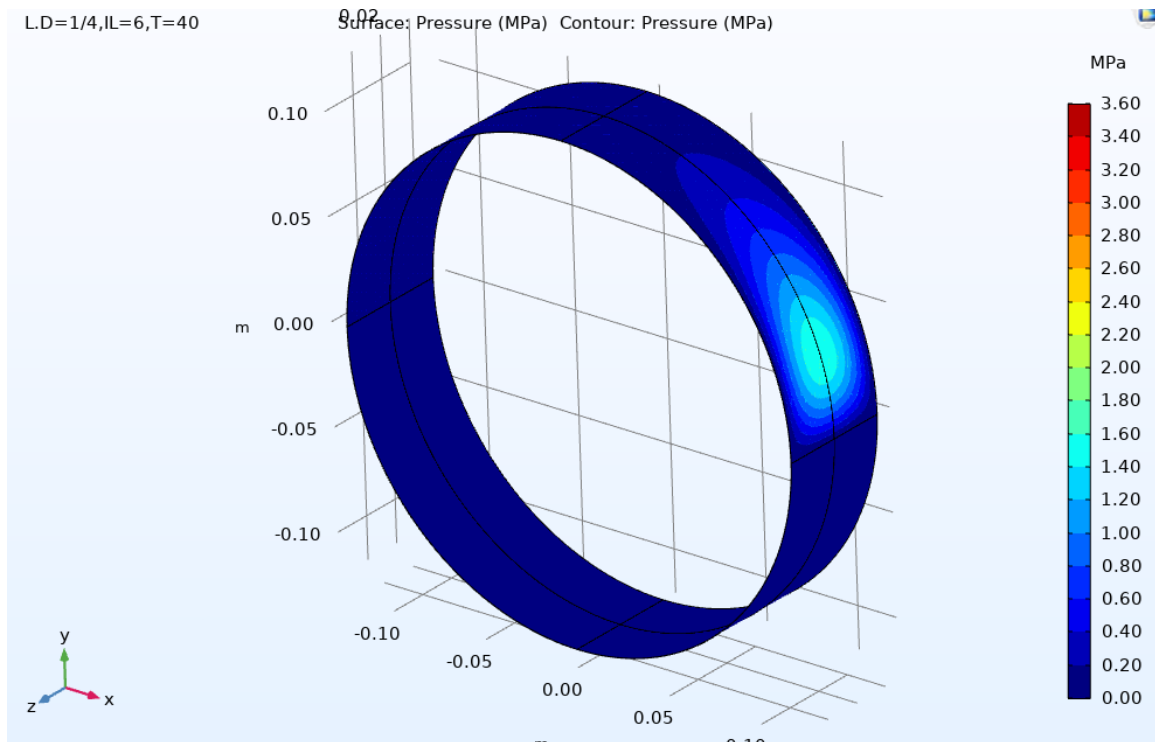
Αντίστοιχες τρισδιάστατες κατανομές πίεσης στο κέλυφος για $L/D=0.25$, SAE, IL για $T_{inlet}=40$ [C] και $W=5000$ [N], $N=3000$ [rpm]:



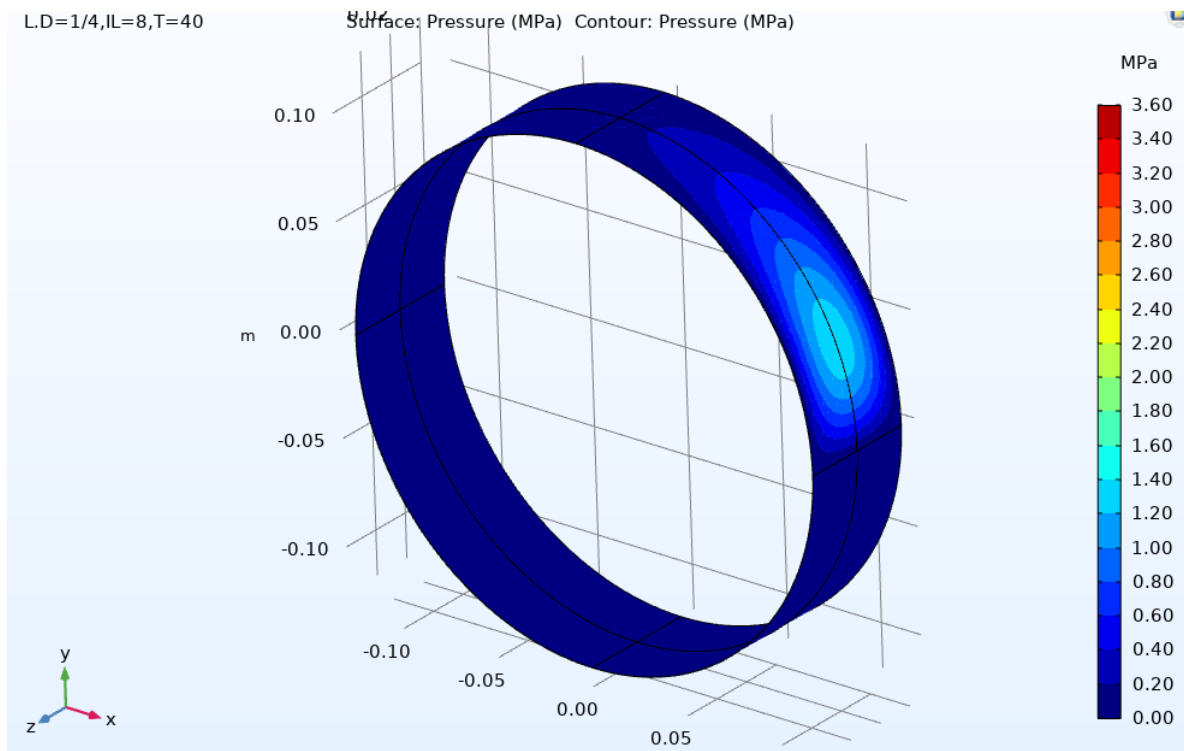
SAE 40



SAE60



IL 6-BF4



IL 8-PF6

Αντίστοιχες τρισδιάστατες κατανομές πίεσης για **L/D** SAE, IL για **T_{inlet}= 100 [C]** και για σταθερό φορτίο έχουν αντίστοιχες μεταβολές συνεπώς παρατίθενται με το αρχείο μελέτης του Comsol, επίσης μεταβάλλονται οι ταχύτητες ανά μέγεθος ώστε να διατηρείται το πάχος του λιπαντικού

5.3 Σύγκριση ποσοστού εκκεντρότητας από το COMSOL με τα δεδομένα από το διάγραμμα 1 Raimondi and Boyd για L/D,T_inlet,SAE,IL,c_b

L/D	SAE T=40[C]	IL T=40[C]	ϵ_{Comsol}	ϵ_{RB}	σφάλμα(%)	eccentricity Comsol [m]	c_b [m]
1	40		0.624	0.594	5.0%	7.809E-05	1.25E-04
1	60		0.509	0.487	4.6%	6.364E-05	1.25E-04
1		6	0.566	0.539	5.0%	7.093E-05	1.25E-04
1		8	0.403	0.402	0.2%	5.041E-05	1.25E-04
0.5	40		0.847	0.840	0.9%	4.409E-04	5.21E-04
0.5	60		0.788	0.773	1.9%	4.106E-04	5.21E-04
0.5		6	0.817	0.806	1.4%	4.255E-04	5.21E-04
0.5		8	0.714	0.691	3.3%	3.716E-04	5.21E-04
0.25	40		0.841	0.841	0.0%	7.444E-04	8.85E-04
0.25	60		0.793	0.794	0.1%	7.019E-04	8.85E-04
0.25		6	0.817	0.817	0.0%	7.228E-04	8.85E-04
0.25		8	0.735	0.703	4.5%	6.504E-04	8.85E-04

Πίνακας 13. Ποσοστό σφάλματος της εκκεντρότητας του άξονα από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από **το διάγραμμα 3** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 40 [C]**

Αρχικά παρατηρούμε πως έχουμε μια σχετική μικρή απόκλιση της εκκεντρότητας κάτω του 5% συνεπώς ο προσδιορισμός της εκκεντρότητας είναι προσεγγιστικά σωστός

L/D	SAE T=100[C]	IL T=100[C]	ϵ_{Comsol}	ϵ_{RB}	σφάλμα(%)	eccentricity Comsol [m]	c_b [m]
1	40		0.616	0.594	3.6%	7.132E-05	1.14E-04
1	60		0.517	0.502	3.1%	6.019E-05	1.14E-04
1		6	0.617	0.594	3.9%	7.148E-05	1.14E-04
1		8	0.489	0.477	2.5%	5.693E-05	1.14E-04
0.5	40		0.847	0.840	0.9%	2.644E-04	3.12E-04
0.5	60		0.801	0.787	1.7%	2.502E-04	3.12E-04
0.5		6	0.846	0.838	1.0%	2.639E-04	3.12E-04
0.5		8	0.783	0.767	2.1%	2.444E-04	3.12E-04
0.25	40		0.842	0.841	0.1%	3.523E-04	4.18E-04
0.25	60		0.803	0.804	0.1%	3.359E-04	4.18E-04
0.25		6	0.840	0.840	0.0%	3.517E-04	4.18E-04
0.25		8	0.788	0.789	0.1%	3.298E-04	4.18E-04

Πίνακας 14. Ποσοστό σφάλματος της εκκεντρότητας του άξονα από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από **το διάγραμμα 3** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 100 [C]**

Αρχικά παρατηρούμε πως έχουμε μια σχετική μικρή απόκλιση της εκκεντρότητας κάτω του 5% συνεπώς ο προσδιορισμός της εκκεντρότητας είναι προσεγγιστικά σωστός

5.4 Σύγκριση συντελεστή τριβής, πίεσης, θέσης ελάχιστου πάχους λιπαντικού από το COMSOL με τα δεδομένα από τα διαγράμματα (2,4,6) Raimondi and Boyd για L/D,T_inlet,SAE,IL,c_b

L/D	f Comsol	f friction	σφάλμα(%)
1	0.015	0.013	10.80%
1	0.020	0.018	8.87%
1	0.017	0.015	10.16%
1	0.027	0.027	0.51%
0.5	0.026	0.023	11.35%
0.5	0.036	0.033	8.96%
0.5	0.031	0.028	10.88%
0.5	0.051	0.047	8.54%
0.25	0.053	0.047	12.80%
0.25	0.075	0.066	14.16%
0.25	0.064	0.056	13.96%
0.25	0.109	0.100	9.16%

Πίνακας 15. Ποσοστό σφάλματος του συντελεστή τριβής από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 2** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 100 [C]**

L/D	f Comsol	f friction	σφάλμα(%)
1	0.013	0.012	8.04%
1	0.017	0.016	6.62%
1	0.013	0.012	7.84%
1	0.018	0.017	4.03%
0.5	0.015	0.014	8.88%
0.5	0.020	0.018	5.64%
0.5	0.015	0.014	9.01%
0.5	0.021	0.020	2.74%
0.25	0.025	0.022	10.66%
0.25	0.033	0.029	13.11%
0.25	0.025	0.022	10.92%
0.25	0.037	0.032	14.09%

Πίνακας 16. Ποσοστό σφάλματος του συντελεστή τριβής από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 2** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 100 [C]**

Αρχικά παρατηρούμε στους παραπάνω πίνακες έχουμε μια σχετική μικρή απόκλιση του συντελεστή τριβής κοντά στο 10% συνεπώς ο προσδιορισμός του συντελεστή τριβής είναι προσεγγιστικά σωστός

L/d=1			
SAE 40, T _{inlet} =40, W=5000 N			
S _{design}	P/P _{max} Comsol [MPa]	P/P _{max} [MPa]	σφάλμα %
0.125	0.390	0.408	4.45%
SAE 60, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.193	0.433	0.442	2.09%
IL 6, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.156	0.412	0.425	3.13%
IL 8, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.282	0.466	0.471	1.09%

L/d=0.5			
SAE 40, T _{inlet} =40, W=5000 N			
S _{design}	P/P _{max} Comsol [MPa]	P/P _{max} [MPa]	σφάλμα %
0.068	0.235	0.261	10.12%
SAE 60, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.112	0.267	0.297	10.11%
IL 6, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.089	0.252	0.281	10.31%
IL 8, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.187	0.302	0.333	9.39%

L/d=0.25			
SAE 40, T _{inlet} =40, W=5000 N			
S _{design}	P/P _{max} Comsol [MPa]	P/P _{max} [MPa]	σφάλμα %
0.182	0.208	0.227	0.09
SAE 60, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.299	0.233	0.251	0.07
IL 6, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.238	0.221	0.240	0.08
IL 8, T _{inlet} =40, W=5000 N			
0.485	0.259	0.273	0.05

Πίνακας 17. Ποσοστό σφάλματος της πίεσης από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 4** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T_{inlet}= 40 [C]**

L/d=1 N=14000 rpm			
SAE 40, T_inlet=100, W=5000 N			
S_design	P/Pmax Comsol [MPa]	P/Pmax [MPa]	σφάλμα %
0.12469	0.390	0.408	4.45%
SAE 60, T_inlet=40, W=5000 N			
0.18137	0.427	0.437	2.24%
IL 6, T_inlet=40, W=5000 N			
0.12503	0.390	0.409	4.50%
IL 8, T_inlet=40, W=5000 N			
0.20116	0.438	0.445	1.57%

L/d=0.5 N=6500 rpm			
SAE 40, T_inlet=100, W=5000 N			
S_design	P/Pmax Comsol [MPa]	P/Pmax [MPa]	σφάλμα %
0.06762	0.234	0.261	10.43%
SAE 60, T_inlet=40, W=5000 N			
0.1019	0.260	0.290	10.36%
IL 6, T_inlet=40, W=5000 N			
0.06877	0.235	0.262	10.23%
IL 8, T_inlet=40, W=5000 N			
0.11761	0.270	0.300	10.03%

L/d=0.25 N=4000 rpm			
SAE 40, T_inlet=100, W=5000 N			
S_design	P/Pmax Comsol [MPa]	P/Pmax [MPa]	σφάλμα %
0.18237	0.208	0.227	8.60%
SAE 60, T_inlet=40, W=5000 N			
0.273	0.230	0.246	6.63%
IL 6, T_inlet=40, W=5000 N			
0.18502	0.209	0.228	8.32%
IL 8, T_inlet=40, W=5000 N			
0.31313	0.238	0.253	5.85%

Πίνακας 18. Ποσοστό σφάλματος της πίεσης από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από το **διάγραμμα 4** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 100 [C]**

Ενώ παρατηρούμε στους παραπάνω πίνακες να έχουμε μια σχετική μικρή απόκλιση της μέγιστης υποστήριξης φορτίου κοντά στο 10% συνεπώς ο προσδιορισμός της οριακής συνθήκης Gumbel είναι προσεγγιστικά σωστός

L/D	SAE T=40[C]	IL T=40[C]	f_angle	f_angle position Comsol	σφάλμα(%)
1	40		0.885	0.964	8.2%
1	60		0.997	1.095	9.0%
1		6	0.935	1.029	9.2%
1		8	1.337	1.202	11.2%
0.5	40		0.504	0.553	8.9%
0.5	60		0.608	0.641	5.3%
0.5		6	0.558	0.601	7.1%
0.5		8	0.712	0.743	4.2%
0.25	40		0.494	0.489	1.1%
0.25	60		0.559	0.555	0.7%
0.25		6	0.531	0.523	1.5%
0.25		8	0.669	0.629	6.3%

Πίνακας 19. Ποσοστό σφάλματος θέσης ελάχιστου πάχους λιπαντικού από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από **το διάγραμμα 6** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 40 [C]**

L/D	SAE T=100[C]	IL T=100[C]	f_angle	f_angle position Comsol	σφάλμα(%)
1	40		0.885	0.967	8.5%
1	60		0.975	1.074	9.2%
1		6	0.886	0.964	8.1%
1		8	1.013	1.104	8.2%
0.5	40		0.504	0.557	9.6%
0.5	60		0.587	0.628	6.6%
0.5		6	0.507	0.561	9.6%
0.5		8	0.617	0.655	5.7%
0.25	40		0.494	0.502	1.5%
0.25	60		0.548	0.559	1.9%
0.25		6	0.496	0.503	1.5%
0.25		8	0.564	0.579	2.5%

Πίνακας 20. Ποσοστό σφάλματος θέσης ελάχιστου πάχους λιπαντικού από το Comsol σε σύγκριση με την βιβλιογραφία από **το διάγραμμα 6** για θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού **T inlet= 100 [C]**

Συμπεράσματα

Τέλος καταλήγουμε στο συμπέρασμα πως αναπτύχθηκε μια πρώτη προσπάθεια μοντέλου για την μελέτη εδράνων ολίσθησης (Journal bearing) συγκεκριμένων μεγεθών $L/D=(1,0.5,0.25)$. Με βάση τα **γεωμετρικά χαρακτηριστικά** του εδράνου όπως (**D,L,c_b**) και των **συνθηκών λειτουργίας** τους όπως ο χαρακτηριστικός αριθμός εδράνου (**MN.P**) με σκοπό την οριοθέτηση του εύρους λειτουργίας των εδράνων που μετριοούνται με βάση τον αριθμό Sommerfeld από τα προτεινόμενα βιβλιογραφικά δεδομένα των διαγραμμάτων Raimondi and Boyd εντός των περιοχών ελάχιστου πάχους λιπαντικού και μέγιστης υποστήριξης φορτίου, διότι εκτός της περιοχής ελάχιστου πάχους λιπαντικού εμφανίζεται αστάθεια πάχους λιπαντικού και κατά επέκταση περιοδική επαφή συνεπώς οριακή λίπανση. Ενώ εκτός της περιοχής μέγιστης υποστήριξης φορτίου έχουμε μη βέλτιστες συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης εφόσον έχουμε αποκόλληση οριακού στρώματος ρευστού και ολίσθηση του εδράνου με συνέπεια κραδασμούς και ενίσχυση του φαινομένου της σπηλαίωσης. Επιπλέον δημιουργήθηκε μια επαναληπτική διαδικασία με σκοπό την εύρεση του βέλτιστου ακτινικού διακένου των εδράνων και των χαρακτηριστικών λειτουργίας για τα διαφορετικά μεγέθη με σκοπό την ανάλυση της παραμετρικής μελέτης διαφορετικών λιπαντικών όπως συμβατικά λιπαντικά SAE και ιοντικά υγρά IL σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (θερμοκρασία εισόδου λαδιού). Ελέγχοντας τα ιοντικά υγρά IL [C6mim]BF₄, [C8mim]PF₆ όπως ενδείκνυται από την βιβλιογραφία ως λιπαντικά υψηλών επιδόσεων εφόσον σχεδιαστούν με κριτήρια που να προσφέρουν καλή λιπαντική συμπεριφορά με σχετικά ανάλογο κόστος εφαρμογής διότι είναι λιπαντικά τα οποία μπορούν να προσφέρουν απόδοση ως προς την υποστήριξη υψηλών φορτίων σε ακραίες συνθήκες λειτουργίας αλλά εφόσον δεν σχεδιαστούν για αυτές και είναι σχετικά δυσανάλογα ακριβά στην σύνθεση και στην χρήση τους για χαμηλές συνθήκες λειτουργίας όπως χαμηλές στροφές ή χαμηλές θερμοκρασίες λόγω υψηλού ιξώδους.

Μελλοντική εργασία

Στο κοντινό μέλλον θα χρήζει υψίστης σημασίας η μελέτη των ιοντικών υγρών εφόσον θεωρούνται “παρανά λιπαντικά” και επειδή μπορούν να προσφέρουν υψηλή απόδοση σε ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών. Για την λίπανση σημαντικό είναι να σχεδιαστούν με σωστά κριτήρια χρήσης εφαρμογών. Η μελέτη τους για τα έδρανα ολίσθησης είναι σημαντική αρά η επόμενη μελέτη θα αποτελεί :

- Πρακτικό σχεδιασμό εδράνου μέσω του προγράμματος προσομοίωσης με χρήση των διαθέσιμων λιπαντικών με σκοπό την λειτουργία του και πιθανή καλύτερη σύνθεση μοντέλου με γλώσσα προγραμματισμού και έλεγχος εξισώσεων για καλύτερη ακρίβεια.
- Προσθήκη νέων λιπαντικών και έλεγχος για νέα ιοντικά υγρά που μπορούν να προσφέρουν μια ευρύτερη απόδοση στα έδρανα ολίσθησης.
- Εύρεση μέσω βιβλιογραφίας και αναφορών για σχεδιαστικές μεθόδους εδράνων ολίσθησης ώστε να αποφευχθεί το φαινόμενο της σπηλαίωσης και πειραματική διάταξη ώστε βελτιστοποιεί ο εξομοιωτής.

Βιβλιογραφία

1. Βικιπαίδεια, Ιστορική Αναδρομή Εδράνων, (<https://el.wikipedia.org/wiki/Εδρανο>)
2. Παπαδόπουλος Α. Χρήστος, Στοιχεία Μηχανών, (3η Έκδοση), Εκδοτικός οίκος Τζιόλα
3. Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design (9 Edition), The McGraw-Hill Companies 2012
4. Μιχαήλ Γρι. Φαρμακόπουλος (2014). Σχεδιασμός υβριδικού εδράνου ολίσθησης (Υδροδυναμικού-Ηλεκτρομαγνητικού). (PhD Dissertation).
5. Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor- Engineering tribology.
6. Ανδρέας Δ. Δημαρόγκωνας, Σοφία Δ. Παντελιού-Σχεδιασμός Μηχανών με τη βοήθεια υπολογιστή.
7. Βικιπαίδεια, Λιπαντικά, Στερεά λιπαντικά (<https://el.wikipedia.org/wiki/Λιπαντικό>)
8. LPC εταιρία που δραστηριοποιείται στην βιομηχανία παραγωγής λιπαντικών και εδράζεται στον ακρόπυργο αττικής, ιστοσελίδα που περιέχει τις γενικές κατηγορίες λιπαντικών (<https://www.lpc.gr/tecnologia/kategorias-lipantikou/>)
9. Weber Lubricants, (<https://weberlubricants.com/genika-peri-lipantikou/>)
10. Marika Tobacco, Åsa Kassman Rudolphi, Elisabet Kassfeldt, Lubricants: Introduction to Properties and Performance, John Wiley & Sons Ltd, 2014
11. Καρώνης Δ., Ζαννίκος Φ., Λόης Ε., «Τεχνολογία Καυσίμων και Λιπαντικών», Εργαστήριο τεχνολογίας καυσίμων και λιπαντικών, Σχολή Χημικών Μηχανικών, ΕΜΠ, Αθήνα 2014
12. Χαράλαμπος Αποστολίδης Διπλ. Μηχανολόγος Ηλεκτρολόγος Μηχανικός ΕΜΠ Μέλος ΔΣ Hellenic Maintenance Society, Σύντομος Οδηγός Λίπανσης, Νοέμβριος – Δεκέμβριος 2014
13. Διπλωματική εργασία βιβλιογραφικής αναφοράς (ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΥΠΟΛΕΙΜΜΑΤΟΣ ΥΔΡΟΓΟΝΟΠΥΡΟΛΥΣΗΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΒΑΣΙΚΩΝ ΛΙΠΑΝΤΙΚΩΝ ΥΨΗΛΟΥ ΔΕΙΚΤΗ ΙΞΩΔΟΥΣ) για τις ιδιότητες των λιπαντικών Παπαδοπούλου Μαρία (https://dspace.lib.ntua.gr/xmlui/bitstream/handle/123456789/50380/diplom_papadopoulou_maria.pdf?sequence=1)
14. Kenneth R. Seddon, Annegret Stark, and María-José Torres, Viscosity and Density of 1-Alkyl-3-methylimidazolium Ionic Liquids Chapter 4, The QUILL Centre, Stranmillis Road, The Queen's University of Belfast, Belfast BT9 5AG, United Kingdom
15. <<Πειραματικές μετρήσεις και μοντελοποίηση ιξώδους ιοντικών υγρών και μιγμάτων αυτών με κλασικούς διαλύτες>>, Κατσαβριά Αθανάσιου, pp 1-8, 2018
16. <<A new focus on the Walther equation for lubricant viscosity determination >> M. Sánchez-Rubio, F. Chinas-Castillo, F. Ruiz-Aquino and J. Lara-Romero, LUBRICATION SCIENCE, *Lubrication Science* 2006; **18**: pp 95–107, Published online in Wiley Inter Science, DOI: 10.1002/lis.9

17. ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ NAVIER STOKES

(http://repository.edulll.gr/edulll/bitstream/10795/1290/41/1290_11_FLUIDS_4.pdf)

18. Βικιπαίδεια, Σχέση συνάρτησης ιξώδους θερμοκρασίας VFT

(https://end.wikipedia.org/wiki/Vogel-Fulcher-Tammann_equation)

19. Richard G Badynas, J Keith Nisbett-Shigley's Mechanical Engineering Design.

20. Στοιχεία Μηχανών ΙΙ Έδρανα ολίσθησης Χ. Παπαδόπουλος, Πανεπιστήμιο Πατρών

21. Anton Paar Wiki ASTM Viscosity of engine oils (<https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>)

22. A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design: II, Raimondi & John Boyd

(<https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/05698195808972329>)

23. J. Qua, J.J. Trahan, H. L. S. Dai και P. Blau, «Ionic liquids with ammonium cations as lubricants or additives» Tribol. Lett., τόμ. 22, αρ. 3, pp. 207-214, 2006.

24. P. Flores, J. Ambrósio, J.C.P. Claro, H.M. Lankarani, C.S. Koshy <<Lubricated revolte joints in rigid multiBoyd systems>>, Springer Science+Business Media B.V. 2008, Nonlinear Dyn (2009) 56: pp 277–295

(https://www.researchgate.net/publication/225481763_Lubricated_revolute_joints_in_rigid_multiBoyd_systems)

ΕΙΚΟΝΕΣ

[1.1]Εικόνα1.(<https://www.youtube.com/watch?v=RLo6hHfOb3c>, <https://slideplayer.com/slide/7057512/#.YUsmEDCfQtl-Pearson>), Pearson Education, Inc. publishing as Prentice Hall

[1.2]Εικόνα2.(https://www.researchgate.net/figure/Mechanism-of-journal-bearing-pressure-development_fig1_263875082), P.C. Mishra- Green Engine Technology Center, School of Mechanical Engineering, KIIT University, Bhubaneswar, India.

[1.3]Εικόνα3.(<http://2epal-chanion.chan.sch.gr/portal/images/PDF/presentations-of-machine-elements/Roulman.pdf>)

[1.4]Εικόνα4.(<http://2peal-chanion.chan.sch.gr/portal/images/PDF/presentations-of-machine-elements/Roulman.pdf>)

[1.5]Εικόνα5.(<https://peri-othematoma.gr/2021/05/26/εδρανα-ολισθησης-κουζινετα-τι-ειναι/>),πηγή-> Στοιχεία μηχανών 2003

[1.6]-Εικόνα6.(<https://peri-ochimaton.gr/2021/05/26/εδρανα-ολισθησης-κουζινετα-τι-ειναι/>),πηγή-> Στοιχεία μηχανών 2003

[1.7]Εικόνα7.(<https://sites.google.com/site/mekikykleitourgias/kinematikos-mechanismos-embolou-diostera-strophalophorou-axona/diosteras>),

[1.8]Εικόνα 8.(<https://www.aranol.com.tr/STANDARDS/>)

[1.9]Εικόνα9.Review on Ionic Liquid GAS Separation Membranes
(<https://www.mdpi.com/2077-0375/11/2/97/htm>)

[1.10]Εικόνα10.(<https://eclass.teiep.gr/modules/document/file.php/TEXG110/Διδακτικό%20Πακέτο/Ενότητα%201%20Οι%20ιδιότητες%20των%20ρευστών%20I.pdf>)

[1.11]Εικόνα11.Richard G.Budynas and J.Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design (9 Edition), The McGraw-Hill Companies 2012

[1.12]Εικόνα12.(http://physiclessons.blogspot.com/2013/02/blog-post_27.html)

[1.13]Εικόνα13.Richard G.Budynas and J.Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design (9 Edition),The McGraw-Hill Companies 2012

[1.14]Εικόνα14.Richard G.Budynas and J.Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design (9 Edition),The McGraw-Hill Companies 2012

[1.15]Εικόνα15.Richard G.Budynas and J.Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design (9 Edition),The McGraw-Hill Companies 2012

[1.16]Εικόνα16.Richard G.Budynas and J.Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design (9 Edition),The McGraw-Hill Companies 2012

[1.17]Εικόνα 17.Ενδεικτικοί παράμετροι για την εύρεση της μεταβολής της θερμοκρασίας

Παρατήματα αρχείων

Αρχεία για τον σχηματισμό εξισώσεων εκκεντρότητας, θέση ελάχιστου πάχους λιπαντικού, συντελεστή τριβής, παροχής ρευστού.



Δεδομένα
e,f_angle,f_friction,Q.>

Παραδίδονται με την ηλεκτρονική μορφή τους

Αρχείο για το σχηματισμό εξισώσεων από τα δεδομένα SAE [21] και για τα ιοντικά υγρά IL [14].



dedomena_SAE_IL_Temperature.xlsx

Παραδίδονται με την ηλεκτρονική μορφή τους

Αρχείο για τον υπολογισμό της μεταβολής της πίεσης των εδράνων και του πάχους του λιπαντικού για τα SAE και τα ιοντικά υγρά IL



parameter_model_comsol.xlsx

Παραδίδονται με την ηλεκτρονική μορφή τους