



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΑΤΡΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΚΑΙ ΑΕΡΟΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΟΣ ΤΟΜΕΑΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ & ΣΧΕΔΙΑΣΕΩΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

ΜΗΧΑΝΩΝ

ΣΠΟΥΔΑΣΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Τριβολογικός σχεδιασμός εδράνου ολίσθησης σε υδροδυναμική λίπανση για
διάφορα μήκη λόγου ολισθηρότητας**

Αριστείδης-Μάρκελλος Παϊδούσης

ΑΜ: 1059767

Επιβλέπων: Παντελής Νικολακόπουλος, Αναπληρωτής Καθηγητής

Σπουδαστική εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών του
Πανεπιστημίου Πατρών

ΠΑΤΡΑ, ΙΟΥΝΙΟΣ 2023

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας δεν υποδηλοί την αποδοχή των γνώμών του συγγραφέα. Κατά τη συγγραφή τηρήθηκαν οι αρχές της ακαδημαϊκής δεοντολογίας.

Τριβολογικός σχεδιασμός εδράνου ολίσθησης σε υδροδυναμικό πεδίο Αριστείδης-Μάρκελλος Παϊδούσης

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Τα έδρανα ολίσθησης αποτελούν ένα από τα συνηθέστερα στοιχεία μηχανών στις μέρες μας, με ευρεία εφαρμογή σε κάθε περιστρεφόμενη μηχανή που αποσκοπεί να μετατρέψει την περιστροφική ενέργεια σε πιο χρήσιμες μορφές. Τα δύο βασικά κομμάτια των εδράνων ολίσθησης είναι το σταθερό κέλυφος και ο άξονας που περιστρέφεται έκκεντρα μέσα σε αυτό, ενώ στο διάκενο μεταξύ των δύο στοιχείων του τριβοσυστήματος παρεμβάλλεται λιπαντικό. Ο βασικός σκοπός των εδράνων ολίσθησης είναι η περιστροφή του άξονα εντός του κελύφους με ελαχιστοποίηση της τριβής. Επομένως, λόγω της περιστροφικής κίνησης του άξονα σε έκκεντρη θέση, εντός του εδράνου αναπτύσσεται κατανομή πιέσεων.

Στην συγκεκριμένη Σπουδαστική Εργασία θα παρουσιαστεί μία υδροδυναμική ανάλυση ενός εδράνου ολίσθησης. Πιο συγκεκριμένα πραγματοποιείται μελέτη των πιέσεων που αναπτύσσονται κατά την λειτουργία του εδράνου, για διαφορετικά μήκη του λόγου ολισθηρότητας, ενώ για κάθε μήκος πραγματοποιείται μία ξεχωριστή ανάλυση που συνυπολογίζει την επίδραση του φαινομένου της σπηλαίωσης στην λειτουργία του εδράνου.

Αρχικά, αποσαφηνίζονται μερικές έννοιες σχετικά με την υδροδυναμική λίπανση και επιλύονται αναλυτικά οι σχέσεις Navier-Stokes, καθώς και η εξίσωση του Reynolds. Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα μοντέλα των συνοριακών συνθηκών, ενώ παρατίθενται τα μοντέλα σπηλαίωσης και η σχετική θεωρία. Παρακάτω, πραγματοποιείται μοντελοποίηση ενός εδράνου ολίσθησης με την χρήση του υπολογιστικού πακέτου Ansys, όπου φαίνονται αναλυτικά η

γεωμετρία του εδράνου, το πλέγμα των πεπερασμένων στοιχείων που δημιουργήθηκε, καθώς και οι συνοριακές συνθήκες και τα κριτήρια σύγκλησης. Μετά την περιγραφή του πρόβληματος, παρατίθενται τα δεδομένα και τα αποτελέσματα της υδροδυναμικής ανάλυσης, ενώ στην συνέχεια γίνεται σύγκριση με τα αποτελέσματα μίας πιστοποιημένης δημοσίευσης, προκειμένου να ελεγχθεί η εγκυρότητα των αποτελεσμάτων μας. Στην συνέχεια, πραγματοποιούνται επιπλέον αναλύσεις CFD μέσω του Ansys για διαφορετικούς λόγους L/D και συνυπολογίζοντας η μη την επίδραση του φαινομένου της σπηλαίωσης και καταλήγουμε σε ορισμένα συμπεράσματα, σχετικά με την κατανομή των πιέσεων. Πιο συγκεκριμένα, με την αύξηση του λόγου L/D παρατηρείται αύξηση στις μέγιστες θετικές πιέσεις, καθώς και στις μέγιστες αρνητικές πιέσεις του εδράνου. Επίσης, με την επίδραση της σπηλαίωσης για κάθε γεωμετρία μειώνονται οι μέγιστες θετικές και μέγιστες αρνητικές πιέσεις κάθε εδράνου, σε σχέση με τις αναλύσεις χωρίς σπηλαίωση. Τέλος, για τις αναλύσεις με σπηλαίωση σημειώθηκε σημαντική αύξηση της κατανομής των ελάχιστων τιμών της πίεσης του εδράνου, με επίδραση της ελάχιστης τιμής στο μεγαλύτερο μέρος της κατανομής, ενώ παρατηρείται ότι οι μέγιστες αρνητικές τιμές των κατανομών για κάθε τιμή του λόγου L/D , έχουν μικρές αποκλίσεις μεταξύ τους και παραμένουν περίπου σταθερές.

Λέξεις κλειδιά

Υπολογιστική ρευστομηχανική, Σπηλαίωση, Υδροδυναμική λίπανση, Κατανομή πιέσεων, Λόγος ολισθηρότητας.

**Tribological design of a journal bearing in hydrodynamic lubrication for different
lengths of lubricity ratio**

Aristeidis-Markellos Paidousis

ABSTRACT

Journal bearings has become one of the most common engineering components in our days, with wide use in every rotating machine that tends to convert rotating energy to more useful forms. The two basic parts of a journal bearing are steady shell and a rotating shaft, that rotates in an eccentricity inside the shell, while there is lubricant in the space between the two parts of the system. The main goal is that the shaft rotates inside the bearing with the minimum amount of friction. Therefore, because of the rotating movement of the journal in an eccentricity, inside the bearing a pressure distribution is developed.

This thesis aims to display a hydrodynamic analysis of a journal bearing. More specifically, a study of the pressure distribution during the operation of a journal bearing is conducted for different lengths of lubricity ratio, while for every length a separated analysis is conducted that considers the effect that cavitation has on the operation of the bearing.

Firstly, some of the hydrodynamic lubrication principals are determined and the Navier-Stokes and Reynolds equations are derived. Then the boundary conditions and cavitation models are presented with the related theory. In addition, a journal bearing modeling is conducted with the use of Ansys software, where the basic geometry of the bearing, the mesh, the boundary conditions, and the convergence criteria are presented. After describing the problem, the data and the results of the hydrodynamic analysis are presented, and then a comparison with the results of a published paper is conducted to check the validity of the results. Also, several CFD analyses that consider or not the effect that cavitation is conducted with the use of Ansys software for

different ratios of L/D and we reach certain conclusions regarding the pressure distribution. More specifically, the raise of the L/D ratio comes with a raise on the maximum positive and negative pressure values. Additionally, the analysis that considers the effect of cavitation has lower maximum positive and negative pressure values for every ratio of L/D compared to the original analysis. To conclude, on the analysis with cavitation there is a raise on distribution of the maximum negative pressure values of the journal bearing and the maximum negative pressure values have very small differences for every ratio of L/D .

Keywords

Computational fluid mechanics, Cavitation, Hydrodynamic lubrication, Pressure distribution, lubricity ratio.

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1. Συνοριακές συνθήκες Full Sommerfeld.	25
Πίνακας 2. Συνοριακές συνθήκες Half Sommerfeld.	26
Πίνακας 3. Συνοριακές συνθήκες Reynolds.	27
Πίνακας 4. Παράμετροι του μοντέλου της αρχικής ανάλυσης στο Ansys.	39
Πίνακας 5. Παράμετροι για το έδρανο που δημιουργήθηκε για την πιστοποίηση του μοντέλου στο Ansys.	41
Πίνακας 6. Παράμετροι για το μοντέλο σπηλαίωσης που δημιουργήθηκε για την πιστοποίηση του μοντέλου στο Ansys.	42

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1. Γεωμετρικό μοντέλο εδράνου ολίσθησης.	3
Εικόνα 2. Ισορροπία στοιχειώδους όγκου λιπαντικού.	11
Εικόνα 3. Συνέχεια ροής στήλης ρευστού.	16
Εικόνα 4. Στοιχειώδης όγκος ρευστού για τον ισολογισμό της ορμής προκειμένου να εξαχθούν οι εξισώσεις Navier-Stokes.	21
Εικόνα 5. Κατανομή της πίεσης σε συνοριακές συνθήκες Full-Sommerfeld.	25
Εικόνα 6. Κατανομή της πίεσης σε συνοριακές συνθήκες Half-Sommerfeld.	26
Εικόνα 7. Κατανομή της πίεσης σε συνοριακές συνθήκες Reynolds.	27
Εικόνα 8. Σπηλαιώση σε προπέλα.	29
Εικόνα 9. Γεωμετρία εδράνου ολίσθησης όπως σχεδιάστηκε στο πρόγραμμα Design Modeler του Ansys.	35
Εικόνα 10. Πλέγμα πεπερασμένων στοιχείων που δημιουργήθηκε στο Ansys.	36
Εικόνα 11. Λεπτομέρεια πλέγματος στην οποία φαίνονται οι διαιρέσεις κατά το μήκος του λιπαντικού.	36
Εικόνα 12. Λεπτομέρεια πλέγματος στην οποία φαίνονται οι διαιρέσεις κατά το πάχος του λιπαντικού.	37
Εικόνα 13. Κατανομή της πίεσης πρώτης ανάλυσης.	40
Εικόνα 14. Κατανομή πιέσεων δημοσιευμένης εργασίας Ref[26].	42

Εικόνα 15. Κατανομή πίεσης της ανάλυσης μας.....	43
Εικόνα 16. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1$ χωρίς σπηλαίωση.....	45
Εικόνα 17. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1.5$ χωρίς σπηλαίωση.....	46
Εικόνα 18. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2$ χωρίς σπηλαίωση.....	46
Εικόνα 19. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2.5$ χωρίς σπηλαίωση.....	47
Εικόνα 20. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 3$ χωρίς σπηλαίωση.....	47
Εικόνα 21. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 0.5$ με σπηλαίωση.....	49
Εικόνα 22. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1$ με σπηλαίωση.....	49
Εικόνα 23. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1.5$ με σπηλαίωση.....	50
Εικόνα 24. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2$ με σπηλαίωση.....	50
Εικόνα 25. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2.5$ με σπηλαίωση.....	51
Εικόνα 26. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 3$ με σπηλαίωση.....	51

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

Ξένα σύμβολα

A	εμβαδόν	m^2
c_r	ακτινική χάρη	m
e	εκκεντρότητα	m
h	πάχος λιπαντικής μεμβράνης	m
L	μήκος εδράνου	m
V_j	περιστροφική ταχύτητα	rpm
p	πίεση	Pa
R_b	ακτίνα εδράνου	m
R_j	ακτίνα άξονα	m
D	διάμετρος εδράνου	m
u	ταχύτητα στη x διεύθυνση	m/s
v	ταχύτητα στη y διεύθυνση	m/s
w	ταχύτητα στη z διεύθυνση	m/s
$\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$	διευθύνσεις x, y, z αντίστοιχα	
U	ταχύτητα άξονα, παράλληλη στο φιλμ του λιπαντικού	m/s
q	ρυθμός ροής λιπαντικού	m^3/s
t	χρόνος	s
F	δύναμη λόγο τάσης	N

V	όγκος	m^3
T_x, T_y, T_z	συνιστώσες της δύναμης τριβής ανά μονάδα όγκου στις διευθύνσεις x, y, z αντίστοιχα	N/m^3
p_{amp}	ατμοσφαιρική πίεση	Pa
g	επιτάχυνση βαρύτητας	m/s^2
R	ακτίνα των φυσαλίδων	m
$\dot{R}, \ddot{R}$	πρώτη και δεύτερη παράγωγος της ακτίνας των φυσαλίδων	m
R_0	αρχική συνθήκη για την ακτίνα των φυσαλίδων	m
p_v	πίεση της επιφάνειας των φυσαλίδων	Pa
$p_{\infty}(t)$	τοπική πίεση σε μακρινό επίπεδο	Pa
p_{g0}	αρχική συνθήκη για την μερική πίεση του αερίου εντός των φυσαλίδων	Pa
S	επιφανειακή τάση	N/m
P_v	πίεση κορεσμένου ατμού λιπαντικού	kPa
D_b	Εκτιμώμενη διάμετρος φυσαλίδων	m
Ελληνικά σύμβολα		
ε	αδιάστατη εκκεντρότητα (λόγος εκκεντρότητας $\varepsilon=e/c$)	
φ	γωνία συμπεριφοράς	$^\circ$
θ	γωνία εδράνου, μετράει από τη θέση μέγιστου πάχους φιλμ	$^\circ$
μ	δυναμικό ιξώδες	Pas
ν	κινηματικό ιξώδες	m^2/s
ρ	πυκνότητα	g/m^3

σ	ορθή τάση	Pa
τ	διατμητική τάση	Pa
λ		
ρ_v	πυκνότητα ατμού λιπαντικού	kg/m ³
μ_v	ιξώδες ατμού λιπαντικού	Pas

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

• ΠΕΡΙΛΗΨΗ	V
ABSTRACT.....	VIII
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ.....	X
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ.....	XII
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ	XV
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	XIX
ΠΡΟΛΟΓΟΣ	1
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	3
1.1 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ.....	5
2 ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ.....	9
2.1 ΕΞΙΣΩΣΗ REYNOLDS	10
2.2 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΣΥΝΕΝΕΙΑΣ ΡΟΗΣ ΓΙΑ ΣΤΟΙΧΕΙΩΔΗ ΟΓΚΟ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ .	16
2.3 ΕΞΙΣΩΣΗ REYNOLDS ΣΤΑ ΕΛΛΑΝΑ ΜΙΚΡΟΥ ΜΗΚΟΥΣ	19
2.4 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ NAVIER-STOKES	20
2.5 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΣΥΝΟΡΙΑΚΩΝ ΣΥΝΘΗΚΩΝ	24
2.5.1 FULL SOMMERFELD	25
2.5.2 HALF SOMMERFELD.....	26
2.5.3 REYNOLDS (SWIFT-STIEBER)	27
3 ΜΟΝΤΕΛΑ ΣΠΗΛΛΑΙΩΣΗΣ.....	29

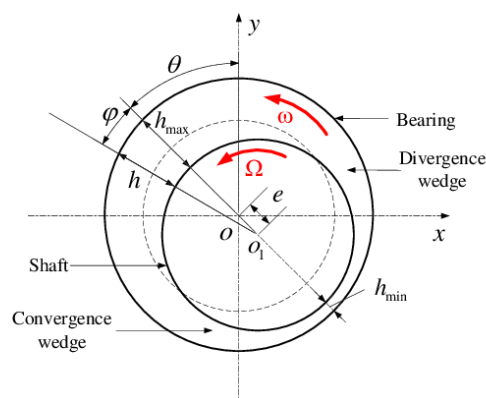
4	ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ.....	33
4.1	ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ.....	34
4.2	ΠΛΕΓΜΑ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ	35
4.3	ΣΥΝΟΡΙΑΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ & ΚΡΙΤΗΡΙΑ ΣΥΓΚΛΙΣΗΣ	38
4.4	ΔΕΔΟΜΕΝΑ & ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΠΙΕΣΕΩΝ ΑΡΧΙΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ.....	39
5	ΠΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	41
6	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	45
7	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	53
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	55

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα σπουδαστική εργασία εκπονήθηκε υπό την επίβλεψη του Παντελή Νικολακόπουλου, Αναπληρωτή Καθηγητή του τμήματος Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών του Πανεπιστημίου Πατρών, τον οποίο ευχαριστώ θερμά για την επιστημονική καθοδήγηση και την βοήθεια που μου παρείχε. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για την στήριξη που μου προσέφερε στην διάρκεια των σπουδών μου.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα έδρανα αποτελούν από τα σημαντικότερα κομμάτια μίας μηχανολογικής κατασκευής, στα οποία στηρίζονται οι άξονες, οι άτρακτοι και οι πείροι, προκειμένου να επιτυγχάνεται η περιστροφή τους, σε σχέση με τα σταθερά μέρη μιας κατασκευής. Όπως γνωρίζουμε χρησιμοποιούνται από την εποχή της εφεύρεσης του τροχού, που δηλαδή την 5η χιλιετία π.Χ μέχρι σήμερα και επιτρέπουν την μεταβίβαση των φορτίων, την μετάδοση κίνησης και τη μεταφορά ισχύος. Πιο συγκεκριμένα αποσκοπούν στην ανάληψη φορτίων με την μικρότερη δυνατή τριβή και φθορά. Γενικά τα έδρανα διακρίνονται ανάλογα με την αρχή λειτουργίας τους σε έδρανα ολίσθησης (journal bearings) και έδρανα κύλισης (rolling bearings), ο διαχωρισμός σχετίζεται με το παραλαμβανόμενο φορτίο, καθώς τα έδρανα ολίσθησης μπορούν να παραλάβουν ακτινικό φορτίο, ενώ τα έδρανα κύλισης μπορούν να παραλάβουν ακτινικό φορτίο, ή αξονικό.



Εικόνα 1. Γεωμετρικό μοντέλο εδράνου ολίσθησης.

Στην παρούσα σπουδαστική εργασία θα ασχοληθούμε με τα έδρανα ολίσθησης. Τα έδρανα ολίσθησης είναι ένα στοιχείο μηχανής που αποτελείται από ένα περιστρεφόμενο Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Κατασκευαστικός Τομέας

άξονα και ένα σταθερό κέλυφος, μεταξύ των οποίων παρεμβάλλεται το λιπαντικό μέσο. Καθώς λειτουργούν τα έδρανα ο άξονας περιστρέφεται μέσα στο κέλυφος, συνήθως με μία εκκεντρότητα e . Η λιπαντική μεμβράνη αποκτά την μορφή σφήνας, γεγονός που σχετίζεται με την έκκεντρη σχετική θέση μεταξύ του άξονα και του κελύφους. Για αυτό το λόγο στο εσωτερικό του εδράνου αναπτύσσεται πίεση, η οποία οφείλεται στον διαχωρισμό των επιφανειών των στοιχείων του τριβοσυστήματος και ορίζει την ικανότητα ανάληψης φορτίου.

Τα έδρανα χρησιμοποιούνται ευρέως σε πολλές εφαρμογές, όπως οι στρόβιλοι, οι αντλίες, οι κινητήρες εσωτερικής καύσης και οι προπέλες των πλοίων. Η σωστή λειτουργία των τελευταίων εξαρτάται σημαντικά από τα έδρανα. Πολύ συχνά η λειτουργία των εδράνων συνεπάγεται την έκλυση μεγάλων ποσών θερμότητας, γεγονός που αυξάνει την θερμοκρασία του λιπαντικού και μειώνει το ιξώδες του και την ικανότητα ανάληψης φορτίου. Επομένως, πέρα από την στατική και δυναμική ανάλυση των εδράνων, κρίνεται απαραίτητη και η θερμική ανάλυση τους κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

1.1 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

Η ραγδαία ανάπτυξη διαφόρων τύπων μηχανημάτων κατά την βιομηχανική επανάσταση, κατέστησε την μελέτη των εδράνων ολίσθησης αναγκαία, καθώς αποτελούσαν από τα συνηθέστερα στοιχεία μηχανών. Οι πρώτες μελέτες πάνω στο φαινόμενο της λίπανσης των εδράνων με υγρό φιλμ πραγματοποιήθηκαν κατά τον 19ο αιώνα από τον Tower και τον Petrov το 1883. Μερικά χρόνια αργότερα το 1886 ο Reynolds ανέπτυξε την θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης που χρησιμοποιείται ακόμα και σήμερα, οι σχέσεις του οποίου θα αποδειχθούν αναλυτικά στην συνέχεια της εργασίας.

Ο Tower το 1883 συμπέρανε ότι το λιπαντικό μέσω μιας υδραυλικής δύναμης διαχωρίζει τις επιφάνειες άξονα και του κελύφους ενός εδράνου. Στο παραπάνω συμπέρασμα κατέληξε μέσω πειραμάτων που πραγματοποίησε σε έδρανα των βαγονιών χρησιμοποιώντας ως λιπαντικό λάδι. Ο Petrov πραγματοποιώντας πάλι μελέτες σε έδρανα βαγονιών, παρατήρησε πως η διάτμηση και το ιξώδες του λιπαντικού μεταξύ του άξονα και του κελύφους είναι πραγματικά αυτά που επηρεάζουν την τριβή μεταξύ των στοιχείων ενός εδράνου αντί για την πυκνότητα. Παράλληλα, ανέπτυξε τον νόμο υπολογισμού του συντελεστή τριβής ενός εδράνου ολίσθησης που έχει ονομαστεί ως Νόμος Petrov. Ο Reynolds το 1886 κατέληξε στην θεωρία ότι ένα ιξώδες ρευστό μέσω ανάπτυξης υδροδυναμικής πίεσης μπορεί να διαχωρίσει δύο ολισθαίνουσες επιφάνειες, με αποτέλεσμα χαμηλή τριβή και μηδενική φθορά.

Μέχρι σήμερα, έχουν πραγματοποιηθεί πολλές διαφορετικές μελέτες που αφορούν τη λίπανση των εδράνων ολίσθησης. Ο Faria μελέτησε τα έδρανα απείρου μήκους. Πιο συγκεκριμένα με την χρήση της θεωρίας των μακρών εδράνων για μόνιμη κατάσταση και την μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων πραγματοποίησε υδροδυναμική ανάλυση για αυτό τον τύπο εδράνου. Οι Dinesh Dhande et al μέσα από τις μελέτες τους σχετικά με την παραμόρφωση υδροδυναμικών εδράνων ολίσθησης, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι

οι μέθοδοι CFD και FSI είναι χρήσιμες για την μελέτη της ελαστικής και υδροδυναμικής συμπεριφοράς των εδράνων ολίσθησης. Οι Guo et al πραγματοποίησαν επίσης στατική και δυναμική ανάλυση των εδράνων ολίσθησης μέσω των μεθόδων CFD (Computational Fluid Dynamics). Οι Tiwari et al προκειμένου να βγάλουν αποτελέσματα για την κατανομή της πίεσης και της θερμοκρασίας σε ένα υδροδυναμικό έδρανο ολίσθησης εκτός από τη μέθοδο CFD χρησιμοποίησαν και την τεχνική FSI (Fluid Structure Interaction) μέσα από το λογισμικό ANSYS που θα χρησιμοποιηθεί και στην παρούσα εργασία. Όμοια, οι B.S. Shenoy et al κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι οι μέθοδοι CSD (Computational Structural Dynamics), FEM (Finite Element Method) και CFD είναι χρήσιμα εργαλεία για την εύρεση της παραμόρφωσης και η κατανομή των τάσεων ενός εδράνου κάτω από στατικό φορτίο. Οι μελέτες τους αναδεικνύουν πως η παραμορφώσεις και η κατανομή των τάσεων οφείλονται στις προκύπτουσες δυνάμεις. Επίσης οι Lui et al χρησιμοποίησαν τις μεθόδους CFD και FSI για να μελετήσουν την δυναμική απόκριση ενός συστήματος εδράνου και άξονα υποθέτοντας ότι το σύστημα είναι ισόθερμο. Οι Lui et al, λαμβάνοντας υπ όψιν την επίδραση της σπηλαιώσης ανακάλυψαν ότι η ελαστική παραμόρφωση και η δυναμική φόρτιση του άξονα είχαν σημαντική επίδραση στην θέση ισορροπίας του άξονα.

Η πρώτη υδροδυναμική μελέτη των εδράνων ολίσθησης πραγματοποιήθηκε από τον Hughes το 1958. Ο Hughes και οι συνεργάτες του ανακάλυψαν την σχέση του ιξώδους ως συνάρτηση της θερμοκρασίας και της πίεσης του λιπαντικού του εδράνου, προβλέποντας την κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του εδράνου. Αργότερα, οι Muskat και Morgan, πραγματοποίησαν θερμική ανάλυση των εδράνων ολίσθησης. Το συμπέρασμά τους ήταν ότι η αύξηση της θερμοκρασίας του εδράνου σε σχέση με το χρόνο είναι εκθετική. Ταυτόχρονα, μέσα από πειράματα παρατήρησαν πως απαιτείται ένα σημαντικό χρονικό διάστημα λειτουργίας, μέχρι να έρθει σε θερμική ισορροπία ένα έδρανο. Οι Hirani et al, ανέπτυξαν σχέσεις υπολογισμού της μέγιστης πίεσης και θερμοκρασίας που μπορεί να αναπτυχθεί σε ένα έδρανο. Επίσης οι Sahu et al παρουσίασαν την δισδιάστατη και τρισδιάστατη κατανομή της πίεσης ενός λιπαντικού

ενός εδράνου μέσω θέρμο-υδροδυναμικής ανάλυσης. Οι Basri and Gethin πραγματοποίησαν θερμικές μελέτες σε μη κυκλικά έδρανα ολίσθησης, χρησιμοποιώντας αδιαβατικό μοντέλο. Οι Mukesh shahu et al, πραγματοποίησαν μία τρισδιάστατη θερμοδυναμική ανάλυση CFD σε έδρανα ολίσθησης. Μέσα από αυτή την μελέτη ανακάλυψαν ότι λαμβάνοντας υπ όψιν και την επίδραση της θερμοκρασίας η πίεση αναπτύχθηκε τόσο στην περιφερειακή όσο και στην αξονική διεύθυνση. Παράλληλα, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι, η αύξηση της δύναμης τριβής οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας και μείωση του ιξώδους του λιπαντικού. Επίσης, οι Amit singla et al χρησιμοποιώντας την μέθοδο CFD πραγματοποίησαν διάφορες υδροδυναμικές μελέτες σε κυκλικά έδρανα ολίσθησης λαμβάνοντας αποτελέσματα για την κατανομή της θερμοκρασίας και της πίεσης. Στις μελέτες τους θεώρησαν το ιξώδες είτε σταθερό είτε μεταβλητό είτε μεταβλητό λαμβάνοντας υπ όψιν και την επίδραση της σπηλαίωσης. Μέσα από τις αναλύσεις τους ανακάλυψαν ότι η θεώρηση του σταθερού ιξώδους έδινε λανθασμένα αποτελέσματα, καθώς οδηγούσε σε αύξηση της θερμοκρασίας, επομένως και σε μείωση του ιξώδους που επηρέαζε την ικανότητα ανάληψης φορτίου του εδράνου. Την μέθοδο CFD χρησιμοποίησαν και οι Arjun Panthi et al ερευνώντας την επίδραση που έχουν οι κατανομές της πίεσης και της θερμοκρασίας στο ιξώδες ενός λιπαντικού εδράνου. Ταυτόχρονα, μελέτησαν την επίδραση που έχουν ο λόγος L/D , η εκκεντρότητα και η ταχύτητα περιστροφής ενός εδράνου στην κατανομή της πίεσης. Από τα αποτελέσματα τους φαίνεται πως η αύξηση της θερμοκρασίας οδηγεί σε αύξηση της πίεσης και μείωση της γωνίας συμπεριφοράς. Το 2008 οι K.P.Gertzos, P.G. Nikolakopoulos & C.A. Papadopoulos μελέτησαν την θερμική απόδοση των εδράνων ολίσθησης χρησιμοποιώντας μη Νευτώνεια ρευστά.

Μέσα από διάφορες μελέτες προκύπτει ότι η ικανότητα ανάληψης φορτίου ενός εδράνου ολίσθησης σχετίζεται άμεσα με την κατανομή της πίεσης στο έδρανο, καθώς και από την ταχύτητα και την εκκεντρότητα του άξονα. Πιο συγκεκριμένα, οι Jamaluddin Md Sheriff et al μέσα από αναλύσεις CFD προέβλεψαν την ικανότητα ανάληψης φορτίου για γραμμικά έδρανα και έδρανα με κυματιστές αυλακώσεις, χρησιμοποιώντας

βιολογικής βάσης λιπαντικό και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι τα έδρανα με τις αυλακώσεις είχαν καλύτερη ικανότητα ανάληψης φορτίου από τα γραμμικά. Με την ικανότητα ανάληψης φορτίου ασχολήθηκαν και οι Huixia jin et al, όπου με την βοήθεια της μεθόδου CFD πραγματοποίησαν αριθμητικές αναλύσεις υδροδυναμικών εδράνων ολίσθησης με περιφερειακές αυλακώσεις και ανακάλυψαν ότι το βάθος των αυλακώσεων επηρεάζει την ικανότητα ανάληψης φορτίου, την σπηλαίωση και το κλάσμα ατμού. Όπως και οι προηγούμενοι, οι Amit Solanki et al επιχείρησαν να βελτιστοποιήσουν την ικανότητα ανάληψης φορτίου ενός υδροδυναμικού εδράνου μέσω γενετικού αλγόριθμου. Μέσα από τις αναλύσεις τους κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η ικανότητα ανάληψης φορτίου είναι ανάλογη με την περιστροφική ταχύτητα του άξονα, τον λόγο L/D , το μήκος και την ακτινική χάρη του εδράνου.

Οι Panday et al πραγματοποίησαν αριθμητικές αναλύσεις σε έδρανα ολίσθησης μέσω του λογισμικού ANSYS και έβγαλαν αποτελέσματα για την κατανομή της πίεσης και της διατρητικές τάσεις στο κέλυφος κάθε εδράνου για διαφορετικές τιμές εκκεντρότητας του άξονα. Οι Zhou et al ασχολήθηκαν με την μελέτη της θέσης ισορροπίας του άξονα μέσα σε ένα έδρανο πεπερασμένου μήκους, ανάλυση που θα πραγματοποιήσουμε και στην συνέχεια της παραπάνω εργασίας. Παράλληλα, εξέτασαν το πώς επηρεάζεται η ικανότητα φορτίου από την ακτινική χάρη c_r , το μήκος του εδράνου L , και την ακτίνα του εδράνου R .

2 ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΛΙΠΑΝΣΗ

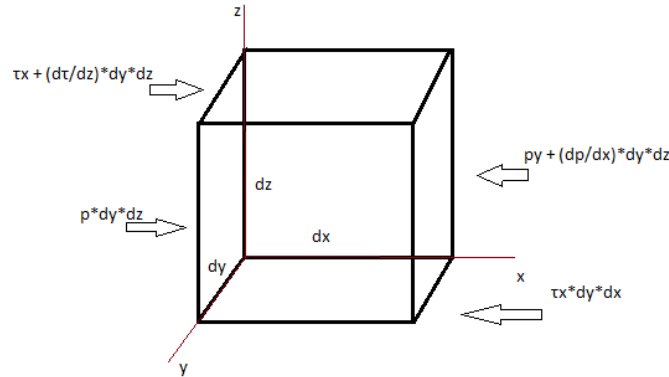
Όπως είναι γνωστό τα έδρανα λειτουργούν υπό συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης. Πιο συγκεκριμένα το στρώμα του λιπαντικού έχει αρκετά μεγάλο πάχος ώστε να διαχωρίζονται οι επιφάνειες του άξονα και του κελύφους του εδράνου. Κατά την λειτουργία ενός εδράνου οι επιφάνειες των στοιχείων του τριβοσυστήματος βρίσκονται σε κλίση, σχηματίζοντας μια συγκλίνουσα σφήνα. Επίσης, η διεύθυνση κίνησης της μίας επιφάνειας σε σχέση με την άλλη είναι αυτή που η διατομή στενεύει, με μία ταχύτητα που θα είναι σε θέση να σχηματίσει μία μεμβράνη πίεσης του λιπαντικού. Η περιστροφή του άξονα με μία ταχύτητα U έχει ως αποτέλεσμα το λιπαντικό το οποίο αποτελεί ασυμπίεστο υγρό να οδηγηθεί προς την κατεύθυνση που η διατομή του διάκενου γίνεται μικρότερη. Με αυτό τον τρόπο διαχωρίζονται οι δύο επιφάνειες και αναπτύσσεται η κατανομή της πίεσης, ενώ το λιπαντικό αναλαμβάνει το φορτίο και ταυτόχρονα εμποδίζεται το ρευστό να εισχωρήσει στην συγκλίνουσα σφήνα. Ύστερα από την υπέρβαση της μέγιστης πίεσης η πίεση του ρευστού ελαττώνεται.

Τα παραπάνω περιγράφονται μαθηματικά από την εξίσωση του Reynolds. Η εξίσωση αυτή μπορεί να προκύψει με δύο διαφορετικούς τρόπους, ο ένας είναι με την εξέταση της ισορροπίας ενός στοιχειώδους όγκου του λιπαντικού που βρίσκεται υπό ιξώδη διάτμηση εφαρμόζοντας την αρχή συνέχειας ροής, ενώ ο δεύτερος τρόπος είναι να προκύψει ως απλοποιημένη έκφραση των εξισώσεων Navier-Stokes, συνέχειας και ο ρομής κάτω από συγκεκριμένες παραδοχές.

2.1 ΕΞΙΣΩΣΗ REYNOLDS

Η εξίσωση του Reynolds θα επιλυθεί αναλύοντας ένα στοιχειώδη όγκο στο εσωτερικό του λιπαντικού, ενώ πραγματοποιούνται οι παρακάτω παραδοχές :

- Η ροή του λιπαντικού θεωρείται στρωτή.
- Η πίεση κατά το πάχος του φιλμ του υγρού θεωρείται σταθερή.
- Η καμπυλότητα των επιφανειών του τριβοσυστήματος σε σχέση με το πάχος του φιλμ λιπαντικού είναι πολύ μεγαλύτερη.
- Η πυκνότητα του ρευστού έχει σταθερή τιμή.
- Οι εξωτερικές δυνάμεις που δρουν στο ρευστό μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες.
- Το λιπαντικό θεωρείται Νευτώνειο ρευστό.
- Στα όρια του συστήματος ισχύει η συνθήκη μη ολίσθησης.
- Η αδράνεια δεν επηρεάζει το σύστημα.
- Το ιξώδες παραμένει σταθερό στο πάχος του λιπαντικού.



Εικόνα 2. Ισορροπία στοιχειώδους όγκου λιπαντικού.

Αρχικά θεωρείται ότι δρουν οι δυνάμεις μόνο στη x διεύθυνση. Στην αριστερή πλευρά εμβαδού ($dy \cdot dz$) του στοιχειώδους όγκου ασκείται μία πίεση p , η οποία μας δίνει τη δύναμη ($p \cdot dy \cdot dz$) που δρα προς τα δεξιά. Στη δεξιά πλευρά εμβαδού $dy \cdot dz$ του στοιχειώδους όγκου ασκείται μία πίεση $p + (\partial p / \partial x) \cdot dx$, δίνοντας τη δύναμη $(p + \partial p / \partial x \cdot dx) \cdot dy \cdot dz$, που δρα προς τα αριστερά. Εκτός από τις δυνάμεις πίεσης που υπάρχουν στις κάθετες έδρες του στοιχειώδους όγκου λιπαντικού, υπάρχουν και διατμητικές τάσεις που εφαρμόζονται στην κάτω τ_x και άνω έδρα του ($\tau_x + (\partial \tau_x / \partial z) \cdot dz$), δίνοντας με τη σειρά τους τις δυνάμεις $\tau_x \cdot dx \cdot dy$ που εφαρμόζεται προς τα αριστερά, και $(\tau_x + (\partial \tau_x / \partial z) \cdot dz) \cdot dx \cdot dy$ που δρα προς τα δεξιά.

Δεδομένου ότι ο στοιχειώδης όγκος του λιπαντικού είναι σε ισορροπία, πρέπει οι δυνάμεις που δρουν στα αριστερά να εξισορροπούν τις δυνάμεις που δρουν στα δεξιά, άρα:

$$\begin{aligned}
 p \cdot dy \cdot dz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} \cdot dz \right) \cdot dx \cdot dy \\
 = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot dy \cdot dz + \tau_x \cdot dx \cdot dy
 \end{aligned}$$

Απλοποιώντας προκύπτει:

$$\frac{\partial \tau x}{\partial z} \cdot dz \cdot dx \cdot dy = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz$$

Επειδή το στοιχείο έχει μη μηδενικό όγκο, για $dx \cdot dy \cdot dz \neq 0$ προκύπτει:

$$\frac{\partial \tau x}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x}$$

Εφόσον το ρευστό έχει θεωρηθεί Νευτώνειο, εφαρμόζεται ο νόμος ιξώδους του Newton, δηλαδή:

$$\tau x = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial z}$$

Άρα, προκύπτει:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \left(\mu \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right)}{\partial z}$$

(1)

Με τον ίδιο τρόπο εφαρμόζεται ισορροπία δυνάμεων στη y διεύθυνση :

$$\frac{\partial \tau_y}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial y}$$

$$\tau_y = \mu \cdot \frac{\partial v}{\partial z}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \left(\mu \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \right)}{\partial z}$$

Όπως θεωρήσαμε στις παραδοχές ότι η πίεση παραμένει σταθερή κατά το πάχος του λιπαντικού, επομένως για τη διεύθυνση z ισχύει $\partial p / \partial z = 0$.

Για την εξίσωση (1), εφαρμόζεται η μέθοδος χωριζομένων μεταβλητών και ολοκληρώνεται συνυπολογίζοντας ότι η πίεση $p \neq f(z)$, οπότε προκύπτει:

$$\mu \cdot \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot z + c1$$

$$\mu \cdot u = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z^2}{2} + c1 \cdot z + c2$$

(2)

Χρησιμοποιούνται οι παρακάτω συνοριακές συνθήκες:

- $u = U_2$, για $z = 0$

$$\blacksquare \quad u = U_1, \text{ για } z = h$$

U_1 και U_2 θεωρούνται οι ταχύτητες των δύο επιφανειών. Αυτή η συνοριακή συνθήκη θα χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό των σταθερών ολοκλήρωσης της εξίσωσης (2).

$$c_2 = \mu \cdot U_2$$

$$c_1 = \frac{\mu(U_1 - U_2)}{h} - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{h}{2}$$

Αν αντικατασταθούν οι σταθερές ολοκλήρωσης στην εξίσωση (2) προκύπτει η ταχύτητα u στη x διεύθυνση για οποιοδήποτε σημείο z στο φιλμ του λιπαντικού:

$$u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (z^2 - z \cdot h) + (U_1 - U_2) \cdot \frac{z}{h} + U_2$$

(3)

Από την εξίσωση (3) μπορούμε να υπολογιστεί ο ρυθμός ροής του λιπαντικού κατά τη x διεύθυνση ανά μονάδα πλάτους y , αφού:

$$q_x = \int_0^h u dz = \int_0^h \left(\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} (z^2 - z \cdot h) + (U_1 - U_2) \cdot \frac{z}{h} + U_2 \right) dz$$

$$\begin{aligned}
 qx &= \left[\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \left(\frac{z^3}{3} - z^2 \cdot \frac{h}{2} \right) + (U1 - U2) \cdot \frac{z^2}{2h} + U2 \cdot z \right]_0^h \\
 &= -\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + (U1 + U2) \cdot \frac{h}{2}
 \end{aligned}$$

(4)

Όμοια για την διεύθυνση y:

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \cdot (z^2 - z \cdot h) + (V1 - V2) \cdot \frac{z}{h} + V2 \\
 qy &= -\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + (V1 + V2) \cdot \frac{h}{2}
 \end{aligned}$$

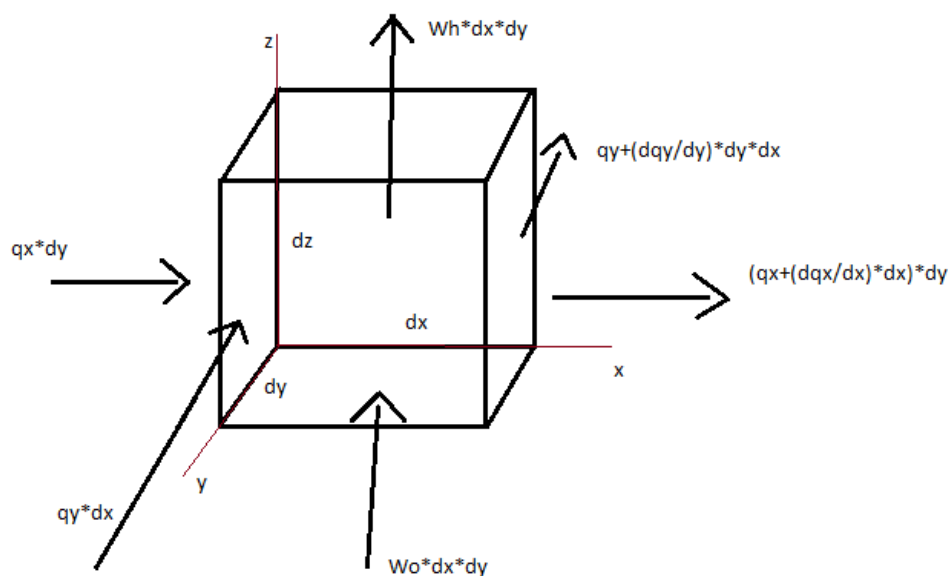
(5)

- V1, V2 είναι οι ταχύτητες των επιφανειών στην διεύθυνση y
- U1, U2 είναι οι ταχύτητες των επιφανειών στην διεύθυνση x

2.2 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΣΥΝΕΝΕΙΑΣ ΡΟΗΣ ΓΙΑ ΣΤΟΙΧΕΙΩΔΗ ΟΓΚΟ

ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ

Έστω, μία στήλη λιπαντικού, εμβαδού βάσης $dx*dy$ και ύψους h . Το ρευστό θα εισέλθει στην στήλη που εξετάζεται από τα αριστερά με ρυθμό $qx*dy$, ενώ θα εξέλθει από τα δεξιά με ρυθμό $(qx + (\partial qx/\partial x)*dx)*dy$. Όσον αφορά την κάθετη ροή, καθώς η έδρα της βάσης της στήλης κινείται προς τα πάνω με μία ταχύτητα w_0 και η άνω έδρα της στήλης κινείται επίσης προς τα πάνω αλλά με μια ταχύτητα w_h , ο όγκος της στήλης μεταβάλλεται κατά έναν ρυθμό $(w_h - w_0)*dx*dy$. Για την επαλήθευση της αρχή συνέχειας της ροής θεωρώντας σταθερή πυκνότητα στο ρευστό. Παρακάτω φαίνεται η συνέχεια της ροής σε μία στοιχειώδη στήλη λιπαντικού καθώς και οι εξισώσεις που θα προκύψουν.



Εικόνα 3. Συνέχεια ροής στήλης ρευστού.

$$\begin{aligned}
 & q_x \cdot dy + q_y \cdot dx + w_o \cdot dx \cdot dy \\
 &= \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot dy + \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \cdot dy \right) \cdot dx + w_h \cdot dx \\
 &\quad \cdot dy
 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot dx \cdot dy + \frac{\partial q_y}{\partial y} \cdot dy \cdot dx + (w_h - w_o) \cdot dx \cdot dy = 0$$

Αν στην παραπάνω εξίσωση θεωρηθεί ότι, $(w_h - w_o) = dh/dt$, τότε προκύπτει:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot dx \cdot dy + \frac{\partial q_y}{\partial y} \cdot dy \cdot dx + \frac{dh}{dt} \cdot dx \cdot dy = 0$$

Είναι, $dx \cdot dy \neq 0$, άρα:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{dh}{dt} = 0$$

Για πυκνότητα $\rho = \text{σταθερή}$:

$$\frac{\partial(\rho \cdot q_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot q_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} = 0$$

(6)

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση (6) τις εξισώσεις (4) και (5):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho \left(-\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + (U1 + U2) \cdot \frac{h}{2} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \rho \left(-\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + (V1 + V2) \cdot \frac{h}{2} \right) \right\} + \rho \cdot (wh - wo) = 0$$

Εφόσον, $\rho = \text{σταθερή}$:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \cdot \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (U1 + U2) \cdot h + \frac{\partial}{\partial y} (V1 + V2) \cdot h + 2 \cdot (wh - wo) \right\}$$

Η παραπάνω εξίσωση αποτελεί τη γενική μορφή της εξίσωσης Reynolds, στην οποία θέτοντας $U=U1+U2$ και $V=V1+V2$ προκύπτει:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left\{ U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + V \cdot \frac{\partial h}{\partial y} \right\} + 12 \cdot (wh - wo)$$

Η εξίσωση Reynolds μπορεί να απλοποιηθεί περαιτέρω για τα έδρανα ολίσθησης με τις ακόλουθες θεωρώντας, ότι το έδρανο δεν ολισθαίνει κατά τον διαμήκη άξονα y , άρα $V=0$, επίσης δεν υπάρχει κάθετη ροή λιπαντικού στο φιλμ, άρα $w_h-w_0=0$ και τέλος το ιξώδες του λιπαντικού παραμένει σταθερό στο φιλμ του λιπαντικού.

Επομένως, εφαρμόζοντας τα παραπάνω προκύπτει η ακόλουθη μορφή της εξίσωσης του Reynolds:

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

2.3 ΕΞΙΣΩΣΗ REYNOLDS ΣΤΑ ΕΔΡΑΝΑ ΜΙΚΡΟΥ ΜΗΚΟΥΣ

Μια προσέγγιση που κάνουμε για την επίλυση των εδράνων, είναι να θεωρήσουμε ότι το έδρανο είναι μικρού μήκους. Η υπόθεση αυτή γίνεται συνήθως όταν ο λόγος του μήκους του εδράνου ως προς τη διάμετρό του (L/D) είναι μικρότερος από το $1/3$. Με τη χρήση αυτής της προσέγγισης υποθέτουμε ότι $\partial p / \partial x \ll \partial p / \partial y$ και συνεπώς αμελούμε τον πρώτο όρο της εξίσωσης Reynolds και προκύπτει:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \cdot \frac{\partial h}{\partial x}$$

Δοθέντος ότι το h δεν είναι συνάρτηση του y ($h \neq f(y)$), προκύπτει η εξίσωση του Ocvirk:

$$\frac{d^2 p}{dy^2} = \frac{6U\mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dx}$$

Ύστερα από ολοκληρώσεις προκύπτει:

$$\frac{dp}{dy} = \frac{6U\mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dx} \cdot y + c1$$

$$p = \frac{6U\mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dx} \cdot y^2 + c1y + c2$$

Εφαρμόζοντας τις συνοριακές συνθήκες $y = \pm L/2$, $p=0$ και $y=0$, $dp/dy = 0$ στην εξίσωση, έχουμε:

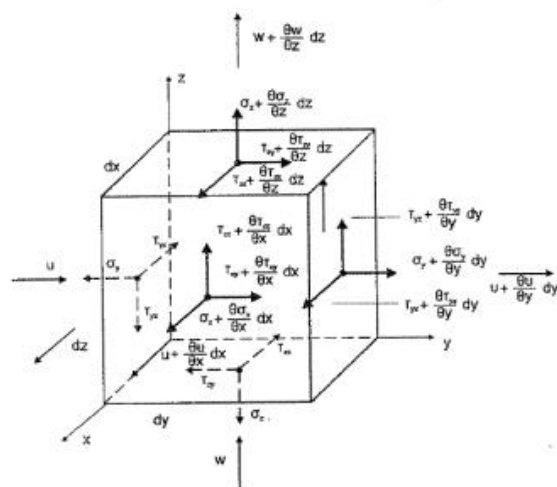
$$c_1 = 0$$

$$c_2 = -\frac{3\mu U}{h^3} \cdot \frac{dh}{dx} \cdot \frac{L^2}{4}$$

$$p = \frac{3\mu U}{h^3} \cdot \frac{dh}{dx} \cdot \left(y^2 - \frac{L^2}{4}\right)$$

2.4 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ NAVIER-STOKES

Στην συνέχεια θα επιλυθούν οι εξισώσεις Navier-Stokes. Μέσω αυτών των εξισώσεων είναι δυνατό να προκύψει η εξίσωση Reynolds που αναλύθηκε προηγουμένως. Οι εξισώσεις Navier-Stokes ουσιαστικά, αποτελούν εξισώσεις ορμής για την τρισδιάστατη ροή ρευστού με τριβή, συνυπολογίζοντας την επίδραση των πεδιακών δυνάμεων. Προκυμμένου, να αποδειχθούν οι εξισώσεις Navier-Stokes θα αναλυθεί η ισορροπία δυνάμεων σε ένα στοιχειώδες όγκο ρευστού, με όγκο $dV = dx \cdot dy \cdot dz$.



Εικόνα 4. Στοιχειώδης όγκος ρευστού για τον ισολογισμό της ορμής προκειμένου να εξαχθούν οι εξισώσεις Navier-Stokes.

Για τον στοιχειώδη όγκο που θα αναλυθεί υπάρχει επίδραση διατμητικών και ορθών τάσεων σε κάθε πλευρά του σε ισορροπία με τις πεδιακές δυνάμεις, καθώς και τις αδρανειακές δυνάμεις που προκαλούνται λόγω κίνησης του ρευστού. Η εσωτερική τριβή του ρευστού είναι υπεύθυνη για τις διατμητικές τάσεις. Από την άλλη οι ορθές τάσεις οφείλονται σε εφελκυστικές δυνάμεις και στη θερμοδυναμική πίεση του ρευστού. Λαμβάνοντας υπ όψιν την συμμετρία και την ισορροπία του στοιχειώδους όγκου του ρευστού προκύπτει:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{xz} = \tau_{zx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}$$

Εξετάζοντας τις δυνάμεις που προκαλούν οι τάσεις στο στοιχείο του ρευστού, αρχικά κατά τη x διεύθυνση, προκύπτει η δύναμη:

$$F_x = \left(\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} \cdot dx - \sigma_x \right) \cdot dy \cdot dz + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot dz - \tau_{zx} \right) \cdot dx \cdot dy + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot dy - \tau_{yx} \right) \cdot dx \cdot dz$$

Η δύναμη F_x διαιρείται με το στοιχειώδη όγκο του λιπαντικού, δηλαδή $dV = dx dy dz$ και προκύπτει η ανά μονάδα όγκου δύναμη T_x , όπου:

$$T_x = \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (7)$$

$$T_y = \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (8)$$

$$T_z = \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} \quad (9)$$

Επομένως, έχουμε:

$$\vec{T} = T_x \cdot \vec{i} + T_y \cdot \vec{j} + T_z \cdot \vec{k}$$

Οι ορθές τάσεις για νευτώνειο ρευστό προκύπτουν:

$$\sigma_x = -p + \lambda \cdot \text{div} \vec{W} + 2\mu \cdot \frac{\partial u}{\partial x}$$

$$\sigma_y = -p + \lambda \cdot \text{div} \vec{W} + 2\mu \cdot \frac{\partial v}{\partial y}$$

$$\sigma_z = -p + \lambda \cdot \text{div} \vec{W} + 2\mu \cdot \frac{\partial w}{\partial z}$$

Με δεδομένο ότι, $\mathbf{div} \mathbf{W} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$

Γνωρίζοντας ότι, u, v, w είναι οι συνιστώσες της ταχύτητας για το ρευστό στις διευθύνσεις x, y, z αντίστοιχα. Επίσης, p συμβολίζεται η πίεση του ρευστού, μ το ιξώδες του ρευστού και

$$\lambda = \mu' - \frac{2}{3} \mu.$$

Με δεδομένο ότι, μ' ο συντελεστής ιξώδους όγκου και μ το δυναμικό ιξώδες του ρευστού.

Επομένως, οι ορθές τάσεις προκύπτουν γνωρίζοντας, ότι η υπόθεση Stokes συνεπάγεται, $\mu' = 0$ και για ασυμπίεστη ροή, ενώ η εξίσωση της συνέχειας $\mathbf{div} \mathbf{W} = 0$.

2.5 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΣΥΝΟΡΙΑΚΩΝ ΣΥΝΘΗΚΩΝ

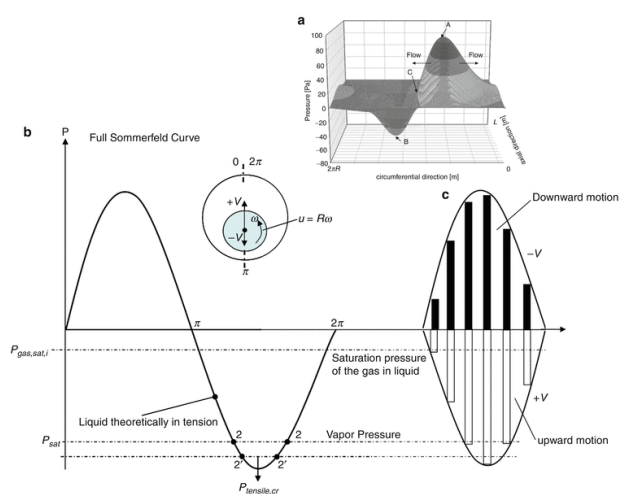
Για την επίλυση των εξισώσεων Reynolds και Navier-Stokes, οι συνοριακές συνθήκες είναι αναγκαίες. Πιο συγκεκριμένα για ένα έδρανο ολίσθησης, συνοριακή συνθήκη αποτελεί και η συνθήκη ότι στα άκρα του φιλμ του λιπαντικού στις δύο πλευρές του εδράνου θα ισχύει για την πίεση $P = P_{amb}$, ίση με την ατμοσφαιρική πίεση. Στην περιφερειακή διεύθυνση του εδράνου όμως, η κατάσταση είναι πιο πολύπλοκη, λόγω της κίνησης του λιπαντικού στο διάκενο μεταξύ του εδράνου και του άξονα (ακτινική χάρη). Υποθέτουμε ένα έδρανο απείρου μήκους, στο εσωτερικό του οποίου ο άξονας είναι έκκεντρα τοποθετημένος και το διάκενο της ακτινικής χάρης είναι τελείως γεμάτο με λιπαντικό. Για αυτό το έδρανο, με τη λύση της εξίσωσης Reynolds λαμβάνουμε θετικές πιέσεις στο ένα ημικύκλιο του εδράνου όπου η ακτινική χάρη μειώνεται, και αρνητικές πιέσεις στο άλλο ημικύκλιο όπου η ακτινική χάρη αυξάνεται, ενώ οι απόλυτες τιμές τους είναι ίσες. Αυτό μπορεί να συμβαίνει μόνο εάν οι πιέσεις που αναπτύσσονται στο εσωτερικό του εδράνου είναι ικανοποιητικά μικρές. Ωστόσο στις περισσότερες περιπτώσεις οι πιέσεις που αναπτύσσονται είναι αρκετά υψηλές. Επιπλέον, τα πραγματικά ρευστά δε μπορούν να δεχτούν συνεχείς μεγάλες αρνητικές πιέσεις χωρίς να χάσουν τη δομή και τη συνοχή τους, κάτι το οποίο έχει ως αποτέλεσμα φαινόμενα σπηλαίωσης. Για να συνυπολογίσουμε αυτά τα φαινόμενα στις εξισώσεις Reynolds, έχουν αναπτυχθεί τα εξής μοντέλα συνοριακών συνθηκών: οι συνοριακές συνθήκες Full Sommerfeld, Half Sommerfeld και Reynolds.

2.5.1 FULL SOMMERFELD

Σύμφωνα με αυτό το μοντέλο συνοριακών συνθηκών, η κατανομή της πίεσης διαθέτει και θετικές και αρνητικές τιμές, αφού η πίεση είναι θετική στο συγκλίνον και αρνητική στο αποκλίνον κομμάτι της διάταξης της σφήνας. Συνεπώς οι συνοριακές συνθήκες Full Sommerfeld διατυπώνονται παρακάτω:

Πίνακας 1. Συνοριακές συνθήκες Full Sommerfeld.

$p = 0$	$\theta = \pm \pi/2$
$p = 0$	$\theta = 0$



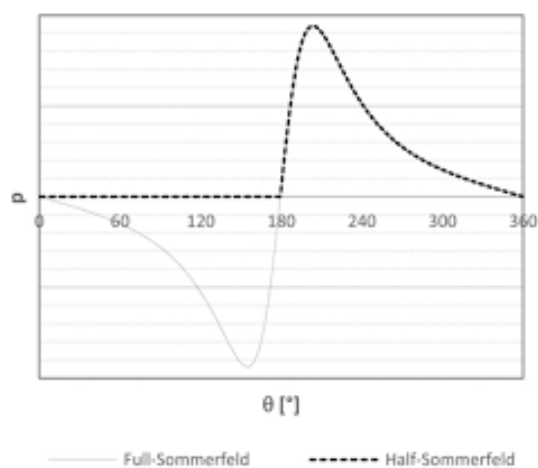
Εικόνα 5. Κατανομή της πίεσης σε συνοριακές συνθήκες Full-Sommerfeld.

2.5.2 HALF SOMMERFELD

Σύμφωνα με το μοντέλο συνοριακών συνθηκών Half Sommerfeld, αμελούμε όλες τις αρνητικές πιέσεις που αναπτύσσονται στη διάταξη της σφήνας. Συνεπώς, οι συνοριακές συνθήκες Half Sommerfeld εκφράζονται όπως φαίνεται παρακάτω:

Πίνακας 2. Συνοριακές συνθήκες Half Sommerfeld.

$p = 0$	$\theta = 0$
$p = 0$	$\theta = \pi/2$
$p = 0$	$-\pi/2 < \theta < 0$



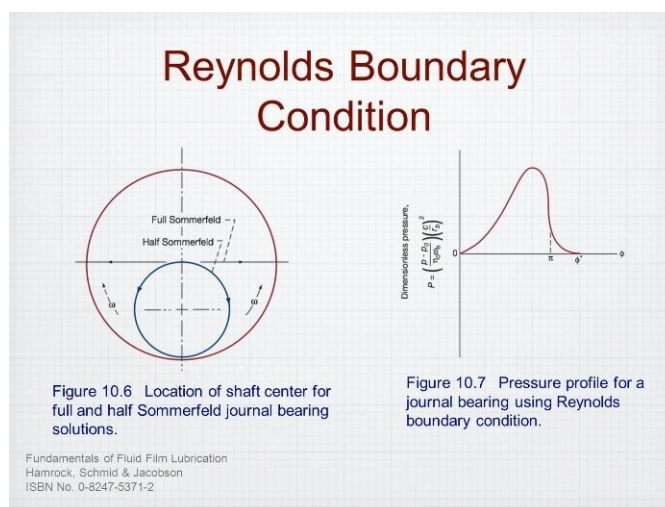
Εικόνα 6. Κατανομή της πίεσης σε συνοριακές συνθήκες Half-Sommerfeld.

2.5.3 REYNOLDS (SWIFT-STIEBER)

Σύμφωνα με το μοντέλο συνοριακών συνθηκών Reynolds, η πίεση δεν είναι μηδέν στο σημείο μετάβασης από το συγκλίνον κομμάτι της σφήνας στο αποκλίνον, αλλά μηδενίζεται σε κάποιο σημείο $x = -x$, όπου το λιπαντικό έχει πάχος h . Από αυτό το σημείο και προς την αποκλίνουσα περιοχή εμφανίζεται το φαινόμενο της σπηλαίωσης, ενώ από το σημείο αυτό και για κάθε σημείο θετικής πίεσης η ροή είναι συνεχής. Οι συνοριακές συνθήκες Reynolds φαίνονται παρακάτω:

Πίνακας 3. Συνοριακές συνθήκες Reynolds.

$p = 0$	$\theta = \pi/2$
$p = 0$ και $dp/dx = 0$	$\theta = -\theta$



Εικόνα 7. Κατανομή της πίεσης σε συνοριακές συνθήκες Reynolds.

3 ΜΟΝΤΕΛΑ ΣΠΗΛΑΙΩΣΗΣ

Σπηλαιώση, ονομάζουμε το φαινόμενο που αναπτύσσονται αέριες δομές σε μία ροή ενός ρευστού. Αυτή η μεταβολή της φάσης του ρευστού πραγματοποιείται σε σχεδόν σταθερή θερμοκρασία και οφείλεται στην πτώση της πίεσης του ρευστού και πιο συγκεκριμένα κάτω από την πίεση βρασμού και οδηγεί στο σχηματισμό αέριων φυσαλίδων μέσα στο υγρό. Το φαινόμενο της σπηλαιώσης εμφανίζεται πολύ συχνά σε αντικείμενα που περιστρέφονται με μεγάλες ταχύτητές μέσα στο νερό, όπως για παράδειγμα οι τουρμπίνες νερού και οι προπέλες. Αυτό συμβαίνει καθώς όταν η ταχύτητα ενός ρευστού είναι υψηλή η στατική πίεση του γίνεται χαμηλή, όπως είναι γνωστό από την αρχή του Bernoulli. Επομένως, μπορούμε εύκολα να καταλάβουμε πως το φαινόμενο της σπηλαιώσης μπορεί να εμφανιστεί και σε έδρανα ολίσθησης, όπου ο άξονας περιβαλλόμενος από το λιπαντικό υγρό περιστρέφεται με υψηλές ταχύτητες, που ενδέχεται να οδηγήσουν σε πτώση της πίεσης.



Εικόνα 8. Σπηλαιώση σε προπέλα.

Η σπηλαιώση γενικά αρχίζει από μικροσκοπικούς πυρήνες που μεταφέρονται από την ροή του ρευστού. Σε συνθήκες χαμηλής πίεσης οι πυρήνες αυτοί αποτελούν τα σημεία

που θα αναπτυχθεί η σπηλαίωση. Προκυμμένου, να κατανοήσουμε το φαινόμενο πρέπει να κατανοήσουμε τον τρόπο που θα αναπτυχθούν αυτοί οι πυρήνες μέσα στο ρευστό, οι οποίοι έχουν την μορφή φυσαλίδων. Αυτό είναι δυνατό μέσα από την εξίσωση Rayleigh-Plesset. Η εξίσωση αυτή περιγράφει την σχέση της ακτίνας των φυσαλίδων που αναπτύσσονται, συναρτήσει της πίεσης που αναπτύσσει το ρευστό στην διάρκεια του χρόνου, πιο συγκεκριμένα:

$$\rho \cdot \left[R \cdot \ddot{R} + \frac{3}{2} \cdot \dot{R}^2 \right] = [p_v - p^\infty(t)] + p_g 0 \cdot \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3k} - \frac{2S}{R} - 4\mu \cdot \frac{\dot{R}}{R}$$

Όπου,

- R είναι η ακτίνα των φυσαλίδων
- $\dot{R}$ και $\ddot{R}$ είναι η πρώτη και η δεύτερη παράγωγος της ακτίνας
- R_0 είναι η αρχική συνθήκη για την ακτίνα
- ρ είναι η πυκνότητα του ρευστού
- p_v είναι η πίεση της επιφάνειας των φυσαλίδων
- $p^\infty(t)$ είναι η τοπική πίεση σε μακρινό επίπεδο
- $p_g 0$ είναι η αρχική συνθήκη για την μερική πίεση του αερίου εντός των φυσαλίδων
- μ είναι το δυναμικό ιξώδες του ρευστού
- S συμβολίζει την επιφανειακή τάση σε N/m

Στο Ansys υπάρχουν διαθέσιμα δύο μοντέλα σπηλαίωσης, που βασίζονται στη εξίσωση Rayleigh-Plesset:

- Το μοντέλο Schnerr and Sauer που αποτελεί και το προεπιλεγμένο μοντέλο του προγράμματος και μπορεί να χρησιμοποιηθεί στα πολυφασικά μοντέλα mixture και Eulerian.
- Το μοντέλο Zwart-Gerber-Belamri, που επίσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί στα πολυφασικά μοντέλα mixture και Eulerian.

4 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

Κατά την παρούσα σπουδαστική εργασία, πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση της λειτουργίας ενός εδράνου ολίσθησης, πραγματοποιώντας αναλύσεις CFD (Computational Fluid Dynamics) με την χρήση του εμπορικού προγράμματος Ansys Workbench. Αυτές οι αναλύσεις περιλαμβάνουν, τον σχεδιασμό της γεωμετρίας του του φιλμ του λιπαντικού του εδράνου στο πρόγραμμα Design Modeler όπως θα εξηγήσουμε στην συνέχεια. Έπειτα, την δημιουργία κατάλληλου πλέγματος πεπερασμένων στοιχείων που απαιτεί το συγκεκριμένο πρόβλημα. Τέλος, μέσα από το πρόγραμμα Fluent του Ansys το οποίο έχει την δυνατότητα να λύσει τις εξισώσεις Navier-Stokes αριθμητικά, την μελέτη της κίνηση του ρευστού λιπαντικού κατά την λειτουργία του εδράνου. Σε αυτό το στάδιο εφαρμόστηκαν και οι κατάλληλες συνοριακές συνθήκες που απαιτούσε το πρόβλημα. Στα πλαίσια της συγκεκριμένης Σπουδαστικής εργασίας πέρα από την αρχική ανάλυση που πραγματοποιήθηκε και την πιστοποίηση της εργασίας όπως θα παρουσιαστούν στην συνέχεια, πραγματοποιήθηκαν αναλύσεις για διαφορετικές τιμές των παραμέτρων L/D , ενώ για κάθε γεωμετρία έγιναν δύο αναλύσεις, κατά τις οποίες στην πρώτη λαμβάνεται υπ όψιν το φαινόμενο της σπηλαίωσης και η δεύτερη όχι. Στην συνέχεια θα παρουσιαστεί αναλυτικά το μοντέλο που δημιουργήθηκε, καθώς και τα δεδομένα κάθε ανάλυσης.

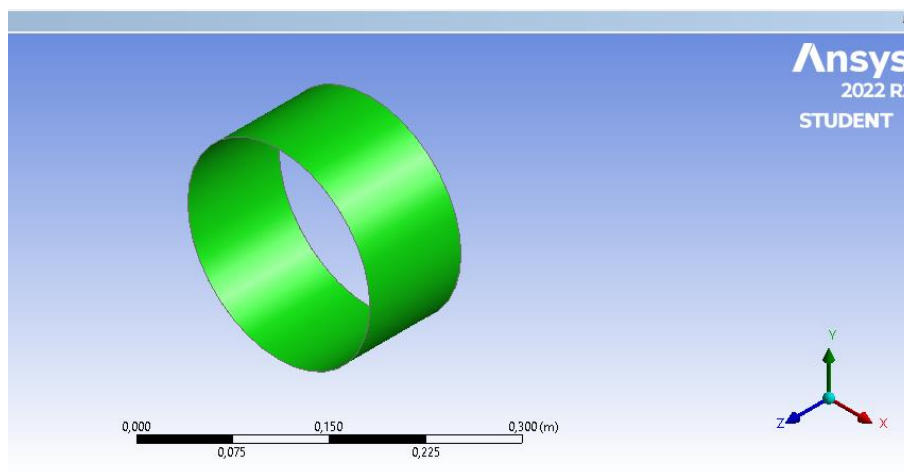
4.1 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ

Ο σχεδιασμός της γεωμετρίας θα μπορούσε να είχε πραγματοποιηθεί σε οποιοδήποτε πρόγραμμα σχεδιασμού. Στην περίπτωση μας σχεδιάστηκε στο Design Modeler η γεωμετρία του φιλμ του λιπαντικού που παρεμβάλλεται μεταξύ του άξονα και του εδράνου. Η γεωμετρία αυτή καθορίζεται από το μήκος του εδράνου L , από την ακτίνα του άξονα R_j , από την εσωτερική ακτίνα του εδράνου R_b , την ακτινική χάρη c_r , την εκκεντρότητα e και την γωνία συμπεριφοράς φ .

Για τον σχεδιασμό της γεωμετρίας χρησιμοποιήθηκαν οι παρακάτω σχέσεις:

- $h(\theta) = cr \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos\theta)$
- $cr = Rb - Rj$
- $\varepsilon = \frac{e}{cr}$

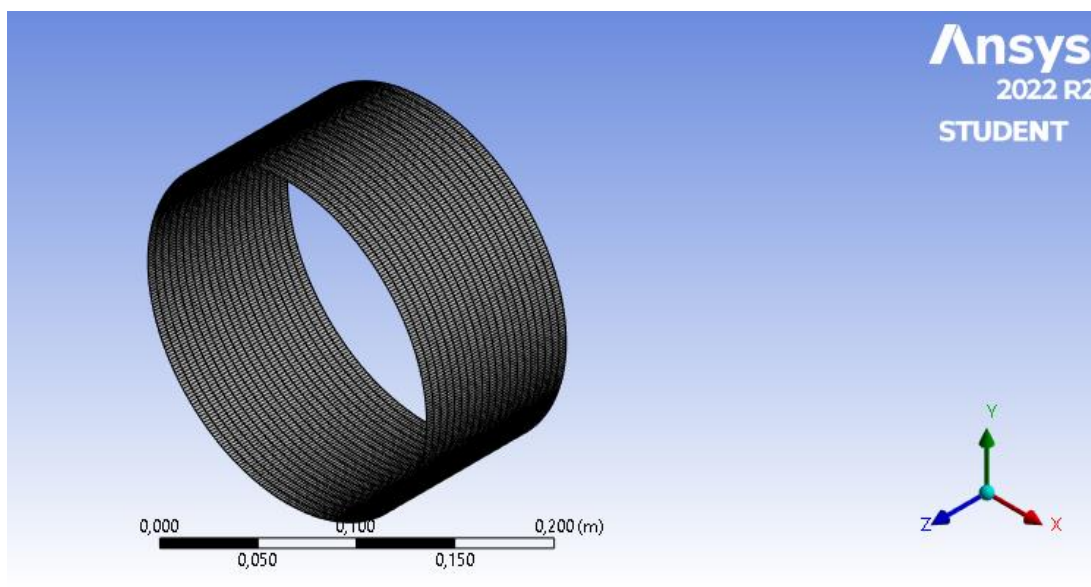
Όπου h το πάχος του φιλμ του λιπαντικού σε οποιαδήποτε θέση θ , η οποία αποτελεί την γωνία που μετράμε από την θέση που το πάχος του λιπαντικού είναι μέγιστο και ε η αδιάστατη εκκεντρότητα. Παρακάτω φαίνεται η γεωμετρία του φιλμ του λιπαντικού όπως σχεδιάστηκε στο πρόγραμμα Design Modeler του Ansys:



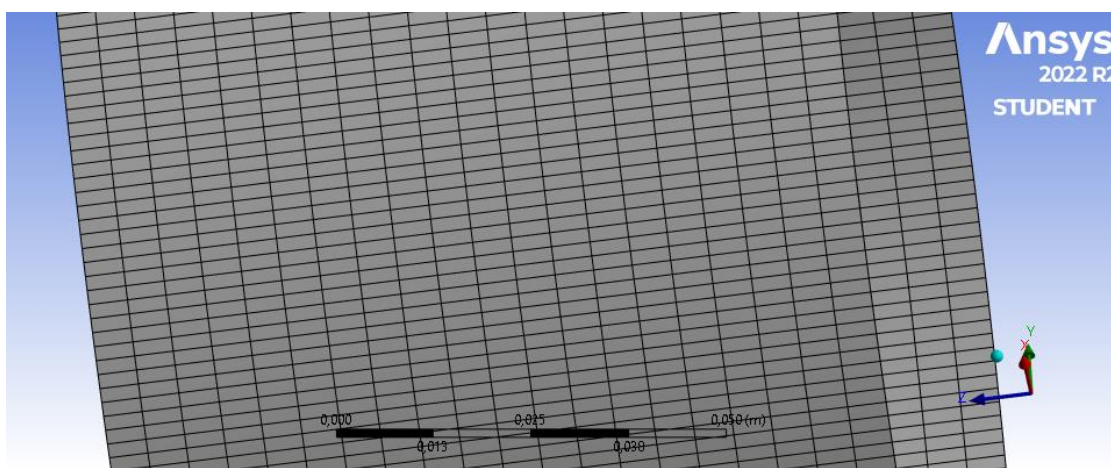
Εικόνα 9. Γεωμετρία εδράνου ολίσθησης όπως σχεδιάστηκε στο πρόγραμμα Design Modeler του Ansys.

4.2 ΠΛΕΓΜΑ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

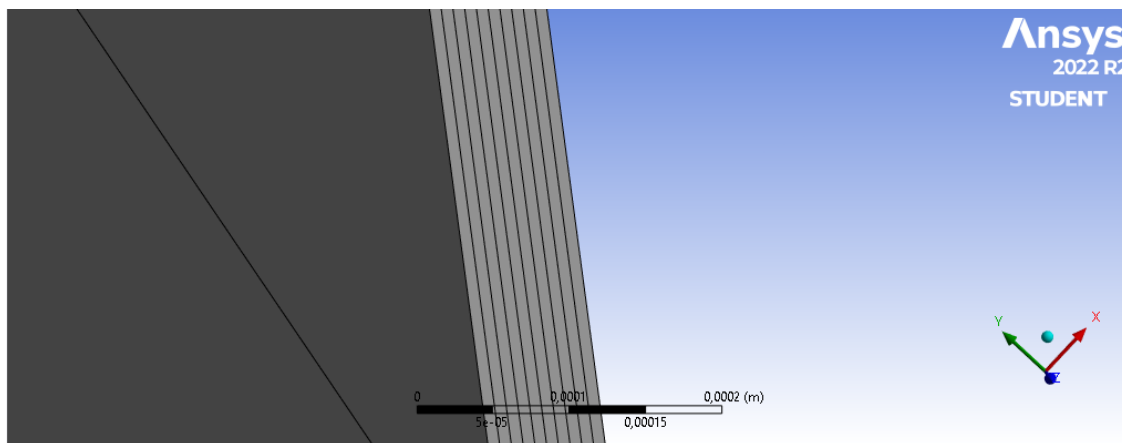
Το πλέγμα των πεπερασμένων στοιχείων δημιουργήθηκε χρησιμοποιώντας ορθογώνια τετράπλευρα στοιχεία, καθώς παρέχουν υψηλή επεξεργαστική ισχύ και μεγάλης ακρίβειας αποτελέσματα. Για την δημιουργία του πλέγματος επιλέχθηκαν να πραγματοποιηθούν 20 διαιρέσεις κατά μήκος, 10 διαιρέσεις κατά το πάχος και 360 διαιρέσεις (δηλαδή ανά 1°) στην περιφερειακή διεύθυνση του εδράνου. Το τελικό πλέγμα αποτελείται από 69200 στοιχεία και 79926 κόμβους. Η ποιότητα του πλέγματος χαρακτηρίζεται από τις τιμές orthogonal quality ίση με 0,99404 και skewness ίση με $6,9548e-002$. Παρακάτω φαίνεται το πλέγμα όπως δημιουργήθηκε, καθώς και οι διαιρέσεις που πραγματοποιήθηκαν:



Εικόνα 10. Πλέγμα πεπερασμένων στοιχείων που δημιουργήθηκε στο Ansys.



Εικόνα 11. Λεπτομέρεια πλέγματος στην οποία φαίνονται οι διαιρέσεις κατά το μήκος του λιπαντικού.



Εικόνα 12. Λεπτομέρεια πλέγματος στην οποία φαίνονται οι διαιρέσεις κατά το πάχος του λιπαντικού.

4.3 ΣΥΝΟΡΙΑΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ & ΚΡΙΤΗΡΙΑ ΣΥΓΚΛΙΣΗΣ

Για την επίλυση του προβλήματος είναι αναγκαίο να ορισθούν ορισμένες συνοριακές συνθήκες και ιδιότητες για το μοντέλο μας. Αρχικά, μέσω του Fluent πραγματοποιήθηκε η επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes για το φιλμ του λιπαντικού στην μεταβατική κατάσταση, λαμβάνοντας υπ όψιν την επιτάχυνση της βαρύτητας $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ στην διεύθυνση y. Τα χαρακτηριστικά του λιπαντικού όπως αναφέρονται στην συνέχεια έχουν οριστεί στην ανάλυση. Η ροή του λιπαντικού θεωρείται ότι ξεκινάει από την αριστερή πλευρά κατά μήκος του εδράνου (inlet) με ατμοσφαιρική πίεση, ενώ εξέρχεται από την δεξιά (outlet). Επίσης, ο άξονας μοντελοποιήθηκε σαν κινητό τοίχωμα (moving wall), με γωνιακή ταχύτητα $V_j = 3000 \text{ rpm}$ και κέντρο περιστροφής την τιμή της εκκεντρότητας, ενώ το κέλυφος του εδράνου σαν σταθερό τοίχωμα (stationary wall). Στην ανάλυση μας θεωρήσαμε πως το έδρανο είναι ισόθερμο και δεν πραγματοποιείται κάποια μεταβολή της θερμοκρασίας. Να σημειωθεί ότι, στην πρώτη ανάλυση που πραγματοποιήθηκε δεν έχει ληφθεί ακόμα υπ όψιν η επίδραση της σπηλαίωσης, όπως θα πραγματοποιηθεί σε επόμενες αναλύσεις στην παρούσα εργασία. Τέλος, το κριτήριο σύγκλισης για την πίεση που αναπτύσσεται στο έδρανο, όπως προκύπτει από την λύση των εξισώσεων Navier-Stokes μέσω του Ansys είναι 10^{-6} , ενώ ικανοποιητικά καλά αποτελέσματα μπορούμε να πάρουμε άμα το κριτήριο θεωρηθεί ότι είναι 10^{-3} .

4.4 ΔΕΔΟΜΕΝΑ & ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΠΙΕΣΕΩΝ ΑΡΧΙΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ

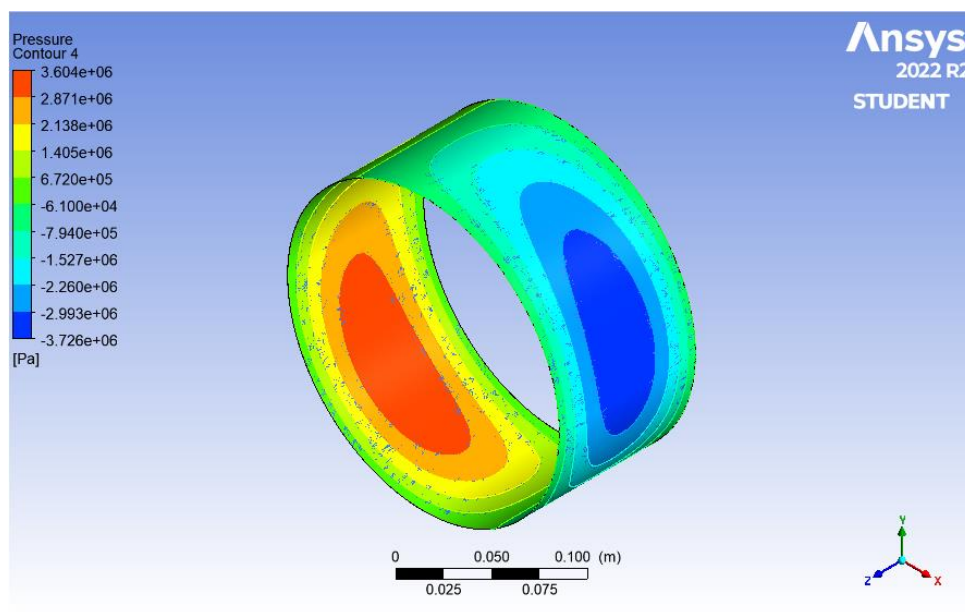
Στα πλαίσια της υδροδυναμικής ανάλυσης που πραγματοποιήθηκε στην συγκεκριμένη Σπουδαστική εργασία τα αποτελέσματα που προέκυψαν αφορούν την κατανομή των πιέσεων του εδράνου.

Πιο συγκεκριμένα, Το μοντέλο που σχεδιάστηκε στο Ansys, για την πρώτη ανάλυση έχει λόγο $L/D = 0,5$, λιπαντικό έλαιο SAE 30 στους $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, ενώ δεν λήφθηκε υπ όψιν η επίδραση του φαινομένου της σπηλαιώσης στην κατανομή των πιέσεων. Τα δεδομένα φαίνονται αναλυτικά στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 4. Παράμετροι του μοντέλου της αρχικής ανάλυσης στο Ansys.

Παράμετροι	Σύμβολα	Μονάδες	Τιμή
Μήκος εδράνου	L	m	0,1
Ακτίνα εδράνου	R_b	m	0,1
Ακτίνα άξονα	R_j	m	0,09993
Ακτινική χάρη	c_r	mm	0,07
Αδιάστατη εκκεντρότητα	ε	-	0,1
Γωνία συμπεριφοράς	φ	$^{\circ}$	31
Γωνιακή ταχύτητα	V_j	Rpm	3000
Πυκνότητα λιπαντικού	ρ	g/m^3	0,8693
Δυναμικό ιξώδες	μ	Pas	0,07455

Παρακάτω φαίνεται η κατανομή των πιέσεων της αρχικής ανάλυσης που πραγματοποιήσαμε, όπως φαίνεται στο πρόγραμμα CFD-post του λογισμικού Ansys.



Εικόνα 13. Κατανομή της πίεσης πρώτης ανάλυσης.

5 ΠΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Για να ελεγχθεί η ορθότητα των υπολογισμών που πραγματοποιήθηκαν στα πλαίσια της συγκεκριμένης Σπουδαστικής εργασίας, τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την ανάλυση συγκρίνονται με τα αριθμητικά αποτελέσματα μίας δημοσιευμένης εργασίας. Επομένως, στο μοντέλο εισάγονται τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν στην συγκεκριμένη εργασία, προκειμένου τα αποτελέσματα να ελεγχθούν με τα δημοσιευμένα.

Η εργασία που επιλέχθηκε για την πιστοποίηση του μοντέλου μας είναι η *Thermohydrodynamic Analysis of a Journal Bearing Using CFD as a Tool*, από τους *Mukesh Sahu, Ashish Kumar Giri, Ashish Das*. Η συγκεκριμένη δημοσίευση πραγματοποιεί μία θέρμο-υδροδυναμική ανάλυση σε ένα έδρανο ολίσθησης με χρήση της μεθόδου CFD. Στην εργασία πραγματοποιούνται δύο αναλύσεις, όπου η μία συνυπολογίζει την επίδραση της θερμοκρασίας στο μοντέλο ενώ η άλλη όχι. Ο έλεγχος που θα πραγματοποιήσουμε θα γίνει με το ισόθερμο μοντέλο.

Πιο συγκεκριμένα τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν αφορούν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τις συνοριακές συνθήκες, τις φορτίσεις, τα χαρακτηριστικά του λιπαντικού και το μοντέλο της σπηλαίωσης που χρησιμοποιεί η συγκεκριμένη εργασία. Τα δεδομένα αυτά φαίνονται αναλυτικά στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 5. Παράμετροι για το έδρανο που δημιουργήθηκε για την πιστοποίηση του μοντέλου στο Ansys.

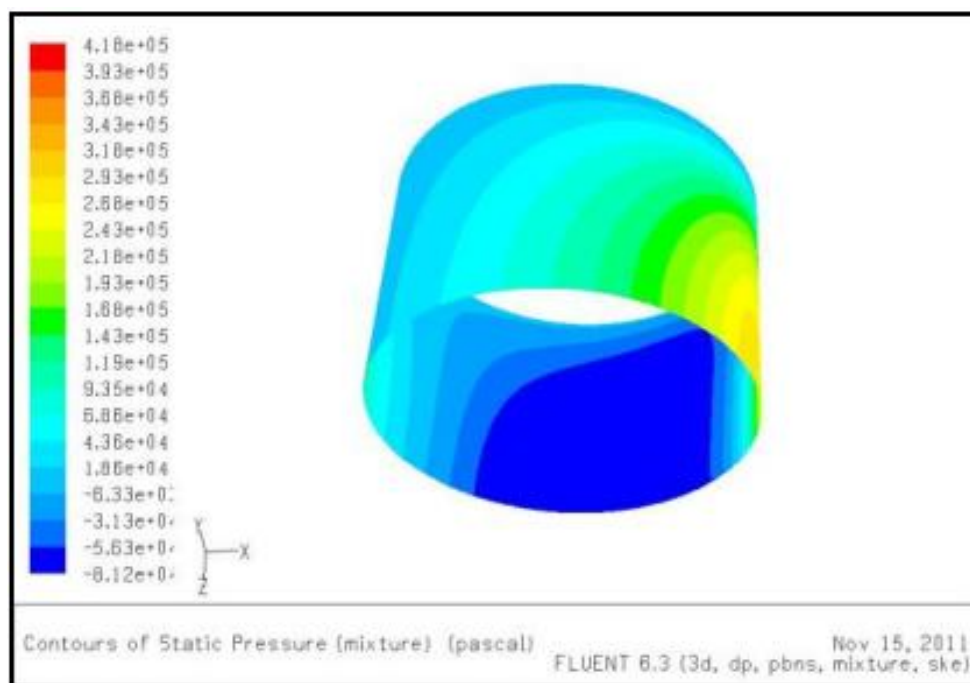
Παράμετροι	Σύμβολα	Μονάδες	Τιμή
Μήκος εδράνου	L	m	0,133
Ακτίνα εδράνου	R_b	m	0,050145
Ακτίνα άξονα	R_j	m	0,05
Ακτινική χάρη	c_r	mm	0,145
Αδιάστατη εκκεντρότητα	ε	-	0,61
Γωνία συμπεριφοράς	φ	°	68,4
Γωνιακή ταχύτητα	V_j	Rad/s	48,1
Πυκνότητα λιπαντικού	ρ	Kg/m ³	840
Δυναμικό ιξώδες	μ	Pas	0,0127

Στον επόμενο πίνακα φαίνονται τα δεδομένα που αφορούν το μοντέλο της σπηλαίωσης που χρησιμοποιεί η εργασία.

Πίνακας 6. Παράμετροι για το μοντέλο σπηλαίωσης που δημιουργήθηκε για την πιστοποίηση του μοντέλου στο Ansys.

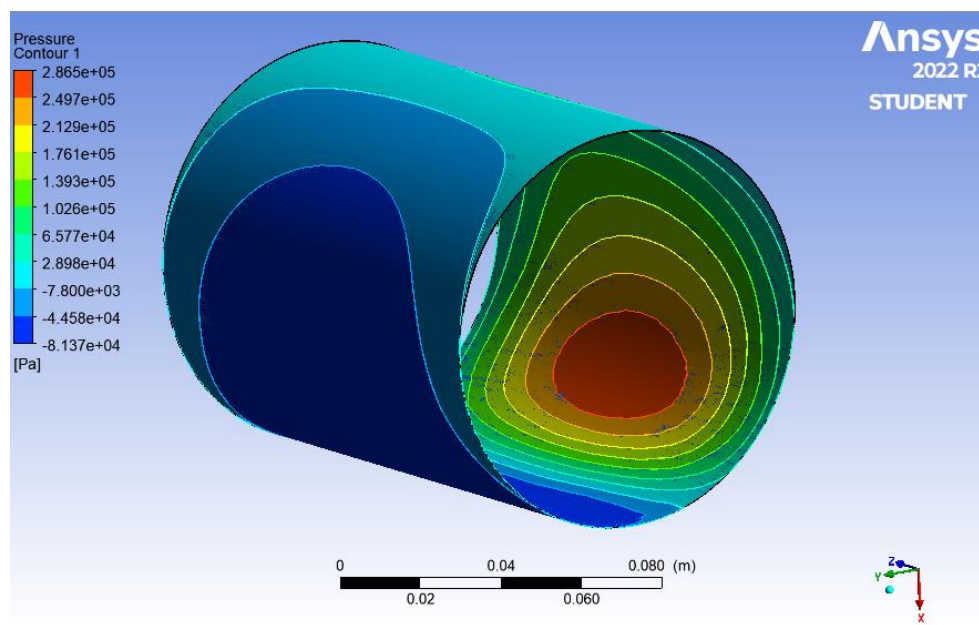
Παράμετροι	Σύμβολα	Μονάδες	Τιμή
Πίεση κορεσμένου ατμού λιπαντικού	P_v	kpa	20
Πίεση περιβάλλοντος	P_a	kpa	101,325
Πυκνότητα ατμού λιπαντικού	ρ_v	Kg/m ³	1,2
Εκτιμώμενη διάμετρος φουσαλίδων	D_b	m	$2 \cdot 10^{-5}$
Ιξώδες λιπαντικού ατμού	μ_v	Pas	10^{-5}

Στην συνέχεια θα παραθέσουμε και θα συγκρίνουμε τα αποτελέσματα για την κατανομή της πίεσης που προέκυψαν από την ανάλυση της δημοσιευμένης εργασίας, καθώς και αυτά που πήραμε από την ανάλυση που πραγματοποιήσαμε μέσω του Ansys και θα τα συγκρίνουμε.



Εικόνα 14. Κατανομή πιέσεων δημοσιευμένης εργασίας Ref[26].

Στην παραπάνω εικόνα φαίνεται η κατανομή της πίεσης της δημοσιευμένης εργασίας, ενώ στην συνέχεια θα παραθέσουμε την κατανομή της πίεσης που προέκυψε μέσω της ανάλυσης μας όπως φαίνεται στο CFD-post του Ansys.



Εικόνα 15. Κατανομή πίεσης της ανάλυσης μας.

Από την σύγκριση των δύο κατανομών βλέπουμε ότι, τα αποτελέσματα των δύο κατανομών σχεδόν ταυτίζονται, καθώς:

- Οι δύο κατανομές των πιέσεων είναι της ίδιας τάξης μεγέθους
- Παρατηρούμε επίσης ότι έχουν πανομοιότυπο σχήμα
- Οι ελάχιστες τιμές της πίεσης κάθε των δύο κατανομών είναι σχεδόν ίδιες
- Οι μέγιστες τιμές της πίεσης έχουν μικρή απόκλιση

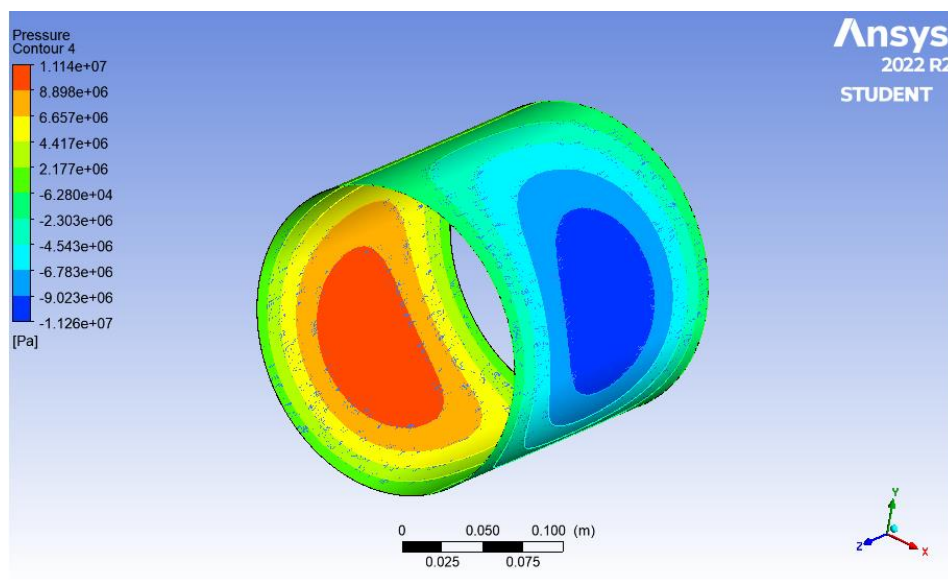
Τα παραπάνω μας οδηγούν στο συμπέρασμα ότι τα αποτελέσματα της ανάλυσης μας είναι ικανοποιητικά.

6 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

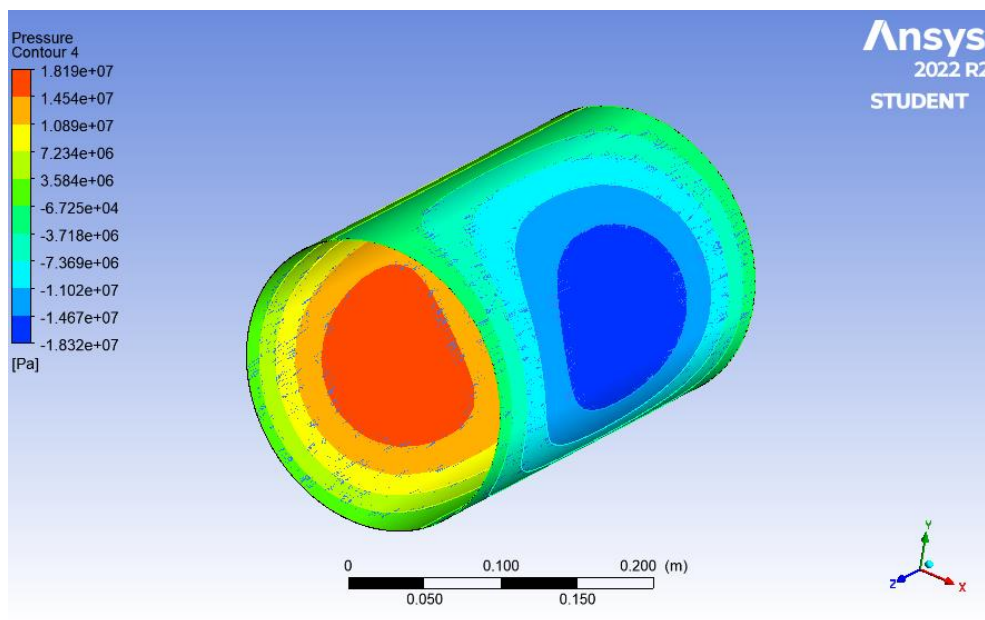
Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης που πραγματοποιήθηκε μέσω του προγράμματος Ansys. Πέραν των αποτελεσμάτων της αρχικής ανάλυσης που πραγματοποιήθηκε για λόγο ολισθηρότητας L/D ίσο με 0.5 που φαίνονται σε προηγούμενο κεφάλαιο, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα αφορούν την κατανομή της πίεσης του εδράνου για διαφορετικά μήκη του λόγου L/D , από 1 έως 3. Επιπλέον, για κάθε τιμή του λόγου (συμπεριλαμβανομένης και της τιμής 0.5) θα παρουσιαστούν και τα αποτελέσματα για την κατανομή της πίεσης όταν στην ανάλυση συνυπολογίζεται και η επίδραση του φαινομένου της σπηλαίωσης.

Τα αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν αφορούν ισόθερμο έδρανο, με λιπαντικό SAE 30 για τις αναλύσεις χωρίς σπηλαίωση, ενώ η περιστροφική ταχύτητα υπολογίζεται στα 3000 rpm.

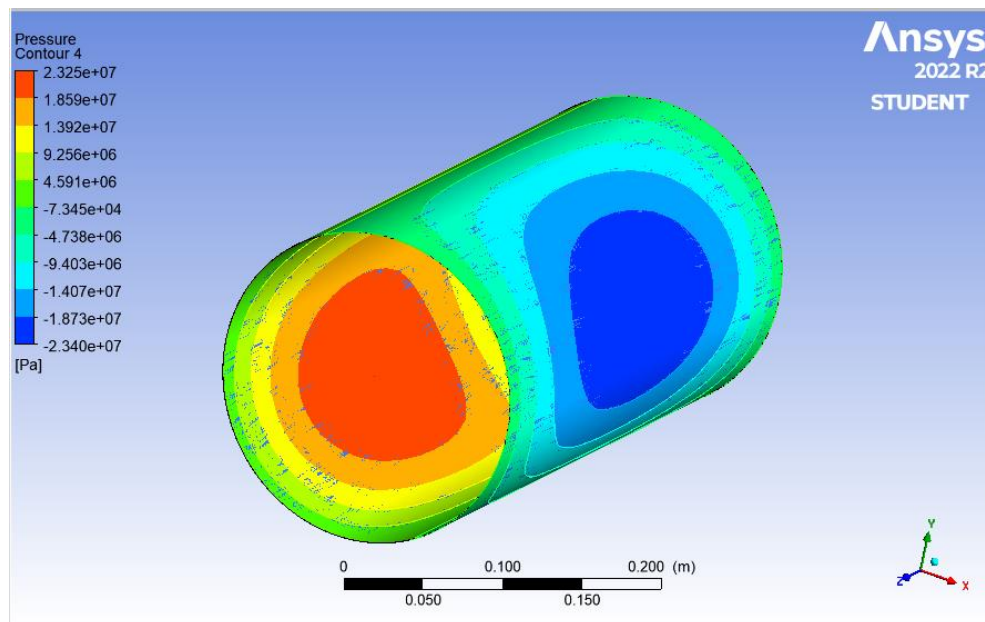
Αρχικά, θα παρατεθούν τα αποτελέσματα που δεν συμπεριλαμβάνουν την επίδραση του φαινομένου της σπηλαίωσης.



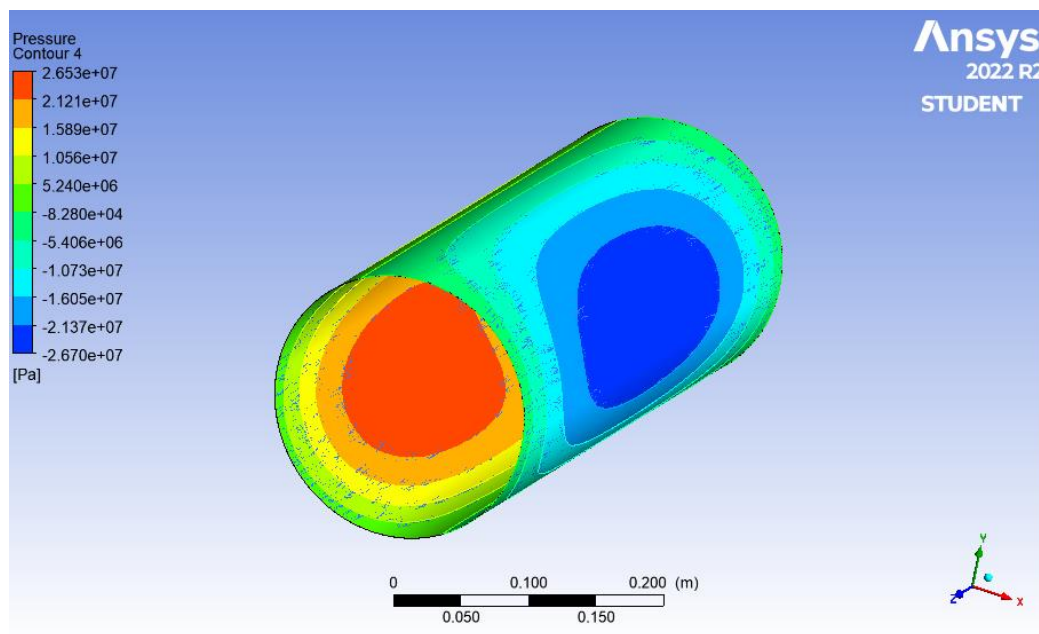
Εικόνα 16. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1$ χωρίς σπηλαίωση.



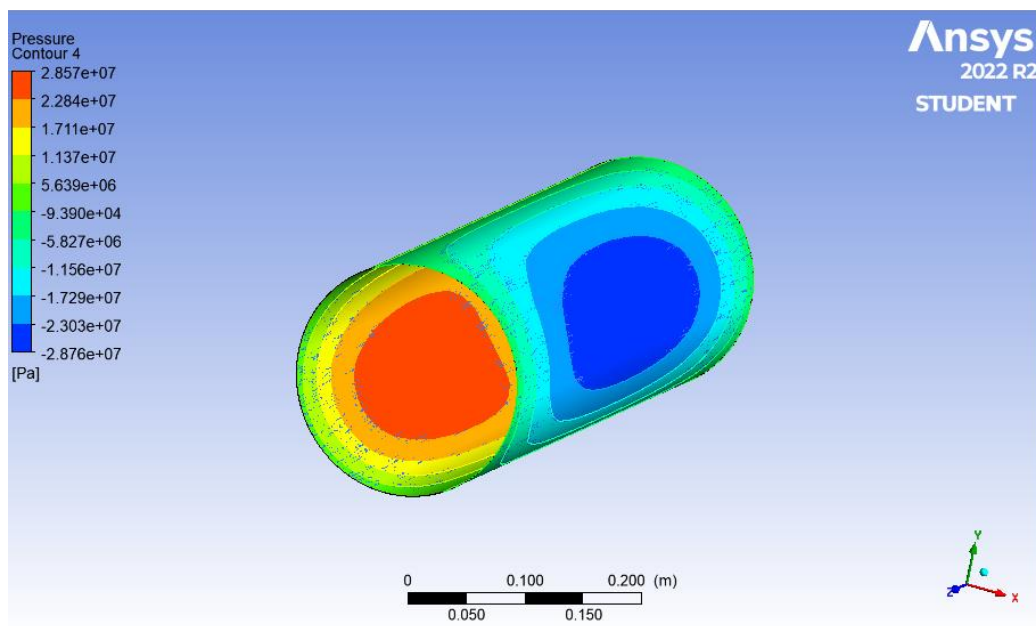
Εικόνα 17. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1.5$ χωρίς σπηλαιώση.



Εικόνα 18. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2$ χωρίς σπηλαιώση.



Εικόνα 19. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2.5$ χωρίς σπηλαίωση.



Εικόνα 20. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 3$ χωρίς σπηλαίωση.

Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για τις αναλύσεις που συνυπολογίζουν τις επιδράσεις του φαινομένου της σπηλαίωσης. Λόγω έλλειψης δεδομένων για το λιπαντικό SAE 30 στις αναλύσεις με σπηλαίωση θα χρησιμοποιηθεί το λιπαντικό SAE 10W30 το οποίο έχει πανομοιότυπες ιδιότητες με το SAE 30. Οι ιδιότητές του για 40 °C είναι:

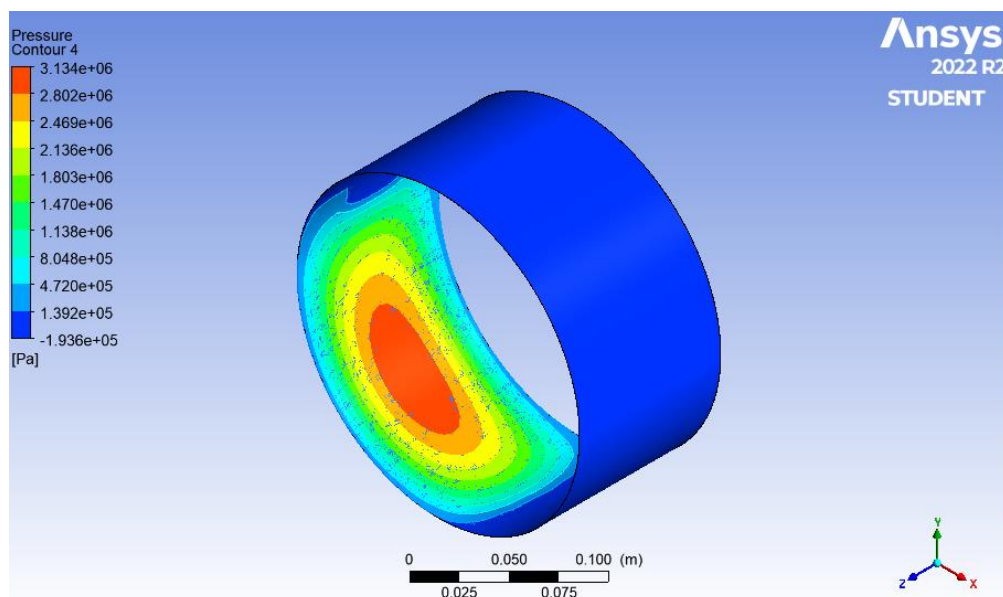
Στην υγρή φάση του λιπαντικού, οι ιδιότητες είναι:

- Πυκνότητα: $\rho_{f@40^{\circ}\text{C}} = 847 \text{ kg/m}^3$
- Δυναμικό ιξώδες $\mu_{f@40^{\circ}\text{C}} = 0.0666828 \text{ kg/m}^*\text{s}$

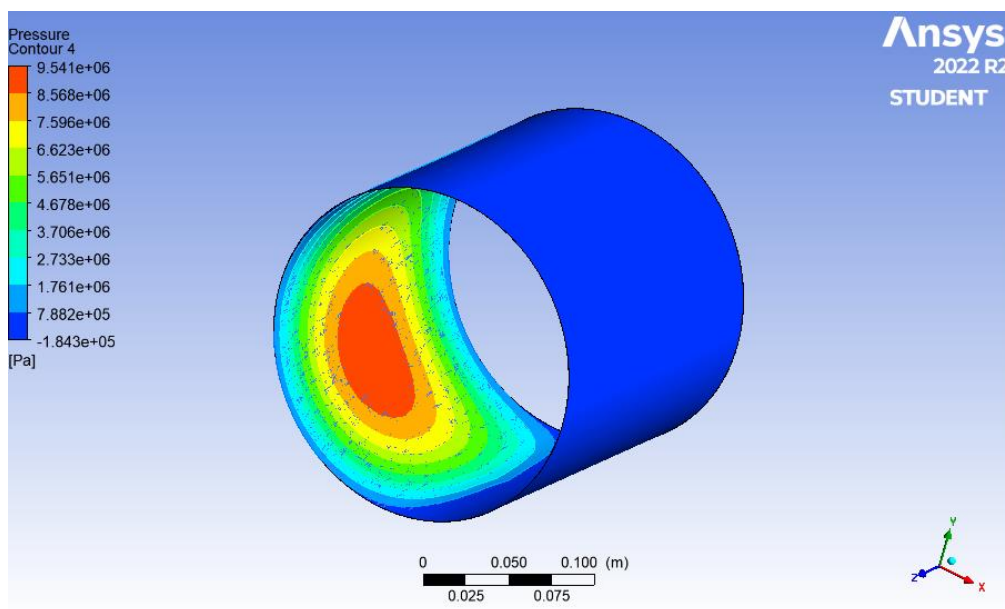
Στην αέρια φάση του λιπαντικού, οι ιδιότητες είναι:

- Πυκνότητα: $\rho_{g@40^{\circ}\text{C}} = 0.0335 \text{ kg/m}^3$
- Δυναμικό ιξώδες $\mu_{g@40^{\circ}\text{C}} = 4.05e - 06 \text{ kg/m}^*\text{s}$

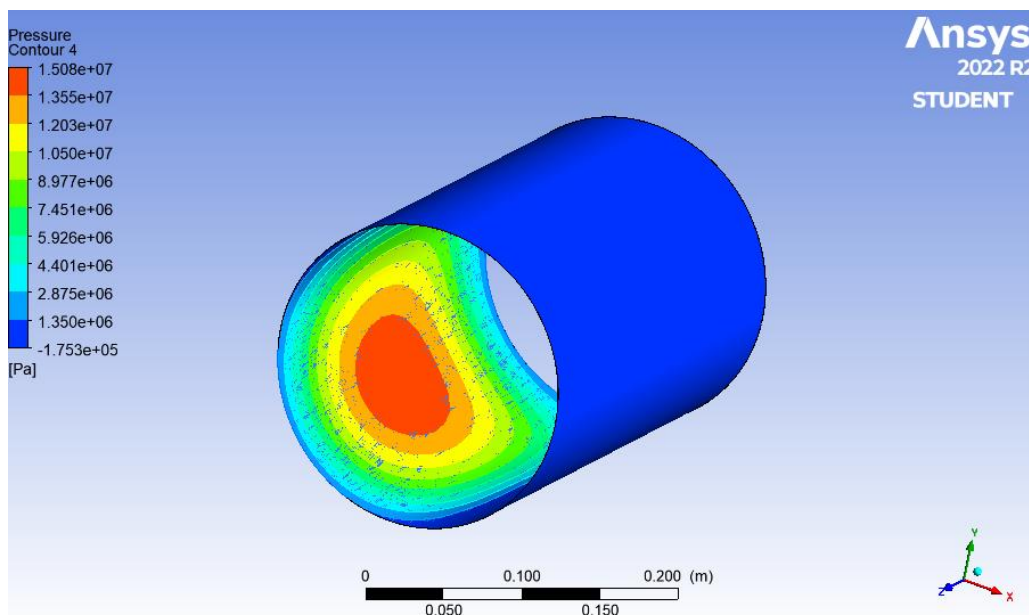
Επομένως, στην συνέχεια θα παρατεθούν τα αποτελέσματα που συμπεριλαμβάνουν την επίδραση του φαινομένου της σπηλαίωσης.



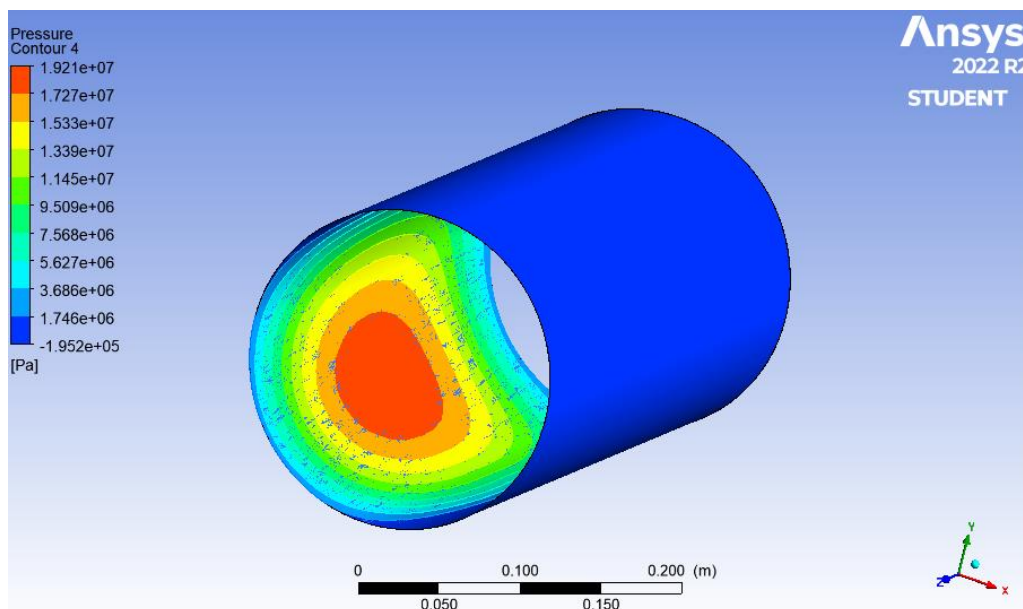
Εικόνα 21. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 0.5$ με σπηλαίωση.



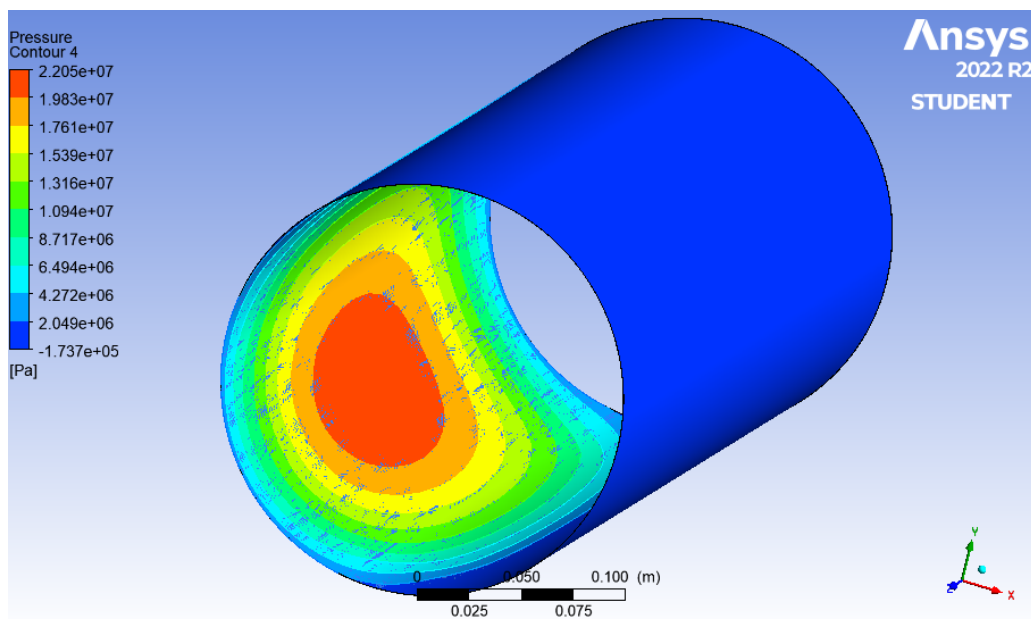
Εικόνα 22. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1$ με σπηλαίωση.



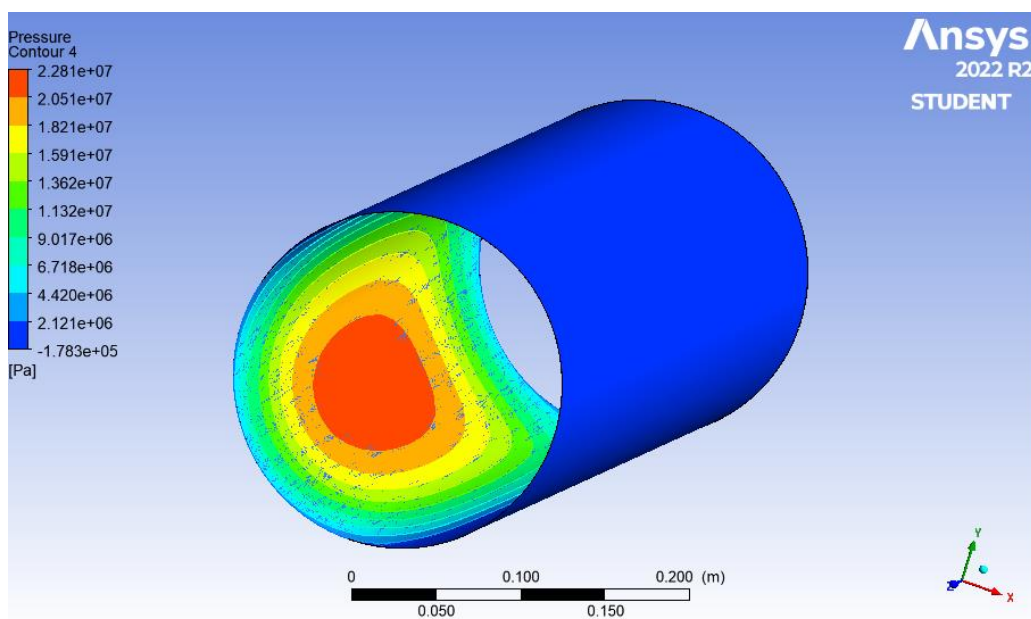
Εικόνα 23. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 1.5$ με σπηλαίωση.



Εικόνα 24. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2$ με σπηλαίωση.



Εικόνα 25. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 2.5$ με σπηλαίωση.



Εικόνα 26. Κατανομή της πίεσης του εδράνου για λόγο $L/D = 3$ με σπηλαίωση.

7 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα μπορούν να εξαχθούν σημαντικά συμπεράσματα σχετικά με την κατανομή των πιέσεων για έδρανα ολίσθησης με διαφορετικούς λόγους ολισθηρότητας, καθώς και για την επίδραση που έχει το φαινόμενο της σπηλαίωσης στις κατανομές αυτές. Επομένως, σε αυτή την ενότητα θα παρουσιαστούν τα πιο βασικά συμπεράσματα που προκύπτουν από τις αναλύσεις.

Από τις αναλύσεις που πραγματοποιήσαμε παρατηρούμε ότι, η μεταβολή του λόγου ολισθηρότητας συνεπάγεται και σημαντική μεταβολή της κατανομής των πιέσεων του εδράνου. Πιο συγκεκριμένα, με την αύξηση του λόγου L/D βλέπουμε ότι αυξάνονται οι μέγιστες θετικές, καθώς και οι μέγιστες αρνητικές κατά απόλυτη τιμή πιέσεις του εδράνου. Επίσης, για κάθε κατανομή οι μεγαλύτερες τιμές των θετικών και κατά απόλυτη τιμή αρνητικών πιέσεων κάθε εδράνου εντοπίζονται στα κέντρα των εσωτερικών και εξωτερικών τοιχωμάτων κάθε εδράνου, ενώ αντίστοιχα οι μικρότερες τιμές βρίσκονται στην περιφέρεια των τοιχωμάτων.

Όσον αφορά τις αναλύσεις με σπηλαίωση, παρατηρούμε ότι, με την επίδραση της σπηλαίωσης για κάθε γεωμετρία μειώνονται οι μέγιστες θετικές και κατά απόλυτη τιμή μέγιστες αρνητικές πιέσεις κάθε εδράνου, σε σχέση με τις αρχικές αναλύσεις. Επίσης, όμοια με τις πρώτες αναλύσεις η αύξηση του λόγου L/D οδηγεί σε αύξηση του λόγου των μέγιστων θετικών τιμών των πιέσεων, ενώ σημειώνεται ότι οι μέγιστες αρνητικές τιμές των κατανομών για κάθε τιμή του λόγου L/D , έχουν μικρές αποκλίσεις μεταξύ τους και παραμένουν περίπου σταθερές. Τέλος, για τις αναλύσεις με σπηλαίωση σημειώθηκε σημαντική αύξηση της κατανομής των ελάχιστων τιμών της πίεσης του εδράνου, με επίδραση της ελάχιστης τιμής στο μεγαλύτερο μέρος της κατανομής. Πιο συγκεκριμένα βλέπουμε ότι στις αναλύσεις με σπηλαίωση οι τιμές της πίεσης έχουν μία κατανομή

πίεσεων για γωνία θ στο διάστημα $[0, 180^\circ]$, ενώ για $[180^\circ, 360^\circ]$ η τιμή της πίεσης παραμένει σταθερή και ίση με την μέγιστη αρνητική κατά απόλυτη τιμή.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Π. Ψυλλάκη , Π. Νικολακόπουλος, (2020). Μηχανική Επιφανειών και Εφαρμογές: Τριβολογία, Στοιχεία Μηχανών και Επιφανειακές Κατεργασίες. Εκδόσεις Τζιόλα, Ελλάδα, Θεσσαλονίκη
2. Stachowiak G.W, Batchelor A.W, (2013), Engineering Tribology, Butterworth-Heinemann
3. Singer I.L., Pollock H.M., (1991), Fundamentals of friction: Macroscopic and Microscopic Processes, Kluwer Academic publishers, Germany
4. Hirani H., Rao N., Athre K., Biswas S.,(1997), Rapid performance evaluation of journal bearings, Tribology International Vol.30, No. 11, pp 825-834
5. Guo Z., Hirano G., Kirk, (2005), Application of CFD analysis for rotating machinery – Part I: hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 127, pp 445-451.
6. Faria M., (2014), On the Hydrodynamic Long Journal Bearing Theory, Proceedings of the World Congress on Engineering 2014 Vol II, WCE 2014, London, U.K.
7. Zhou W., Wei X., Wang L., Wu G., (2017), A superlinear iteration method for calculation of finite length journal bearing's static equilibrium position, Royal Society Open Science 4
8. Muskat M., Morgan F., (1943), Studies in Lubrication. XI. Temperature Behavior of Journal Bearing Systems, Journal of Applied Physics 14, pp 234-244
9. Tiwari P., Kumar V., (2014), Analysis of Hydrodynamic Journal Bearing Using CFD and FSI Technique, International Journal of Engineering Research & Technology, pp 1210-1215

10. W. F. Hughes, F. Osterle, —Temperature Effects in Journal Bearing Lubrication, Tribology Transactions, 1: 1, 210 — 212, First published on: 01 January 1958 (iFirst)
11. K.P. Gertzog, P.G. Nikolakopoulos, C.A. Papadopoulos, —CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant, Tribology International 41 (2008) 1190– 1204
12. Basri S, Gethin D T. A Comparative Study of the Thermal Behaviour of Profile Bore Bearings. Tribology International 1990; 23:265-276
13. Liu H, Xu H, Ellison P J. Application of Computational Fluid Dynamics and Fluid–Structure Interaction Method to the Lubrication Study of a Rotor– Bearing System, Tribology Letters 2010; 38:325–336
14. Sahu M, Giri A K, Das A. Thermohydrodynamic Analysis of a Journal Bearing Using CFD as a Tool. Int J of Scientific and Research Publications 2012; 2(9):1-7
15. Panday K M, Choudhary P L, Kumar N P. Numerical Unsteady Analysis of Thin Film Lubricated Journal Bearing, International Journal of Engineering and Technology 2012; 4(2):185-191
16. Mukesh Sahu, Ashish Kumar Giri, Ashish Das, DzThermohydrodynamic Analysis Of A Journal Bearing Using CFD As A Tool,dz International Journal Of Scientific And Research Publications, Volume 2, Issue 9, September 2012 1 ISSN 2250-3153
17. Amit Singla, Abhay Kumar,Saroj Bala,Paramjit Singh, Arnit Chauhan, DzThermo-Hydrodynamic Analysis On Temperature Profile Of Circular Journal Bearing Using Computational Fluid Dynamics,dz Proceedings Of 2 01 4 RA ECS UIET Panjab University Chandigarh, 06 - 08, March, 2 014
18. Arjun Panthi, Prof. Jai Balwanshi, Prof. Ajay Chandravanshi, Prof. Gourav Gupta, Dz Design And Analysis Of Hydrodynamic Journal Bearing Using Raimondi And Boyd Chartdz , International Journal Of Core Engineering & Management (IJCEM) Volume 2, ISSN: 2348 9510 Issue 3, June 2015

19. Dinesh Dhande, Dr D W Pande, Vikas Chatarkar, DzAnalysis Of (ydrodynamic Journal Bearing Using Fluid Structure)nteraction Approach,dz International Journal Of Engineering Trends And Technology (IJETT) - Volume4 Issue8- August 2013
20. B. S. Shenoy, R. S. Pai, D. S. Rao, R. Pai, DzElastoHydrodynamic Lubrication Analysis Of Full 360_ Journal Bearing Using CFD And FS) Techniques,dz ISSN 1 746-7233, England, UK World Journal Of Modelling And Simulation Vol. 5 (2009) No. 4, Pp. 315-320
21. Jamaluddin Md Sheriff, Kahar Osman, Asral, DzEffect Of Circumferential Groove Sinusoidal Waviness On The Load Carrying Capacity Of Journal Bearing With BioBased Lubricantdz , 'TTT')nternational Conference On Science And Social Research (CSSR 2010), December 5 - 7, 2010, Kuala Lumpur, Malaysia
22. Huixia Jin, Weiming Zuo, DzSimulation And Heat Transfer Calculation On A Journal Bearing With A Center Circumferential Groove)n Load Zonedz, International Journal Of Advancements In Computing Technology(IJACT) Volume5, Number1,January 2013
23. Amit Solanki, Prakash Patel, Bhagirath Parmar, DzDesign Formulation And Optimum Load Carrying Capacity Of Hydrodynamic Journal Bearing By Using Genetic Algorithmdz, International Journal For Res Earch In Ap Pl I Ed Sc I Enc E And Engineering Technolo Gy (I Jras Et) Vol. 2 Issue II, February 2014 ISSN: 2321-9653
24. Jean-Pierre FRANC., (2007), The Rayleigh-Plesset equation: a simple and powerful tool to understand various aspects of cavitation, pp.1-11
25. Wikipedia., Σπηλαίωση, (2022, January 27), retrieved from <https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%A3%CF%80%CE%B7%CE%BB%CE%B1%CE%AF%CF%89%CF%83%CE%B7>
26. Mukesh Sahu, Ashish Kumar Giri, Ashish Das., (2012), Thermohydrodynamic Analysis of a Journal Bearing Using CFD as a Tool

27. Anton Paar., Viscosity Of Engine Oil, retrieved from <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>

28. ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide., Cavitation Models, retrieved from <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node343.htm>

29. Tribonet., Journal Bearing, retrieved from <https://www.tribonet.org/wiki/journal-bearing/>

