



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών & Αυτομάτου Ελέγχου
Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών

Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών
«Συστήματα Αυτοματισμού»

Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης για τον έλεγχο
πρωτότυπου δίσκου συμπλέκτη

Μεταπτυχιακή Εργασία

του

Γιουνούς Μεμέτ Εμίν

Επιβλέπων: Βασίλειος Σπιτάς, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, 2021

Ευχαριστίες

Ευχαριστώ ιδιαίτερα τον επιβλέποντα αυτής της εργασίας, Αναπληρωτή Καθηγητή Ε.Μ.Π κ. Βασίλειο Σπιτά για την βοήθεια του και τις γνώσεις που μου μετέδωσε καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου όπως και τους υποψήφιους διδάκτορες ΕΜΠ κ. Νίκο Ρόγια , Κωνσταντίνο Τσιουμάνη αλλά και την Morfi Καλούπια ΕΠΕ για την πολύτιμη βοήθεια τους.

Περίληψη

Σε αυτή τη διπλωματική διατριβή έχει σχεδιαστεί, κατασκευαστεί και τεθεί σε λειτουργία μικρή, οικονομική και πολυλειτουργική πειραματική διάταξη εργαστηριακών δοκιμών, για την αξιολόγηση διαφορετικών σχεδιασμών δίσκων τριβής. Συγκεκριμένα θα αξιολογηθεί πρωτότυπος δίσκος διπλής κωνικότητας σχήματος V, υλικά τριβής, συμπεριφορά ρευστού ανάλογα με την γεωμετρία των δίσκων τριβής για εφαρμογές υγρού ή ξηρού συμπλέκτη. Η πειραματική διάταξη δοκιμών θα πρέπει να είναι ικανή να δοκιμάζει πολύδισκους συμπλέκτες υγρού τύπου, συμπλέκτες ξηρής τριβής και πρωτότυπους συμπλέκτες μορφής με διαφορετικές γεωμετρίες και διαμέτρους. Ο σχεδιασμός της πειραματικής διάταξης προορίζεται να καλύψει δοκιμές πολλών τύπων συμπλεκτών λαμβάνοντας υπόψη την εφαρμογή τους. Αρχικά, παρουσιάζονται οι κατηγορίες δειγμάτων που μπορούν να δοκιμαστούν. Αυτά περιλαμβάνουν υλικά τριβής, επιστρώσεις, διαφορετικούς σχεδιασμούς δίσκων τριβής και επιφανειακά μοτίβα. Επίσης, αναλύονται τα φαινόμενα που θα εξετασθούν στην πειραματική διάταξη πολύδισκους πρωτότυπου V-Shape. Ο σχεδιασμός κωνικού δίσκου τριβής με αυλάκι σε σχήμα V είναι ο επανασχεδιασμός των συμβατικών δίσκων τριβής που χρησιμοποιείται μέχρι σήμερα. Οι διαμορφώσεις του επιτρέπουν σημαντική βελτίωση των επιδόσεων ικανότητας ροπής, σε σύγκριση με το συμβατικό επίπεδο δίσκο. Προκειμένου να μελετηθούν οι επιδόσεις τριβής της διαμόρφωσης κωνικής αυλάκωσης, καθιερώθηκε το μοντέλο υπολογισμού του συντελεστή τριβής του δίσκου και χρησιμοποιήθηκε πειραματική έρευνα για τη μέτρηση του συντελεστή τριβής υπό συνθήκες ολίσθησης, συμπεριφοράς ρευστού και ικανότητας ροπής. Η επίδραση των παραμέτρων διαμόρφωσης όπως ύψη κώνου και γωνίες αξιολογήθηκαν σε μια τυπική δοκιμή σταθερής ταχύτητας. Σε αυτή την εργασία, περιγράφονται ο σχεδιασμός, η κατασκευή και η λειτουργία της διάταξης όπως επίσης ο σχεδιασμός και η κατασκευή δίσκου τριβής διπλής κωνικότητας V-shape, οι προσομοιώσεις πεπερασμένων στοιχείων FEA για αντοχή της διάταξης, φαινομένων συντονισμού, ρευστοδυναμικής ανάλυσης και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα, για δύο σετ τυπικών δοκιμών. Η διαδικασία σχεδιασμού περιγράφεται διεξοδικά, συμπεριλαμβανομένων των απορριπτόμενων σχεδίων και των εναλλακτικών λύσεων που πραγματοποιήθηκαν με σχεδιαστικό πρόγραμμα Solidworks. Τα ρευστοδυναμικά χαρακτηριστικά των πρωτότυπων δίσκων και η αντοχή της πειραματικής διάταξης που κατασκευάστηκε ελέγχεται χρησιμοποιώντας ένα συνδυασμό αναλυτικών εξισώσεων και υπολογιστικών μεθόδων πεπερασμένων στοιχείων, χρησιμοποιώντας το λογισμικό ANSYS. Ο έλεγχος λειτουργίας για την εμπλοκή και απεμπλοκή των δίσκων πραγματοποιείται μέσω προγραμματισμού μικροελεγκτή Arduino ελέγχοντας τον πνευματικό κύλινδρο που είναι ο επενεργητής του συστήματος σύμπλεξης. Το σύστημα είναι ικανό να καταγράφει δεδομένα όπως ταχύτητα περιστροφής, ικανότητα ροπής, ασκούμενη δύναμη στην πλάκα πίεσης και θερμοκρασία ρευστού. Επίσης είναι δυνατή η παρακολούθηση των μετρήσεων σε πραγματικό χρόνο. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι παράμετροι διαμόρφωσης δίσκου μπορούν να επηρεάσουν την ικανότητα ροπής και απόδοση τριβής σε μια περίοδο σταθερής ταχύτητας.

Abstract

In this thesis a small, economical and multifunctional experimental laboratory test device has been designed, manufactured and put into operation to evaluate different designs of friction discs. Specifically, a prototype V-shaped double conical disc, friction materials, fluid behavior depending on the geometry of the friction discs for wet or dry clutch applications will be evaluated. The experimental test set should be capable of testing multi-disc wet type clutches, dry friction clutches and prototype morphing clutches with different geometries and diameters. The design of the experimental device is intended to cover tests of many types of clutches taking into account their application. First, the categories of samples that can be tested are presented. These include friction materials, coatings, different friction disc designs and surface patterns. Also, the phenomena that will be examined in the experimental device of multi-disc V-Shape prototype are analyzed. The V-groove conical friction disc design is the redesign of the conventional friction discs used to date. Its configurations allow for a significant improvement in torque performance, compared to the conventional flat discs. In order to study the friction performance of the conical groove configuration, the model for calculating the friction coefficient of the disc was introduced and experimental research was used to measure the coefficient of friction under slip conditions, fluid behavior and torque capacity. The effect of configuration parameters such as cone heights and angles were evaluated in a standard constant velocity test. In this work, the design, construction and operation of the device are described as well as the design and construction of a dual conical friction V-Shape disks, the simulations of finite element FEA for the strength of the device, resonance phenomena, fluid dynamics analysis and the results are presented, for two sets of standard tests. The design process is described in detail, including discarded designs and alternatives implemented with Solidworks design program. The fluid dynamics characteristics of the original discs and the strength of the experimental device constructed are tested using a combination analytical equations and finite element computational methods CFD using ANSYS software. The function test for engagement and disengagement of the discs is performed via programmed Arduino microcontroller by controlling the pneumatic cylinder which is the actuator of the clutch system. The system is capable of recording data such as rotational speed, torque capacity, force exerted on the pressure plate and fluid temperature. It is also possible to monitor the measurements in real time. The results showed that the disk configuration parameters can affect the torque capacity and friction performance in a period of constant speed.

Πίνακας περιεχομένων

Περίληψη	3
Abstract	4
Εισαγωγή.....	7
1 Σύστημα μετάδοσης κίνησης	8
2 Βιβλιογραφική Επισκόπηση.....	10
2.1 Πολύδισκοι συμπλέκτες υγρής τριβής	10
2.2 Τριβολογία σε συστήματα υγρών συμπλεκτών	11
2.3 Θερμοκρασιακές μεταβολές υγρού συμπλέκτη	11
2.4 Διεγερμένη θερμοελαστική αστάθεια λόγω τριβής	12
2.5 Απώλειες ροπής λόγω ιξώδους λιπαντικού μέσου (Drag Torque).....	13
2.6 Πρόσθετα λιπαντικού μέσου	14
2.7 Υλικό τριβής	14
2.8 Συμπλέκτες αλλαγής σχέσης μετάδοσης στα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων	15
2.9 Το Διαφορικό	15
2.10 Κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη DCT	16
2.11 Πλάκες αντίδρασης	17
2.12 Περίληψη φαινομένου Shudder.....	17
3 Ερευνητική προσέγγιση.....	18
3.1 Μηχανικές	18
3.2 Τριβοχημικές.....	18
4 Πειραματική Διάταξη.....	20
4.1 Τυπική πειραματική διάταξη δοκιμών	20
4.2 SAE#2.....	20
4.3 LVFA Συσκευή τριβής χαμηλής ταχύτητας.....	21
4.4 Πειραματικές διατάξεις Πανεπιστημίου Luleå	21
5 Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης.....	22
5.1 Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης.....	22
5.2 Κεφαλή δοκιμής-Σύστημα συμπλέκτη.....	24
5.3 Σφόνδυλος και αδρανειακές μάζες	25
5.4 Πνευματικό Σύστημα	26

5.5	Έλεγχος Εμπλοκής - Απεμπλοκής.....	27
5.6	Σχεδιασμός και κατασκευή πρωτότυπου συμπλέκτη με κωνική γεωμετρία σχήματος V.	27
5.7	Σχεδιασμός και κατασκευή πρωτότυπων δίσκων V-Shape.....	28
5.8	Μοντέλο τριβής για κωνικό στοιχείο τριβής σε υγρό συμπλέκτη.....	33
5.9	Ρευστοδυναμική ανάλυση απωλειών	36
5.9	Επισκόπηση Μοντελοποίησης Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής	37
5.10	Μοντελοποίηση στροβιλισμού	38
6	Μετρητικά συστήματα.....	44
6.1	Μέτρηση ροπής	44
6.2	Μέτρηση ασκούμενης δύναμης με κυψέλη φορτίου (Load Cell).....	45
6.3	Μέτρηση στρωφών με περιστροφικό κωδικοποιητή.....	47
6.4	Μέτρηση θερμοκρασίας λιπαντικού μέσου	48
6.5	Μέτρηση χρόνου στάσης περιστροφής.....	48
6.6	Συλλογή δεδομένων	49
6.7	Περιγραφή πειραμάτων	49
6.8	Αποτέλεσμα της αύξησης της θερμοκρασίας του υγρού, της κινητικής ενέργειας και του χρόνου κύκλου δοκιμών.	50
6.9	Ενέργεια υγρής τριβής.....	50
6.10	Μέτρηση φθοράς	52
7	Συμπεράσματα και μελλοντική εργασία.....	52
7.1	Συμπεράσματα.....	52
7.2	Μελλοντική εργασία	53
8	Βιβλιογραφία	55

Εισαγωγή

Ο συμπλέκτης είναι εκείνο το μέλος μηχανής που χρησιμοποιείται για τη σύνδεση του κινητήριου άξονα σε έναν κινούμενο άξονα, έτσι ώστε ο κινούμενος άξονας να μπορεί να ξεκινήσει ή να σταματήσει κατά βούληση, χωρίς να σταματήσει ο κινητήριος άξονας. Ένας συμπλέκτης παρέχει έτσι μια διακοπτόμενη σύνδεση μεταξύ δύο περιστρεφόμενων αξόνων. Οι συμπλέκτες επιτρέπουν τη εμφάνιση ενός φορτίου υψηλής αδράνειας με μικρή ισχύ [1]. Μια ευρέως γνωστή εφαρμογή του συμπλέκτη είναι στα αυτοκίνητα όπου χρησιμοποιείται για τη σύνδεση του κινητήρα και του κιβωτίου ταχυτήτων. Εδώ ο συμπλέκτης επιτρέπει την εκκίνηση του κινητήρα απεμπλέκοντας το κιβώτιο ταχυτήτων. Ακόμη, επιτρέπει την απεμπλοκή του κιβωτίου ταχυτήτων και την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης για την επίτευξη της αλλαγής ροπής στους τροχούς. Υπάρχουν διάφοροι τύποι συμπλεκτών όπως συμπλέκτης μονής πλάκας, συμπλέκτης πολλαπλών δίσκων, φυγόκεντρος συμπλέκτης κ.λπ. Η επιλογή του συμπλέκτη για την εκάστοτε εφαρμογή εξαρτάται από διάφορες παραμέτρους όπως ο διαθέσιμος χώρος, το μέγεθος, η αδράνεια, η απαιτούμενη μεταφερόμενη ροπή, η απαγωγή θερμότητας κ.λπ. Είναι απαραίτητο να προβλεφθεί η διάρκεια ζωής του πρόσφατα αναπτυγμένου συμπλέκτη υπό διάφορες συνθήκες λειτουργίας, όπως εκκίνηση από την ηρεμία, επιτάχυνση και επιβράδυνση, αναρρίχηση σε λόφο κ.λπ. Οι τριβολογικές ιδιότητες παίζουν καθοριστικό ρόλο στην απόδοση ενός τέτοιου συμπλέκτη [2]. Ο μετατροπέας ροπής έχει υιοθετηθεί για την επίτευξη αδιάλειπτης μετατόπισης ισχύος και τη μείωση του αντίκτυπου χρόνου αλλαγής. Ωστόσο, η απόδοση του υδραυλικού μετατροπέα ροπής είναι σχετικά χαμηλή.

Ο Häggström D. [3] χρησιμοποίησε μια πειραματική διάταξη δοκιμής για να προσδιορίσει την ταχύτητα ολίσθησης και την αξονική δύναμη, καθώς και τον συντελεστή τριβής σε ένα σύστημα συγχρονιστή κιβωτίου ταχυτήτων. Οι Alizadeh και Boulet [4] μελέτησαν τα μοντέλα τριβής του συστήματος κωνικού υγρού συμπλέκτη και η συμπεριφορά τριβής περιγράφηκε από την καμπύλη Stribeck. Οι Zhang και Zou, L. [5] καθιέρωσαν ένα δυναμικό μοντέλο φέρουσας ικανότητας ζεύγους τριβής, ροπής τριβής και εμπλοκής συμπλέκτη και αποκαλύφθηκε η σχέση μεταξύ του συντελεστή απόσβεσης και του δυναμικού συντελεστή τριβής. Οι Nomura και Nakada [6] αξιολόγησαν τον συντελεστή στατικής τριβής και τις ιδιότητες ολίσθησης και εμπλοκής. Ο Lingesten [7] σχεδίασε μια διάταξη υγρού συμπλέκτη για τη διερεύνηση της κατάστασης εμπλοκής υγρού συμπλέκτη, που αναλύθηκαν τα αποτελέσματα της ταχύτητας ολίσθησης, της ροπής και της θερμοκρασίας. Ο ίδιος [7] χρησιμοποίησε μια διάταξη δοκιμών για να παρακολουθεί συνεχώς τα χαρακτηριστικά εμπλοκής του συμπλέκτη, η οποία ήταν παρόμοια με το SAE #2. Τα πειράματα SAE #2 χρησιμοποιήθηκαν για τον έλεγχο των δίσκων τριβής σε πολύπλοκες συνθήκες, αλλά η δοκιμή ήταν περίπλοκη και δαπανηρή.

Ο Caberra-Farfán [8,9] πραγματοποίησε μια σειρά δοκιμών pin-on-disk για να αξιολογήσει τις συμπεριφορές τριβής διαφορετικών λιπαντικών. Η δοκιμή pin-on-disk ήταν εφαρμόσιμη για την αξιολόγηση της συμπεριφοράς τριβής των συμβατικών δίσκων τριβής, ωστόσο τα αντικείμενα δοκιμής τους εξακολουθούσαν να είναι οι παραδοσιακοί συμβατικοί δίσκοι τριβής και αυτά τα παραδοσιακά μοντέλα υπολογισμού, δεν θα μπορούσαν να εφαρμοστούν στον νέο πρωτότυπο δίσκο τριβής V-shape. Ο Ye [10] ερεύνησε την απόδοση τριβής και φθοράς των εμπορικά διαθέσιμων πλακών CFRP μονής κατεύθυνσης σε επαφή με τις τραχιές χαλύβδινες πλάκες μέσω ενός ολοκληρωμένου πειράματος. Ωστόσο, αυτό το απλουστευμένο μοντέλο δεν είχε πειραματική επαλήθευση. Ειδικά για τον νέο τύπο

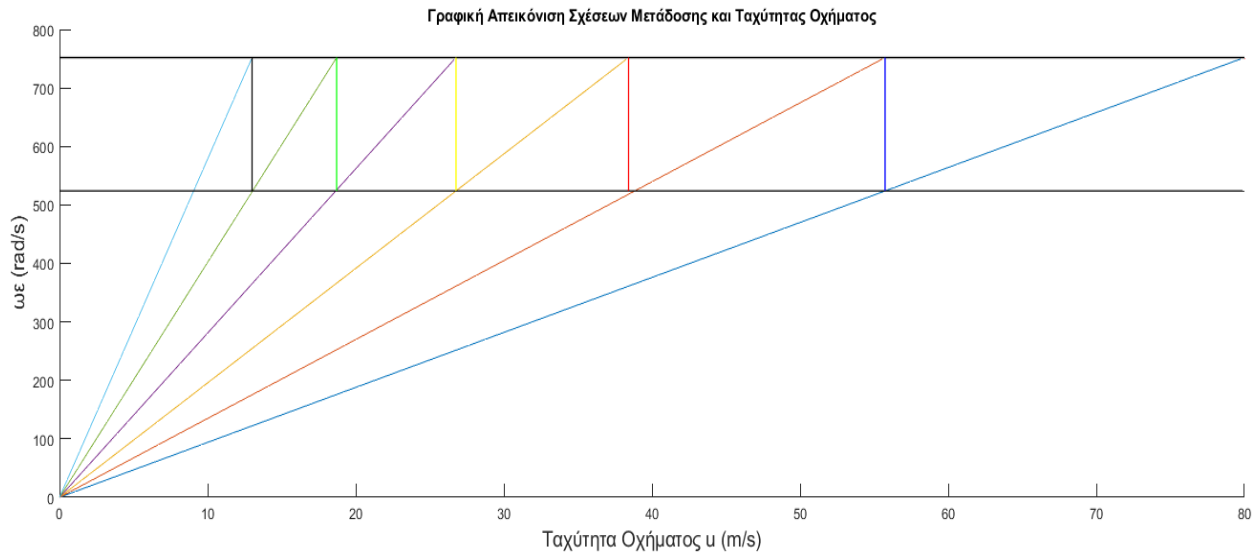
δίσκου τριβής με κωνική αυλάκωση σε μορφή πολλαπλών δίσκων, το μοντέλο υπολογισμού τριβής και τα πειραματικά δεδομένα είναι ακόμη λιγότερα και σε εμβρυακό στάδιο.

Πρόσφατα, ο Wu [11] ερευνήσε τον συντελεστή τριβής του ζεύγους τριβής πολλαπλών κώνων κάτω από διαφορετικά φορτία και διαφορετικές ταχύτητες, και η έρευνα δείχνει ότι η πολυκωνική δομή επηρεάζει τις συμπεριφορές τριβής των δειγμάτων. Ακόμη πιο πρόσφατα ο Wang et al.[12] ερευνήσε τον συντελεστή τριβής του ζεύγους τριβής με κωνική αυλάκωση. Σε αυτή την εργασία, καθιερώνεται το μοντέλο τριβής του δίσκου τριβής κωνικής αυλάκωσης και ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται με ισοδύναμη ακτίνα και αναπτύσσεται με βάση την προηγούμενη εργασία των Wu et al. [11] και πραγματοποιείται η επέκταση της έρευνας του Wang et al.[12] από ένα ζεύγος τριβής σε πολλαπλούς δίσκους τριβής. Οι πλάγιες τριβής με κωνική επιφάνεια θα μπορούσαν να παρέχουν περισσότερη ροπή τριβής υπό τις ίδιες συνθήκες. Κατά την ανάπτυξη της ιδέας του νέου κωνικού δίσκου υγρής τριβής V-Shape για εφαρμογή σε συμπλέκτες πολλαπλών δίσκων, χρειάζεται να γίνει κατανοητή η συμπεριφορά τριβής του δίσκου με μία τέτοια γεωμετρία, και τα ρευστοδυναμικά χαρακτηριστικά του. Αυτή η πειραματική έρευνα έχει σχεδιαστεί για να αναλύσει τις επιρροές διαφορετικών παραμέτρων διαμόρφωσης κώνου στις συμπεριφορές δίσκων τριβής κωνικής αυλάκωσης V-Shape.

Οι απαιτήσεις κατά τη δημιουργία μιας πολυλειτουργικής πειραματικής διάταξης δοκιμών είναι πολλές, αφού υπάρχουν πρότυπα που πρέπει να τηρούνται αλλά και περιορισμοί όσον αφορά τον διαθέσιμο χώρο, την πρώτη ύλη και τα υλικά προς χρήση. Για το λόγο αυτό, ο αρχικός σχεδιασμός άλλαξε αρκετές φορές, για να εισαχθούν καλύτερες λύσεις, να επιλυθούν πιθανά προβλήματα ή απλώς να απλοποιηθεί ο σχεδιασμός. Ο στόχος ήταν να δημιουργηθεί μία διάταξη δοκιμών που να είναι modular, εύκολο στη χρήση και συντήρηση. Τα πειραματικά δοκίμια να μπορούν εύκολα να τοποθετηθούν χωρίς καμία ανάγκη παρεμβολής στα συναρμολογημένα μέρη. Κατά τη διαδικασία σχεδιασμού ακολουθήθηκαν οι βασικές κατευθυντήριες γραμμές σχεδιασμού για δυνατότητα κατασκευής και συναρμολόγησης (DFM και DFA), στο πλαίσιο δημιουργίας μιας πειραματικής διάταξης εργαστηριακών δοκιμών με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι εύκολη η κατασκευή και η συναρμολόγηση, λαμβάνοντας υπόψη το κόστος κατασκευής.

2 Σύστημα μετάδοσης κίνησης

Τα αυτοκίνητα είχαν πάντα την ανάγκη για ένα σύστημα μετάδοσης κίνησης για την επίτευξη μετακίνησης από ένα σημείο Α σε ένα σημείο Β. Στις πρώτες μέρες αυτοκίνησης, το σύστημα μετάδοσης κίνησης ενός αυτοκινήτου αποτελούνταν από έναν κινητήρα, ένα πρωτόγονο κιβώτιο ταχυτήτων και μια αλυσίδα στους πίσω τροχούς. Ο κύριος λόγος για τον οποίο υπάρχει ανάγκη συστήματος μετάδοσης κίνησης στα αυτοκίνητα είναι οι περιορισμοί της μηχανής εσωτερικής καύσης. Ένας σύγχρονος βενζινοκινητήρας είναι ικανός να παράγει ισχύ σε εύρος από 1000 έως 7000 σ.α.λ. Αυτό το γεγονός οδηγεί σε ένα πολύ περιορισμένο εύρος στροφών, (βλέπε σχήμα 1). Αυτό ισχύει για έναν καλά σχεδιασμένο βενζινοκινητήρα, αλλά η γενική τάση στην ανάπτυξη του κινητήρα είναι η χρήση κινητήρων turbo diesel. Αυτοί οι κινητήρες έχουν υψηλή απόδοση καυσίμου και αποδίδουν πλήρη ροπή σε χαμηλές στροφές, συχνά κάτω από τις 2000 σ.α.λ. Η τελική ταχύτητα αυτών των κινητήρων είναι περίπου 4500 σ.α.λ. Αυτό απαιτεί μεγαλύτερο εύρος σχέσης μετάδοσης.



Σχήμα 1. Ταχύτητα οχήματος και σχέση μετάδοσης

Μια άλλη προσέγγιση στην ανάπτυξη στην αυτοκινητοβιομηχανία είναι η επιθυμία των κατασκευαστών για παράγωγη ενός πιο αποδοτικού και πιο άνετου οχήματος από τους ανταγωνιστές. Η επιθυμία για άνεση και απλότητα για τον οδηγό πυροδότησε την ανάπτυξη του αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων (ΑΤ). Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα του ΑΤ ιστορικά ήταν ότι είναι πιο απλό στη λειτουργία του για τον οδηγό από το χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων. Ο οδηγός μπορεί να συγκεντρωθεί στην κυκλοφορία αντί να αλλάζει ταχύτητες. Ένα άλλο πλεονέκτημα του ΑΤ είναι η δυνατότητα παροχής ροπής κατά την αλλαγή ταχυτήτων χωρίς διαταραχή ισχύος, κάτι που δεν μπορεί να κάνει ένα συμβατικό χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων.

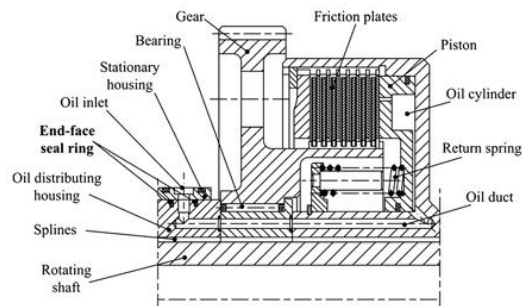
Ένα από τα πιο σημαντικά μέρη του αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων είναι ο υγρός συμπλέκτης. Η απόδοση του συμπλέκτη καθορίζει τη συνολική απόδοση του αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων. Τα τελευταία χρόνια, το φαινόμενο του θερμοκηπίου έχει λάβει μεγάλη προσοχή. Η εκπομπή αερίων θερμοκηπίου έχει γίνει μια σημαντική πτυχή σχεδιασμού για τους κατασκευαστές. Αυτό οδήγησε στην αύξηση της απόδοσης του συστήματος μετάδοσης τα τελευταία χρόνια[13]. Επομένως, είναι λογικό να προσπαθήσουμε να βελτιώσουμε τα λιγότερο αποδοτικά μέρη του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Μια πτυχή που το χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων έχει παραδοσιακά πλεονέκτημα σε σχέση με το ΑΚΤ είναι η απόδοση και για αυτόν τον λόγο θα μπορούσαμε να πούμε ότι είναι καλύτερο από πλευράς περιβαλλοντικού αποτυπώματος. Αυτό είναι ένα γεγονός που έχει αλλάξει τα τελευταία χρόνια, έχουν παραχθεί βελτιωμένα ΑΚΤ και προηγμένοι ηλεκτρονικοί ελεγκτές κινήτρα και κιβωτίου ταχυτήτων που αυξάνουν την απόδοση επιλέγοντας την καλύτερη κατάσταση λειτουργίας με βάση τις εισόδους του οδηγού μέσω του πεντάλ γκαζιού.

2 Βιβλιογραφική Επισκόπηση

2.1 Πολύδισκοι συμπλέκτες υγρής τριβής

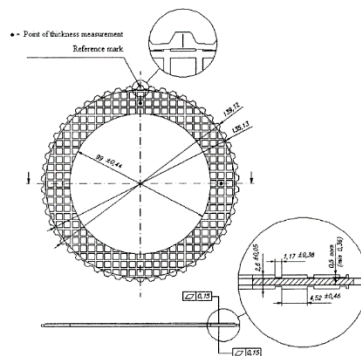
Οι υγροί συμπλέκτες είναι ένας τύπος συμπλέκτη τριβής που λιπαίνεται συνεχώς για να μειώσει τη φθορά και να αυξήσει την ικανότητα ψύξης. Αυτό καθιστά δυνατή τη λειτουργία του συμπλέκτη με υψηλότερα φορτία από έναν συμπλέκτη ξηρής τριβής. Αυτοί οι τύποι συμπλέκτη χρησιμοποιούνται σε πολλές εφαρμογές, όπως αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων αυτοκινήτων και επίσης σε μετατροπείς ροπής ως συμπλέκτες ασφάλισης και διαφορετικές συσκευές ασφάλισης. Παρακάτω δίνετε η σχηματική αναπαράσταση ενός υγρού συμπλέκτη.

Ένας υγρός συμπλέκτης αποτελείται από ένα δίσκο αντίδρασης και ένα δίσκο τριβής που συμπιέζονται μεταξύ τους για να μεταδώσουν τη ροπή από τον έναν άξονα στον άλλο άξονα. Ο υγρός συμπλέκτης βρίσκεται σε ένα λουτρό λαδιού ή το λάδι αντλείται μέσω της επαφής.



Σχήμα 2. Πολύδισκος συμπλέκτης

Είναι σύνηθες να τοποθετούνται αυτές οι επαφές σε σειρά (**Βλέπε σχήμα 2.**) [14], για να αυξηθεί η ικανότητα της ροπής που μπορεί να μεταφερθεί. Όπως συζητήθηκε στην προηγούμενη ενότητα, οι υγροί συμπλέκτες αποτελούν ίσως το πιο σημαντικό μέρος του συστήματος μετάδοσης. Χρησιμοποιούνται ως συμπλέκτες κλειδώματος στον μετατροπέα ροπής, για αλλαγές ταχυτήτων χωρίς διαταραχή ισχύος στο ΑΚΤ, ως συμπλέκτες εκκίνησης και ως διαφορικά περιορισμένης ολίσθησης.

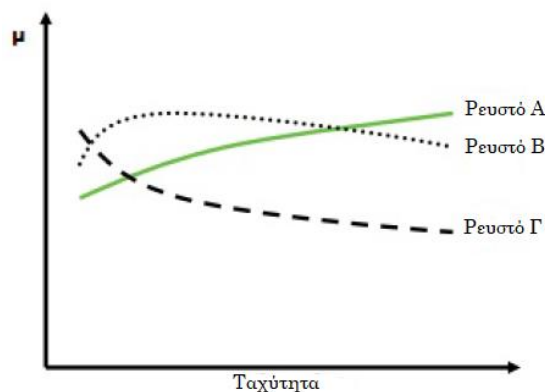


Σχήμα 3. Σχέδιο δίσκου τριβής για χρήση σε υγρό συμπλέκτη

2.2 Τριβολογία σε συστήματα υγρών συμπλεκτών

Τριβολογία είναι η επιστήμη και η τεχνολογία των αλληλεπιδρώντων επιφανειών σε σχετική κίνηση και περιλαμβάνει τη μελέτη και εφαρμογή των αρχών της τριβής, της λίπανσης και της φθοράς. Στις περισσότερες εφαρμογές, ο σκοπός της τριβολογικής έρευνας είναι η μείωση της τριβής. Ωστόσο, για ορισμένες εφαρμογές, πρέπει να υπάρχει παρουσία ενισχυμένης τριβής, καθώς απαιτείται υψηλό και καλά καθορισμένο επίπεδο τριβής όπως για παράδειγμα σε εφαρμογές συμπλεκτών [15].

Σε εφαρμογές υγρού συμπλέκτη, τα χαρακτηριστικά τριβής είναι σημαντικό να ελέγχονται σε χαμηλή ταχύτητα. Για να γίνει κατανοητό πώς τα τρία διαφορετικά λιπαντικά μέσα συστημάτων μετάδοσης κίνησης με πανομοιότυπα υλικά τριβής επηρεάζουν τα χαρακτηριστικά τριβής, παρουσιάζονται στο **Σχήμα 4**. Η σχέση μ - v είναι σημαντική για την πρόληψη της εμφάνισης κραδασμών. Ο δυναμικός συντελεστής τριβής (μ_d) θα πρέπει να αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας ολίσθησης και ο στατικός συντελεστής τριβής (μ_s) πρέπει να είναι χαμηλός. Με τη θετική συμπεριφορά, το λάδι Α δείχνει ένα χαρακτηριστικό για να διατηρεί τους κραδασμούς σε χαμηλά επίπεδα που είναι η επιθυμητή κατάσταση, ενώ το λάδι Β και Γ έχουν ένα χαρακτηριστικό στην αρνητική κατεύθυνση που μπορεί να οδηγήσει σε εμφάνιση κραδασμών.



Σχήμα 4. Σχηματική αναπαράσταση σχέσης μ - v για τρία διαφορετικά μέσα λίπανσης.

2.3 Θερμοκρασιακές μεταβολές υγρού συμπλέκτη

Αύξηση θερμοκρασίας δια τριβής

Όταν δύο επιφάνειες ολισθαίνουν η μία πάνω στην άλλη, εκλύεται θερμότητα. Αυτό συμβαίνει κατά τη κατάσταση λειτουργίας για υγρό συμπλέκτη σε κανονική λειτουργία. Σε ορισμένες περιπτώσεις θα σχηματιστούν "hotspots" στον δίσκο λόγω αυτού του είδους θέρμανσης. Αυτό περιγράφεται με λεπτομέρεια στην Ενότητα 2.2.2. Η ισχύς που παράγεται από την ολίσθηση μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την εξίσωση 1, όπου P_{avg} είναι η παραγόμενη ισχύς, T είναι η μεταφερόμενη ροπή και ω_1 και ω_2 είναι η γωνιακή ταχύτητα του δίσκου τριβής και της πλάκας επαφής.

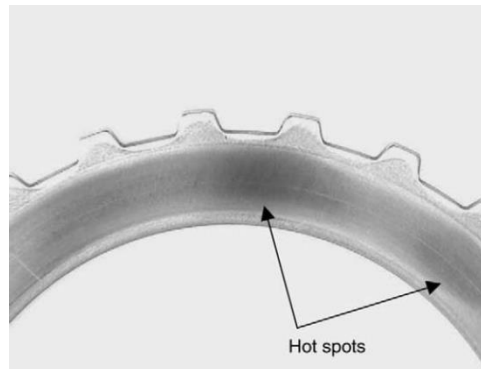
$$P_{avg} = T * |\omega_1 - \omega_2|$$

Ψύξη του υγρού συμπλέκτη

Ο κύριος μηχανισμός ψύξης σε υγρό συμπλέκτη κατά τη λειτουργία είναι η μεταφορά θερμότητας στο λάδι. Το αποτέλεσμα της ψύξης μπορεί να ποικίλλει, για παράδειγμα, αλλάζοντας τον ρυθμό ροής ή τη γεωμετρία των αυλακώσεων του δίσκου τριβής [16].

2.4 Διεγερμένη θερμοελαστική αστάθεια λόγω τριβής

Ο σχηματισμός σημείων θερμικής φόρτισης είναι ένα κοινό πρόβλημα στους συμπλέκτες. Αυτά σχηματίζονται λόγω των υψηλών τοπικών ζωνών θερμοκρασίας και πίεσης. Αυτές οι τοπικές ζώνες θερμοκρασίας δημιουργούνται λόγω της ανομοιομορφίας στην κατανομή της πίεσης επαφής σε όλη την επιφάνεια. Οι περιοχές που έχουν υψηλότερη πίεση θα έχουν επίσης υψηλότερη θερμοκρασία.



Εικόνα 1. Τοπικές θερμικές φορτίσεις

Η πίεση θα αυξηθεί στην περιοχή καθώς η θερμοκρασία αυξάνεται λόγω τοπικής θερμικής διαστολής, αυξάνοντας έτσι τη θερμοκρασία περαιτέρω. Αυτό ονομάζεται θερμοελαστική αστάθεια (thermoelastic instability), αλλά συνήθως αναφέρεται ως «hotspot» [17]. Το υλικό σε αυτές τις ζώνες θα υποστεί αποτελεσματική θερμική επεξεργασία και για παραδείγματος χάρη μπορεί να δημιουργηθεί μια δομή μαρτενσίτη στα σιδηρούχα υλικά. Ένα παράδειγμα χαλύβδινου διαχωριστικού δίσκου με τέτοια σημεία φαίνεται στην **Εικόνα 1**.

Οι τύποι των hotspot μπορούν να χωριστούν σε δύο κύριες ομάδες: εστιακά hotspot και band hotspot. Τα εστιακά hotspot είναι σημεία που εμφανίζουν ασυνέχεια στην κατεύθυνση ολίσθησης, σχηματίζοντας έτσι κατανεμημένα σημεία γύρω από το δίσκο. Τα hotspot ζώνης είναι συνεχείς ζώνες που περιστρέφονται γύρω από την επιφάνεια τριβής σχηματίζοντας ομόκεντρους κύκλους. Έχει αποδειχθεί ότι η πιο συνηθισμένη περίπτωση όταν έχουμε να κάνουμε με δύο ανόμοια υλικά είναι τα εστιακά τοπικά σημεία θερμικής φορτίσεως.

Φθορά υγρού συμπλέκτη

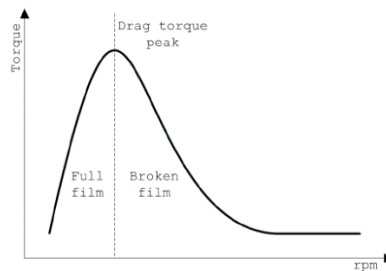
Οι δίσκοι σε υγρό συμπλέκτη θα υποστούν φθορά κατά τη διάρκεια της ζωής τους και έτσι κάποιες από τις ιδιότητές τους θα αλλάξουν. Αυτές οι ιδιότητες περιλαμβάνουν το συντελεστή τριβής, την πραγματική επιφάνεια επαφής και το πλάτος της πλάκας. Δοκιμές που έγιναν σε υγρή φθορά του συμπλέκτη έδειξαν ότι ο ρυθμός φθοράς θα είναι σοβαρός στους 200 κύκλους με αισθητή αλλαγή στο

πάχος, και στη συνέχεια θα μειωθεί μετά από αυτήν την περίοδο λειτουργίας. Έχει επίσης φανεί ότι οι πλάκες τριβής που βρίσκονται πιο κοντά στο έμβολο θα υποφέρουν περισσότερο από αυτή τη φθορά [17].

Εάν η θερμοκρασία είναι πολύ υψηλή κατά τη λειτουργία, μπορεί να προκληθεί αποσύνθεση οδηγώντας σε αστοχία του υλικού τριβής. Αυτό συμβαίνει συνήθως γύρω στους 200 με 400° C [17]. Ένας άλλος τρόπος αστοχίας που μπορεί να συμβεί κατά τη λειτουργία είναι η στίλβωση του υλικού τριβής. Αυτό προκαλείται από την διάσπαση προϊόντων και αποσύνθεση μέσου λιπανσης δημιουργώντας έτσι μια σκουρόχρωμη λεία ή γυαλιστερή επιφάνεια. Μια τέτοια επιφάνεια προκαλεί συχνά μείωση της τριβής.

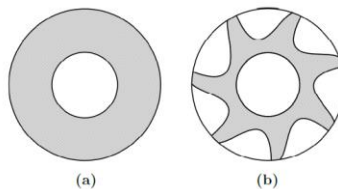
2.5 Απώλειες ροπής λόγω ιξώδους λιπαντικού μέσου (Drag Torque)

Ο υγρός συμπλέκτης υποφέρει από απώλεια ροπής ακόμα και όταν βρίσκεται σε κατάσταση πλήρους απεμπλοκής. Αυτό ονομάζεται απώλεια λιπαντικού μέσου ή αλλιώς drag torque.



Σχήμα 5. Απώλεια ροπής συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής

Η απώλεια αυτή προκαλείται από τις δυνάμεις διάτμησης από το λιπαντικό μέσο που δρουν στις περιστρεφόμενες πλάκες. Η απώλεια αυτή είναι ως συνάρτηση της ταχύτητας, και φαίνεται στο Σχήμα 5. Παρατηρείται ότι η απώλεια ροπής είναι ανάλογη με την ταχύτητα μέχρι ένα ορισμένο σημείο που πέφτει. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ποσότητα λαδιού που αντλήθηκε στον συμπλέκτη είναι μεγαλύτερη από την ποσότητα που αντλήθηκε από τον συμπλέκτη. Στο **σχήμα 6** δίνεται σχηματική αναπαράσταση για το τι συμβαίνει στο λάδι. Στο σχήμα αυτό φαίνεται το κατεστραμμένο φιλμ λαδιού λόγω των προαναφερθέντων συνθηκών.



Σχήμα 6. Σχηματική αναπαράσταση συμπεριφοράς ρευστού πριν (α) και μετά (β)

Το σημείο μετάβασης μπορεί να μετακινηθεί σε χαμηλότερη ή μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής αλλάζοντας τη ροή λαδιού στον συμπλέκτη. Για παράδειγμα, μειώνοντας τη ροή λαδιού όταν ο συμπλέκτης είναι αποδεσμευμένος, μπορεί να επιτευχθεί χαμηλή απώλεια ροπής οπισθέλκουσας σε χαμηλότερες ταχύτητες.

2.6 Πρόσθετα λιπαντικού μέσου

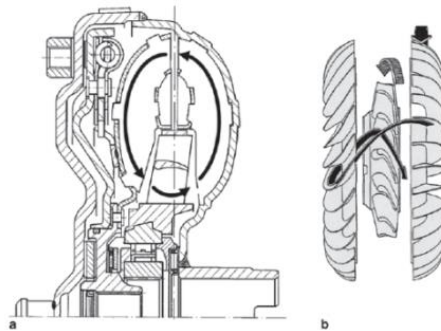
Για την απόκτηση λιπαντικού μέσου με συγκεκριμένες ιδιότητες που είναι απαραίτητες για να λειτουργήσει ο υγρός συμπλέκτης, οι κατασκευαστές λαδιών παίρνουν λάδι βάσης και προσθέτουν διάφορα είδη πρόσθετων. Ένα τέτοιο πρόσθετο αποτελείται από διαφορετικές χημικές ουσίες, που λειτουργούν ως σταθεροποιητές θερμοκρασίας ή τροποποιητές τριβής.

2.7 Υλικό τριβής

Τα υλικά τριβής όπως χαρτί, μπρούντζος, χάλυβας, ίνες άνθρακα, φελλός, αμιάντος και ίνες αραμιδίου χρησιμοποιούνται στον συμπλέκτη και έχουν μεγάλη επίδραση στα χαρακτηριστικά τριβής. Τα υλικά τριβής με βάση το χαρτί χρησιμοποιούνται συνήθως καθώς εμφανίζουν καλή λειτουργία σε συνθήκες χαμηλού φορτίου και είναι οικονομικά αποδοτικά [18]. Ο πυροσυσσωματωμένος μπρούντζος και τα υλικά τριβής από πυροσυσσωματωμένο ορείχαλκο είναι καλά σε εργασίες υψηλής θερμοκρασίας, καθώς είναι καλοί θερμικοί αγωγοί για τη μείωση της θερμοκρασίας λειτουργίας του συμπλέκτη[19].

Ρευστοδυναμικός μετατροπέας ροπής

Ο ρευστοδυναμικός μετατροπέας ροπής είναι μια μεταβλητή μετάδοση και περιλαμβάνει μια αντλία, έναν στρόβιλο και έναν στάτορα, καθώς και έναν μονόδρομο συμπλέκτη (**Σχήμα 7.**)[20]. Η περιστρεφόμενη περρωτή μετατρέπει τη μηχανική περιστροφική ενέργεια σε υδραυλική κινητική ενέργεια. Η ροή χτυπά τον στρόβιλο, στον οποίο η υδραυλική ενέργεια μετατρέπεται εκ νέου σε μηχανική ενέργεια.



Σχήμα 7. Τομή (α) και ενεργός αρχή (b) μετατροπέα ροπής

Με την εκτροπή της ροπής, ο στάτορας προκαλεί αλλαγή στη ροπή. Η ροπή της αντλίας μετατρέπεται ανάλογα με το σημείο λειτουργίας (λόγος στροφών αντλίας προς στρόβιλο). Σε αυτή τη διαδικασία η διαφορική ροπή απορροφάται από τον στάτορα. Επειδή μια μετατροπή μικρότερη από 1 δεν είναι επιθυμητή για διάφορους λόγους, η στήριξη του στάτορα μέσω ενός συμπλέκτη μονής κατεύθυνσης εξασφαλίζει μόνο αύξηση της ροπής.

Εφαρμογές

Οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται ευρέως σε μηχανές και σε συστήματα μετάδοσης κίνησης οχημάτων για τη μετάδοση της ροπής. Στα συστήματα μετάδοσης κίνησης των οχημάτων, η συμπεριφορά τριβής των υγρών συμπλεκτών επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τη συνολική συμπεριφορά του

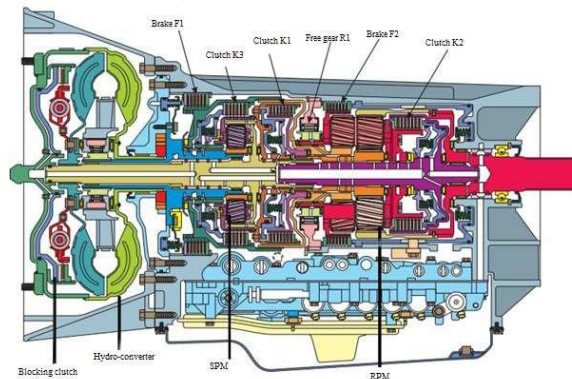
οχήματος. Κατά τη σχεδίαση λοιπόν συστημάτων υγρού συμπλέκτη, όλοι οι παράμετροι θα πρέπει να μελετηθεί σε βάθος.

Οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται επίσης στα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων (ΑΚΤ) για την αλλαγή των σχέσεων μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων. Η διαφορά στην ταχύτητα περιστροφής μεταξύ των δίσκων είναι συνήθως αρκετά υψηλή κατά την εμπλοκή ενός συμπλέκτη ΑΚΤ, επομένως ο συμπλέκτης λειτουργεί κατά τη διάρκεια σχεδόν ολόκληρης εμπλοκής σε πλήρη λίπανση με λεπτό φιλμ λιπαντικού μέσου.

Στις μοτοσυκλέτες, οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται κυρίως όπου ο κινητήρας, ο συμπλέκτης και το κιβώτιο ταχυτήτων είναι κατασκευασμένα μαζί ως μια ολοκληρωμένη μονάδα που δίνει ένα πιο συμπαγές σύστημα και η κατάσταση λειτουργίας ενός συμπλέκτη μοτοσυκλέτας είναι παρόμοια με έναν συμπλέκτη σε ένα ΑΚΤ. Όταν υπάρχει πλήρης εμπλοκή, ο χρόνος εμπλοκής είναι σύντομος και δεν εμφανίζεται το φαινόμενο ολίσθησης. Εκτός αυτού στη μοτοσυκλέτα, ο υγρός συμπλέκτης ελέγχεται από τον οδηγό απευθείας με μηχανικό ή υδραυλικό σύστημα αντί για αυτόματο σύστημα ελέγχου.

2.8 Συμπλέκτες αλλαγής σχέσης μετάδοσης στα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων

Το καθήκον του συμπλέκτη αλλαγής ταχυτήτων είναι να αλλάζει ταχύτητα στο ΑΚΤ. Αυτό γίνεται όταν ο συμπλέκτης απελευθερώνει μια ταχύτητα ενώ ενεργοποιεί μια άλλη όπως φαίνεται στην **Εικόνα 2**. Αυτή η περιοχή έχει διερευνηθεί από τον Holgerson [21]. Η κύρια εργασία σε αυτόν τον τομέα έχει επικεντρωθεί στην ομαλή αλλαγή ταχυτήτων. Ένα από τα κύρια πλεονεκτήματα του ΑΚΤ είναι η λεγόμενη μετατόπιση ισχύος. Είναι δυνατή η αλλαγή ταχύτητας χωρίς απώλεια ροπής, για παράδειγμα κατά την προσπέραση. Έχει γίνει πολλή δουλειά για να γίνει ομαλή αυτή η διαδικασία αλλαγής ταχυτήτων και να μειωθεί ο χρόνος αλλαγής.

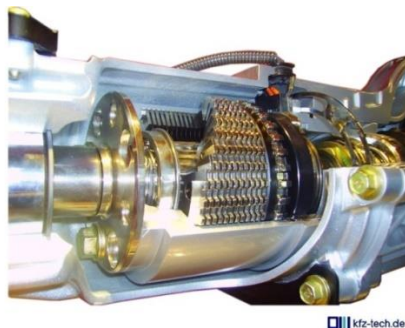


Εικόνα 2. Αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων με μετατροπέα ροπής με πολλαπλούς συμπλέκτες

2.9 Το Διαφορικό

Σε ένα τετρακίνητο όχημα, χρησιμοποιούνται υγροί συμπλέκτες για τον έλεγχο της κατανομής της ροπής μεταξύ των μπροστινών και των πίσω τροχών, όπως για παράδειγμα στο σύστημα HALDEX που

μπορεί να βρεθεί, μεταξύ άλλων, σε οχήματα Audi και Volvo. Το σύστημα HALDEX αποτέλεσε αντικείμενο διδακτορικής διατριβής στο Τεχνολογικό Πανεπιστήμιο Luleå [22].



Εικόνα 3. Διάταξη συμπλεκτών σε ένα σύστημα διαφορικού HALDEX.

Οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται επίσης στα διαφορικά σε οχήματα με κίνηση στους δύο τροχούς. Αυτό γίνεται για να περιοριστεί η ποσότητα ολίσθησης όταν για παράδειγμα ένας τροχός είναι στον πάγο και ένας άλλος στην άσφαλο. Το σύστημα περιορισμένης ολίσθησης δίνει την δυνατότητα επαρκούς πρόσφυσης σε μια πιθανή κατάσταση ολίσθησης μεταφέροντας μικρότερη ροπή στον ολισθαίνοντα.

2.10 Κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη DCT

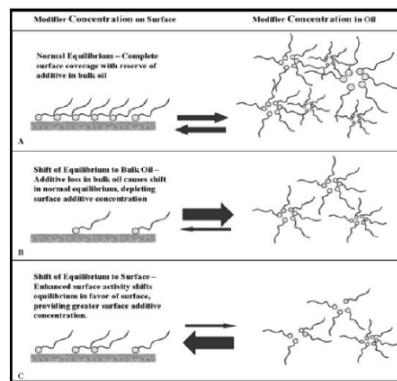
Το κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη (DCT) είναι ένας τύπος μετάδοσης κίνησης που τα τελευταία χρόνια έχει βρει τον δρόμο του στα αυτοκίνητα μαζικής παραγωγής και αναμένεται να αυξηθεί σε δημοτικότητα στο εγγύς μέλλον [23].

Αυτός ο τύπος μετάδοσης αποτελείται από δύο ξεχωριστούς συμπλέκτες. Όταν χρησιμοποιείται μία ταχύτητα, πραγματοποιείται η προεπιλογή της επόμενης ταχύτητας. Όταν ο κινητήρας τεθεί σε λειτουργία, επιλέγεται η πρώτη ταχύτητα. Ο πρώτος συμπλέκτης εμπλέκεται και μεταδίδει τη ροπή στον εσωτερικό άξονα. Δεν ασκείται ροπή στον κοίλο άξονα, έτσι ώστε να είναι δυνατή η επιλογή δεύτερης ταχύτητας. Όταν έρθει η ώρα της αλλαγής ταχύτητας, ο πρώτος συμπλέκτης ενεργοποιείται και ο δεύτερος συμπλέκτης εμπλέκεται. Δεν υπάρχει πλέον καμία ροπή που επενεργεί στον εσωτερικό άξονα, γεγονός που καθιστά δυνατή την προεπιλογή πρώτης ή τρίτης ταχύτητας.

Το DCT είναι πολύ αποδοτικό και έχει την ικανότητα να αξιοποιεί ένα ΑΤ χάρη σε μια ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου. Αυτή η μονάδα είναι σε θέση να λειτουργεί τον κινητήρα στην πιο οικονομική περιοχή απόδοσης. Το DCT έχει πολύ σύντομους χρόνους αλλαγής ταχυτήτων και είναι σε θέση να χειρίζεται υψηλή ροπή σε χαμηλές στροφές με υψηλή απόδοση. Αυτό είναι κάτι με το οποίο αντιμετωπίζει προβλήματα ένας μετατροπέας ροπής ΑΚΤ .

2.11 Πλάκες αντίδρασης

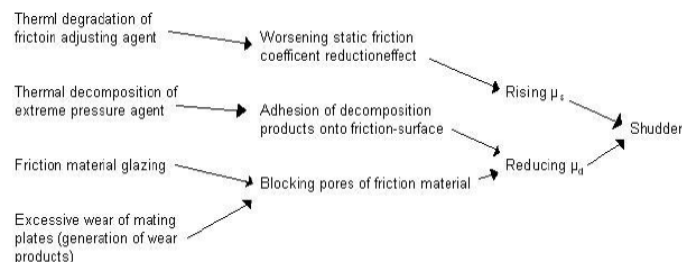
Το υλικό τριβής είναι ένα από τα δύο υλικά στην επαφή. Μπορεί να διαφέρει πολύ ως προς το υλικό που χρησιμοποιείται. Ωστόσο, η πλάκα αντίδρασης κατασκευάζεται συνήθως από χάλυβα. Η τραχύτητα της επιφάνειας των πλακών αντίδρασης είναι μια παράμετρος που επηρεάζει τον τρόπο και την συχνότητα εμφάνισης του φαινομένου shudder. Στην περίπτωση μιας κυματιστής ολισθαίνουσας επιφάνειας σε σύγκριση με μια επίπεδη επιφάνεια [24], παρατηρήθηκε πως μια κυματιστή επιφάνεια θα προκαλέσει σπηλαιώση που μπορεί να οδηγήσει σε κατάσταση εμφάνισης φαινομένου shudder. Μια άλλη σημαντική παράμετρος είναι η τιμή Ra της χαλύβδινης πλάκας. Εάν αυτό είναι κάτω από ένα όριο, είναι πιθανό να εμφανιστεί το φαινόμενο shudder [25]. Είναι δυνατή η επεξεργασία της επιφάνειας με τέτοιο τρόπο ώστε να μπορεί να προσελκύει τα πρόσθετα στο λάδι ακόμα και όταν τα εξαρτήματα έχουν εκτεθεί σε φθορά έτσι ώστε η συγκέντρωση των πρόσθετων στο λάδι να μειωθεί όπως φαίνεται στο **Σχήμα 8**. Αυτό θα παρατείνει την περίοδο όταν το λάδι έχει αποδεδειγμένη απόδοση



Σχήμα 8. Επίδραση της κατεργασίας επιφάνειας.

2.12 Περίληψη φαινομένου Shudder

Χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο τριών μαζών μπορεί εύκολα να αποδειχθεί ότι το φαινόμενο shudder είναι αποτέλεσμα μιας καμπύλης ταχύτητας τριβής με αρνητική κλίση. Το shudder είναι επίσης αποτέλεσμα του συστήματος που περιβάλλει τον συμπλέκτη [25]. Ένας χάρτης ορισμένων πιθανών αιτιών για shuddering σε υγρούς συμπλέκτες έχει παραχθεί από τον Ohkawa [26] βλέπε **Σχήμα 9**.



Σχήμα 9. Χάρτης πιθανών αιτιών shuddering

Υπάρχουν διάφοροι λόγοι που εμφανίζεται αυτό το φαινόμενο αλλά δεν υπάρχει πλήρης κατανόηση του φαινομένου. Έχουν δημοσιευτεί αρκετές ποιοτικές εργασίες για το θέμα. Το μεγαλύτερο μέρος αυτών των εργασιών έχουν ερευνήσει το λάδι και τα διάφορα πρόσθετα.

Το ερώτημα που έχει ενδιαφέρον εδώ είναι πώς μπορούμε να δημιουργήσουμε μια αξιόπιστη καμπύλη τριβής που καταστέλλει αυτό το φαινόμενο υπό πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Είναι δυνατόν να αναπτυχθεί ένας συμπλέκτης με τόσο χαμηλή κατανάλωση λαδιού ώστε η διάρκεια ζωής του, να γίνεται στην πραγματικότητα απεριόριστη;

3 Ερευνητική προσέγγιση

Η διερεύνηση της αύξησης της ικανότητας ροπής ενός συμπλέκτη μέσω βελτιστοποίησης της γεωμετρίας του για δεδομένο χώρο και μείωση απωλειών κατά τη κατάσταση απεμπλοκής είναι από τα βασικά ζητήματα αυτής της έρευνας. Το φαινόμενο shudder, όπως περιγράφηκε προηγουμένως, είναι ένα σύνθετο πρόβλημα. Υπάρχουν πολλοί παράγοντες στη δυναμική συμβίωση που το επηρεάζουν. Επομένως, είναι εύκολο να παραλείψουμε ορισμένα σημεία του φαινομένου όταν προσδιορίζεται η ερευνητική προσέγγιση. Δεν είναι δυνατό να παραχθεί μια προσομοίωση του φαινομένου. Αυτό οφείλεται στις περίπλοκες συνθήκες καταστάσεων τριβολογικής λειτουργίας και στην έλλειψη κατανόησης του φαινομένου σε συνδυασμό με την περιορισμένη υπολογιστική ισχύ.

Αυτό αφήνει τις δύο ακόλουθες εναλλακτικές λύσεις για την περαιτέρω εμβάθυνση της γνώσης του φαινομένου: μηχανικές και τριβοχημικές έρευνες.

3.1 Μηχανικές

Ένας τρόπος μελέτης του φαινομένου είναι η κατασκευή μιας διάταξης δοκιμών, ώστε να είναι δυνατή η μελέτη του φαινομένου στο εργαστήριο σε ένα πολύ ελεγχόμενο περιβάλλον. Με τη μέτρηση σημαντικών παραμέτρων λειτουργίας όπως η ικανότητα ροπής, η θερμοκρασία, η κανονική δύναμη και η ροή λαδιού, αυτό μπορεί να μας επιτρέψει να κατανοήσουμε την επαφή. Η δοκιμή μπορεί να γίνει είτε σε μία επαφή είτε σε ολόκληρο το σύστημα συμπλέκτη. Οι δοκιμές με μία επαφή σημαίνουν απλοποίηση του προβλήματος, το οποίο μπορεί να αποφέρει μεγάλο όφελος εάν ο στόχος είναι η κατανόηση του φαινομένου. Ωστόσο, προσθέτει τον κίνδυνο να χαθούν ορισμένα σημαντικά κομμάτια του παζλ. Επομένως, η καλύτερη δοκιμή είναι ο συνδυασμός και των δύο δοκιμών σε πλήρη κλίμακα.

3.2 Τριβοχημικές

Για την καλύτερη κατανόηση της επαφής, η μελέτη των μέσων λίπανσης που δημιουργούνται υπό κανονικές συνθήκες. Η επιφάνεια μπορεί να διερευνηθεί κοιτάζοντας το tribofilm που έχει δημιουργηθεί κατά τη διάρκεια των εργασιών της εξέδρας δοκιμής. Το λάδι μπορεί επίσης να αναλυθεί για να προσδιοριστεί η κατανάλωση πρόσθετων και η σύνθεση των σωματιδίων φθοράς στο λάδι. Η καλύτερη ερευνητική προσέγγιση είναι να συνδυαστούν οι δύο επιλογές που συζητήθηκαν στην προηγούμενη ενότητα. Το ελεγχόμενο περιβάλλον στο οποίο εκτελείται η δοκιμή μπορεί να παρέχει επιπλέον

κατανόηση των tribofilms. Η προσθήκη ανάλυσης λαδιού σε αυτήν την προσέγγιση μπορεί να οδηγήσει σε καλύτερη κατανόηση του πώς αντιδρά η επιφάνεια στο λάδι και σε ποια κατάσταση ζωής βρίσκεται ο συμπλέκτης.

4 Πειραματική Διάταξη

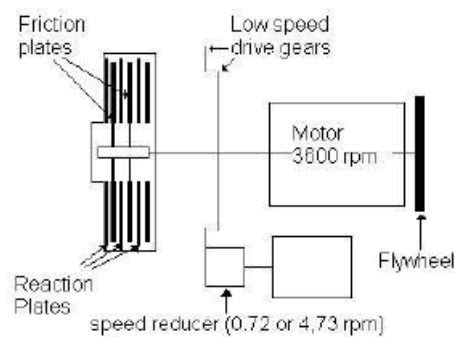
Κατά την κατασκευή μιας εξέδρας δοκιμής είναι σημαντικό να προσδιορίζονται οι απαιτήσεις για τον εξοπλισμό. Αυτή η διάταξη δοκιμής που έχει σχεδιαστεί και κατασκευαστεί κατά τη διάρκεια αυτής της εργασίας πραγματοποιήθηκε για να μελετηθούν οι επιδράσεις και τα οφέλη ενός διαφορετικού σχεδιασμού των δίσκων. Πιο συγκεκριμένα των δίσκων V-shape ως προς την ικανότητα ροπής, και την επίδραση της γεωμετρίας στο φαινόμενο shudder ώστε να μελετηθούν τα ρευστοδυναμικά χαρακτηριστικά τέτοιων δίσκων. Έχει σχεδιαστεί για να λειτουργεί με μια τέτοια προσέγγιση που είναι δυνατή η άντληση χρήσιμων δεδομένων και περαιτέρω εμβάθυνση στα φαινόμενα που υπάρχουν με σχετικό τρόπο.

4.1 Τυπική πειραματική διάταξη δοκιμών

Υπάρχουν μερικές διαθέσιμες διατάξεις δοκιμών για τη δοκιμή υγρών συμπλεκτών. Ο σχεδιασμός της εξέδρας δοκιμής εξαρτάται από τον σκοπό της δοκιμής. Ορισμένες εξέδρες δοκιμών είναι κατασκευασμένες για να αξιολογούν τη μέγιστη ικανότητα ροπής του συμπλέκτη, ενώ άλλες έχουν κατασκευαστεί για να διερευνούν τα χαρακτηριστικά τριβής κατά την επαφή.

4.2 SAE#2

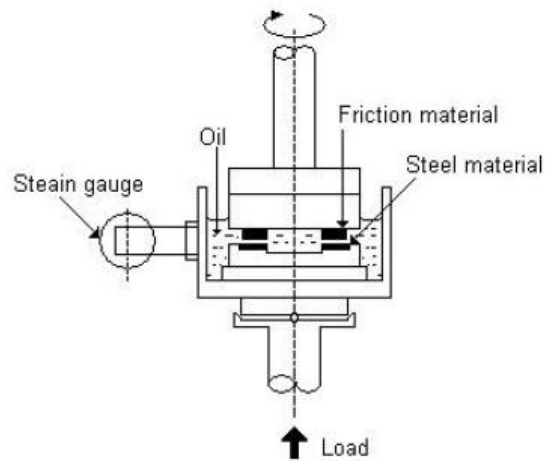
Μια από τις πιο κοινές πειραματικές διατάξεις δοκιμών είναι το SAE#2. Αποτελείται από ένα σφόνδυλο και έναν κινητήρα που επιταχύνει τον σφόνδυλο στις 3600 σ.α.λ. Ο συμπλέκτης συμπλέκεται και φρενάρει το σφόνδυλο. Αυτή η διαδικασία επαναλαμβάνεται πολλές φορές το λεπτό και συνεχίζεται για 50 έως 100 ώρες. Με αυτή τη δοκιμή είναι δυνατό να εξαχθούν συμπεράσματα σχετικά με τη διάρκεια ζωής του συμπλέκτη [28]. Υπάρχει επίσης η δυνατότητα δοκιμής της ικανότητας ροπής. Αυτό γίνεται με χαμηλή ταχύτητα και υψηλή ροπή. Το μηχάνημα SAE#2 είναι μια διάταξη δοκιμής για ένα πλήρες πακέτο συμπλέκτη που καθιστά δυνατή την αξιολόγηση της τριβής στον συμπλέκτη και στο λάδι. Μια σχηματική αναπαράσταση δίνεται στο **Σχήμα 10**.



Σχήμα 10. Σχηματική αναπαράσταση διάταξης δοκιμών SAE#2

4.3 LVFA Συσκευή τριβής χαμηλής ταχύτητας

Η συσκευή τριβής χαμηλής ταχύτητας αναπτύχθηκε από την GM για τη μέτρηση του λόγου μ/V . Αυτό γίνεται με την περιστροφή ενός υλικού τριβής πάνω σε μια χαλύβδινη πλάκα και την εφαρμογή μιας κανονικής δύναμης. Η δοκιμή πραγματοποιείται σε λουτρό λαδιού. Η κανονική δύναμη εφαρμόζεται με τη μορφή νεκρού βάρους και η περιστροφή κινείται με ένα σφόνδυλο που επιτρέπει τη μελέτη ενός μεγάλου εύρους ταχυτήτων [29, 30]. Το μειονέκτημα με το LVFA είναι το γεγονός ότι είναι μια δοκιμή κλίμακας, που σημαίνει ότι είναι δυνατό να χάσετε κάποια φαινόμενα. Το εύρος φορτίου περιορίζεται από το νεκρό βάρος. Το εύρος ταχύτητας είναι πολύ μεγάλο αλλά δεν είναι δυνατό να μελετηθεί μια συγκεκριμένη ολίσθηση με το σφόνδυλο. Ένα σχηματικό διάγραμμα του LVFA φαίνεται στο **Σχήμα 11**.



Σχήμα 11. Σχηματική αναπαράσταση LVFA

4.4 Πειραματικές διατάξεις Πανεπιστημίου Luleå

Έχει γίνει κάποιες έρευνες σε υγρούς συμπλέκτες στο πανεπιστήμιο της Luleå τόσο πειραματικά όσο και με προσομοιώσεις. Υπήρξαν δύο μελέτες που το καθένα απαιτούσε τις δικές του εγκαταστάσεις δοκιμών, και τα δύο αυτά έργα κατέληξαν σε διδακτορικές διατριβές Mäki [15].

5 Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης

Αποφασίστηκε ότι ο καλύτερος τρόπος για να διερευνηθούν οι καταστάσεις σύμπλεξης και αποσύμπλεξης τόσο από οικονομική όσο και από ερευνητική σκοπιά ήταν να κατασκευαστεί μια εξέδρα δοκιμών.

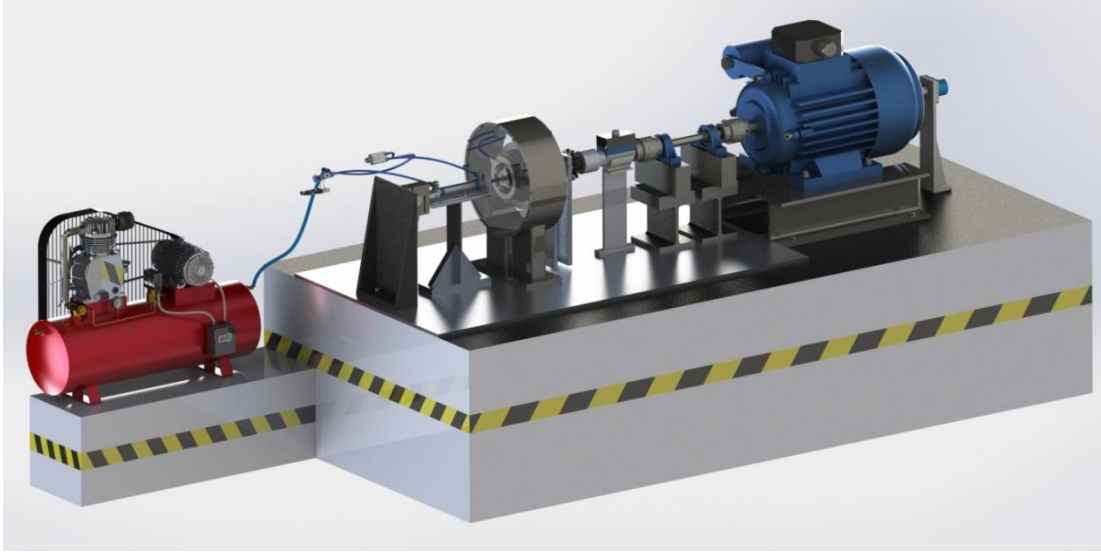
Τα δυναμόμετρα αδράνειας, όπως τα μηχανήματα τριβής SAE No. 2 και DKA, έχουν χρησιμοποιηθεί με επιτυχία για τη συνολική δοκιμή υγρών συμπλεκτών. Επειδή αυτά τα μηχανήματα είναι ακριβά, ένα δυναμόμετρο αδράνειας μικρότερου μεγέθους μπορεί να είναι πιο κατάλληλο για τη μελέτη μόνο του υλικού τριβής ή του ρευστού ή για την εκτίμηση της ικανότητας ροπής. Εδώ κατασκευάζεται ένα μηχανήμα χαμηλού κόστους που σχεδιάστηκε για τέτοιο σκοπό. Η διαδικασία δοκιμής βασίζεται στη συνιστώμενη πρακτική SAE (SAE No. 2 Clutch Triction Test Procedure SAE J286) και γίνεται η προσπάθεια μίμησης.

Οι στόχοι του σχεδιασμού ήταν η επιλογή ενός μικρού μεγέθους μηχανής που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για τη δοκιμή λαδιού, διαφορετικού σχεδιασμού και υγρών υλικών τριβής. Οι απαιτήσεις ήταν οι εξής:

- Να λειτουργεί ως δυναμική συσκευή δοκιμής
- Να είναι οικονομικός
- Ταχύτητα μηχανής από 0 έως 3500 r/min
- Η ασκούμενη πίεση πρέπει να μεταβάλλεται
- Η ροπή αδράνειας να μεταβάλλεται
- Η θερμοκρασία λειτουργίας να είναι ανεξάρτητη από τον έλεγχο.

5.1 Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης

Η φωτο-ρεαλιστική απεικόνιση και η κατασκευασμένη πειραματική διάταξη δίνεται στην παρακάτω εικόνα 4. Το μηχανήμα περιλαμβάνει έναν άξονα με ένα σφόνδυλο τοποθετημένο στο ένα άκρο και μια κεφαλή δοκιμής στο άλλο, που υποστηρίζεται από δύο ρουλεμάν. Η ροπή αδράνειας του σφονδύλου μπορεί να αλλάξει ανάλογα με τις ανάγκες των πειραμάτων. Ο άξονας κινείται από έναν ηλεκτροκινητήρα σταθερής ταχύτητας, ο πνευματικός κύλινδρος χρησιμοποιείται ως επενεργητής συμπλέκτη ασκώντας έτσι την απαιτούμενη δύναμη εμπλοκής το οποίο ελέγχεται από έναν μικρό ελεγκτή arduino που έχει προγραμματιστεί.



Εικόνα 4. Φωτορεαλιστική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης



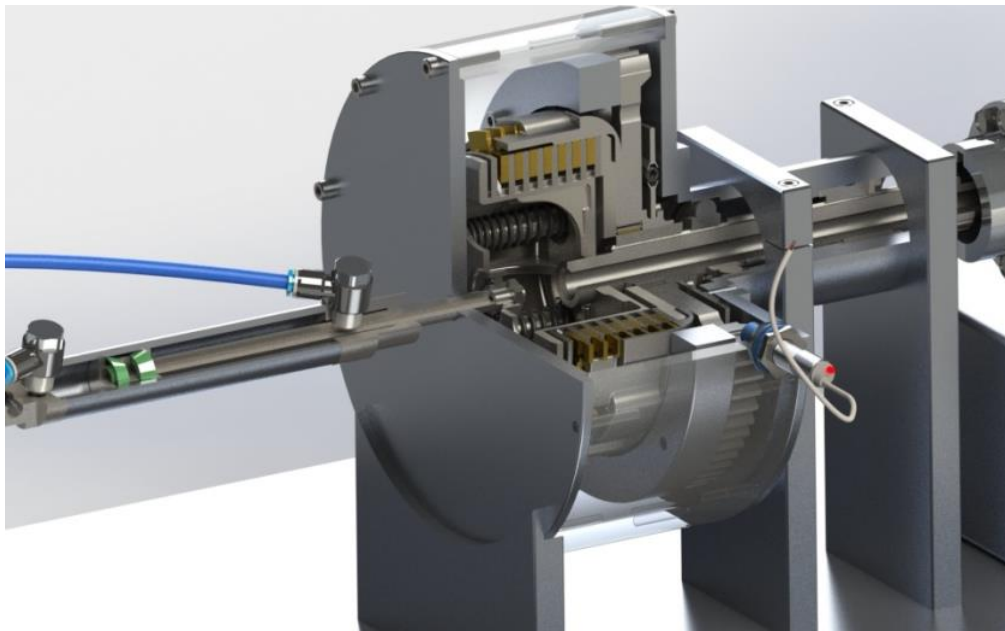
Εικόνα 4.1 Κατασκευασμένη και συναρμολογημένη πειραματική διάταξη

5.2 Κεφαλή δοκιμής-Σύστημα συμπλέκτη

Επειδή ένας από τους στόχους του σχεδιασμού ήταν το μηχάνημα να είναι φθηνό, ο αριθμός των επιφανειών τριβής και οι διάμετροι του υλικού επιλέχθηκαν να είναι όσο το δυνατόν μικρότεροι. Η επαρκής ταχύτητα ολίσθησης στην επιφάνεια τριβής ελήφθη επίσης υπόψη για την επιλογή βέλτιστης διαμέτρου για το υλικό. Αυτοί οι παράγοντες θα επηρέαζαν το μέγεθος των εξαρτημάτων του μηχανήματος, όπως το κέλυφος της κεφαλής δοκιμής, του πνευματικού επενεργητή και του κινητήρα, τα οποία θα επηρέαζαν και το κόστος σχεδιασμού και κατασκευής.

Τα σημαντικά κομμάτια της κεφαλής δοκιμής μπορούν να παρουσιαστούν ως εξής:

1. Επιλέχθηκε χρήση έτοιμου πακέτου συμπλέκτη από μοτοσυκλέτα αγωνιστικής χρήσης ώστε να πραγματοποιηθούν τα πρώτα πειράματα με συμβατικούς δίσκους τριβής με δεδομένη επιφάνεια υλικού τριβής. Τα δεδομένα αυτά στην συνέχεια θα χρησιμοποιηθούν στη σύγκριση των συμβατικών δίσκων με πρωτότυπους δίσκους V-shape που σχεδιάστηκαν και κατασκευάστηκαν. Επίσης με αυτό τον τρόπο καθορίζεται ο διαθέσιμος χώρος δίνοντας έτσι τους πρώτους περιορισμούς σχεδιασμού νέων δίσκων προς ανάλυση. Οι διαστάσεις του σχεδιάστηκαν υπό την προϋπόθεση ότι ο λόγος της εξωτερικής διαμέτρου προς την εσωτερική διάμετρο θα ήταν 1,25 προς 1,35.1. Επιλέχθηκε μια εσωτερική διάμετρος 96 mm και εξωτερική διάμετρος 126 mm, που δίνει μέγιστη επιφάνεια 0,005033 m² ανά δίσκο για τη συνολική μετάδοση ισχύος.



Εικόνα 5. Τομή κεφαλής δοκιμής

Τα υλικά τριβής για τα πειράματα μπορεί να είναι είτε μια δακτυλιοειδής περιοχή με εσωτερική διάμετρο 96 mm και εξωτερική διάμετρο 126mm , είτε μικρά τμήματα σε συγκεκριμένο μοτίβο.

2. Το υλικό τριβής πιέζεται σε μια πλάκα πίεσης από χυτοσίδηρο, η οποία είναι τοποθετημένη σε δίσκο στερεωμένο σε πνευματικό έμβολο διπλής επενέργειας. Όταν ασκείται πίεση στο έμβολο, η πλάκα πίεσης κινείται κατά μήκος σφηνών μέχρι να φέρει σε επαφή τους δίσκους. Η δύναμη αντίδρασης μπορεί να μεταφερθεί από τις εξωτερικές σφήνες στο κέλυφος της κεφαλής δοκιμής.



Εικόνα 6. Σειτ κεφαλών δοκιμής συμβατικών επίπεδων δίσκων και δίσκων V-Shape

3. Χρησιμοποιείται ένα έμβολο διπλής επενέργειας για την παραγωγή της απαιτούμενης δύναμης ώστε η πλάκα πίεσης να εμπλακεί και να απεμπλακεί. Το μέγεθος του εμβόλου σχεδιάστηκε για να δώσει την επιθυμητή φόρτιση 4000N με πίεση 5 bar (500 kPa). Το εμβαδόν του εμβόλου στην εφαρμοσμένη πλευρά είναι 0,00808 m². Όταν η πλάκα πίεσης εμπλέκεται με τον συμπλέκτη, η δύναμη αντίδρασης μετράται μέσω ενός μετρητή τάσης για την μέτρηση της καταπόνησης που είναι τοποθετημένος στην πίσω πλευρά του κυλίνδρου.

5.3 Σφόνδυλος και αδρανειακές μάζες

Το σετ σφονδύλου είναι τοποθετημένο κοντά στο άκρο του άξονα πίσω από το κέλυφος των δίσκων. Αποτελείται από μια πλήμνη με ένα σφόνδυλο στον οποίο είναι βιδωμένοι άλλοι δύο σφόνδυλοι. Στις παρακάτω **Εικόνα 7** διακρίνεται η κεφαλή δοκιμής σε περιβάλλον Solidworks (α) και η εικόνα (β) δείχνει την μετά τη κατασκευή κατάσταση.



Εικόνα 7. Περιβάλλον Solidworks (α), κατασκευασμένο εξάρτημα.

Η κινητική ενέργεια του συστήματος μπορεί να ποικίλλει ανάλογα με την ταχύτητα ή το μέγεθος του σετ σφονδύλου, όπως φαίνεται στην εξ.1.

$$KE = \frac{1}{2} I \Omega^2$$

Όπου

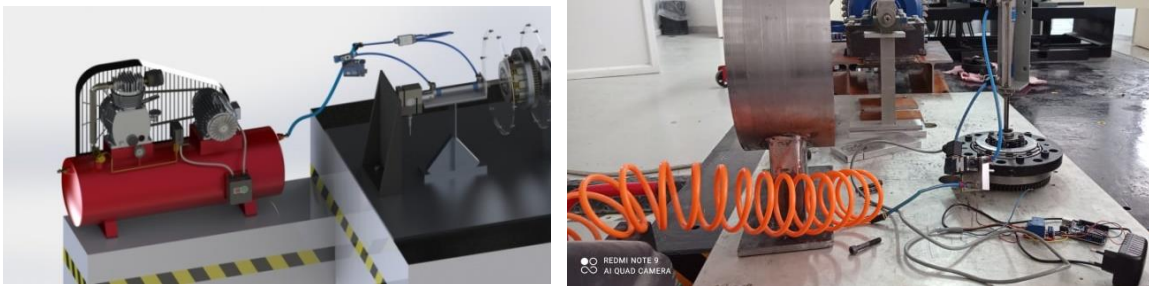
KE : Κινητική ενέργεια (J)

I : Αδράνεια (kg/m²)

Ω : Γωνιακή ταχύτητα (rad/sec)

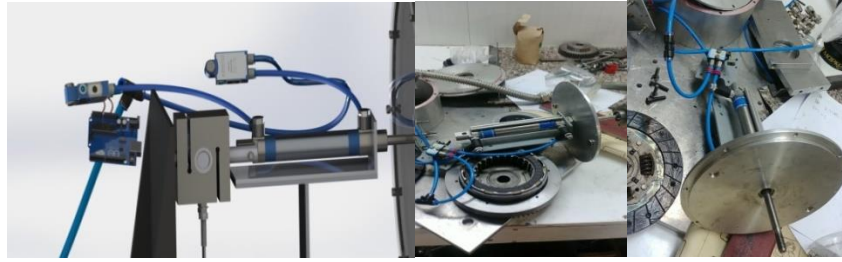
5.4 Πνευματικό Σύστημα

Για να επιτευχθεί μια κυκλική δοκιμή, το σύστημα πρέπει να επιταχυνθεί από τον κινητήρα και να σταματήσει από τον συμπλέκτη πολλές φορές. Για την εξάλειψη της φθοράς του κινητήρα που προκύπτει από συνεχείς στάσεις και εκκινήσεις, χρησιμοποιείται πνευματικός κύλινδρος που ελέγχεται από μικροελεγκτή. Οι λειτουργίες του πνευματικού συμπλέκτη είναι να εμπλέκεται ο άξονας του σφονδύλου στον κινητήρα και να επιταχύνει τον σφόνδυλο στην απαιτούμενη ταχύτητα. Στη συνέχεια, αποδεσμεύει την πλάκα πίεσης από τον κύριο μηχανισμό κίνησης και επιτρέπει στον άξονα του σφονδύλου να σταματήσει εμπλέκοντας τον συμπλέκτη της κεφαλής δοκιμής. Για την λειτουργία του πνευματικού συστήματος είναι απαραίτητη η χρήση ενός συμπιεστή αέρα, πνευματικής βαλβίδας και ενός πνευματικού κυλίνδρου



Εικόνα 8. Πνευματικό σύστημα της διάταξης σε περιβάλλον Solidworks και συναρμολογημένο πνευματικό σύστημα σε περιβάλλον εργαστηρίου

Επιλέχθηκε συμπλέκτης από αγωνιστική μηχανή Honda CBR 400 RR NC23 με μέγιστη ροπή 39 Nm σε πίεση λειτουργίας 550 kPa και μέγιστη ταχύτητα 3500 r/min. Το ίδιο σύστημα συμπλέκτη θα χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια για τις πειραματικές δοκιμές του πρωτότυπου δίσκου τριβής V-Shape.

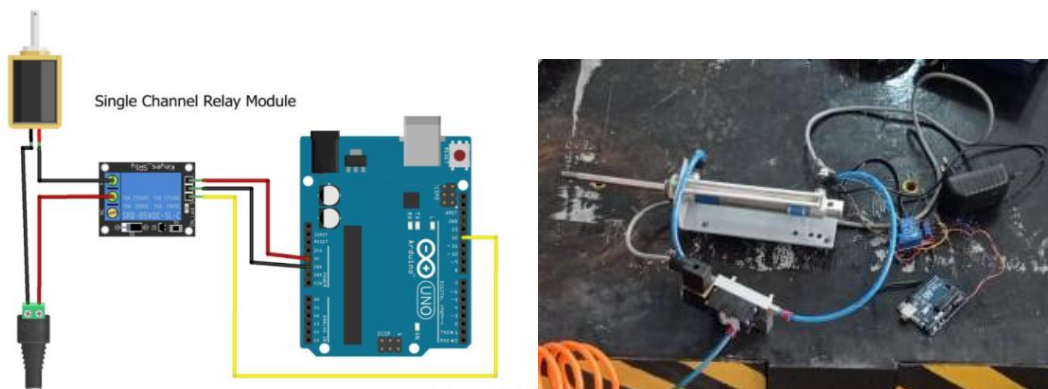


Εικόνα 9. Πνευματικό σύστημα μετά την κατασκευή

Το κύκλωμα του πνευματικού συστήματος φαίνεται στην **Εικόνα 9**. Περιλαμβάνει μία μονάδα ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας που ελέγχει τη λειτουργία της εμπλοκής της κεφαλής δοκιμής.

5.5 Έλεγχος Εμπλοκής – Απεμπλοκής

Ο χρόνος εμπλοκής και αποσύμπλεξης ελέγχεται από μικροελεγκτή arduino, ρελέ και πηγή 24V που προγραμματίστηκε ανάλογα με τις ανάγκες των πειραμάτων. Παρακάτω δίνεται το κύκλωμα του μικροελεγκτή.



Εικόνα 10. (α) Αναπαράσταση κυκλώματος μικροελεγκτή-επενεργητή (β) Συναρμολογημένο κύκλωμα

5.6 Σχεδιασμός και κατασκευή πρωτότυπου συμπλέκτη με κωνική γεωμετρία σχήματος V.

Ας υποθέσουμε ότι ένας κυκλικός δίσκος από χάλυβα είναι κυματοειδής, με το τμήμα της αυλάκωσης να είναι το πάνω μέρος ενός κόλουρου κώνου και ότι ο δίσκος είναι τοποθετημένος πάνω σε έναν άλλο κυματοειδή δίσκο. Θα παρατηρηθεί ότι όχι μόνο τμήματα του κόλουρου κώνου δεν έρχονται σε επαφή μεταξύ τους, αλλά υπάρχει επίσης ένα κενό διάστημα μεταξύ των επίπεδων τμημάτων των δίσκων. Τοποθετώντας τους δίσκους μαζί και περιστρέφοντας τον έναν σε σχέση με το άλλο, παράγεται ποσότητα τριβής που εξαρτάται από την κλίση της γωνίας του κώνου.

Σε μια τέτοια διάταξη αναμένεται να παρατηρηθεί : Πρώτον, πολύ σημαντική αύξηση δύναμης τριβής. δεύτερον, να υπάρχει η τάση ταχείας απαγωγής θερμότητας, λόγω του κενού των δίσκων όταν ο

συμπλέκτης θα ολισθαίνει και τρίτον η ανάγκη λιγότερων δίσκων για δεδομένο χώρο για την μεταφορά ροπής.



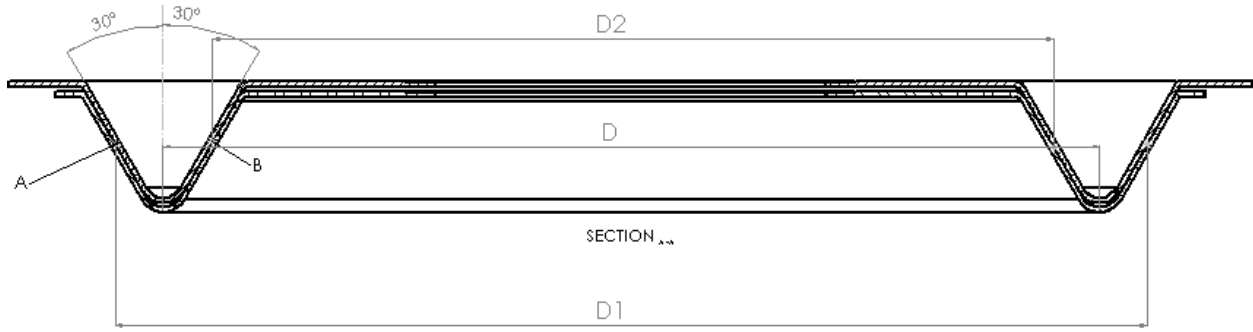
Σχήμα 12. Δίσκοι με κυματοειδή διπλή κωνική γεωμετρία σχήματος V

Σύμφωνα με τη συμβατική θεωρία τριβής, σε ένα κέλυφος δεδομένου μήκους, εάν η δύναμη τριβής συγκριθεί με την πραγματική μέτρηση με τους συμβατικούς συμπλέκτες θα βρεθεί ότι είναι πολύ μεγαλύτερη, και αυτό δεν μπορεί να ληφθεί υπόψη από τους συνηθισμένους νόμους τριβής, καθώς το αυξημένο αποτέλεσμα της δράσης σφήνας (που ποικίλλει ανάλογα με την συντέμνουσα της γωνίας του κώνου) είναι άμεσα σε αναλογία με τη μείωση του αριθμού των δίσκων που είναι δυνατόν να τοποθετηθούν σε ένα κέλυφος. Η οποία μείωση ποικίλλει σύμφωνα με τον ίδιο νόμο. Αναμένεται να υπάρχει ωστόσο μια ακόμη πιο εντυπωσιακή διαφορά μεταξύ της δράσης τριβής των επίπεδων δίσκων και των κυματοειδών κωνικών δίσκων, όταν εισάγεται ένα λιπαντικό στο σύστημα. Χρειάζεται προφανώς κάποια εξήγηση για την αύξηση της επίδρασης πέραν αυτής που αναμένεται από υπολογισμούς που βασίζονται στους συνήθεις νόμους τριβής.

Έχει ιδιαίτερο ενδιαφέρον το να δοθεί μια σειρά αποτελεσμάτων που θα έχουν επιτευχθεί με πραγματικά πειράματα, που σχετίζονται με την επίδραση του πολλαπλασιασμού ενός αριθμού δίσκων και τη σταδιακή αύξηση της πίεσης. Προκειμένου να διασφαλιστεί η αποτελεσματική λίπανση των επιφανειών που έρχονται σε επαφή, στις επιφάνειες των δίσκων πρέπει να δημιουργηθούν οπές/κανάλια λίπανσης με συγκεκριμένο μοτίβο. Ο αριθμός των πλακών σε ένα δεδομένο χώρο εξαρτάται από τη γωνία του κόλουρου κώνου. Σε ένα δεδομένο χώρο οι δίσκοι με μικρότερη γωνία κώνου αναμένεται να έχουν καλύτερη πρόσφυση ως προς τη σύμπλεξη, πάρα το μικρότερο αριθμό δίσκων σε σχέση με τους δίσκους με μεγαλύτερη γωνία με την πιθανή δυνατότητα πιο ελεύθερης κυκλοφορίας του λιπαντικού μέσου. Επίσης αναμένεται πως οι δίσκοι με πιο οξεία γωνία να είναι πιο άκαμπτοι, και μάλιστα αυτή η άκαμψια φαίνεται να σχετίζεται στενά με τη μεγαλύτερη δύναμη τριβής τους.

5.7 Σχεδιασμός και κατασκευή πρωτότυπων δίσκων V-Shape

Ο συγκεκριμένος σχεδιασμός μοιράζεται τα ίδια χαρακτηριστικά με το συμβατικό κωνικό συμπλέκτη δίνοντας έτσι την δυνατότητα εφαρμογής των εξισώσεων που χρησιμοποιούνται κατά τον σχεδιασμό των κωνικών συμπλεκτών. Κατά την λειτουργία του συστήματος εμπλοκής δημιουργείται αξονική δύναμη στο ρουλεμάν αξονικής μετατόπισης (ρουλεμάν συμπλέκτη). Αυτή η δύναμη στη συνέχεια κατανέμεται από την πλάκα πίεσης, με αποτέλεσμα τη δύναμη πίεσης που συγκρατεί το δίσκο τριβής.



Σχήμα 13. Τομή Α-Α

Σε αυτή την προσέγγιση, η έννοια της σταθερής δύναμης τριβής (δηλαδή ο ρυθμός μετατροπής από κινητική ενέργεια σε έργο τριβής κατά την ολισθήση του συμπλέκτη) χρησιμοποιείται για τη εκτίμηση της ονομαστικής ροπής συμπλέκτη. Με βάση αυτήν την υπόθεση, ο ρυθμός μετατροπής ενέργειας εκφράζεται ως εξής:

$$f p v = C_t \quad (1)$$

Όπου, f συντελεστής τριβής του δίσκου τριβής, p η πίεση, v η σχετική ταχύτητα σε ένα σημείο, και C_t ο ρυθμός μετατροπής ενέργειας ανά μονάδα επιφάνειας τριβής.

$$p = \frac{C_t}{f v} = \frac{C_t}{f \omega r} = \frac{C}{r} \quad (2)$$

Όπου, ω η γωνιακή ταχύτητα και r η ακτίνα. Ο λόγος $\frac{C_t}{f \omega}$ είναι σταθερή σε όλη την επιφάνεια του δίσκου και ορίζεται ως C . Προφανώς η πίεση στην επιφάνεια του δίσκου είναι αντιστρόφως ανάλογη με την ακτίνα του δίσκου.

Η κανονική δύναμη που δρα σε ένα στοιχειώδη δακτύλιο είναι

$$\delta W_n = p_r 2\pi dr \operatorname{coseca} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \delta W &= W_n \sin a = 2\pi p_r r dr \operatorname{coseca} \sin a = 2\pi p_r r dr = 2\pi \frac{C}{r} r dr \\ &= 2\pi C dr \end{aligned} \quad (4)$$

Η συνολική αξονική δύναμη που ασκείται στην πλάκα πίεσης μπορεί να υπολογιστεί ως εξής

$$W = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi C dr = 2\pi C [r]_{r_2}^{r_1} = 2\pi C (r_1 - r_2) \quad (5)$$

$$C = \frac{w}{2\pi (r_1 - r_2)} \quad (6)$$

Γνωρίζουμε ότι η δύναμη τριβής στη στοιχειώδη λωρίδα δρα εφαπτομενικά σε ακτίνα r , έτσι

$$F_r = \mu \delta W_n = \mu p_r 2\pi r dr \operatorname{cosec} a \quad (7)$$

Ροπή δια τριβή που δρα στη λωρίδα μπορεί να υπολογιστεί ως εξής

$$\begin{aligned} T_r = F_r r &= \mu p_r 2\pi r dr \operatorname{cosec} a r = \mu \frac{C}{r} 2\pi r dr \operatorname{cosec} a r \\ &= 2\pi \mu C \operatorname{cosec} a r dr \end{aligned} \quad (8)$$

Η ολοκλήρωση αυτής της σχέσης στα όρια από r_2 σε r_1 για την συνολική ροπή στο συμπλέκτη έχουμε

$$\begin{aligned} T &= \int_{r_2}^{r_1} 2\pi \mu C \operatorname{cosec} a r dr = 2\pi \mu C \operatorname{cosec} a \left[\frac{r^2}{2} \right]_{r_2}^{r_1} \\ &= 2\pi \mu C \operatorname{cosec} a \left[\frac{(r_1)^2 - (r_2)^2}{2} \right] \end{aligned} \quad (9)$$

Αντικαθιστώντας την τιμή της σταθεράς C

$$\begin{aligned} T &= 2\pi \mu \frac{w}{2\pi (r_1 - r_2)} \operatorname{cosec} a \left[\frac{(r_1)^2 - (r_2)^2}{2} \right] = \mu W \operatorname{cosec} a \left[\frac{r_1 - r_2}{2} \right] \\ T &= \mu W R \operatorname{cosec} a \end{aligned} \quad (10)$$

Όπου, $R = \left[\frac{r_1 - r_2}{2} \right]$ η μέση ακτίνα της επιφάνειας επαφής.

Μιας και η κανονική δύναμη που ασκείται στην επιφάνεια επαφής, $W_n = W \operatorname{cosec} a$, ως εκ τούτου η εξ. (10) μπορεί να γραφτεί ως

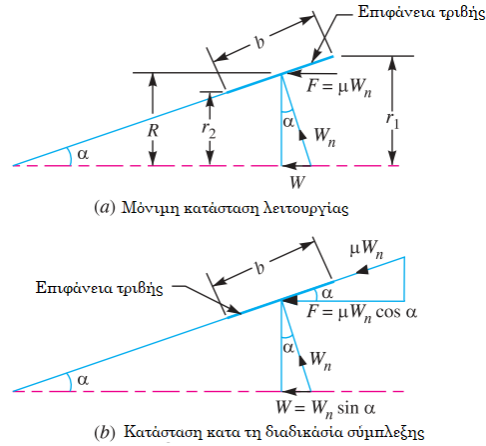
$$T = \mu W_n R \quad (11)$$

Οι δυνάμεις στην επιφάνεια επαφής για τη μόνιμη κατάσταση του συμπλέκτη και για την κατάσταση σύμπλεξης φαίνονται στο παρακάτω σχήμα με α και β αντίστοιχα. Από την α περίπτωση βρίσκεται ότι

$$r_1 - r_2 = b \sin \alpha \text{ και } R = \left[\frac{r_1 - r_2}{2} \right]$$

η

$$r_1 + r_2 = 2R$$



Σχήμα 14. Δυνάμεις στην επιφάνεια τριβής.

Από την εξίσωση της κανονικής πίεσης στην επιφάνεια επαφής

$$p_n = \frac{W}{\pi[(r_1)^2 - (r_2)^2]} = \frac{W}{\pi(r_1 - r_2)(r_1 + r_2)} = \frac{W}{2\pi R b \sin \alpha} \quad (12)$$

ή

$$W = p_n 2\pi R b \sin \alpha = W_n \sin \alpha \quad (13)$$

Όπου W_n το κανονικό φορτίο που ασκείται στην επιφάνεια επαφής και θα ισούται με

$$W_n = p_n 2\pi R b \quad (14)$$

Ο υπολογισμός της συνολική δύναμης είναι το άθροισμα των προκύπτουσών δυνάμεων για τα σημεία A και B (βλέπε σχήμα 2. Τομή A-A).

Έτσι πλέον η εξ.(10) μπορεί να γραφτεί ως

$$T = \mu (p_n 2\pi R b \sin \alpha) R \operatorname{cosec} \alpha = 2\pi p_n \mu R^2 b \quad (15)$$

Υπάρχουν κάποια σημεία που πρέπει να τονιστούν

1. Οι παραπάνω εξισώσεις είναι έγκυρες για μόνιμη κατάσταση λειτουργίας συμπλέκτη και για μετά την κατάσταση εμπλοκής.
2. Αν ο συμπλέκτης βρίσκεται σε κατάσταση εμπλοκής όταν ένα μέλος του βρίσκεται σε ηρεμία και το άλλο μέλος περιστρέφεται (βλέπε κατάσταση b του σχήματος) τότε οι κωνικές επιφάνειες έχουν την τάση να ολισθαίνουν η μία πάνω στην άλλη κατά την διαδικασία σύμπλεξης λόγω της παρουσίας της σχετικής κίνησης. Έτσι, μια επιπρόσθετη δύναμη (μεγέθους $\mu W_n \cos \alpha$) δρα στον συμπλέκτη που αντιστέκεται στην εμπλοκή και η αξονική δύναμη που απαιτείται για την εμπλοκή του συμπλέκτη αυξάνεται.

Έτσι η απαιτούμενη αξονική δύναμη για την εμπλοκή είναι

$$W_e = W + \mu W_n \cos a = W_n \sin a + \mu W_n \cos a = W_n (\sin a + \mu \cos a) \quad (16)$$

* Έχει προσδιοριστεί πειραματικά πως ο όρος $(\mu W_n \cos a)$ είναι αποτελεσματικός κατά 25%

$$W_e = W_n \sin a + 0.25 \mu W_n \cos a = W_n (\sin a + 0.25 \mu \cos a) \quad (17)$$

3. Υπό συνθήκες σταθερής λειτουργίας συμπλέκτη μια μείωση, γωνίας κώνου (α) αυξάνει την ροπή που παράγεται από το συμπλέκτη (T) και μειώνει την αξονική δύναμη (W). Κατά την περίοδο εμπλοκής η αξονική δύναμη που απαιτείται για την εμπλοκή (W_e) αυξάνεται υπό την επήρεια της τριβής καθώς η γωνία (α) μειώνεται. Η τιμή της γωνίας όμως δεν μπορεί μειωθεί πολύ διότι μικρότερες γωνίες κώνου (α) απαιτούν μεγαλύτερη αξονική δύναμη για την απεμπλοκή τους.

Αν ο συμπλέκτης είναι να σχεδιαστεί για ελεύθερη απεμπλοκή το μέγεθος $\tan a$ πρέπει να είναι μεγαλύτερο από το μέγεθος μ . Σε περίπτωση που το μέγεθος $\tan a$ είναι μικρότερο από μέγεθος μ , ο συμπλέκτης δεν θα έχει την ικανότητα αποσύμπλεξης από μόνο του και η αξονική δύναμη που θα απαιτείται για την απεμπλοκή του συμπλέκτη υπολογίζεται από

$$W_d = W_n (\mu \cos a - \sin a) \quad (18)$$

Η συνολική μεταφερόμενη ροπή στην περίπτωση δίσκων διπλής κωνικής γεωμετρίας σχήματος V θα είναι το άθροισμα των ροπών όλων των πλευρών επαφής.

Για την εξωτερική πλευρά του κόλουρου κώνου η ροπή θα υπολογίζεται από:

$$T_1 = 2\pi p_n \mu \bar{R}_1^{-2} 2b \quad (19)$$

Για την εσωτερική πλευρά του κόλουρου κώνου η ροπή θα υπολογίζεται από:

$$T_2 = 2\pi p_n \mu \bar{R}_2^{-2} 2b \quad (20)$$

Έτσι με το άθροισμα των ροπών προκύπτει ότι για n επιφάνειες επαφής

$$T = 4\pi p_n \mu b n (\bar{R}_A^{-2} + \bar{R}_B^{-2}) \quad (21)$$

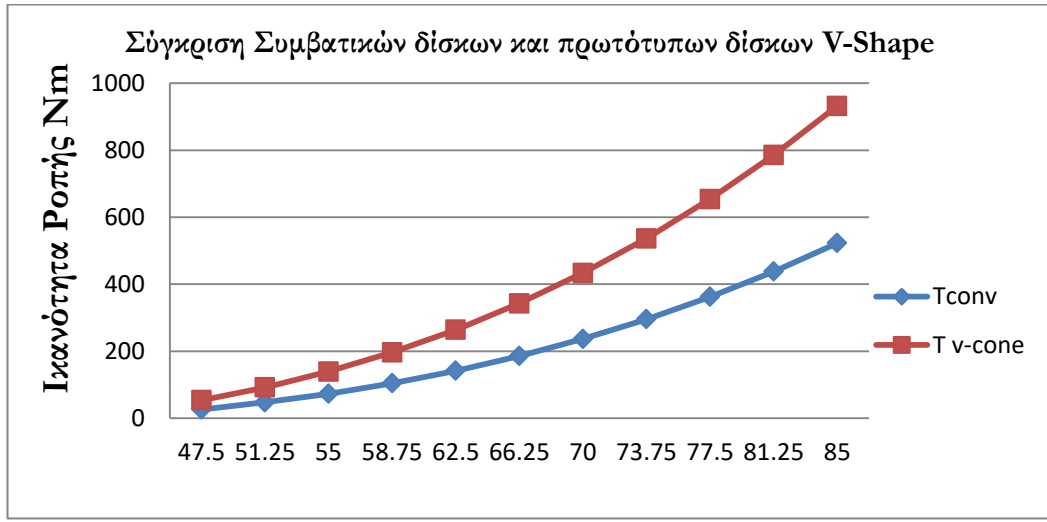
Όπου,

n επιφάνειες επαφής

$\bar{R}_A^{-2} = \frac{R_1 + R_{1.1}}{2}$ Μέση ακτίνα στο σημείο επαφής Α (βλέπε σχήμα 2. Τομή Α-Α)

$\bar{R}_B^{-2} = \frac{R_2 + R_{2.1}}{2}$ Μέση ακτίνα στο σημείο επαφής Β (βλέπε σχήμα 2. Τομή Α-Α)

Έτσι με την χρήση των αναλυτικών σχέσεων που προέκυψαν πραγματοποιείται εκτίμηση της ικανότητας ροπής πρωτότυπων δίσκων V-Shape και η σύγκριση τους με τους συμβατικούς επίπεδους δίσκους.



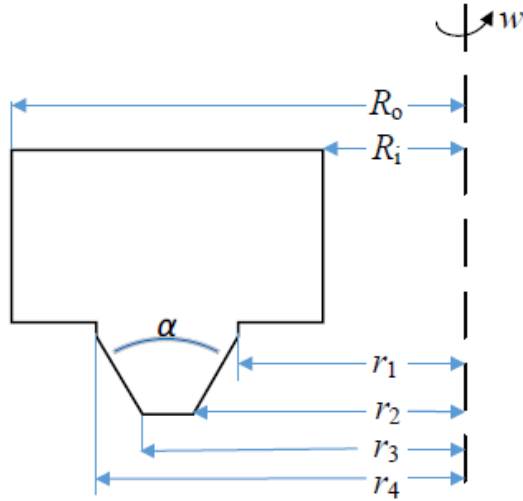
Διάγραμμα 1. Σύγκριση συμβατικών επίπεδων δίσκων με V-Shape ως προς την ικανότητα ροπής

5.8 Μοντέλο τριβής για κωνικό στοιχείο τριβής σε υγρό συμπλέκτη

Ο συμπλέκτης υγρής τριβής είναι ένα σημαντικό στοιχείο ενός κιβωτίου ταχυτήτων. Το κωνικό ζεύγος τριβής έχει σχεδιαστεί με δύο κωνικές επιφάνειες τριβής. Η ροπή τριβής δημιουργείται από τις κωνικές επιφάνειες και εξαρτάται άμεσα από τον συντελεστή τριβής και την κωνική δομή.

Κατά τη διαδικασία της επαφής, οι δύο επιφάνειες κώνου του στοιχείου τριβής έρχονται σε επαφή μεταξύ τους. Το διάκενο μεταξύ του δίσκου τριβής και του δίσκου διαχωρισμού είναι h_0 , η εσωτερική διάμετρος του στοιχείου τριβής είναι R_i , η εξωτερική διάμετρος είναι R_o , η γωνία κώνου είναι α , η ισοδύναμη εσωτερική διάμετρος είναι r_1 και η ισοδύναμη εξωτερική διάμετρος είναι r_D . Η ταχύτητα περιστροφής του δίσκου τριβής είναι ω_1 , ο διαχωριστικός δίσκος αρχίζει να περιστρέφεται υπό την επίδραση της ροπής διάτμησης του φιλμ λαδιού, η ταχύτητα περιστροφής είναι ω_2 και το φορτίο του δίσκου διαχωρισμού είναι F .

Όπως φαίνεται στο **Σχήμα.14** R_i είναι R_o είναι η εσωτερική και η εξωτερική ακτίνα, αντίστοιχα. Τα r_1 , r_2 , r_3 και r_4 είναι οι κορυφές των κωνικών επιφανειών. Η κανονική δύναμη εφαρμόζεται στο πίσω μέρος του δίσκου τριβής.



Σχήμα 14. Σχηματική αναπαράσταση ισοδύναμης ακτίνας

Όλοι οι υπολογισμοί βασίζονται στην εξίσωση Reynolds και η κατανομή της πίεσης θεωρείται σταθερή. Σύμφωνα με τη μέθοδο υπολογισμού τριβής κώνου [11], πραγματοποιείται ο υπολογισμός της ισοδύναμης ακτίνας του κωνικού στοιχείου τριβής. Η ισοδύναμη ακτίνα χρησιμοποιείται για να περιγράψει το κωνικό χαρακτηριστικό. Η κωνική επιφάνεια τριβής είναι ισοδύναμη με έναν επίπεδο δίσκο με εξωτερική ακτίνα r_D και εσωτερική ακτίνα r_1 . Η ισοδύναμη ακτίνα r_D της επιφάνειας του κώνου μπορεί να υπολογιστεί ως Εξίσωση (1).

$$r_D = \frac{2}{3\sin(\frac{\alpha}{2})} \left[\frac{r_4^3 - r_3^3}{r_4^2 - r_3^2} + \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right] + r_1 \quad (22)$$

Ο συντελεστής στιγμιαίας τριβής μ μπορεί να υπολογιστεί ως

$$\mu = \frac{T}{F(r_D - r_1)} \quad (23)$$

Όπου μ είναι ο συντελεστής τριβής, T είναι η μετρούμενη ροπή και F είναι η αξονική δύναμη που εφαρμόζεται στην πλάκα τριβής.

Η πίεση εργασίας P του δίσκου τριβής μπορεί να υπολογιστεί ως

$$P = \frac{F}{\pi(r_D^2 - r_1^2)} \quad (24)$$

Στην προκειμένη περίπτωση υπάρχει η ανάγκη σχεδιασμού και κατασκευής ενός συμπλέκτη όπου η εξωτερική διάμετρος των δίσκων είναι περιορισμένη λόγω χωροταξικών απαιτήσεων ώστε να υπάρχει η

δυνατότητα μείωσης όγκου του συστήματος. Έτσι σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε ο πρωτότυπος δίσκος V-Shape όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες με τα εξής χαρακτηριστικά:

$AL\ 6061$: Υλικό κατασκευής

$\mu = 0.3$ (για ξηρή επαφή) – 0.08 (με παρουσία μέσου) : Συντελεστής τριβής

$a = 30^\circ$ μοίρες : Γωνία κώνου

$b = 12.5\ mm$: Πλάτος επαφής κώνου

$R_1 = 56.25\ mm$: Μεγάλη ακτίνα κώνου εξωτερικής πλευράς του σημείου επαφής A

$R_{1,1} = 50\ mm$: Μικρή ακτίνα κώνου εξωτερικής πλευράς του σημείου επαφής A

$R_2 = 45.75\ mm$: Μεγάλη ακτίνα κώνου εσωτερικής πλευράς του σημείου επαφής B

$R_{2,1} = 40\ mm$: Μικρή ακτίνα κώνου εσωτερικής πλευράς του σημείου επαφής B

Μετά από την επιλογή υλικού κατασκευής πρωτοτύπου πραγματοποιήθηκε ο προγραμματισμός κέντρου κατεργασία CNC ώστε να κοπούν τα απαραίτητα τεμάχια. Η δυσκολία κατεργασίας, το κόστος υλικού και η απαιτήσις για ελαχιστοποίηση βάρους οδήγησαν στην επιλογή αλουμινίου σαν υλικό κατασκευής. Η τοποθέτηση και η ασφάλιση του τεμαχίου προς κατεργασία ήταν από μόνη της μια τεράστια πρόκληση λόγω της κωνικής γεωμετρίας όπως φαίνεται στην **Εικόνα 11**.



Εικόνα 11. Απεικόνιση διαδικασίας τοποθέτησης, στερέωσης και κατεργασίας σε CNC.

Η τοποθέτηση και η ασφάλιση του τεμαχίου προς κατεργασία ήταν από μόνη της μια τεράστια πρόκληση λόγω της κωνικής γεωμετρίας. Τα σημεία δεσίματος έπρεπε να προσδιοριστούν σωστά ώστε να μην υπάρχουν στρεβλώσεις ή κάμψεις κατά την κατεργασία. Λόγω του περιορισμένου χώρου κελύφους συμπλέκτη μιας και το κέλυφος που χρησιμοποιείτε ανήκει σε υπάρχουσα αγωνιστική μηχανή με συμβατικούς συμπλέκτες έπρεπε να υπολογιστούν όλα τα μεγέθη με ακρίβεια και να

πραγματοποιηθούν κοπές υψηλής ακριβείας σε κέντρο κατεργασίας όπως φαίνεται στην παρακάτω **Εικόνα 12**.

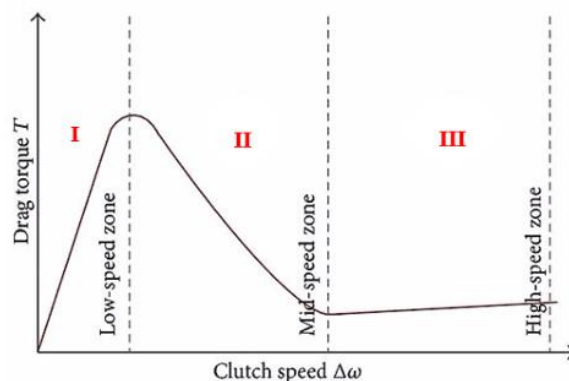


Εικόνα 12. Πρωτότυπος δίσκος τριβής κωνικής γεωμετρίας V-Shape

Το τελικό προϊόν μετά από κατεργασία υψηλής ακριβείας είναι ο πρωτότυπος δίσκος τριβής V-Shape παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα.

5.9 Ρευστοδυναμική ανάλυση απωλειών

Για την καλύτερη κατανόηση των ρευστοδυναμικών φαινομένων που δημιουργούνται κατά την διαδικασία αποσύμπλεξης και σύμπλεξης ήταν αναγκαία η μοντελοποίηση του προβλήματος ως προς τις απώλειες ροπής λόγω ιξώδους του λιπαντικού μέσου. Όταν ένας συμπλέκτης βρίσκεται σε κατάσταση κλειστής λειτουργία δηλαδή σε κατάσταση εμπλοκής, το λιπαντικό από το διάκενο συμπιέζεται προς τα έξω. Το **Σχήμα.15** παρακάτω δείχνει πώς η ροπή οπισθέλκουσας ποικίλλει και στα τρία στάδια.



Σχήμα 15. Συμπεριφορά απώλειας ροπής στο συμπλέκτη (Shoaib & al., Mathematical Model and Experimental Evaluation of Drag Torque in Disengaged Wet Clutches, 2013)

Στο εύρος χαμηλής ταχύτητας, η ροπή απώλειας αυξάνεται γραμμικά με την ταχύτητα μέχρι ένα σημείο αιχμής και στη συνέχεια αρχίζει να μειώνεται δραστικά μέχρι μια ορισμένη ταχύτητα. Μετά από αυτό το σημείο, η ροπή απωλειών αρχίζει να αυξάνεται. Όμως, σε αυτή τη διατριβή, η εστίαση είναι να μειωθεί η μέγιστη ροπή οπισθέλκουσας με καινοτόμο σχεδιασμό.

Όπως φαίνεται στο **Σχήμα 15**, στην περιοχή I, το υδροδυναμικό στάδιο, η ροπή αυξάνεται γραμμικά με την ταχύτητα. Το φιλμ λαδιού στο διάκενο επηρεάζεται από δυνάμεις επιφανειακής τάσης και από την φυγόκεντρη δύναμη. Σε χαμηλότερες στροφές, η φυγόκεντρος δύναμη είναι χαμηλή και οι δυνάμεις επιφανειακής τάσης δρουν κυρίως διατηρώντας ένα σχεδόν ομοιόμορφο στρώμα υγρού μεταξύ των κενών στο πακέτο συμπλέκτη. Αυτό το φιλμ λαδιού υφίσταται διάτμηση λόγω της σχετικής κίνησης των πλακών με αποτέλεσμα την αύξηση της ροπής οπισθέλκουσας.

Στην περιοχή II, καθώς αυξάνεται η ταχύτητα, η φυγόκεντρος δύναμη αυξάνεται και κυριαρχεί στη δύναμη επιφανειακής τάσης. Αυτό προκαλεί διασπορά του λαδιού, σπάσιμο του φιλμ λαδιού και εισαγωγή φυσαλίδων αέρα στο φιλμ λαδιού. Καθώς οι θύλακες αέρα αρχίζουν να μεγαλώνουν, το λάδι ανάμεσα στο διάκενο διασκορπίζεται μειώνοντας τη ροπή οπισθέλκουσας.

Καθώς η ταχύτητα αυξάνεται, στην περιοχή III, αρχίζει να σχηματίζεται «ομίχλη» σε κενά που οδηγεί σε δραστικές αλλαγές στην πίεση. Για να εξισορροπηθεί αυτή η αλλαγή πίεσης, το διάκενο μεταξύ των πλακών διαχωρισμού και της πλάκας τριβής ποικίλλει. Αυτό μπορεί να προκαλέσει αύξηση της ροπής οπισθέλκουσας.

Σύμφωνα με τον Yuan & al, 2010 [36] η θεωρητική ροπή απωλειών λόγω λιπαντικού μέσου ορίζεται ως

$$T = \frac{N\mu\pi(R_2^2 - R_1^2)\omega r_m^2}{h} \quad (25)$$

Από την παραπάνω εξίσωση μπορεί να συναχθεί το συμπέρασμα ότι παράγοντες όπως το ιξώδες λαδιού, ο αριθμός των πλακών τριβής, η μέση ενεργή ακτίνα, η ταχύτητα περιστροφής και το διάκενο ή το κενό μεταξύ των πλακών επηρεάζουν τη συνολική ροπή απωλειών στο σύστημα συμπλέκτη. Η παραπάνω εξίσωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο για μονοφασικό μοντέλο.

Οι συμβατικοί επίπεδοι δίσκοι υγρής τριβής εμφανίζουν φαινόμενα ταλαντώσεων στην ανοιχτή κατάσταση δηλαδή στην κατάσταση αποσύμπλεξης. Εκτιμάτε πως ο σχεδιασμός με αυλάκωση V στο πρωτότυπο δίσκο τριβής δύναται να μειώνει αυτά τα φαινόμενα ταλαντώσεων.

5.9 Επισκόπηση Μοντελοποίησης Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής

Η Υπολογιστική Ρευστοδυναμική είναι η ανάλυση συστημάτων που περιλαμβάνουν ροή ρευστού, μεταφορά θερμότητας και συναφή φαινόμενα όπως χημικές αντιδράσεις μέσω προσομοίωσης. Οι κώδικες CFD είναι δομημένοι γύρω από τους αριθμητικούς αλγόριθμους που μπορούν να αντιμετωπίσουν προβλήματα ροής ρευστού. Για την επίλυση προβλημάτων ροής ρευστού,

χρησιμοποιείται ένα σύνολο εξισώσεων που αντιπροσωπεύουν μαθηματικές δηλώσεις των νόμων διατήρησης. Το ρευστό θεωρείται ως συνεχές. Αυτές οι εξισώσεις που ισχύουν είναι:

Διατήρηση μάζας

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (26)$$

Διατήρηση ορμής στην διεύθυνση x

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{M_x} \quad (27)$$

Διατήρηση ενέργειας στην διεύθυνση x

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\nabla(pu) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \nabla k \text{grad}T + S_E \quad (28)$$

Ομοίως, η ορμή και η διατήρηση ενέργειας μπορούν να γραφτούν για την κατεύθυνση y και z. Συνήθως, κατά την επίλυση ενός προβλήματος ροής ρευστού, η εξίσωση Navier Stokes λύνεται μαζί με την εξίσωση συνέχειας όπου, η εξίσωση Navier Stokes αντιπροσωπεύει τη διατήρηση της ορμής ενώ η εξίσωση συνέχειας αντιπροσωπεύει τη διατήρηση της μάζας.

5.10 Μοντελοποίηση στροβιλισμού

Υπάρχουν πολλές διαθέσιμες αριθμητικές μέθοδοι για τον υπολογισμό της ροής στροβιλισμού. Ένα μοντέλο στροβιλισμού είναι μια υπολογιστική διαδικασία για το κλείσιμο του συστήματος των εξισώσεων μέσης ροής (Bakker). Οι μέθοδοι που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), DNS (Direct Numerical Simulation) και LES (Large Eddy Simulation).

Σε αυτή τη διπλωματική εργασία χρησιμοποιείται το μοντέλο στροβιλισμού k-ε. Αυτό το μοντέλο βασίζεται στο RNG-Swirl dominated flow. Είναι ένα μοντέλο δύο εξισώσεων, που σημαίνει ότι περιέχει δύο επιπλέον εξισώσεις μεταφοράς που αναπαριστούν τις τυρβώδεις ιδιότητες της ροής. Αυτό του επιτρέπει να λαμβάνει υπόψη τα αποτελέσματα όπως η μεταφορά και η διάχυση της τυρβώδους ενέργειας. Η πρώτη μεταφερόμενη μεταβλητή είναι η τυρβώδης κινητική ενέργεια k. Η δεύτερη μεταφερόμενη μεταβλητή είναι η τυρβώδης διάχυση ε. Αυτές οι μεταβλητές καθορίζουν την κλίμακα των στροβιλισμών. Η πρώτη μεταβλητή k καθορίζει την ενέργεια στον στροβιλισμό.

Η τυρβώδης κινητική ενέργεια k μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$k = \frac{3}{2} (UI)^2 \quad (29)$$

Η ένταση στροβιλισμού I, που αναφέρεται ως επίπεδο στροβιλισμών, ορίζεται ως:

$$I = \frac{u^i}{U} \quad (30)$$

Όπου, u^i είναι η μέση τετραγωνική ρίζα των διακυμάνσεων της τυρβώδους ταχύτητας και U είναι η μέση ταχύτητα.

$$u^i = \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} \quad (31)$$

Το U μπορεί να υπολογιστεί ως

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2} \quad (32)$$

Ο ρυθμός τυρβώδους διασποράς ε , υπολογίζεται ως:

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (33)$$

Όπου, l είναι η κλίμακα τυρβώδους μήκους που περιγράφει το μέγεθος μεγάλης ενέργειας που περιέχει δίνες σε μια τυρβώδη ροή και το C_μ είναι μια σταθερά μοντέλου στροβιλισμού με τιμή 0,09.

Εδώ, το μοντέλο στροβιλισμών k- ε χρησιμοποιείται για την επίλυση του προβλήματος ροής ρευστού. Οι εξισώσεις μεταφοράς για k και ε μπορούν να δοθούν ως:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_1}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (34)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_1}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (35)$$

Όπου

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_\varepsilon = 1.0 \sigma_\varepsilon = 1.2$$

Το Pk αντιπροσωπεύει την παραγωγή κινητικής ενέργειας στροβιλισμού λόγω των βαθμίδων μέσης ταχύτητας και το P_b είναι η παραγωγή κινητικής ενέργειας στροβιλισμών λόγω άνωσης. Το τυρβώδες ιξώδες για το πραγματοποιήσιμο μοντέλο k-ε υπολογίζεται ως:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Όπου,

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}}$$

$$U^* = \sqrt{2S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}}$$

$$\bar{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$$

Όπου $\bar{\Omega}_{ij}$ είναι ο μέσος ρυθμός περιστροφής του τανυστή που παρατηρείται σε ένα περιστρεφόμενο πλαίσιο αναφοράς με γωνιακή ταχύτητα ω_k . Οι σταθερές του μοντέλου A_0 και A_s δίνονται από:

$$A_0 = 4,04$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \varphi$$

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6W}), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\bar{s}^3} \bar{s} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

Το μοντέλο στροβιλισμών k-ε είναι σχετικά απλό στην εφαρμογή, δίνει σταθερούς υπολογισμούς και συγκλίνει εύκολα. Αυτό το μοντέλο είναι λιγότερο ευαίσθητο στις εφαρμοζόμενες οριακές συνθήκες. Επιπλέον, το πραγματοποιήσιμο μοντέλο στροβιλισμών k-ε βελτιώνει την απόδοση για ροές που περιλαμβάνουν περιστροφή και ανακυκλοφορία (Bakker). Ως εκ τούτου, αυτό το μοντέλο επιλέγεται για προσομοιώσεις CFD στην εργασία της διατριβής. Στον παρακάτω **Πίνακα. 1** δίνονται οι παράμετροι προσομοιώσεων για τους συμβατικούς δίσκους και πρωτότυπους δίσκους τριβής V-Shape.

Παράμετροι		
------------	--	--

Δυναμικό ιξώδες	0.09	Pa s
πυκνότητα	860	kg/m ³
Εσωτερική ακτινική ροή	0.0143	kg/s
Πάχος φιλμ λιπαντικού μέσου	0.5	mm
Rin	54	mm
Rout	92	mm
	V-Shape	Flat
Ταχύτητα [rpm]	Ροπή [Nm]	Ροπή[Nm]
100	0.042721175	0.018202
200	0.085381027	0.036592
300	0.13030979	0.055084
400	0.17653336	0.073721
500	0.22326471	0.092515
600	0.27526873	0.111473
700	0.32978338	0.130601
800	0.38311604	0.14991
900	0.43790183	0.169404
1000	0.49408383	0.189091

Πίνακας 1. Παράμετροι προσομοιώσεων συμβατικού επίπεδου δίσκου και πρωτότυπου δίσκου V-Shape

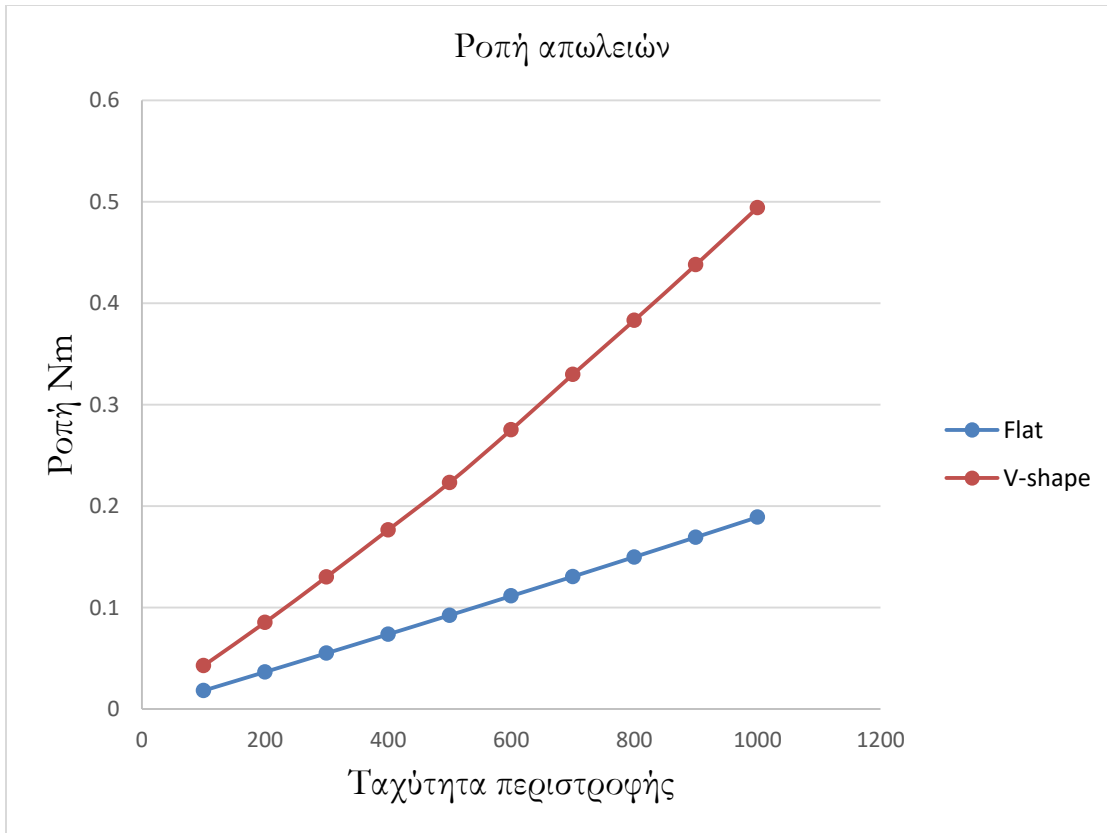
Κύριος στόχος αυτής της προσομοίωσης είναι η κατανόηση της κατανομής ροής λαδιού μέσα στο μοντέλο του συμπλέκτη. Γνωρίζουμε πως η είσοδος στο πακέτο συμπλέκτη δεν είναι ομοιόμορφη και αυτή η προσομοίωση βοηθά στην κατανόηση της κατανομής του λαδιού στο εσωτερικό του συστήματος.

Σε αντίθεση με άλλα πακέτα συμπλέκτη, εδώ, σε κατάσταση απεμπλοκής, οι πλάκες διαχωρισμού περιστρέφονται και οι δίσκοι τριβής είναι ακίνητοι. Ως εκ τούτου, θα ήταν επίσης ενδιαφέρον να κατανοήσουμε τη φυσική και την κατανομή του λαδιού μεταξύ των πλακών διαχωρισμού και τριβής εντός του συμπλέκτη.

Αυτή η προσομοίωση μπορεί να προσφέρει καλύτερη κατανόηση του τρόπου απλοποίησης του μοντέλου και λήψης ρεαλιστικών οριακών συνθηκών για περαιτέρω προσομοιώσεις.

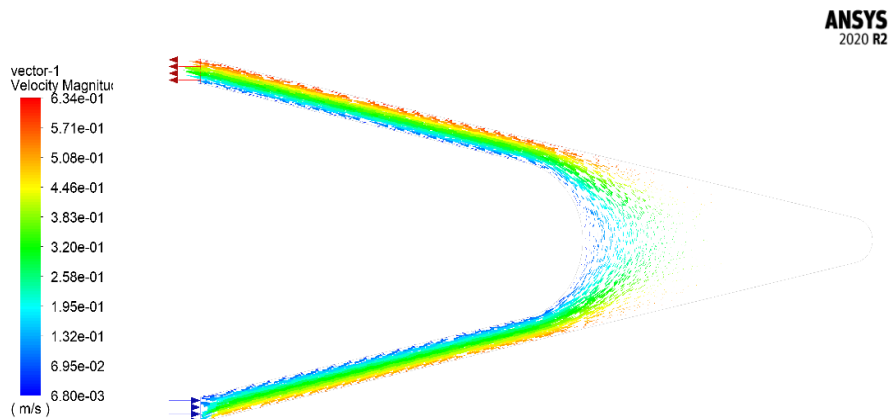
Μέσω αυτής της προσομοίωσης, λαμβάνεται μια βασική τιμή για την ροπή απωλειών για το πακέτο συμπλέκτη V-Shape δίσκου. Αυτή η τιμή θα συγκριθεί με τις τιμές απώλειας που θα λαμβάνονται από περαιτέρω προσομοιώσεις.

Η συνολική μέση απώλεια στο σύστημα συμπλέκτη με V-Shape δίσκους είναι 0,49 N-m στις 1000 rpm. Το **Διάγραμμα 2**, δείχνει πώς αυξάνεται η απώλεια ροπής με την μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας συγκριτικά με τους συμβατικούς επίπεδους δίσκους.

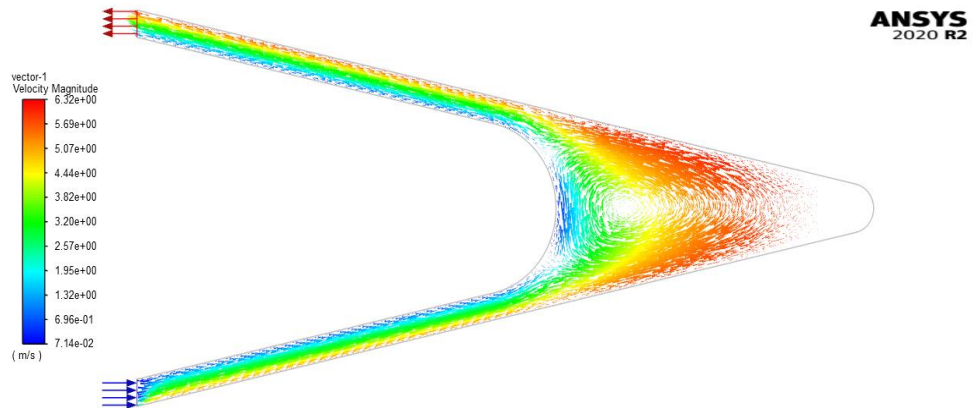


Διάγραμμα 2. Σύγκριση δίσκων

Για να απλοποιηθεί το μοντέλο για περαιτέρω προσομοιώσεις, η ροή μάζας του λαδιού υπολογίζεται στην είσοδο στην μεμονωμένη πλάκα τριβής.



Εικόνα 13. Ροή λιπαντικού μέσου στις 100 rpm



Εικόνα 14. Ροή λιπαντικού μέσου στις 1000 rpm

Η ταχύτερη διασπορά του λαδιού έχει ως αποτέλεσμα μικρότερη απώλεια. Καθώς η απώλεια ροπής είναι μεγαλύτερη για υψηλούς ρυθμούς ροής μάζας, η πλάκα με μεγαλύτερη ροή μάζας χρησιμοποιείται για περαιτέρω προσομοιώσεις. Η μείωση της απώλειας για υψηλότερο ρυθμό ροής θα μειώσει αυτόματα τις απώλειες για άλλες πλάκες στο σύστημα συμπλέκτη.

6 Μετρητικά συστήματα

Οι μετρήσεις που θα πραγματοποιηθούν κατά τη διάρκεια των δοκιμών είναι

- (1) η ροπή
- (2) η ταχύτητα περιστροφής
- (3) η ασκούμενη δύναμη κατά την εμπλοκή του συμπλέκτη,
- (4) η θερμοκρασία λαδιού κατά τη διάρκεια μιας περιόδου λειτουργίας
- (3) ο χρόνος από τη στιγμή που ο συμπλέκτης άρχισε να εμπλέκεται μέχρι να σταματήσει ο σφόνδυλος (χρόνος κλειδώματος).

6.1 Μέτρηση ροπής

Η μέτρηση ροπής χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της δύναμης αντίδρασης μεταξύ του υλικού τριβής και της επιφάνειας ζευγαρώματος κατά τη διάρκεια της ολίσθησης, δίνοντας τον δυναμικό συντελεστή τριβής και, στο τέλος της ολίσθησης, δίνοντας τον στατικό συντελεστή τριβής. Στην κατασκευή ενσωματώθηκε αισθητήρας ροπής (**εικόνα 14**) έτσι ώστε η ροπή που εφαρμόζεται στο κέλυφος δοκιμής μέσω των σφηνών, να μπορεί να μετρηθεί με ακρίβεια.



Εικόνα 14. Αισθητήρας ροπής της πειραματικής διάταξης

Λόγω δυσκολίας σύνδεσης του ροπομέτρου με τον άξονα εισόδου κατασκευάστηκαν ειδική σύνδεσμοι ώστε να είναι δυνατή η μεταξύ τους σύνδεση όπως φαίνεται στην **Εικόνα 15**. Αρχικά το κάθε κομμάτι που κατασκευάστηκε εκτυπώθηκε με τεχνολογία εναπόθεσης υλικού για δημιουργία πρωτότυπου. Έπειτα αφαιρέθηκε από τον άξονα του κιβωτίου ταχυτήτων της εν λόγω μηχανής ένας οδοντωτός τροχός από μία βαθμίδα σχέσεως μετάδοσης. Μιας και η εκ νέου κατασκευή ενός συνδέσμου με το υπάρχον άξονα θα είχε πολύ υψηλό κόστος κατασκευής λόγω των μεθόδων κατασκευής όπως το broaching για την δημιουργία σφηνών έτσι εκτιμήθηκε πως η εκμετάλλευση ενός ήδη υπάρχοντος εξαρτήματος θα ήταν η βέλτιστη επιλογή.



Εικόνα 15. Διαδικασία κατασκευής συνδετικών εξαρτημάτων

Στη συνέχεια συγκολλήθηκε με τη μέθοδο TIG σε ένα κυλινδρικό κομμάτι και πραγματοποιήθηκε η κατεργασία σε συμβατικό τόρνο για την επίτευξη κατασκευαστικών απαιτήσεων. Κατασκευάστηκε αυλάκι σφήνας ώστε τοποθετήθηκε η σφήνα για την σύνδεση του με τα υπόλοιπα κομμάτια της κατασκευής.

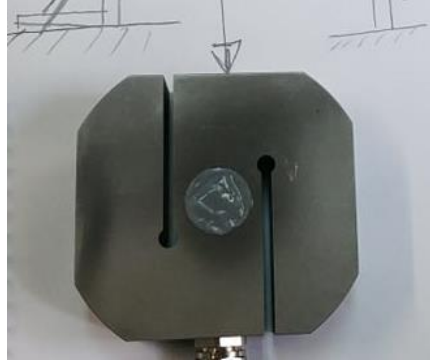
Για την σύνδεση του ροπομέτρου όμως με τον άξονα εισόδου δεν ήταν αρκετή η κατασκευή του παραπάνω εξαρτήματος μιας και έπρεπε να γίνει μετάβαση από μεγαλύτερης διαμέτρου άξονα σε μικρότερη και αυτή η σύνδεση λόγω απαιτήσεων ακριβείας στις μετρήσεις δε θα μπορούσε να γίνει με ελαστικό παρέμβυσμα. Έτσι σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε ακόμη ένας ειδικός σύνδεσμος που ενώνει το ροπόμετρο με το εξάρτημα σύνδεσης άξονα εισόδου έτσι όπως φαίνεται στην **Εικόνα 16**.



Εικόνα 16. Σύνδεση αισθητήρα ροπής με πολύσφηνο του άξονα εισόδου μέσω ειδικού συνδέσμου

6.2 Μέτρηση ασκούμενης δύναμης με κυψέλη φορτίου (Load Cell)

Για την μέτρηση της ασκούμενης δύναμης ο πιο κατάλληλος τρόπος για την συγκεκριμένη διάταξη κρίθηκε πως είναι το πίσω μέρος του πνευματικού κυλίνδρου. Έτσι λοιπόν στερεώθηκε με τη βοήθεια μιας αντηρίδας στο πίσω μέρος ώστε να παραλάβει τα φορτία κατά την διαδικασία σύμπλεξης-αποσύμπλεξης.



Εικόνα 16. Κυψέλη Φορτίου

Η μέτρηση της ασκούμενης δύναμης από τις κυψέλες φορτίου πραγματοποιείται από πιεζοαντιστάσεις (strain gauges) που φέρουν. Η πιεζοαντίσταση είναι μια εύκαμπτη επιφάνεια στην οποία έχει κολληθεί μια αντίσταση σε μορφή σύρματος σε συγκεκριμένη διάταξη. Όταν προκαλείται κάμψη της εύκαμπτης επιφάνειας της πιεζοαντίστασης, το μήκος του σύρματος της αντίστασης μεταβάλλεται με αποτέλεσμα να μεταβάλλεται και η τιμή της αντίστασης του. Η άσκηση μιας δύναμης στην πιεζοαντίσταση μπορεί να υπολογιστεί από τις μεταβολές της τιμής της αντίστασης της. Με την ενσωμάτωση της πιεζοαντίστασης σε ένα σώμα μπορούν να μετρηθούν οι ασκούμενες δυνάμεις σε αυτό. Στο παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά της κυψέλης φορτίου που χρησιμοποιείται στην εν λόγω πειραματική διάταξη.

Range (FS)	kN	0.5	1	2	5	10
Over range	% FS	150				
Sensitivity *FSO**	mV/V	1 ±2%		2 ±2%		
Power supply	Vdc	10 regulated				
Power supply min/max **	Vdc	1 ÷ 10				
Bridge resistance	Ω	350				
Bridge resistance min/max	Ω	340/500				
Zero Offset	±% FS	2				
Insulation under 50Vdc	>MΩ	5000				
Linearity	±% FS	0.05				
Hysteresis	±% FS	0.03				
Repeatability	±%	0.02				
Symmetry	±%	0.25				
Creep (20mn)	%	0.025				
Side Load sensitivity **	%	1				
Eccentric Load sensitivity	%/mm	0.1				
Safe overload	%	300				
Deflection	mm	0.033	0.065	0.075	0.08	0.13
Stiffness	N/m	1.5·10 ⁷	1.5·10 ⁷	2.6·10 ⁷	6.2·10 ⁷	7.6·10 ⁷
Natural frequency	kHz	1	1	1.25	1.95	2.15
Operating Temperature Range (OTR)	°C	-40 to +90				
Compensated Temperature range (CTR)	°C	-10 to +45				
Thermal Zero Shift in CTR	±% FS/°C	0.008		0.004		
Thermal Sensitivity shift in CTR	±% /°C	0.01		0.005		
Ingress Protection		IP68 – 1m water column – 100h				
Side load limit	% FS	100				
Bending moment limit	N.m	15	30	60	150	300
Weight (without cable)	kg	0.45				
Cable length***	m	3				
Material		Stainless steel				

Εικόνα 17. Χαρακτηριστικά κυψέλης φορτίου

Όλα τα δεδομένα θα μεταφέρονται κατά την διαδικασία πειραμάτων σε υπολογιστή μέσω κάρτας DAQ (Data Acquisition) και στη συνέχεια θα αναλύονται ώστε πραγματοποιηθεί η σύγκριση όλων των αποτελεσμάτων με αυτά του πρωτότυπου δίσκου V-Shape. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται ο αισθητήρας που χρησιμοποιήθηκε στην πειραματική διάταξη.

6.3 Μέτρηση στροφών με περιστροφικό κωδικοποιητή

Η μέτρηση στροφών πραγματοποιείται με τη χρήση περιστροφικού αποκωδικοποιητή (encoder). Οι περιστροφικοί κωδικοποιητές κατά την περιστροφή τους παράγουν ένα ή περισσότερα ηλεκτρικά σήματα, τα οποία συνήθως οδηγούνται στις εισόδους ενός μικροελεγκτή για επεξεργασία. Από την επεξεργασία των σημάτων προκύπτει η ταχύτητα, φορά ή θέση του άξονα. Ανάλογα με τον τρόπο που δημιουργούνται αυτά τα σήματα, οι π/κ χωρίζονται στους μηχανικούς (mechanical), οπτικούς (optical), μαγνητικούς (magnetic) και χωρητικούς (capacitive).

Στην **Εικόνα 17**, τα χαρακτηριστικά του περιστροφικού αποκωδικοποιητή που χρησιμοποιείται στην συγκεκριμένη πειραματική διάταξη.

General		Mechanical	
Pulses Per Revolution Options	100, 360, 500, 1024, 2048, 4096, 5000	Housing	aluminum, powder-coated
Output Driver	push-pull ($V_{out} = V_{in}$)	Flange	aluminum
Input Voltage (V_{in})	5...30 VDC	Shaft	stainless steel
Input Current	70 mA max.	Shaft Loading, Radial	49.5 lbs (220 N) max.
Load	40 mA max.	Shaft Loading, Axial	27 lbs (120 N) max.
Output Level (@ 20 mA load), High	$> V_{in} - 10\%$	Starting Torque	approx. 1.4 oz-in. (1 N-cm) @ ambient temperature
Output Level (@ 20 mA load), Low	< 2.5 VDC	Bearing Type	precision ball bearings
Pulse Frequency	200 kHz	Bearing Life @ 100% of full rated load	10^6 shaft revolutions
Circuit Protection	inverse-polarity protection	Bearing Life @ 40% of full rated load	10^{10} shaft revolutions
Electrical Connection	M12 (8-pin) connector (mating plug not included)	Bearing Life @ 20% of full rated load	10^{11} shaft revolutions
		Maximum Operating Speed	8000 RPM
		Weight (approx)	10.5 oz (300g)

Εικόνα 18. Χαρακτηριστικά περιστροφικού κωδικοποιητή

Το ιδανικό σημείο τοποθέτησης είναι ο δεύτερος άξονας στον ηλεκτροκινητήρα με την βοήθεια μιας ιδιοσυσκευής ζευγαρώματος που κατασκευάστηκε. Ο αποκωδικοποιητής στηρίζεται στην βάση που έχει εκτυπωθεί και συνδέεται με τον άξονα μέσω του ειδικά κατασκευασμένου συνδέσμου. Πριν τη κατασκευή του εξαρτήματος όπως αναφέρθηκε και στην προηγούμενη παράγραφο πραγματοποιείτε δημιουργία πρωτοτύπων με την τεχνολογία εναπόθεσης υλικού για την αποφυγή τυχόν κατασκευαστικών λαθών που θα είχαν σαν αποτέλεσμα αυξημένο τελικό κόστος. Έτσι μέχρι τον προσδιορισμό του καταλληλότερου σχεδιασμού εκτυπώθηκαν αρκετά πρωτότυπα όπως φαίνεται στην **Εικόνα 19**.



Εικόνα 19. Εκτύπωση πρωτοτύπων με τεχνολογία εναπόθεσης υλικού

Μετά τον προσδιορισμό του κατάλληλου σχεδιασμού και επιλογή υλικού κατασκευής με τη χρήση μηχανημάτων CNC και ηλεκτροδιάβρωσης EDM κατασκευάζεται το τελικό εξάρτημα σύνδεσης περιστροφικού αποκωδικοποιητή. Για την στήριξη του αποκωδικοποιητή κατασκευάστηκε βάση στήριξης και τοποθετήθηκαν στην εξέδρα δοκιμών.



Εικόνα 20. Κατασκευή και τοποθέτηση συνδέσμου συγκράτησης στην βάση στήριξης

6.4 Μέτρηση θερμοκρασίας λιπαντικού μέσου

Η θερμοκρασία λαδιού θα μετράτε, για να μελετηθούν οι επιπτώσεις του συστήματος υγρής τριβής σε δεδομένο αριθμό κύκλων λειτουργίας του ρευστού. Η αύξηση της θερμοκρασίας λαδιού εξαρτάται από την κινητική ενέργεια, την πίεση φόρτωσης, το υλικό τριβής, τον τύπο λαδιού και τον αριθμό των εμπλοκών του συμπλέκτη. Το επιλεγμένο θερμοστοιχείο προστατεύεται από το ρευστό με μεταλλικά φρεάτια ή ανιχνευτές. Αυτά παρέχουν εύκολη εγκατάσταση και συντήρηση για ειτεταμένες περιόδους λειτουργίας. Η έξοδος αποστέλλεται στον μετρητή θερμοστοιχείου (Comark) και η θερμοκρασία και οι κύκλοι διαβάζονται χειροκίνητα μέχρι να σταθεροποιηθούν.

6.5 Μέτρηση χρόνου στάσης περιστροφής

Ο στόχος της μέτρησης του χρόνου διακοπής είναι να μελετήσει τις επιπτώσεις του συστήματος υγρής τριβής στη μέση ισχύ ανά μονάδα επιφάνειας υλικού τριβής. Αυτό επιτυγχάνεται με τη μέτρηση του χρόνου του ίχνους (trace) ροπής από τα δεδομένα που είναι αποθηκευμένα στον υπολογιστή.

6.6 Συλλογή δεδομένων

Η συλλογή δεδομένων από τους αισθητήρες πραγματοποιείται με τη χρήση μιας κάρτας DAQ (Data acquisition) και συγκεκριμένα την USB-1616HS. Η κάρτα DAQ είναι ένα μετρητικό όργανο που δέχεται αναλογικά ψηφιακά σήματα τάσης και αυτές στέλνονται στον υπολογιστή αφού μετατραπούν σε ψηφιακή μορφή. Επίσης υπάρχει η δυνατότητα να χρησιμοποιηθεί σαν έξοδος, δηλαδή μπορεί να πραγματοποιηθεί και έλεγχος με χρήση μικροελεγκτή για την ενεργοποίηση ενός επενεργητή.

Η συγκεκριμένη κάρτα διαθέτει 8 διαφορετικές εξόδους. Η συχνότητα δειγματοληψίας είναι 1 Mhz αθροιστικά. Σε περίπτωση χρήσης παραπάνω από έναν αισθητήρα αυτό διαμοιράζεται με εύρος μετρήσεων +- 0.1- 0.2- 0.5- 1- 2- 5-10 με ανάλυση 16 bit εφοδιασμένο με 24 ψηφιακές εξόδους 4 μετρητές και 2 αναλογικούς εξόδους.

6.7 Περιγραφή πειραμάτων

Οι πρώτες δοκιμές θα διεξαχθούν χρησιμοποιώντας πυροσυσσωματωμένο μπρούτζινο υλικό τριβής βυθισμένο σε 800ml λαδιού πολλαπλών χρήσεων μετάδοσης κίνησης. Η πρώτη δοκιμή θα πραγματοποιηθεί με συμβατικούς δίσκους τριβής που προϋπήρχαν στο σύστημα συμπλέκτη. Μετά από τις πρώτες δοκιμές σε διάφορους κύκλους θα πραγματοποιείται η καταγραφή των δεδομένων. Στη συνέχεια αφαιρούνται οι συμβατικοί δίσκοι και τοποθετούνται οι πρωτότυποι δίσκοι τριβής V-shape τα οποία όμως δε φέρουν υλικό τριβής και πραγματοποιείται εκ νέου συλλογή και επεξεργασία δεδομένων ώστε να γίνει η σύγκριση.

Κατά την διαδικασία πειραμάτων των δίσκων τριβής V-Shape θα πραγματοποιηθούν δοκιμές για διάφορες γωνίες κώνου, ύψη κώνου, υλικών κατασκευής και υλικών τριβής για τον καθορισμό του βέλτιστου σχεδιασμού.

Στο πείραμα, θα εφαρμόζεται μια σταθερή δύναμη από το πνευματικό σύστημα και μετά ο κινητήρας θα ενεργοποιείται και θα περιστρέφεται. Ταυτόχρονα, η ροπή τριβής, ταχύτητα περιστροφής και ασκούμενη δύναμη θα καταγράφονται αυτόματα. Προκειμένου να μειωθεί η επίδραση της θερμοκρασίας στη δοκιμή του συντελεστή τριβής, η θερμοκρασία λαδιού θα ελέγχεται στους 30 ± 2 °C (ο έλεγχος θερμοκρασίας επιτυγχάνεται με την εγκατάσταση μιας συσκευής ανίχνευσης θερμοκρασίας).

Προκειμένου να μειωθεί η επίδραση του κατασκευαστικού σφάλματος στη δοκιμή, θα διεξάγονται πειράματα 30 λεπτών για κάθε δείγμα υπό συνθήκες σταθερού φορτίου πριν από τη δοκιμή.

Αναμένεται η επίτευξη ενός σχετικά σταθερού συντελεστή τριβής. Θα ειτελούνται πολλαπλές ομάδες δοκιμών για να εξασφαλιστεί η συνέπεια των δεδομένων. Η πίεση εργασίας των δίσκων τριβής είναι σταθερή και 1 MPa για όλη την διάρκεια του πειράματος και η ταχύτητα είναι 3600 rpm.

Η καμπύλη Stribeck χρησιμοποιείται πάντα για τον καθορισμό του καθεστώτος λίπανσης της τριβής. Ο συντελεστής τριβής σχετίζεται στενά με τις συνθήκες λίπανσης. Τα χαρακτηριστικά ιξώδους του

λιπαντικού λαδιού, η κανονική δύναμη και η ταχύτητα περιστροφής μπορούν να καθορίσουν το καθεστώς λίπανσης. Όταν η ταχύτητα ορίζεται ως σταθερά, μπορούμε να αξιολογήσουμε την συνθήκη λίπανσης με τη σχέση μεταξύ του συντελεστή τριβής και της κανονικής δύναμης αντί της καμπύλης Stribeck.

6.8 Αποτέλεσμα της αύξησης της θερμοκρασίας του υγρού, της κινητικής ενέργειας και του χρόνου κύκλου δοκιμών.

Ο σκοπός της δημιουργίας βασικών δεδομένων για την άνοδο της θερμοκρασίας του ρευστού και την κινητική ενέργεια είναι για να αξιολογηθεί η σχέση μεταξύ του όγκου έργου που έγινε για την ακινητοποίηση του περιστρεφόμενου σφόνδουλου και της αντίστοιχης αύξησης της θερμοκρασίας του ρευστού. Η κινητική ενέργεια του συστήματος θα επιλέγεται αλλάζοντας τη ροπή αδράνειας ή την ταχύτητα του κινητήρα. Αυτό συνοψίζεται ως

$$KE = \frac{1}{2} I \Omega^2 \quad (36)$$

Η ισχύς εισόδου στην κεφαλή δοκιμής επιλέχθηκε με αλλαγή του χρόνου του κύκλου δοκιμής. Αυτή η ισχύς στη συνέχεια απορροφείται με την εμπλοκή της κεφαλής δοκιμής και τη μεταφορά στο κέλυφος των δίσκων και του λιπαντικού μέσου. Η σχέση μεταξύ του ρυθμού ισχύος, της κινητικής ενέργειας και του χρόνου κύκλου μπορεί να συνοψιστεί ως εξής:

$$Ρυθμός ισχύος = KE/t_c \quad (37)$$

Όπου

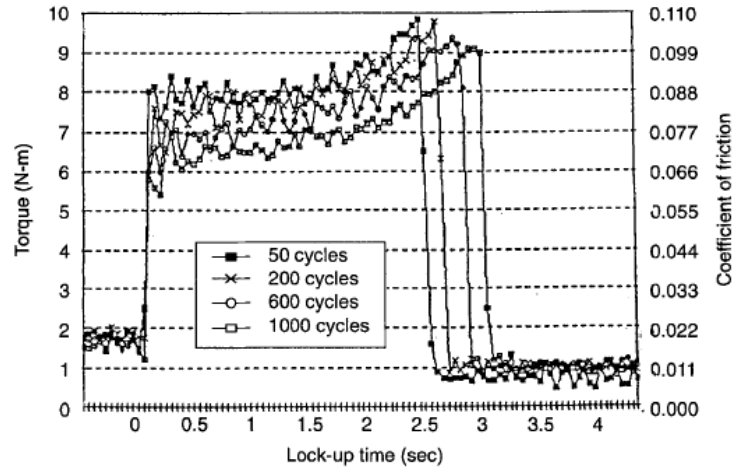
Ρυθμός ισχύος : Ισχύς εισόδου στην κεφαλή δοκιμής (W/κύκλο)

KE : Κινητική ενέργεια του συστήματος (J)

t_c : χρόνος κύκλου (sec/ κύκλο)

6.9 Ενέργεια υγρής τριβής

Σύμφωνα με τους Dundore και Schneider [31] και Burgan [32] το σχήμα της ενεργειακής καμπύλης είναι γενικά τριγωνικό, επειδή η δυναμική ροπή κατά την ολίσθηση του υλικού τριβής πάνω από την επιφάνεια ζευγαρώματος είναι επίπεδη όπως φαίνεται στο **Σχήμα 16**.



Σχήμα 16. Απεικόνιση δυναμικής ροπής

Ο ρυθμός μέγιστης ενέργειας επιτυγχάνεται τη στιγμή της εκκίνησης, καθώς η διαφορική ταχύτητα περιστροφής είναι στο μέγιστο. Τότε η ενέργεια συνεχίζει να πέφτει με γραμμικό τρόπο. Η συνολική επιφάνεια κάτω από την ενεργειακή καμπύλη αντιπροσωπεύει τη συνολική ενέργεια του σφονδύλου (κινητική ενέργεια). Ο ρυθμός ενέργειας μπορεί να υπολογιστεί ως εξής

$$\text{Ενέργεια} = T * \Omega \quad (38)$$

Όπου

T : Μεταφερόμενη ροπή στην κεφαλή δοκιμής

Ω : Γωνιακή ταχύτητα (rad/sec)

Υποθέτουμε ότι ο ρυθμός μεταβολής της ταχύτητας είναι γραμμικός και ο χρόνος κλειδώματος μπορεί να ληφθεί από την καμπύλη ροπής. Στη συνέχεια, η ταχύτητα σε οποιοδήποτε σημείο του χρόνου σύμπλεξης μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$\Omega(t) = \Omega(t_s) \frac{t_s}{t} \quad (39)$$

$\Omega(t)$: γωνιακή ταχύτητα του σφονδύλου σε χρόνο (t) (rad/sec)

$\Omega(t_0)$: γωνιακή ταχύτητα του σφονδύλου πριν το κλείδωμα (rad/sec)

t_s : ο χρόνος από την στιγμή της εμπλοκής μέχρι τον μηδενισμό της ταχύτητας (χρόνος αικνητοποίησης) (sec).

Αυτό δείχνει ότι ο μέγιστος ενεργειακός ρυθμός εμπλοκής είναι η ενέργεια όταν η ταχύτητα ολίσθησης είναι μέγιστη. Από τα πειράματα που έγιναν από τους W. Scott και P. Suntiawattana [33], φάνηκε ότι η καμπύλη δυναμικής ροπής είναι μάλλον επίπεδη. Ο μέγιστος ρυθμός ενέργειας της δοκιμής μπορεί να υπολογιστεί στην αρχή της εμπλοκής, όταν η ροπή αρχίζει να αυξάνεται (0,05-0,15 δευτερόλεπτα μετά

την εμπλοκή) και η ταχύτητα θεωρείται ότι είναι ίδια με την αρχική. Ο μέσος ρυθμός ενέργειας κάθε εμπλοκής μπορεί υπολογίζεται επίσης από την κινητική ενέργεια του συστήματος διαιρούμενη με το χρόνο κλειδώματος. Αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον καθορισμό της μέσης απορροφημένης ισχύος του υλικού τριβής.

6.10 Μέτρηση φθοράς

Για να επιλεγεί μια κατάλληλη μέθοδος για τη μέτρηση της φθοράς, θα συγκριθούν τα αποτελέσματα τόσο της μέτρησης του πάχους όσο και του βάρους του δείγματος. Εκτιμάτε όμως ότι η μέτρηση της φθοράς κατά βάρος δεν είναι κατάλληλη για πορώδες υλικό, καθώς σύμφωνα με μελέτες υπάρχει αύξηση του βάρους μετά το πείραμα. Αυτό οφείλεται στο ότι το λάδι παραμένει μέσα στο υλικό. Το αποτέλεσμα της μέτρησης του πάχους για τον ρυθμό φθοράς είναι πιο αξιόπιστο από τη μέτρηση του ίδιου του βάρους.

7 Συμπεράσματα και μελλοντική εργασία

7.1 Συμπεράσματα

Η μεταπτυχιακή αυτή εργασία είχε ως στόχο την κατασκευή μιας πειραματικής διάταξης η οποία θα είναι ικανή να ελέγχει πειραματικά πρωτότυπους συμπλέκτες υγρής τριβής V-Shape και συμβατικούς συμπλέκτες επίπεδων δίσκων. Ακόμη να κατανοήσει τη ροή μέσα σε έναν συμπλέκτη σε κατάσταση αποσύμπλεξης και να μειώσει τις απώλειες ροπής που προκύπτουν λόγω παρουσίας ρευστού μέσου. Μελετάται ένας υγρός συμπλέκτης πολλαπλών δίσκων. Σε αντίθεση με άλλα συστήματα συμπλέκτη, σε αυτό το σύστημα οι δίσκοι σχεδιάστηκαν και κατασκευάστηκαν με αυλάκωση σε σχήμα V για την βελτιστοποίηση της ικανότητας ροπής, απαγωγής θερμότητας, μείωση απωλειών και ταλαντώσεων σε ανοιχτή κατάσταση λειτουργίας. Ως εκ τούτου, η ανάπτυξη υπολογιστικών και κατασκευαστικών μεθόδων για τη μείωση των απωλειών ροπής ήταν προκλητική και ενδιαφέρουσα ταυτόχρονα. Αρχικά, το πλήρες σύστημα συμπλέκτη σχεδιάζεται, μοντελοποιείται και προσομοιώνεται για την κατανοήση της ροής του λαδιού μέσα σε αυτό. Παρόλο που το απαιτούμενο πλέγμα ήταν καλό λόγω των περίπλοκων γεωμετρικών χαρακτηριστικών, η κάθε προσομοίωση συνοδεύτηκε από υψηλό υπολογιστικό κόστος. Για να μειωθεί ο χρόνος επίλυσης των προσομοιώσεων, η γεωμετρία του συμπλέκτη αλλά και όλης της πειραματικής διάταξης απλοποιείται και ένας μεμονωμένος δίσκος που έχει τον υψηλότερο ρυθμό ροής μάζας λαδιού στην είσοδο λαμβάνεται υπόψη για περαιτέρω προσομοιώσεις.

Έχουν μελετηθεί δύο σετ δίσκων τριβής, συμβατικός επίπεδος δίσκος και πρωτότυπος κωνικός δίσκος V-Shape. Επίσης, για την κατανόηση της λειτουργίας των αυλακώσεων, μελετάται η επίδραση της περιστροφής στη λειτουργικότητα των αυλακώσεων. Για αυτό, δημιουργήθηκαν προσομοιώσεις με αυλακώσεις στη στατική περιοχή και στην περιστρεφόμενη περιοχή διαδοχικά. Από τα αποτελέσματα που συζητήθηκαν, κάποια από τα μοντέλα της ανάλυσης επαφής απέτυχαν (contact analysis) λόγω αριθμητικής αστάθειας στη λύση. Δεν βρέθηκε σαφής λόγος λόγω χρονικών περιορισμών. Μπορεί να υπάρχουν διάφοροι λόγοι για την παρατηρούμενη αστάθεια, όπως οι επιλύτες που χρησιμοποιούνται

στην προσομοίωση, η κατάσταση εισόδου, η ποιότητα του πλέγματος και οι εξισώσεις που ισχύουν. Ένα πλήρες μοντέλο ενός δίσκου έχει μοντελοποιηθεί για να ξεπεραστεί το πρόβλημα αριθμητικής αστάθειας που προκύπτει. Συγκρίνονται οι απώλειες ροπής για τις διαφορετικές γεωμετρικές δίσκων. Επίσης, για την κατανόηση της επίδρασης της περιστροφής στη λειτουργικότητα της αυλάκωσης, συγκρίνονται οι απώλειες ροπής αυλακώσεων στη στατική περιοχή και στην περιστρεφόμενη περιοχή. Όταν οι αυλακώσεις είναι ακίνητες, το μεγαλύτερο μέρος του λαδιού ρέει μέσα από τις αυλακώσεις μειώνοντας την ποσότητα λαδιού που διέρχεται από το διάκενο μειώνοντας έτσι την απώλεια οπισθέλκουσας. Επίσης, οι αυλακώσεις σε σταθερή περιοχή έχουν υψηλότερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και δίνουν καλύτερο αποτέλεσμα ψύξης.

7.2 Μελλοντική εργασία

Λόγω χρονικών περιορισμών, ορισμένα από τα ανεξήγητα αποτελέσματα μπορούν να διερευνηθούν και να αποκτηθεί περισσότερη κατανόηση. Η μελλοντική εργασία μπορεί να περιλαμβάνει:

Μελέτη Μοντέλου Επαφής Πρωτότυπων δίσκων V-Shape

Οι λόγοι για την αριθμητική αστάθεια που παρατηρείται μπορούν να διερευνηθούν. Χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο, η προσομοίωση θα είναι πολύ πιο εύκολη και ο χρόνος εκτέλεσης μπορεί να μειωθεί πολύ. Ασύμμετρη ροή στις αυλακώσεις για μοντέλο πλήρους δίσκου Ο λόγος για τη ασύμμετρη ροή του λαδιού δεν έχει προσδιοριστεί. Και πάλι, αυτό μπορεί να οφείλεται σε κάποια αριθμητική αστάθεια ή σε προβλήματα με τις χρησιμοποιούμενες οριακές συνθήκες. Με ασύμμετρη ροή, γίνεται δύσκολη η σύγκριση των αποτελεσμάτων και υπάρχει πάντα μια ανακρίβεια στα αποτελέσματα που λαμβάνονται.

Διεξαγωγή Πειραματικών Δοκιμών στην Διάταξη που Κατασκευάστηκε και Συναρμολογήθηκε

Θα πραγματοποιηθούν πειραματικές δοκιμές τόσο στους πρωτότυπους δίσκους V-Shape όσο και στους συμβατικούς επίπεδους δίσκους. Αυτά τα αποτελέσματα μπορούν στη συνέχεια να συγκριθούν με τα αποτελέσματα CFD και Μοντέλα Επαφής (Contact Analysis) για την επικύρωσή τους. Αυτό μπορεί να βοηθήσει στην καταγραφή πιο ρεαλιστικών αποτελεσμάτων

Βέλτιστος Σχεδιασμός Αυλακιού V-Shape για Διαφορετικές Γωνίες και Ύψη Κώνου

Παρόλο που η λειτουργία των αυλακώσεων γίνεται κατανοητή σε κάποιο βαθμό σε αυτή τη διατριβή, μπορούν να γίνουν τροποποιήσεις στον σχεδιασμό των αυλακώσεων για να επιτευχθεί μικρότερη απώλεια οπισθέλκουσας με βελτιωμένη ψύξη και αυξημένη ικανότητα ροπής συμπλέκτη.

Τα ακόλουθα ερευνητικά ερωτήματα μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως κατευθυντήριες γραμμές για μελλοντική εργασία:

- Πώς μπορεί να λυθεί η αριθμητική αστάθεια στο μοντέλο επαφής;

- Πόσο ακριβή είναι τα αποτελέσματα που λαμβάνονται από αυτό το μοντέλο επαφής και ρευστοδυναμικής ανάλυσης CFD και μπορεί αυτό το μοντέλο να χρησιμοποιηθεί ως επικυρωμένο μοντέλο για μελλοντικές προσομοιώσεις και σχεδιασμούς;

8 Βιβλιογραφία

- [1] Design and Analysis of Mechanical Assembly for the Clutch Test Rig L N Gujja, R D Patil- International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology Vol. 4, Issue 6 , June 2017
- [2] Design of Test Rig-Simon Forslund Luleå University of Technology MSc Programmes in Engineering Mechanical Engineering Department of Applied Physics and Mechanical Engineering Division of Machine Elements 2007.
- [3] Häggström, D.; Nyman, P.; Sellgren, U.; Björklund, S. Predicting friction in synchronizer systems. *Tribol. Int.* 2016, 97, 89–96.
- [4] Alizadeh, H.V.; Helwa, M.K.; Boulet, B. Modeling, analysis and constrained control of wet cone clutch systems: A synchromesh case study. *Mechatronics* 2018, 49, 92–104.
- [5] Zhang, Z.; Zou, L.; Qing, H. Analysis of factors affecting vibration during wet clutch engagement. *IEEE Access* 2021, 9, 34298– 34306.
- [6] Nakada, T.; Nomura, T.; Yoshioka, T.; Nonoyama, M. A Study of additive effects on ATF frictional properties using new test methods. *SAE Tech. Pap.* 1990, 902150, doi:10.4271/902150.
- [7] Marklund, P.; Larsson, R. Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test. *Tribol. Int.* 2008, 41, 824–830.
- [8] Farfan-Cabrera, L.I.; Gallardo-Hernández, E.A.; Vite-Torres, M.; Godínez-Salcedo, J.G. Influence of oxidation of automatic transmission fluids (ATFs) and sliding distance on friction coefficients of a wet clutch in the running-in stage. *Friction* 2021, 9, 401–414.
- [9] Farfan-Cabrera, L.I.; Gallardo-Hernandez, E.A.; Vite-Torres, M.; Laguna-Camacho, J.R. Frictional behavior of a wet clutch using blends of automatic transmission fluid (ATF) and biolubricant (Jatropha oil) in a Pin-on-Disk tester. *Tribol. Trans.* 2015, 58, 941–946.
- [10] Ye, H.; Wu, C.; Liu, D.; Wang, T.; Zhang, Q. Friction and wear behavior of CFRP plate in contact with roughened mould steel under high normal pressure. *Constr. Build. Mater.* 2019, 220, 308–319.
- [11] Experimental investigations of tribological performances of novel friction pair with different conical configurations Xiangyu Wu and Yanzhong Wang- *Proc IMechE Part J: Engineering Tribology* 0(0) 1–1-IMechE 2019
- [12] Structural Design and Friction Performance Test of a New Conical Groove Friction Disks in Wet Clutch-Yanzhong Wang 1, Kai Yang 1,* and Xiangyu Wu-2021

- [13] Design of Test Rig-Simon Forslund Luleå University of Technology MSc Programmes in Engineering Mechanical Engineering Department of Applied Physics and Mechanical Engineering Division of Machine Elements
- [14] Wet clutch load modeling for powershift transmission bench tests Filip Gustafsson-2014
- [15] R. Mäki . New demands driving driving new technology; A literature review of research into the behaviour and performance of wet clutches, 2005
- [16] R. A. Tatara and Parviz Payvar. |MULTIPLE ENGAGEMENT WET CLUTCH HEAT TRANSFER MODEL". In: Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 42.3 (2002), pp. 215{231.
- [17] Niklas Lingesten. \Wear behavior of wet clutches". Licentiate Thesis. Lulea University of Technology, Lulea, Sweden, Apr. 2012
- [18] Kitahara, S. and T. Matsumoto, Present and Future Trends in Wet Friction Materials. Japanese Journal of Tribology, 1994. 39(12): pp. 1451-1459.
- [19] W. Ost, P. De Baets and J. Degrieck. The tribological behaviour of paper friction plates for wet clutch application investigated on SAE II and pin-on disk test rigs. 2001
- [20] Rikard Mäki., Wet clutch tribology – Friction characteristics in limited slip differentials. Doctoral thesis 2005:28 Luleå University of Technology
- [21] Robert Fischer, Ferit Küçükay, Gunter Jürgens, Rolf Najork, Burkhard Pollak auth. The Automotive Transmission Book
- [22] Rikard Mäki., Wet clutch tribology – Friction characteristics in limited slip differentials. Doctoral thesis- Luleå University of Technology.
- [23] S. Hurley, C.D. Tipton and S.P. Cook., Lubricant technology for dual clutch transmissions. SAE technical paper 2006. Paper number 2006-01-3245
- [24] Yoshiaki Kato, Ryokoh Akasaka and Takashi Shibayama., Experimental study of the lock-up shudder mechanism of an automatic transmission. Japanese Journal of Tribology volum 39 number 12 1994.
- [25] Mamoru Tohyama and Toshihide Ohmori and Fumio Ueda., Anti-shudder mechanism of ATF additives at slip-controlled lock-up clutch. SAE 1999 paper number 1999-01-3616
- [26] Timothy M. Cameron, Samuel H. Tersigni, Tracy McCombs and Tze Chi jao., ATF effect on friction stability in slip-controlled torque converter clutch. SAE technical paper number 2003-01 3255

- [27] Satoshi Ohkawa, Nobuaki Kawasaki, Kuniyoshi Mori and Yoshiaki Kuroda., Wet clutches and wet brakes for construction equipment and industrial machines. Japanese Journal of Tribology volume 39 number 12 1994
- [28] James L. Linden, Jyunichi Doi, Mitsumasa Furumoto, Nobuyoshi Hoshokaea, Tracey King, Hideo Kurashina, Yasuhiro Murakami, Joseph W. Sprys and Fumio Ueda., A comparison of methods for evaluating automatic transmission fluid effects on friction torque capacity – a study by the International Lubricant Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF subcommittee. SAE 1998 technical paper. Paper number 982672
- [29] Yasuhiro Murakami, James L. Linden, John E. Flaherty, Joseph W. Sprys, Tracy E. King, Hideo Kurashina, Mitsumasa Furumoto, Shin-ichi Iwamoto, Minoru Kagawa and Fumio Ueda., Anti-shudder of automatic transmission fluid – a study by the International Lubricant Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF subcommittee. SAE 2000 technical paper. Paper number 2000-01-1870
- [30] M. L. Haviland, M. C. Goodwin, and J. J. Rodgers., Friction characteristics of controlled slip differentials lubricants. Paper number 660778
- [31] Dundore, M.W., and Schneider, R.C., 'Clutch energy - a criterion of thermal failure', SAE Paper 680582
- [32] Burgan, B.R., 'Wet clutch energy calculation', SAE Paper 841067
- [33] A Simplified Wet Friction Clutch Test Apparatus- W. Scott and P. Suntiwattana School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Queensland University of Technology, Brisbane, Australia
- [34] Spokas, R.B., 'Clutch friction material evaluation procedures', SAE Paper 841066
- [35] Shoaib & al., Mathematical Model and Experimental Evaluation of Drag Torque in Disengaged Wet Clutches, 2013)
- [36] Yuan, S., & al, e. (2010). Experimental Research and Mathematical Model of Drag Torque in Single Plate Wet Clutch. Chinese Journal of Mechanical Engineering.