



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

Σχεδιασμός και προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς
κιβωτίου ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη DCT επιβατηγού οχήματος

Διπλωματική Εργασία

του

Γιουνούς Μεμέτ Εμίν

Επιβλέπων: Βασίλειος Σπιτάς, Επίκουρος Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, 2018

Ευχαριστίες

Ευχαριστώ ιδιαίτερα τον επιβλέποντα αυτής της εργασίας, Επίκουρο Καθηγητή Ε.Μ.Π κ. Βασίλειο Σπιτά για την βοήθεια του και τις γνώσεις που μου μετέδωσε καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου και τα υπόλοιπα μέλη της τριμελούς επιτροπής, Καθηγητή Ε.Μ.Π κ. Χριστόφορο Προβατίδη και Επίκουρο Καθηγητή Ε.Μ.Π κ. Κουλοχέρη Δημήτριο για την πολύτιμη βοήθεια τους.

Μεμέτ Εμίν Γιουνούς

Μηχανολόγος Μηχανικός Ε.Μ.Π

Περίληψη

Το κιβώτιο ταχυτήτων είναι ένα από τα πιο σημαντικά στοιχεία του συστήματος μετάδοσης του οχήματος, χωρίς αυτό δεν θα υπήρχε τρόπος μετάδοσης ροπής του κινητήρα στους τροχούς. Το σύστημα μετάδοσης εξασφαλίζει ότι η ισχύς του κινητήρα μεταφέρεται στους τροχούς όσο το δυνατόν πιο αποτελεσματικά και καθορίζει κατά συνέπεια τη συμπεριφορά και την οικονομία καυσίμου του οχήματος. Η αποδοτικότητα του οδοντωτών τροχών, ο θόρυβος και ο χρόνος αλλαγής έχουν τεράστιο αντίκτυπο στην απόδοση της μετάδοσης ενός οχήματος, οι παράμετροι αυτοί καθορίζουν πόση από την παραγόμενη ισχύ του κινητήρα μεταδίδεται πραγματικά στους τροχούς.

Το σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη λόγω της δομής του διπλού συμπλέκτη, δεν χρειάζεται μετατροπέα ροπής, το αποτέλεσμα είναι η βελτιωμένη απόδοση καυσίμου (τα περισσότερα αυτόματα κιβώτια χάνουν τη δύναμή τους και την απόδοση στον μετατροπέα ροπής). Χρησιμοποιώντας δύο συμπλέκτες, ένα για καθένα από τα σετ βαθμίδων δηλαδή για μονό και ζυγό αριθμό σχέσεων σημαίνει ότι η επόμενη ταχύτητα είναι πάντα προεπιλεγμένη, οπότε μειώνεται ο χρόνος αλλαγής/επιλογής σχέσεων. Η δομή του διπλού συμπλέκτη σημαίνει επίσης ότι η ροή ισχύος των κινητήρων προς τους τροχούς πραγματοποιείται χωρίς διαταραχή ισχύος, συνεπώς η συνολική απώλεια ισχύος μειώνεται σε περίπου 15%, σε σύγκριση με σχεδόν 22% για τα αυτόματα. Αυτοί οι λόγοι προκάλεσαν την ταχεία ανάπτυξη και δημοτικότητα των Κιβωτίων Διπλού Συμπλέκτη στην αγορά αυτοκινήτων παγκοσμίως, ειδικά στον κλάδο των αγωνιστικών οχημάτων /οχημάτων υψηλής απόδοσης.

Αυτή η διπλωματική εργασία αποσκοπεί στη μελέτη της απόδοσης ενός οχήματος με κιβώτιο ταχυτήτων Διπλού Ξηρού Δυμπλέκτη, με ιδιαίτερη έμφαση στη διαδικασία αλλαγής ταχυτήτων, στον σχεδιασμό και στο ρόλο της μονάδας ελέγχου κιβωτίου ταχυτήτων. Περιλαμβάνεται λεπτομερής περιγραφή της τεχνολογίας Διπλού Συμπλέκτη, των κύριων λειτουργικών στοιχείων της και της αρχής της λειτουργίας. Αυτή η διπλωματική εργασία περιέχει την προσομοίωση ενός μοντέλου οχήματος DCT που αναπτύχθηκε με τη χρήση των Matlab, Simulink®, KISSoft AG, KISSyS AG και έγιναν προσπάθειες για την δημιουργία ενός όσο το δυνατόν ρεαλιστικού μοντέλου. Το μοντέλο λειτουργεί σωστά και τα αποτελέσματα δείχνουν μια καλή συμφωνία με τη βιβλιογραφία. Τα αποτελέσματα δείχνουν με επιτυχία τα οφέλη και τις βελτιώσεις απόδοσης που επιτεύχθηκαν χρησιμοποιώντας ένα Κιβώτιο Ταχυτήτων Διπλού Ξηρού Συμπλέκτη.

Abstract

The transmission is one of the most functionally significant components of a vehicle's powertrain, without it there would be no way for the engine torque to reach the wheels. The transmission system ensures that engine power is transferred to the wheels as efficiently as possible, and resultantly determines the behavior and fuel economy of the vehicle. Gear efficiency, noise and shift time have a huge impact on the performance of a vehicle's transmission, these parameters determine how much of the power produced by the engine is actually transmitted to the wheels.

A dual clutch transmission due to its double clutch structure, doesn't need a torque converter, the result is improved fuel efficiency (most automatics lose their power and efficiency in the torque converter). Using two clutches, one each for the odd and even gear sets means that the next gear is always preselected, thus shifting time is reduced. The double clutch structure also means that engine power flow to the wheels is uninterrupted, therefore overall power loss is reduced to about 15%, compared to nearly 22% for automatics. These reasons have triggered the rapid growth and popularity of DCT's in the automobile market worldwide, especially the sport/performance vehicles division.

This thesis dissertation shall aim to study the performance of a vehicle with a dual clutch transmission, with special emphasis on the gear shifting process, compact design of dual clutch transmission and the role of the transmission control module. A detailed description of the Dual Clutch Transmission technology, its main functional components and principle of operation is included. This thesis entails the simulation of a Dual Clutch Transmission vehicle model developed using Matlab, Simulink®, KISSoft AG, KISSyS AG efforts have been made to make this as realistic as possible. The model works properly and the results indicate a good agreement with the literature. The results successfully demonstrate the benefits and performance improvements brought about by using a DCT.

Αφιερώνεται,
Στους γονείς μου

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες	2
Περίληψη	3
Abstract	4
Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή	9
1.1 Κιβώτιο Ταχυτήτων Διπλού Συμπλέκτη	10
Κεφάλαιο 2 - Δυναμική Συστήματος Μετάδοσης	12
2.1 Δυναμική Κινητήρα	12
2.2 Μετάδοση Κίνησης.....	14
2.3 Δυναμική Κιβωτίου Ταχυτήτων.....	17
2.3.1 Ικανότητα επιτάχυνσης σε διαφορετικές ταχύτητες	19
2.3.2 Συνθήκη Ευστάθειας Κιβωτίου Ταχυτήτων.....	20
Κεφάλαιο 3	21
3.1 Σχεδιασμός Σχέσεων Μετάδοσης	21
3.1.1 Απαιτήσεις Που Επιβάλλονται για Τον Σχεδιασμό Σχέσεων Μετάδοσης.....	22
3.1.2 Επιλογές Σχεδιασμού Μικρότερου Λόγου Μετάδοσης για Μέγιστη Ταχύτητα.....	23
3.1.3 Σχεδιασμός της Μικρότερης Σχέσης Μετάδοσης Για Επίτευξη Μεγαλύτερης Ταχύτητας Περιστροφής του Άξονα Εξόδου του Κιβωτίου Ταχυτήτων Από την Ταχύτητα Περιστροφής του Άξονα Εισόδου (Overdrive).....	25
3.1.4 Σχεδιασμός Μεγαλύτερης Σχέσης Μετάδοσης.....	26
3.2 Σχεδιασμός Ενδιάμεσων Σχέσεων Μετάδοσης.....	27
3.2.1 Κιβώτιο με Γεωμετρικό Βήμα (Geometric Gear Steps).....	28
3.2.2 Κιβώτιο με Προοδευτικό Βήμα (Progressive Gear Steps).....	29
3.3 Σχεδιασμός Κιβωτίου Ταχυτήτων.....	31
3.3.1 Μοντελοποίηση Καύσης του Κινητήρα.....	33
3.3.2 Κατασκευή 6-τάχτου Κιβωτίου	41
3.3.3 Υπολογισμός Χρόνων για την Επίτευξη Επιθυμητών Ταχυτήτων	43
Κεφάλαιο 4 – Μηχανισμοί Εκκίνησης – Μετατροπέας Στροφών	48
4.1 Ξηρός Συμπλέκτης.....	50
4.1.1 Ξηρή Τριβή	51
4.1.2 Ροπή Εμπλοκής-Μέγιστη Μεταφερόμενη Ροπή	53

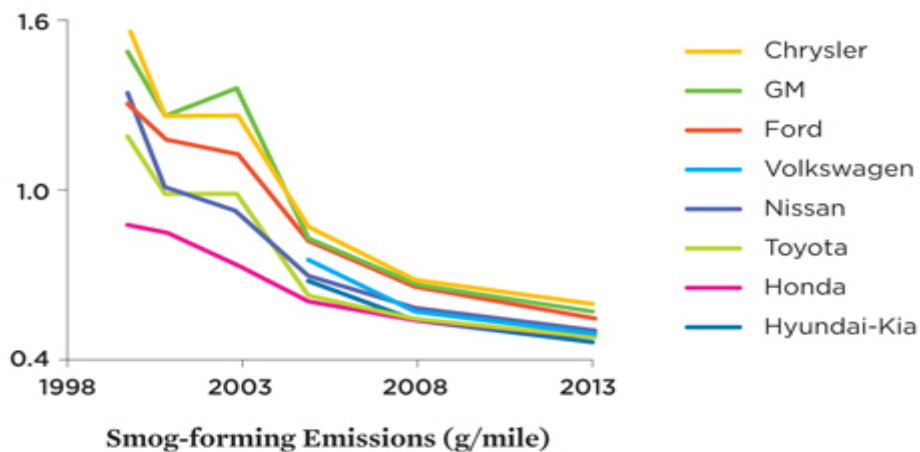
4.1.3 Κριτήριο Ομοιόμορφης Πίεσης	54
4.1.4 Κριτήριο Ομοιόμορφης Φθοράς	55
4.1.5 Αυλακώσεις Επένδυσης/Επικάλυψης	57
4.1.6 Απώλεια Ενέργειας	59
4.1.7 Ελατηριωτό Διάφραγμα	59
4.1.8 Δίσκος Συμπλέκτη	61
4.1.9 Ελατήρια Belleville.....	63
4.2 Δυναμική Εμπλοκής Συμπλέκτη.....	64
4.3 Ομοιόμορφη Αποσύμπλεξη-Απελευθέρωση	66
4.4 Σχεδιασμός Συμπλεκτών Εκτίμηση Δυναμικών Χαρακτηριστικών στις Καταστάσεις Σύμπλεξης-Αποσύμπλεξης και Υπολογισμός Χρόνων, Ροπών, Ταχυτήτων Περιστροφής και Απόδοσης Συμπλεκτών	67
Κεφάλαιο 5 – Γενικά Περί Οδοντωτών Τροχών	74
5.1 Είδη Οδοντωτών Τροχών.....	75
5.1.1 Μετωπικοί Οδοντωτοί Τροχοί	75
5.1.2 Κωνικοί Οδοντωτοί Τροχοί	76
5.1.3 Ελικοειδείς Οδοντωτοί Τροχοί Ασυμβάτων Αξόνων	77
5.1.4 Σύστημα Ατέρμονα Κοχλία – Οδοντωτού Τροχού.....	78
5.2 Βασικός Νόμος οδοντώσεως	78
5.3 Ταχύτητα Ολισθήσεως.....	83
5.4 Συνεργαζόμενες Κατατομές.....	84
5.5 Σχέση Μετάδοσης – Απόστασης Αξόνων	85
5.6 Ικανότης Μετωπικών Τροχών Για Μεταφορά Ισχύος.....	85
5.7 Υπολογισμός της Θέσης Εμφάνισης της Επικίνδυνης Διατομής Ποδός	87
5.8 Επιφανειακή αντοχή μετωπικών τροχών κατά Buckingham	90
5.9 Σχεδιασμός Βαθμίδων Οδοντωτών Τροχών με τη Χρήση του Λογισμικού KISSsoft AG	91
5.10 Μοντελοποίηση Κιβωτίου με τη Χρήση του Λογισμικού KISSyS AG	106
Κεφάλαιο 6	107
6.1 Θεωρία Ελέγχου.....	107
6.2 Κύριες Τεχνικές Ελέγχου.....	108
6.3 Έλεγχος Κιβωτίου.....	108
6.4 Μηχατρονική Μονάδα.....	109

6.5 Ανάπτυξη Συστήματος.....	110
6.6 Περιορισμοί	111
6.7 Αναμενόμενα Αποτελέσματα.....	111
6.8 Μονάδα Ελέγχου.....	111
Κεφάλαιο 7	115
7.1 Μελλοντική Έρευνα.....	116
Παράρτημα I – Προγράμματα Matlab	117
Παράρτημα II – Αυτοματοποιημένη Αναφορά KISSoft.....	143

Κεφάλαιο 1 – Εισαγωγή

Στον σημερινό κόσμο, με φυσικούς πόρους, όπως το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο που θα εξαντληθούν στο εγγύς μέλλον, οι τιμές καυσίμων έχουν αυξηθεί σε τεράστιο βαθμό. Ως εκ τούτου, καθίσταται όλο και πιο σημαντικό για τους κατασκευαστές αυτοκινήτων να κατασκευάζουν αυτοκίνητα που προσφέρουν καλή οικονομία καυσίμου. Η μηχανική μετάδοσης κίνησης, και ιδιαίτερα τα συστήματα μετάδοσης, αντιμετωπίζουν στις μέρες μας πολύ δύσκολες και ποικίλες προκλήσεις σε σύγκριση με τις προηγούμενες δεκαετίες. Αυτές οι προκλήσεις προκαλούνται κυρίως από τη διεθνή νομοθεσία, η οποία καθιστά αυστηρότερους τους κανονισμούς για τις εκπομπές και την κατανάλωση καυσίμων σε όλο τον κόσμο. Σύμφωνα με (Matthes, 2005), στην Ευρώπη, οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα μειώθηκαν κατά 10% από το 1995 έως το 2003. Στο παρακάτω σχήμα μπορούμε να δούμε: τις τάσεις των μέσων εκπομπών από τα ελαφρά οχήματα κατά την τελευταία δεκαετία

Average Emissions from Light-Duty Vehicles Sold by the Top Eight Automakers, 1998–2013



© Union of Concerned Scientists; www.ucsusa.org/2014autorankings

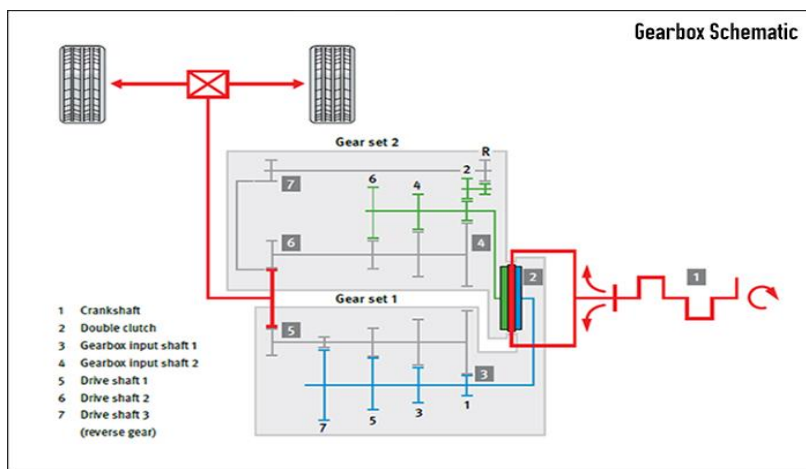
Πίνακας 1.1 Μέσες Τιμές Εκπομπών για την περίοδο 1998-2013

Τα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων ήταν βασικά για την προηγούμενη δεκαετία ή δύο, καθώς προσφέρουν περισσότερη άνεση στον οδηγό από ένα παραδοσιακό κιβώτιο, ειδικά όταν η οδήγηση πραγματοποιείται εντός της πόλης και σε δρόμους με κυκλοφοριακή δυσκολία. Αυτό συνεπάγεται με το τίμημα της χαμηλότερης οικονομίας καυσίμου, καθώς υπάρχουν απώλειες στον μετατροπέα ροπής, ο οποίος χρησιμοποιείται για τη μεταφορά της περιστροφικής ισχύος από τον κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων. Το συμβατικό χειροκίνητο κιβώτιο έχει χάσει τη δημοτικότητά του τους τελευταίους χρόνους, λόγω της οδηγικής συμπεριφοράς που συνδέεται με αυτά. Καταστάσεις όπως η "διακοπή ροπής" που συμβαίνει κατά την διάρκεια αλλαγών σχέσεων μετάδοσης, δυσκολεύει έναν ανειδίκευτο οδηγό να οδηγήσει ένα αυτοκίνητο με μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων. Αυτό έχει αναγκάσει τους κατασκευαστές αυτοκινήτων να

σκεφτούν τα συστήματα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη και αρκετοί έχουν ήδη εφαρμόσει αυτήν την τεχνολογία σε ορισμένα από τα οχήματα παραγωγής τους. Τα κιβώτια διπλού συμπλέκτη (DCTs) παρέχουν και τα δύο, την αίσθηση του αθλητισμού και της απόκρισης οδηγικής ταλαιπωρίας που συνδέεται με αυτά. πράγματα όπως η "διακοπή ροπής" που συμβαίνει όταν μετατοπίζονται οι οδοντοτροφές, δυσκολεύει έναν ανειδίκευτο οδηγό να οδηγήσει ένα χειροκίνητο αυτοκίνητο. Αυτό έχει αναγκάσει τους κατασκευαστές αυτοκινήτων να σκεφτούν τα συστήματα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη και αρκετοί έχουν ήδη εφαρμόσει αυτήν την τεχνολογία σε ορισμένα από τα οχήματα παραγωγής τους. Τα κιβώτια διπλού συμπλέκτη (DCTs) παρέχουν, την σπορ αίσθηση και την απόκριση ενός συμβατικού κιβωτίου ταχυτήτων και την πλήρη άνεση αλλαγής (Matthes, 2005).

1.1 Κιβώτιο Ταχυτήτων Διπλού Συμπλέκτη

Το κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη είναι ένα νέο είδος ημιαυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων το οποίο χρησιμοποιεί μια διπλή κατασκευή συμπλέκτη, η οποία αποτελείται από δύο ανεξάρτητες συμπλέκτες, το καθένα για τα μονό και ζυγό αριθμό βαθμίδων. Η μετάδοση διπλού συμπλέκτη βασίζεται σε μεγάλο βαθμό σε ένα συμβατικό χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, μπορεί να περιγραφεί ως δύο ξεχωριστά χειροκίνητα κιβώτια τα οποία μοιράζονται το ίδιο περίβλημα, το καθένα από τα οποία αποτελείται από ένα κιβώτιο ταχυτήτων (μονό ή ζυγό) και έναν αντίστοιχο συμπλέκτη. Ωστόσο, σε αντίθεση με το χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, οι δύο συμπλέκτες σε ένα DCT συνδέονται με δύο άξονες εισόδου, η κίνηση και η ενεργοποίηση του συμπλέκτη ελέγχονται από τη μονάδα ελέγχου κιβωτίου ταχυτήτων που είναι επίσης γνωστή ως η μονάδα mechatronics και δεν υπάρχει πεντάλ συμπλέκτη για τον οδηγό. Στα περισσότερα σύγχρονα αυτοκίνητα που είναι εφοδιασμένα με DCT, ο οδηγός μπορεί να εκκινήσει την αλλαγή ταχυτήτων είτε χειροκίνητα χρησιμοποιώντας κουμπιά αλλαγής ταχυτήτων ή διατηρώντας το μοχλό αλλαγής ταχυτήτων σε πλήρως αυτόματη λειτουργία «D» ή «S». (Matthes, 2005)

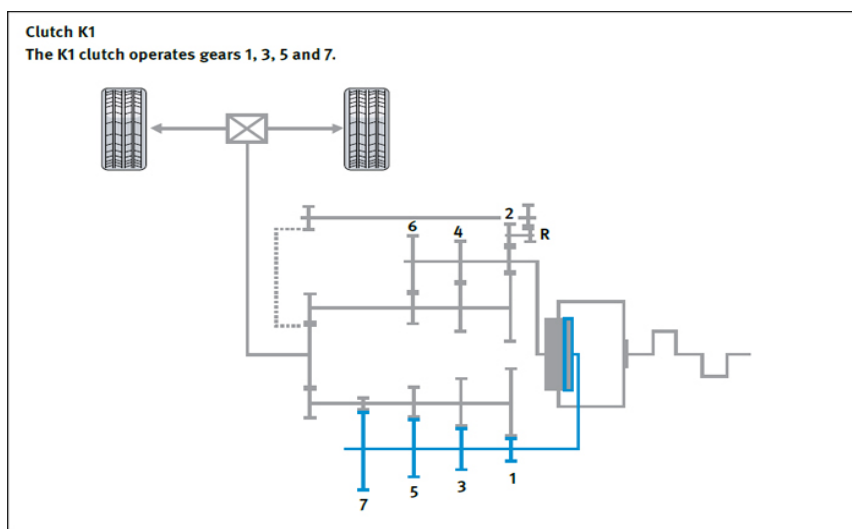


Σχήμα 1.2 Διάταξη Κιβωτίου ταχυτήτων Διπλού Συμπλέκτη

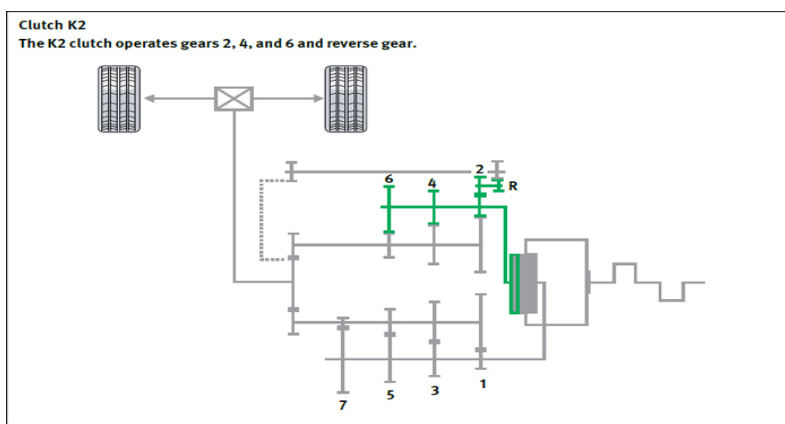
Σύμφωνα με το (Razzacki, 2009), η αρχική αρχιτεκτονική που χρησιμοποιείται εδώ αποτελείται από δύο ή τρεις άξονες εξόδου που φέρουν τα γρανάζια ταχύτητας εξόδου και τους συγχρονιστές και δύο ομόκεντρους άξονες εισόδου που φέρουν τα γρανάζια εισόδου με ένα συμπλέκτη τοποθετημένο στο εμπρόσθιο άκρο κάθε άξονα. Αυτή η διάταξη παράλληλου άξονα με συγχρονιστές επιτρέπει την ομαλή

μετάβαση του κιβωτίου ταχυτήτων, με μια αδιάκοπη ροή ισχύος από τον κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων, παρέχοντας πολύ μεγαλύτερη απόδοση καυσίμου.

Τα Σχήματα 1.3 και 1.4 απεικονίζουν πώς λειτουργεί ένα τυπικό DCT 7 ταχυτήτων με κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη. Το σύστημα έχει διαμορφωθεί έτσι ώστε και οι δύο συμπλέκτες (C1 και C2) να αποσυνδέονται όταν ο κινητήρας είναι σε αδράνεια. Όταν ο κινητήρας λειτουργεί, ένας συμπλέκτης είναι πάντα συνδεδεμένος, έτσι υπάρχει συνεχής μετάδοση με ένα κιβώτιο ταχυτήτων. Η επόμενη ταχύτητα είναι ήδη προεπιλεγμένη από το άλλο κιβώτιο ταχυτήτων του οποίου ο συμπλέκτης είναι ακόμα απεμπλακεί. Όταν αλλάζετε γρανάζια, ένας συμπλέκτης αποσυνδέεται ενώ ο άλλος συνδέεται. (Edwards, 2008).



Σχήμα 1.3 7-τάχυτο Κιβώτιο Ταχυτήτων Διπλού Συμπλέκτη με επιλεγμένες τις μονές σχέσεις μετάδοσης και συμπλέκτη 1



Σχήμα 1.4 7-τάχυτο Κιβώτιο Ταχυτήτων Διπλού Συμπλέκτη με επιλεγμένες ζυγό αριθμό σχέσεων μετάδοσης και συμπλέκτη 2

Τα κιβώτια ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη υπάρχουν σε δύο ξεχωριστούς τύπους, μία παραλλαγή χρησιμοποιεί ξηρούς συμπλέκτες ενώ ο άλλος χρησιμοποιεί υγρούς συμπλέκτες πολλαπλών δίσκων. Το τελευταίο είναι αυτό που χρησιμοποιείται συχνότερα σε οχήματα παραγωγής παγκοσμίως. Οι ξηροί

συμπλέκτες αποδίδουν μεγαλύτερη απόδοση, καθώς δεν υπάρχουν απώλειες λόγω ρευστού της μετάδοσης, αλλά είναι λιγότερο ανθεκτικές στη φθορά και είναι κατάλληλες για μικρότερα αυτοκίνητα. Οι υγροί συμπλέκτες, από την άλλη πλευρά, μπορούν να παράγουν πολύ υψηλότερες εξόδους ροπής στρέψης από τις ξηρές αντίστοιχες, είναι λιγότερο αποδοτικές αν και υπάρχει η απώλεια ισχύος στο ρευστό μετάδοσης.

Κεφάλαιο 2 - Δυναμική Συστήματος Μετάδοσης

Τα θεμελιώδη στοιχεία του σχεδιασμού κιβωτίου ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη αποτελούν το κεντρικό στοιχείο αυτού του κεφαλαίου. Η βασική λειτουργία του κιβωτίου ταχυτήτων ενός οχήματος είναι να μεταφέρει την ισχύ του κινητήρα στους κινητήριους τροχούς [20]. Η αλλαγή σχέσεων μετάδοσης μέσα στο κιβώτιο ταχυτήτων επιτρέπει την αντιστοίχιση της ταχύτητας και της ροπής του κινητήρα με τις συνθήκες φορτίου και ταχύτητας του οχήματος. Στα χειροκίνητα κιβώτια ταχυτήτων ο οδηγός σύμφωνα με την εκάστοτε ανάγκη πρέπει να επιλέξει χειροκίνητα την απαιτούμενη σχέση με την βοήθεια ενός λεβιέ, ενώ στο αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων εκτελείται από ένα σύστημα ελέγχου. Έχει γίνει μια σταδιακή βελτίωση στο σχεδιασμό των κιβωτίων ταχυτήτων κατά τις τελευταίες δεκαετίες και μια κίνηση προς έναν αυξανόμενο αριθμό σχέσεων μετάδοσης για τη βελτίωση της συνολικής απόδοσης και αποτελεσματικότητας.

Η μέγιστη επιτρεπόμενη επιτάχυνση ενός οχήματος περιορίζεται από δύο παράγοντες: τη μέγιστη ροπή στους κινητήριους τροχούς και τη μέγιστη δύναμη έλξης στα ελαστικά. Η πρώτη εξαρτάται από την απόδοση του κινητήρα και της μετάδοσης και η δεύτερη εξαρτάται από την μέγιστη τριβή ελαστικών. Σε αυτό το κεφάλαιο εξετάζονται οι επιδόσεις του κινητήρα και του συστήματος μετάδοσης.

2.1 Δυναμική Κινητήρα

Η μέγιστη εφικτή ισχύς P_e μίας μηχανής εσωτερικής καύσης είναι συνάρτηση της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα ω_e . Η συνάρτηση αυτή καθορίζεται πειραματικά, παρόλα αυτά η συνάρτηση $P_e = P_e(\omega_e)$ μπορεί να εκτιμηθεί από ένα πολυώνυμο 3ου βαθμού :

$$P_e = \sum_{i=3}^3 P_i \omega^i = P_1 \omega + P_2 \omega^2 + P_3 \omega^3 \quad (2.1)$$

Αν η μέγιστη ισχύς ενός κινητήρα ονομαστεί P_M , μετρούμενη σε [W = Nm / s], η οποία εμφανίζεται στη γωνιακή ταχύτητα ω_M , μετρούμενη σε (rad/s), τότε για τους βενζινοκινητήρες ισχύουν:

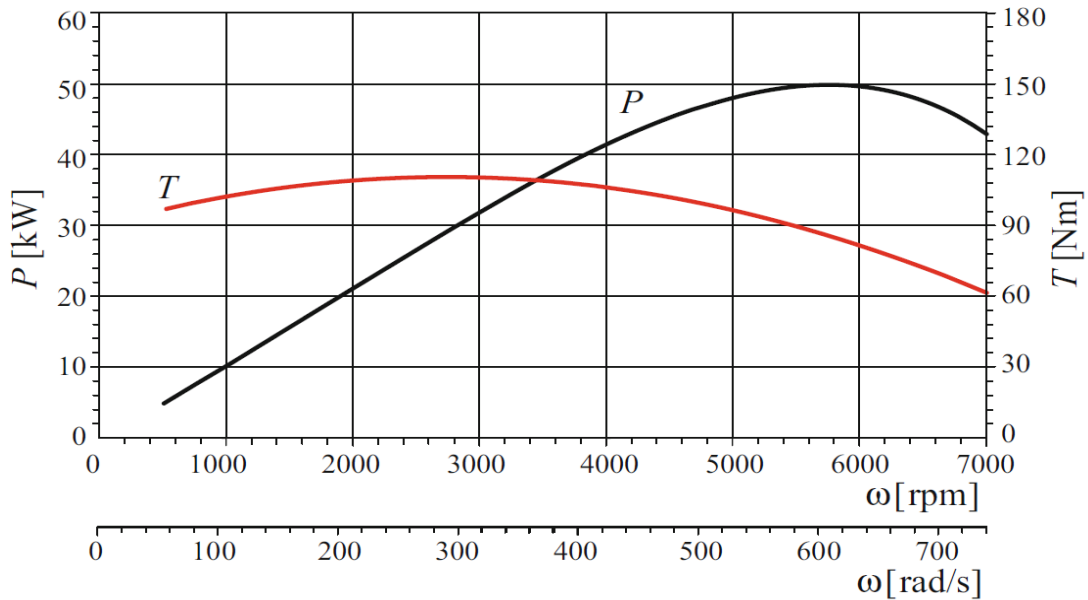
$$P_1 = \frac{P_M}{\omega_M} \quad P_2 = \frac{P_M}{\omega_M^2} \quad P_3 = -\frac{P_M}{\omega_M^3} \quad (2.2)$$

Στο Διάγραμμα 1. παρουσιάζεται η απόδοση ισχύος μιας μηχανής ανάφλεξης με σπινθήρα που παρέχει $P_M = 50 \text{ kW}$ σε $\omega_M = 586 \text{ rad/s} \approx 5600 \text{ σ.α.λ.}$

Η καμπύλη αρχίζει με μια γωνιακή ταχύτητα στην οποία ο κινητήρας λειτουργεί ομαλά.

Η ροπή κίνησης T_e του κινητήρα είναι η ροπή που παρέχει το P_e :

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e} = P_1 + P_2 \omega_e^2 + P_3 \omega_e^3 \quad (2.3)$$



Διάγραμμα 1 : Τυπικό δείγμα απόδοσης ισχύος και ροπής για κινητήρα με σπινθήρα ανάφλεξης

Παρόλο που δεν υπάρχει σχεδόν κανένα όριο για την ανάπτυξη ενός ισχυρού κινητήρα, οποιοσδήποτε κινητήρας με ισχύ περίπου 100 hp είναι αρκετός για αυτοκίνητα καθημερινής χρήσης σε συνηθισμένες αστικές εφαρμογές. Φαίνεται ότι οι κινητήρες με 1000 hp ξεπερνούν τα όρια εφαρμογής για τα αυτοκίνητα αυτά. Ωστόσο, τα αγωνιστικά αυτοκίνητα μπορεί να έχουν μεγαλύτερη ισχύ, ανάλογα με τους κανονισμούς των αγώνων. Για παράδειγμα, οι κανονισμοί Φόρμουλα 1 υπαγορεύουν τον τύπο του κινητήρα που επιτρέπεται. Πρέπει να είναι ένας τετράχρονος κινητήρας, ο όγκος μικρότερος από 3000 cm³, όχι περισσότεροι από δέκα κυλίνδρους και όχι περισσότερες από πέντε βαλβίδες ανά κύλινδρο, αλλά δεν υπάρχει όριο στην ισχύ.

Κάτω από τις καμπύλες $P_e = P_e(\omega_e)$ και $T_e = T_e(\omega_e)$ ένας κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει θεωρητικά σε οποιοδήποτε σημείο κάτω από την καμπύλη επιδόσεων $P_e = P_e(\omega_e)$. Επομένως, η καμπύλη επιδόσεων ισχύος $P_e = P_e(\omega_e)$ υποδεικνύει το όριο ισχύος του κινητήρα.

Υποθέστε ότι η γωνιακή ταχύτητα ενός κινητήρα διατηρείται σταθερή εφαρμόζοντας μια δύναμη πέδησης. Στη συνέχεια, ανοίγοντας το γκάζι, παράγουμε περισσότερη ισχύ μέχρις ότου το γκάζι ανοίξει πλήρως και τότε αποκτάται η μέγιστη ισχύς σε αυτή τη γωνιακή ταχύτητα. Η απόδοση ισχύος αυξάνεται με την αύξηση της ω_e και συνεχίζει να ανεβαίνει μέχρι τη μέγιστη ισχύ P_M στο ω_M . Η απόδοση ισχύος τότε αρχίζει να μειώνεται. Η ροπή $T_e = \frac{P_e}{\omega_e}$ επίσης αυξάνεται με την ω_e , αλλά φθάνει το μέγιστο σε

χαμηλότερη γωνιακή ταχύτητα πριν τη μέγιστη ισχύ. Ως εκ τούτου, η ροπή αρχίζει να μειώνεται νωρίτερα από την ισχύ όταν η ω_e αυξάνεται. Όταν η ισχύς αρχίζει να μειώνεται, η ροπή είναι πολύ μακριά από την μέγιστη τιμή της. Οι οδηγοί συνήθως δεν αισθάνονται την ισχύ του κινητήρα, ωστόσο μπορεί να νιώσουν τη ροπή του κινητήρα όταν επιταχύνουν.

Όταν ο κινητήρας λειτουργεί στην μέγιστη ροπή του (δηλ. $P_e \approx 265kW$ στις $\omega_e = 3800 rpm$) δημιουργεί κάποιο επίπεδο ροπής (δηλ. $T_M = 668 Nm$ επί τη συνολική σχέση μετάδοσης) στους τροχούς. Αυτή είναι η μεγαλύτερη απόδοση σε αυτή την σχέση. Με την αλλαγή της σχέσης και καθιστώντας την λειτουργία του κινητήρα στην κορυφή ισχύος (πχ. $P_M = 420 kW$ στις $\omega_e \approx 6800 rpm$), παρέχει μικρότερη ροπή $T_e \approx 575 Nm$. Ωστόσο, θα αποδώσει μεγαλύτερη ροπή στους κινητήριους τροχούς, στην ίδια ταχύτητα οχήματος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ισχύς αυξήθηκε κατά 21% ($\approx \frac{[6800 - 3800]}{3800}$), ενώ η ροπή του κινητήρα μειώθηκε κατά 16,2% ($\approx \frac{[668 - 575]}{575}$).

Όσο οι καμπύλες απόδοσης των κινητήρων είναι παρόμοιες με εκείνες του Διαγράμματος 1, οποιαδήποτε ταχύτητα κινητήρα, εκτός από την μέγιστη ταχύτητα ισχύος ω_M , σε μία δεδομένη ταχύτητα οχήματος θα παρέχει χαμηλότερη τιμή ροπής στους κινητήριους τροχούς. Επομένως, θεωρητικά η καλύτερη τελική ταχύτητα θα συμβαίνει πάντα όταν το όχημα λειτουργεί στην μέγιστη ισχύ.

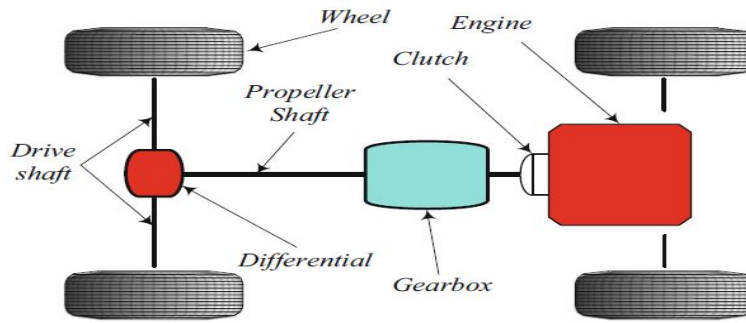
Ένα αυτοκίνητο που κινείται στην μέγιστη ισχύ δεν μπορεί να επιταχύνει περισσότερο από την ίδια ταχύτητα του οχήματος. Δεν υπάρχει καλύτερη σχέση για επιλογή καθώς ακόμα κι αν γίνει επιλογή άλλης σχέσης θα μεταφερθεί η λειτουργία του κινητήρα πιο κοντά στην κορυφή ροπής του. Ένα όχημα κινούμενο στην μέγιστη ισχύ σε μία δεδομένη ταχύτητα οχήματος, παρέχει τη μέγιστη δυνατή ροπή στα ελαστικά, αν και ο κινητήρας δεν θα λειτουργεί στην αιχμή ροπής του. Η μετάδοση ενισχύει τη ροπή που προέρχεται από τον κινητήρα κατά συντελεστή ίσο με τον λόγο μετάδοσης.

Η καμπύλη ισχύος στους τροχούς ή η ισχύς που παραδίδεται στο έδαφος μπορεί να έχει διαφορετικό σχήμα και διαφορετικές τιμές, λόγω των απωλειών μετάδοσης. Το καλύτερο αποτέλεσμα προκύπτει από την καμπύλη ισχύος που μετρείται με δυναμόμετρο.

2.2 Μετάδοση Κίνησης

Ο όρος μετάδοσης κίνησης, ισοδύναμη με το κιβώτιο ταχυτήτων, χρησιμοποιείται για να καλέσουμε τα συστήματα και τις συσκευές που μεταφέρουν τη ροπή και την ισχύ από τον κινητήρα στους κινητήριους τροχούς ενός οχήματος. Μια μονάδα μετάδοσης κίνησης περιλαμβάνει τον κινητήρα, τον συμπλέκτη, το κιβώτιο ταχυτήτων, τον άξονα, το διαφορικό, τους άξονες κίνησης και τους κινητήριους τροχούς.

Το Σχήμα 2 [1] απεικονίζει τον τρόπο με τον οποίο συναρμολογείται το σύστημα μετάδοσης κίνησης για ένα όχημα με κίνηση στους πίσω τροχούς.



Σχήμα 2.1 Σύστημα μετάδοσης κίνησης για ένα όχημα με κίνηση στους πίσω τροχούς

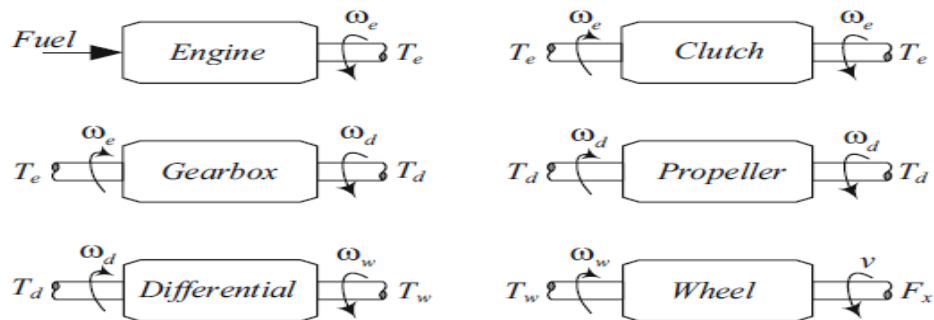
Ο κινητήρας είναι η πηγή ισχύος στη μονάδα μετάδοσης κίνησης. Η έξοδος από τον κινητήρα είναι η ροπή του κινητήρα, T_e , σε μια σχετική ταχύτητα του κινητήρα ω_e .

Ο συμπλέκτης συνδέει και αποσυνδέει τον κινητήρα από τον υπόλοιπο μηχανισμό μετάδοσης κίνησης όταν το όχημα είναι εξοπλισμένο με χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων.

Το κιβώτιο ταχυτήτων χρησιμοποιείται για την αλλαγή του λόγου μετάδοσης μεταξύ του κινητήρα και των κινητήριων τροχών.

Ο άξονας συνδέει το κιβώτιο ταχυτήτων στο διαφορικό. Ο άξονας δεν υπάρχει σε οχήματα με μπροστινή κίνηση και κινητήρα στο μπροστινό μέρος και στα οχήματα με πίσω κίνηση και κινητήρα τοποθετημένο στο πίσω μέρος. Σε αυτά τα οχήματα, το διαφορικό ενσωματώνεται στο κιβώτιο ταχυτήτων σε μια μονάδα που ονομάζεται transaxle.

Το διαφορικό είναι ένα σταθερό κιβώτιο ταχυτήτων που επιτρέπει στους κινητήριους τροχούς να έχουν διαφορετικές ταχύτητες. Οι άξονες κίνησης συνδέουν το διαφορικό με τους κινητήριους τροχούς. Οι κινητήριοι τροχοί μετατρέπουν τη ροπή του κινητήρα σε δύναμη έλξης. Η ροπή εισόδου και εξόδου και η γωνιακή ταχύτητα για κάθε συσκευή σε ένα σύστημα κίνησης υποδεικνύονται στο Σχήμα 2.2 [6]:



Σχήμα 2.2 : Η ροπή εισόδου και εξόδου και η γωνιακή ταχύτητα για κάθε συσκευή σε ένα σύστημα κίνησης

$$P_w = \eta P_e \quad (2.4)$$

όπου $\eta < 1$ υποδεικνύει τη συνολική απόδοση μεταξύ του κινητήρα και των κινητήριων τροχών.

$$\eta = \eta_c \eta_t \quad (2.5)$$

όπου $\eta_c < 1$ είναι η αποδοτικότητα του μετατροπέα και η_t είναι η απόδοση μετάδοσης.

Η σχέση μεταξύ της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα και της ταχύτητας του οχήματος είναι :

$$u_x = \frac{R_w \omega_e}{\eta_g \eta_d} \quad (2.6)$$

όπου η_g είναι ο λόγος μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων, η_d είναι ο λόγος μετάδοσης του διαφορικού, ω_e είναι η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα, και R_w είναι η αποτελεσματική ακτίνα ελαστικού.

Ο λόγος μετάδοσης ή ο λόγος μείωσης ενός μηχανισμού μετάδοσης της διάταξης μετάδοσης κίνησης, n , είναι ο λόγος της ταχύτητας εισόδου προς την ταχύτητα εξόδου :

$$n = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} \quad (2.7)$$

ενώ ο λόγος ταχύτητας ω_r είναι ο λόγος της ταχύτητας εξόδου προς την ταχύτητα εισόδου :

$$\omega_r = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} \quad (2.8)$$

Απόδειξη. Ο κινητήρας συνδέεται με τους κινητήριους τροχούς μέσω ενός μηχανισμού μετάδοσης κίνησης. Λόγω της τριβής στο σύστημα μετάδοσης κίνησης, ειδικά στον κιβώτιο ταχυτήτων και τον μετατροπέα ροπής, η ισχύς στους κινητήριους τροχούς είναι πάντα μικρότερη από την ισχύ στον άξονα εξόδου του κινητήρα. Ο λόγος της ισχύος εξόδου προς την ισχύ εισόδου είναι ένας αριθμός που ονομάζεται αποδοτικότητα :

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (2.9)$$

Αν συμβολίσουμε την αποδοτικότητα της μετάδοσης σαν η_t και την απόδοση του μετατροπέα ροπής σαν η_c , τότε η συνολική απόδοση της κίνησης είναι $\eta = \eta_c \eta_t$. Η ισχύς στον τροχό είναι η ισχύς εξόδου του κινητήρα $P_{out} = P_w$ ενώ η ισχύς του κινητήρα είναι η ισχύς εισόδου στην καμπύλη κίνησης $P_{in} = P_e$. Επομένως :

$$P_w = \eta P_e \quad (2.10)$$

Το Σχήμα 2.3 απεικονίζει έναν τροχό κίνησης με ακτίνα R_w που κυλιέται με γωνιακή ταχύτητα ω_w στο έδαφος και κινείται με ταχύτητα u_x :

$$u_x = R_w \omega_w \quad (2.11)$$

Υπάρχουν δύο διατάξεις μετάδοσης κίνησης μεταξύ του κινητήρα και του κινητήριου τροχού: το κιβώτιο ταχυτήτων και το διαφορικό. Αντιστοιχώντας το n_g για το λόγο μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων και n_d για το λόγο μετάδοσης του διαφορικού, ο συνολικός λόγος μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων είναι :

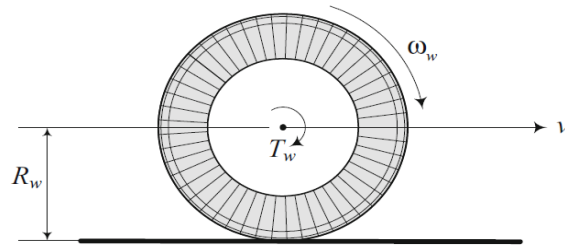
$$n = n_g n_d \quad (2.12)$$

Επομένως, η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα είναι n φορές της γωνιακής ταχύτητας του κινητήριου τροχού ω_w :

$$\omega_e = n\omega_w = n_g n_d \omega_w \quad (2.13)$$

Άρα :

$$u_x = \frac{R_w \omega_e}{n_g n_d} \quad (2.14)$$



Σχήμα 2.3 Κύλιση τροχού

2.3 Δυναμική Κιβωτίου Ταχυτήτων

Ένας κινητήρας εσωτερικής καύσης δεν μπορεί να λειτουργήσει κάτω από ελάχιστες στροφές κινητήρα ω_{min} [17]. Κατά συνέπεια, το όχημα δεν μπορεί να κινηθεί πιο αργά από μια ελάχιστη ταχύτητα u_{min} ενώ ο κινητήρας είναι συνδεδεμένος στους κινητήριους τροχούς.

$$u_{min} = \frac{R_w \omega_{min}}{n_g n_d} \quad (2.15)$$

Στα στάδια εκκίνησης και τερματισμού της κίνησης, το όχημα πρέπει να έχει ταχύτητες μικρότερες από u_{min} . Πρέπει να χρησιμοποιείτε συμπλέκτης ή μετατροπέας ροπής για την εκκίνηση, τη διακοπή και την αλλαγή ταχυτήτων.

Θεωρείται ένα όχημα με μόνο έναν κινητήριο τροχό. Η πρόσθια ταχύτητα u_x του οχήματος είναι ανάλογη της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα και η δύναμη έλξης του ελαστικού F_x είναι ανάλογη με τη ροπή του κινητήρα T_e .

$$\omega_e = \frac{n_g n_d}{R_w} u_x \quad (2.16)$$

$$T_e = \frac{1}{\eta} \frac{R_w}{n_i n_d} F_x \quad (2.17)$$

όπου R_w είναι η πραγματική ακτίνα ελαστικού, n_d είναι ο λόγος διαφορικού, n_i είναι η επιλεγμένη σχέση κιβωτίου ταχυτήτων σε αριθμό του κιβωτίου ταχυτήτων i , και η είναι συνολική απόδοση του κινητήρα.

Η εξίσωση (16) ονομάζεται εξίσωση ταχύτητας και η εξίσωση (17) ονομάζεται εξίσωση έλξης. Η εξίσωση ταχύτητας θα χρησιμοποιηθεί για τον σχεδιασμό των σχέσεων μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων του οχήματος.

Απόδειξη. Η ταχύτητα u_x ενός τροχού με ακτίνα R_w είναι:

$$u_x = R_w \omega_w \quad (2.18)$$

και η δύναμη έλξης F_x στον τροχό είναι:

$$F_x = \frac{T_w}{R_w} \quad (2.19)$$

T_w είναι η εφαρμοζόμενη ροπή στρέψης στον τροχό και ω_w είναι η γωνιακή ταχύτητα του τροχού.

Οι εισοδοί των τροχών T_w και ω_w είναι η ροπή εξόδου και η γωνιακή ταχύτητα του διαφορικού. Η ροπή εισόδου διαφορικού T_d και η γωνιακή ταχύτητα ω_d είναι

$$T_d = \frac{1}{\eta_d n_d} T_w \quad (2.20)$$

$$\omega_d = n_d \omega_w \quad (2.21)$$

όπου n_d είναι ο λόγος μετάδοσης διαφορικού και η_d είναι η απόδοση διαφορικού. Οι εισοδοί διαφορικού T_d και ω_d είναι η ροπή εξόδου και η γωνιακή ταχύτητα στο κιβώτιο ταχυτήτων του οχήματος. Η ροπή του κινητήρα T_e και η γωνιακή ταχύτητα ω_e είναι οι εισοδοί του κιβωτίου ταχυτήτων. Οι σχέσεις εισόδου-εξόδου για ένα κιβώτιο ταχυτήτων εξαρτώνται από την επιλεγμένη σχέση μετάδοσης n_i .

$$T_e = \frac{1}{\eta_g n_i} T_d \quad (2.22)$$

$$\omega_e = n_i \omega_d \quad (2.23)$$

η_g είναι η απόδοση του κιβωτίου ταχυτήτων και n_i είναι ο λόγος μείωσης των σχέσεων στον αριθμό γραναζιού i . Επομένως, η ταχύτητα ενός τροχού u_x είναι ανάλογη της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα

ω_e και η δύναμη έλξης του ελαστικού F_x είναι ανάλογη με τη ροπή του κινητήρα T_e , όταν το σύστημα μετάδοσης είναι συνδεδεμένη με τον κινητήρα.

$$\omega_e = \frac{n_i n_d}{R_w} u_x \quad (2.24)$$

$$T_e = \frac{1}{\eta_g \eta_d} \frac{1}{n_i n_d} T_w = \frac{1}{\eta_g \eta_d} \frac{R_w}{n_i n_d} F_x = \frac{1}{\eta} \frac{R_w}{n_i n_d} F_x \quad (2.25)$$

Έχοντας την συνάρτηση απόδοσης ροπής $T_e = T_e(\omega_e)$, μπορούμε να καθορίσουμε τη ροπή T_w του τροχού ως συνάρτηση της ταχύτητας του οχήματος u_x σε κάθε σχέση μετάδοσης n_i .

$$T_w = \eta n_i n_d T_e(\omega_e) \quad (2.26)$$

Χρησιμοποιώντας την προσεγγιστική εξίσωση (2.3) για T_e υπολογίζεται:

$$\begin{aligned} T_w &= \eta n_i n_d (P_1 + P_2 \left(\frac{n_i n_d}{R_w} u_x \right) + P_2 \left(\frac{n_i n_d}{R_w} u_x \right)^2) \\ &= \eta P_1 n_d n_i + \eta \frac{P_2}{R_w} n_d^2 n_i^2 u_x + \eta \frac{P_3}{R_w^2} n_d^3 n_i^3 u_x^2 \end{aligned} \quad (2.27)$$

2.3.1 Ικανότητα επιτάχυνσης σε διαφορετικές ταχύτητες

Υπόθεση: Ένας κινητήρας λειτουργεί με ταχύτητα ω_M που σχετίζεται με τη μέγιστη ισχύ P_M :

$$P_M = T_e \omega_M = \frac{1}{\eta} F_x u_x \quad (2.28)$$

Αντικαθιστώντας,

$$F_x = m a_x \quad (2.29)$$

Η σχέση γίνεται,

$$P_M = \frac{m}{\eta} a_x u_x \quad (2.30)$$

Και καταλήγουμε,

$$a_x = P_M \frac{\eta}{m} \frac{1}{u_x} \quad (2.31)$$

Η εξίσωση (2.31) ονομάζεται ικανότητα επιτάχυνσης και εκφράζει την επιτεύξιμη επιτάχυνση ενός οχήματος με ταχύτητα u_x . Η ικανότητα επιτάχυνσης μειώνεται αυξάνοντας την ταχύτητα και αυξάνεται με τη μέγιστη ισχύ. Η ικανότητα επιτάχυνσης είναι περιορισμένη και βασίζεται στην υπόθεση ότι η κινητήρια δύναμη δεν φτάνει το όριο έλξης ελαστικών. Επομένως, το όχημα φτάνει την μέγιστη επιτάχυνση, επειδή ο κινητήρας δεν μπορεί να παράγει περισσότερη ισχύ. Η επιτάχυνση που περιορίζεται με την δύναμη της έλξης συμβαίνει όταν ο κινητήρας παραδίδει περισσότερη ισχύ, αλλά η επιτάχυνση του οχήματος είναι περιορισμένη επειδή τα ελαστικά δεν μπορούν να μεταφέρουν πλέον δύναμη στο έδαφος.

Η εξίσωση $F_x = \mu_x F_z$ δίνει τη μέγιστη μεταδιδόμενη δύναμη. Εάν εφαρμόζεται περισσότερη ροπή στον τροχό, ο τροχός γλιστρά και εισέρχεται στην κατάσταση δυναμικής τριβής όπου ο συντελεστής τριβής και συνεπώς η δύναμη πρόσφυσης είναι μικρότερη.

2.3.2 Συνθήκη Ευστάθειας Κιβωτίου Ταχυτήτων

Εξετάζεται ένα όχημα που κινείται με ταχύτητα u_x , όταν στο κιβώτιο ταχυτήτων είναι επιλεγμένη στην σχέση μετάδοσης i με λόγο μετάδοσης n_i . Για λόγους ασφάλειας, πρέπει να γίνει επιλογή σχέσης μετάδοσης έτσι ώστε όταν ο κινητήρας φτάσει στη μέγιστη ροπή μπορεί να μετακινηθεί σε χαμηλότερη σχέση n_{i-1} χωρίς να φτάσει στο μέγιστο επιτρεπτό όριο της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Η μέγιστη επιτρεπτή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα συνήθως υποδεικνύεται από μια κόκκινη γραμμή ή κόκκινη περιοχή στο δείκτη στροφών κινητήρα.

Θεωρείται η ταχύτητα του κινητήρα για τη μέγιστη ροπή T_M ως $\omega_e = \omega_T$. Η ταχύτητα του οχήματος στην $\omega_e = \omega_T$ είναι :

$$u_x = \frac{R_w}{n_i n_d} \omega_T \quad (2.32)$$

Όταν αλλάζουμε την ταχύτητα σε n_{i-1} η ταχύτητα του κινητήρα ω_e ακαριαία φθάνει σε υψηλότερη ταχύτητα $\omega_e = \omega_{i-1} > \omega_T$ στην ίδια ταχύτητα οχήματος.

$$\omega_{i-1} = \frac{n_{i-1} n_d}{R_w} u_x \quad (2.33)$$

Η συνθήκη ευστάθειας απαιτεί η ω_{i-1} να είναι μικρότερη από την μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής κινητήρα ω_{Max} :

$$\omega_{i-1} \leq \omega_{Max} \quad (2.33)$$

Με την χρήση των εξισώσεων (2.32) και (2.33), μπορεί να οριστεί η ακόλουθη συνθήκη μεταξύ των σχέσεων μετάδοσης σε δύο διαδοχικές ταχύτητες και τις στροφές του κινητήρα :

$$\frac{\omega_{i-1}}{\omega_i} = \frac{\omega_{Max}}{\omega_T} = \frac{n_{i-1}}{n_i} \quad (2.33)$$

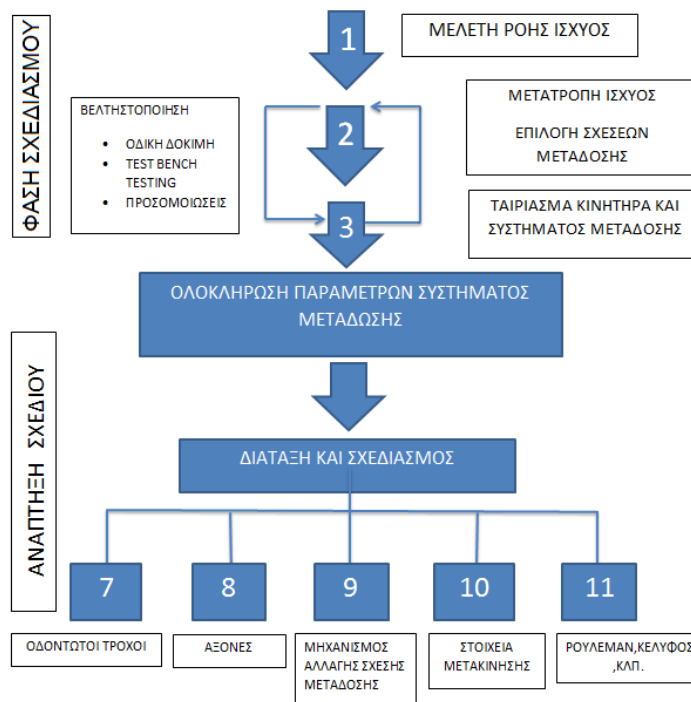
Μια σταθερή σχετική σχέση μετάδοσης, σε μια σταθερή ταχύτητα οχήματος, είναι ένας απλός κανόνας για τον σχεδιασμό ενός ευσταθούς κιβωτίου ταχυτήτων.

$$\frac{n_{i-1}}{n_i} = c_g \quad (2.33)$$

Κεφάλαιο 3

3.1 Σχεδιασμός Σχέσεων Μετάδοσης

Ο βασικός σχεδιασμός του συστήματος μετάδοσης περιλαμβάνει πρώτα τον καθορισμό της μέγιστης και της ελάχιστης σχέσης μετάδοσης και στη συνέχεια την επιλογή των ενδιάμεσων σχέσεων. Ακολουθείται ο εξής αλγόριθμος [11].



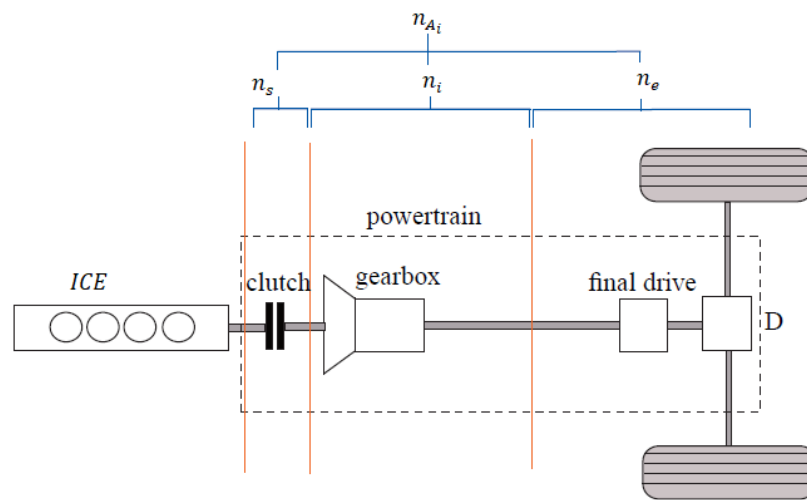
Πίνακας 3.1 Αλγόριθμος Σχεδιασμού Σχέσεων Μετάδοσης

Στα οχήματα με κινητήρες εσωτερικής καύσης, η μετατροπή ισχύος εξόδου μεταξύ του κινητήρα και των κινητήριων τροχών επιτυγχάνεται με τη συνδυασμένη δράση των συγκροτημάτων του συστήματος μετάδοσης.

Η πρώτη φάση σχεδιασμού του κιβωτίου ταχυτήτων περιλαμβάνει την προκαταρκτική επιλογή των σχέσεων μετάδοσης σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφεται από τον Naunheimer [11]. Το Σχήμα 3.1 δείχνει την ιεραρχική δομή των διαφόρων σχέσεων μετάδοσης στο σύστημα μετάδοσης κίνησης, ξεκινώντας από το συνολική σχέση μετάδοσης n_{A_i} όπου n_s είναι ο λόγος του στοιχείου σύζευξης (συμπλέκτης ή μετατροπέας ροπής), n_i σχέση μετάδοσης κιβωτίου και n_e ο τελικός λόγος μετάδοσης κίνησης.[19].

Οι συμπλέκτες μετατρέπουν μόνο την ταχύτητα περιστροφής, δηλ. $n_s = 1$. Οι υδροδυναμικοί μετατροπέες ροπής μετατρέπουν τόσο την ταχύτητα περιστροφής όσο και τη ροπή, $n_s \geq 1$.

Η ισορροπία μεταξύ απόδοσης και κατανάλωσης καυσίμου επιτυγχάνεται με την ρύθμιση της τελικής σχέσης μετάδοσης.



Σχήμα 3.2 Ιεραρχική Δομή Συστήματος Μετάδοσης

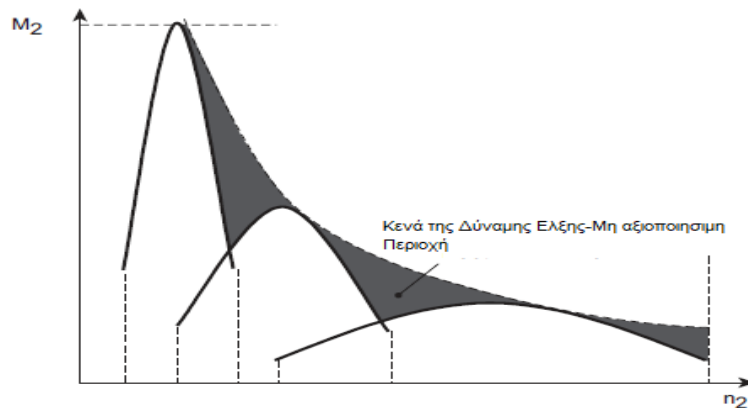
3.1.1 Απαιτήσεις Που Επιβάλλονται για Τον Σχεδιασμό Σχέσεων Μετάδοσης

Η επιλογή των σχέσεων μετάδοσης είναι ο κρίσιμος παράγοντας που καθορίζει τη μετατροπή του χάρτη του κινητήρα στην δύναμη έλξης που είναι διαθέσιμη στον τροχό. Σύμφωνα με τον Robert Fisher [22] η συνεχής παροχή επαρκώς υψηλής δύναμης έλξης είναι απαραίτητη για να ξεπεραστεί η αντίσταση στην οδήγηση όπου εξαρτάται από την κατάσταση που συμβαίνει. Από την άποψη αυτή, υπάρχουν πέντε ομάδες απαιτήσεων που πρέπει πάντα να ικανοποιούνται:

1. Το όχημα πρέπει να ξεπεράσει την αντίσταση στην οδήγηση με την επιθυμητή μέγιστη ταχύτητα σε επίπεδο έδαφος (χωρίς επιτάχυνση). Κατά κανόνα, αυτή η απαίτηση καθορίζει τον μικρότερο λόγο μετάδοσης αν δεν χρειάζονται επιπλέον σχέσεις μετάδοσης για overdrive σχέσης.

2. Το όχημα πρέπει να έχει επαρκή ικανότητα κίνησης σε έδαφος υπό κλίση και ικανότητα επιτάχυνσης από ακινησία. Επιπλέον, πρέπει να λαμβάνονται υπόψη τα χαρακτηριστικά των μηχανισμών εκκίνησης, ιδιαίτερη σημασία πρέπει να δοθεί στην διάρκεια ζωής και στην απώλεια ισχύος. Επιπλέον, πρέπει να ληφθούν υπόψη τα όρια για την ταχύτητα ερπυσμού, η οποία είναι η ταχύτητα με την οποία κινείται ένα όχημα χωρίς την παροχή επιπλέον καυσίμου (δηλαδή χωρίς το πάτημα του πεντάλ καυσίμου).
3. Τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα πρέπει να επιλέγονται ανάλογα με την κατάσταση οδήγησης, προκειμένου να καθοριστούν οι τιμές ισχύος οδήγησης με τον καλύτερο δυνατό τρόπο και, αφετέρου, να διατηρείται όσο το δυνατόν χαμηλότερη η κατανάλωση καυσίμου.
4. Τα κενά που προκύπτουν στην δύναμη έλξης πρέπει να είναι μικρά.
5. Όταν πραγματοποιείται μεταβολή σχέσης μετάδοσης πρέπει να θεωρείται ευχάριστη.

Στο Σχήμα 3.3 παρουσιάζεται μια απλοποιημένη μορφή ενός διαγράμματος δύναμης έλξης. Οι σκιασμένες περιοχές κάτω από το ιδανικό γράφημα δύναμης έλξης αντιπροσωπεύουν τα κενά της δύναμης έλξης.



Σχήμα 3.3 Ελκτική Δύναμη

Ο μεγαλύτερος λόγος μετάδοσης καθορίζεται αποκλειστικά από την απαίτηση κίνησης σε έδαφος υπό κλίση και την ικανότητα επιτάχυνσης [21].

3.1.2 Επιλογές Σχεδιασμού Μικρότερου Λόγου Μετάδοσης για Μέγιστη Ταχύτητα

Η διαδικασία προσδιορισμού της μέγιστης ταχύτητας, επιτάχυνσης και πρόσφυσης ενός οχήματος ορίζεται σύμφωνα με τα Γερμανικά πρότυπα DIN 70020.

Το Γερμανικό πρότυπο DIN 70020 ορίζει τη μέγιστη ταχύτητα ως τον μέσο όρο των μέγιστων ταχυτήτων που μπορεί να διατηρήσει ένα όχημα σε μια μετρημένη απόσταση 1 χιλιομέτρου. Οι κύριες συνθήκες δοκιμής είναι:

- όχημα φορτωμένο με τη μισή διαφορά μεταξύ του μικτού βάρους και του βάρους χωρίς φορτίο
- επίπεδη, στεγνή επιφάνεια με καλή πρόσφυση
- μέγιστη ταχύτητα ανέμου $\pm 3 \text{ m / s}$
- το όχημα πρέπει να ταξιδεύει κατά μήκος της διαδρομής δοκιμής και στις δύο κατευθύνσεις χωρίς διακοπή

Υπάρχουν διάφοροι παράγοντες που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά την επιλογή της μικρότερης σχέσης. Ένας παράγοντας είναι το υψηλό ποσοστό του χρόνου εργασίας που δαπανάται στην υψηλότερη σχέση μετάδοσης, το οποίο μπορεί να είναι πάνω από 80% στην περίπτωση των επιβατικών αυτοκινήτων [11] Ανάλογα με τον τύπο του σχεδιασμού που επιλέγεται, ο Ferit Kucukkaya αναφέρει δύο βασικές δυνατότητες σχεδιασμού για την επίτευξη της μέγιστης τελικής ταχύτητας όπου η κάθε μία έχει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα [22].

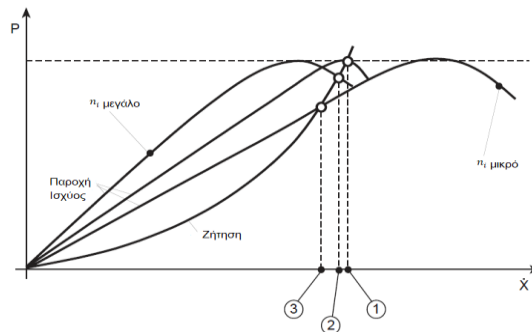
Για να γίνει η μετατροπή της μέγιστης εγκαταστημένης ισχύος σε μέγιστη απόδοση για τον βέλτιστο σχεδιασμό \dot{x}_{max} του λόγου μετάδοσης βαθμίδας του \dot{x}_{max} η γραμμή της ζήτησης ισχύος πρέπει να τέμνει την καμπύλη παροχής ισχύος στο μέγιστο σημείο. Μέσω αυτού του σχεδιασμού επιτυγχάνεται η υψηλότερη μέγιστη ταχύτητα $q' = 0\%$ (επίδραση ανέμου). Ωστόσο, το όχημα αντιδρά με μεγάλη ευαισθησία σε αύξηση της ζήτησης ισχύος, π.χ. λόγω κλίσεων ή λόγω επίδρασης αέρα. Σε αυτές τις περιπτώσεις, η εξέλιξη της ζήτησης ισχύος είναι πιο απότομη και το σημείο τομής της παροχής-ζήτησης μετατοπίζεται προς το αυξανόμενο τμήμα της καμπύλης παροχής και αυτό γρήγορα μας οδηγεί σε χαμηλότερες τελικές ταχύτητες.

Ο σχεδιασμός υπέρβασης ταχύτητας (*Overspeeding design*) της τελευταίας σχέσης αποφεύγει το μειονέκτημα του βέλτιστου σχεδιασμού \dot{x}_{max} . Σε αυτή την περίπτωση, ο λόγος μετάδοσης επιλέγεται ελαφρώς μεγαλύτερος από την περίπτωση \dot{x}_{max} , έτσι το σημείο τομής της καμπύλης παροχής και της καμπύλης ζήτησης μετατοπίζεται στην φθίνουσα περιοχή της καμπύλης παροχής ισχύος. Η μέγιστη ταχύτητα όταν οδηγείται σε επίπεδο έδαφος χωρίς επίδραση του αέρα είναι κάπως χαμηλότερη, ωστόσο εμφανίζονται σημαντικά αποθέματα δύναμης έλξης (διαφορά μεταξύ καμπύλης ζήτησης και καμπύλης προσφοράς, Σχήμα 6, διακεκομμένη γραμμή) σε όλες τις ταχύτητες οδήγησης. Έτσι, κάτω από τη μέγιστη ταχύτητα υπάρχει ισχυρότερη επιτάχυνση από ότι υπάρχει στον βέλτιστο σχεδιασμό \dot{x}_{max} και η ευαισθησία στην αυξανόμενη ζήτηση ισχύος μειώνεται.

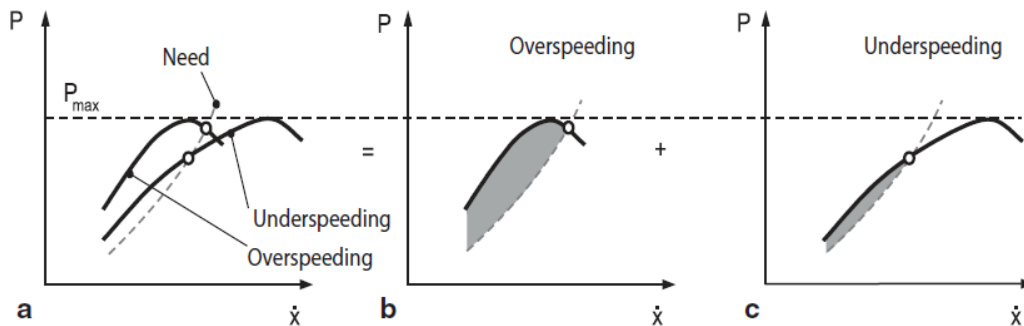
Τα μειονεκτήματα αυτού του τύπου σχεδιασμού είναι η τάση για υψηλότερες στροφές κινητήρα και ως άμεση συνέπεια υψηλότερη κατανάλωση καυσίμου και αυξημένα επίπεδα θορύβου στα εσωτερικά, αν αυτή η σχέση είναι η υψηλότερη (η μεγαλύτερη σε αριθμό, με τη μικρότερη σχέση μετάδοσης).

3.1.3 Σχεδιασμός της Μικρότερης Σχέσης Μετάδοσης Για Επίτευξη Μεγαλύτερης Ταχύτητας Περιστροφής του Άξονα Εξόδου του Κιβωτίου Ταχυτήτων Από την Ταχύτητα Περιστροφής του Άξονα Εισόδου (Overdrive)

Για να επιτευχθεί χαμηλό επίπεδο θορύβου και χαμηλή κατανάλωση καυσίμου, προτιμάται η ταχύτητα του κινητήρα που είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη για την επιθυμητή ταχύτητα οχήματος.



Σχήμα 3.4 Πιθανότητες Σχεδιασμού για τον λόγο μετάδοσης $\dot{\chi}_{max}$



Σχήμα 3.5 Χαρακτηριστικά του Over speeding (b) και Under speeding σχεδιασμών (c)

Αυτός ο τύπος σχεδιασμού χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με τον σχεδιασμό για επίτευξη μεγαλύτερης ταχύτητας περιστροφής του άξονα εξόδου από τον άξονα εισόδου. Για αυτή την σχέση μετάδοσης προκύπτει ο λεγόμενος *under speeding* σχεδιασμός (Το σημείο 3 στο Σχήμα 3.3 και το Σχήμα 3.4), ο οποίος χρησιμοποιεί μικρότερο λόγο μετάδοσης σε σχέση με το σχεδιασμό $\dot{\chi}_{max}$. Η μέγιστη ταχύτητα που μπορεί να επιτευχθεί είναι χαμηλότερη σε σύγκριση με το βέλτιστο σχεδιασμό $\dot{\chi}_{max}$ και το σχεδιασμό υπέρβασης ταχύτητας και τα αποθέματα πρόσφυσης κυμαίνονται σε πολύ χαμηλά επίπεδα αλλά το σημείο λειτουργίας μετατοπίζεται σε περιοχή που προσφέρει βελτιωμένη κατανάλωση καυσίμου. Το αποτέλεσμα της αύξησης της συνολικής σχέσης μετάδοσης με τον ίδιο αριθμό ταχυτήτων δημιουργεί σχετικά μεγάλα κενά στην ισχύ εξόδου, μειώνοντας έτσι την απόδοση επιτάχυνσης του οχήματος. Η αύξηση του τελικού λόγου μετάδοσης με τον ίδιο λόγο συνολικής μετάδοσης οδηγεί σε μικρότερο λόγο ροπής και έτσι σε μειωμένη απόδοση ικανότητας αναρρίχησης και αυξημένη καταπόνηση συμπλέκτη

κατά την εκκίνηση από ακινησία. Τα περισσότερα σχέδια κορυφαίας ταχύτητας μειώνουν την ταχύτητα του κινητήρα κατά 10-20% [9]

Στα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων, για βενζινοκινητήρες, συχνά χρησιμοποιούνται πολλαπλές σχέσεις μετάδοσης υπερφόρτωσης (overdrive) [41].

3.1.4 Σχεδιασμός Μεγαλύτερης Σχέσης Μετάδοσης

Η μεγαλύτερη απαίτηση έλξης πρέπει να είναι γνωστή για τον προσδιορισμό του λόγου μετάδοσης με τον μεγαλύτερο πολλαπλασιασμό ροπής. Το όριο τριβής δηλαδή η μέγιστη δύναμη που μπορεί να μεταδοθεί μεταξύ των ελαστικών και του δρόμου είναι ένα φυσικό όριο και πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά τον καθορισμό της πρόσφυσης F_w στους τροχούς [6].

$$F_x \leq F_{Zmax} = \mu_x R_w \quad (3.1)$$

Ο πίνακας 3.1 δίνει συντελεστές στατικής τριβής μ_H για ορισμένες συνθήκες λειτουργίας. Η αντίσταση του αέρα μπορεί να αγνοηθεί στην χαμηλότερη σχέση [11]. Στους τροχούς πρέπει να υπάρχει ισορροπία μεταξύ των μέγιστων απαιτήσεων επιτάχυνσης, κλίσης, επιφάνειας οδοστρώματος και ωφέλιμου φορτίου.

Road speed (km/h)	Static coefficient of friction μ_H	
	Dry road surface	Wet road surface
50	0.85	0.65
90	0.80	0.60
130	0.75	0.55

Πίνακας 3.1 Τυπικές τιμές μ_h

Ο μεγαλύτερος λόγος n_{iAmax} εξαρτάται κυρίως από την ειδική ισχύ (kW / t) του οχήματος. Μπορούν να ληφθούν υπόψη δύο ακραίες συνθήκες:

1. Η μέγιστη κλίση που μπορεί να μετακινηθεί με μηδενική επιτάχυνση $a = 0 \text{ m/s}^2$

Όπου η απόδοση της αναρρίχησης αντιπροσωπεύεται από την αντίσταση κλίσης :

$$F_{st} = m g \sin a_{st} \quad (3.2)$$

Κατά το σχεδιασμό δρόμων, αποφεύγονται συνήθως κλίσεις άνω του 7%. Η ομοιόμορφη ταχύτητα θεωρείται μηδενική επιτάχυνση $a = 0 \text{ m/s}^2$ κατά τον προσδιορισμό της απόδοσης αναρρίχησης, έτσι ώστε ολόκληρη η υπερβολική πρόσφυση $F_{Z,Ex}$ όπως ορίζεται στην Εξίσωση 3.2, να είναι διαθέσιμη για να υπερνικήσει την κλίση. Η μέγιστη απόδοση αναρρίχησης δίνεται :

$$\sin a_{st,max} = \frac{F_{Z,Ex}}{mg} \quad (3.3)$$

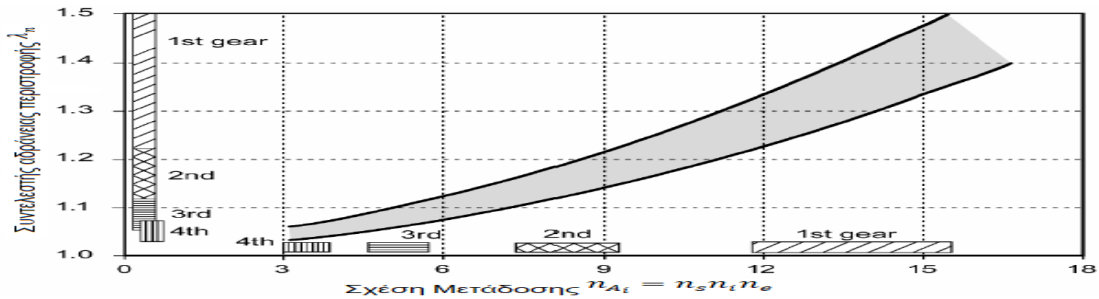
Όπου m βάρος οχήματος. Είναι συνήθης πρακτική η μετατροπή της γωνίας κλίσης a_{st} σε κλίση οδοστρώματος q' σε ποσοστό επί της εκατό.

$$\sin a_{st} \approx \tan a_{st} = \frac{q'}{100} \quad (3.4)$$

2. Η μέγιστη επιτάχυνση στο επίπεδο ($a_{st} = 0^\circ$) μπορεί να προκύψει από την εξίσωση:

$$a_{max} = \frac{F_{Z,Ex}}{m \lambda_n} \quad (3.5)$$

Η απόδοση επιτάχυνσης σε κάθε ταχύτητα μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την εξίσωση 3.5 και τον συντελεστή αδράνειας περιστροφής λ_n . Τιμές αναφοράς για τους συντελεστές αδράνειας των επιβατικών αυτοκινήτων δίνονται στο παρακάτω διάγραμμα:



Διάγραμμα 2. Τιμές αναφοράς για τον συντελεστή αδράνειας

3.2 Σχεδιασμός Ενδιάμεσων Σχέσεων Μετάδοσης

Οι εξισώσεις ταχύτητας και έλξης (2.16) και (2.17) χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των σχέσεων μετάδοσης ενός κιβωτίου ταχυτήτων και της απόδοσης του οχήματος. Θεωρητικά, ο κινητήρας πρέπει να λειτουργεί με τη μέγιστη ισχύ του για να έχει την καλύτερη απόδοση. Ωστόσο, για να γίνεται έλεγχος στην ταχύτητα του οχήματος, πρέπει να μεταβάλλεται η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα. Επομένως, επιλέγεται ένα εύρος γωνιακής ταχύτητας (ω_1, ω_2) γύρω από ω_M , το οποίο συσχετίζεται με τη μέγιστη ισχύ P_M και σαρώνεται επανειλημμένα το εύρος (ω_1, ω_2) σε διαφορετικές σχέσεις. Η περιοχή (ω_1, ω_2) ονομάζεται περιοχή λειτουργίας του κινητήρα.

Υπάρχουν δύο προτεινόμενες μεθοδολογίες προσδιορισμού [6],[10],[11],[27],[40],[41] :

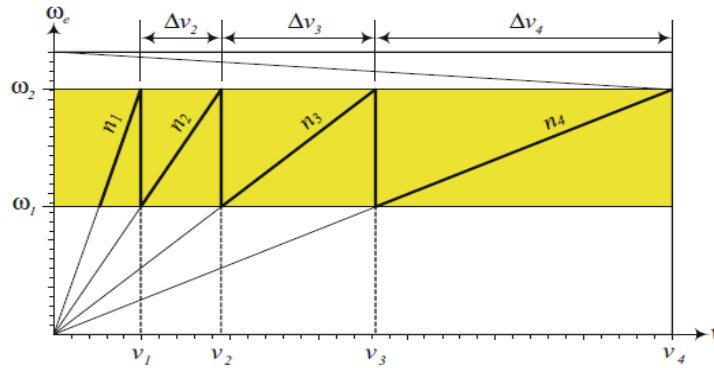
1. Σχεδιασμός με Γεωμετρικό βήμα (Geometric Gear Steps)
2. Σχεδιασμός με Προοδευτικό βήμα (Progressive Gear Steps)

3.2.1 Κιβώτιο με Γεωμετρικό Βήμα (Geometric Gear Steps)

Όταν το άλμα της ταχύτητας του κινητήρα σε οποιοσδήποτε δύο διαδοχικές ταχύτητες είναι σταθερό σε μια ταχύτητα του οχήματος, τότε ονομάζεται γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων. Οι συνθήκες σχεδιασμού για ένα γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων είναι :

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{c_g} \quad (3.6)$$

Απόδειξη. Ένα γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων έχει σταθερό άλμα ταχύτητας σε οποιαδήποτε αλλαγή ταχυτήτων. Επομένως, ένα γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων πρέπει να έχει γραφική παράσταση ταχύτητας-σχέσεων μετάδοσης όπως αυτή που φαίνεται στο Σχήμα 3.6 :



Σχήμα 3.6 Γραφική Παράσταση Σχέσεων Μετάδοσης Γεωμετρικού Κιβωτίου Ταχυτήτων

Το εύρος λειτουργίας του κινητήρα καθορίζεται από δύο ταχύτητες (ω_1, ω_2)

$$\{(\omega_1, \omega_2), \omega_1 < \omega_M < \omega_2\} \quad (3.7)$$

Όταν ο κινητήρας φτάσει τη μέγιστη ταχύτητα ω_2 στον αριθμό i του κιβωτίου ταχυτήτων με λόγο μετάδοσης n_i , επιλέγεται σχέση μετάδοσης n_{i+1} , για να μεταβούμε σε ταχύτητα κινητήρα κάτω στο ω_1 . Το άλμα ταχύτητας του κινητήρα διατηρείται σταθερό για κάθε αλλαγή σχέσης από n_i σε n_{i+1} . Χρησιμοποιώντας την εξίσωση ταχύτητας (2.16), έχουμε

$$\begin{aligned} \Delta\omega &= \omega_2 - \omega_1 = \frac{n_{i-1}n_d}{R_w}u_x - \frac{n_i n_d}{R_w}u_x \\ &= (n_{i-1} - n_i) \frac{n_d}{R_w}u_x \end{aligned} \quad (3.8)$$

Επομένως

$$\begin{aligned} \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_1} &= \frac{n_{i-1} - n_i}{n_i} \\ \frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 &= \frac{n_{i-1}}{n_i} - 1 \end{aligned}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_{i-1}}{n_i} = c_g \quad (3.9)$$

Η μέγιστη ταχύτητα οχήματος στην σχέση μετάδοσης n_i όταν $\omega_e = \omega_2$ θεωρείται u_i και στην σχέση μετάδοσης n_{i-1} με u_{i-1} τότε

$$\omega_2 = \frac{n_i n_d}{R_w} u_i = \frac{n_{i-1} n_d}{R_w} u_{i-1} \quad (3.10)$$

Και επομένως η μέγιστη ταχύτητα στην σχέση μετάδοσης i προς την μέγιστη ταχύτητα στην σχέση μετάδοσης $i - 1$ είναι ίση με την αντίστροφη σχέση των σχέσεων μετάδοσης

$$c_g = \frac{n_{i-1}}{n_i} = \frac{u_i}{u_{i-1}} \quad (3.11)$$

Η μεταβολή της ταχύτητας του οχήματος μεταξύ των σχέσεων n_{i-1} και n_i ισούται

$$\Delta u_i = u_i - u_{i-1} \quad (3.12)$$

ονομάζεται εύρος μεταβολής ταχύτητας. Έχοντας το βήμα άλματος c_g και γνωρίζοντας την μέγιστη ταχύτητα u_i του οχήματος στην σχέση μετάδοσης n_i είναι αρκετό για την εύρεση της μέγιστης ταχύτητας στις άλλες σχέσεις.

$$u_i = c_g u_{i-1} \quad (3.13)$$

$$u_{i-1} = \frac{1}{c_g} u_i \quad (3.14)$$

$$u_{i+1} = c_g u_i \quad (3.15)$$

Το εύρος μεταβολής ταχύτητας σε ένα όχημα με γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων αυξάνεται μειώνοντας τον λόγο μετάδοσης (δηλαδή αυξάνοντας τον αριθμό της σχέσης).

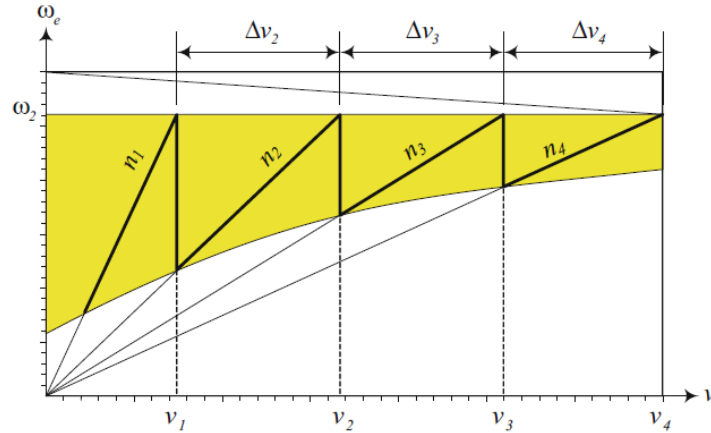
3.2.2 Κιβώτιο με Προοδευτικό Βήμα (Progressive Gear Steps)

Όταν το εύρος μεταβολής ταχύτητας σε οποιοδήποτε δύο διαδοχικές ταχύτητες παραμένει σταθερή τότε το κιβώτιο ονομάζεται προοδευτικό κιβώτιο ταχυτήτων [45]. Οι συνθήκες σχεδιασμού για ένα κιβώτιο με προοδευτικό βήμα είναι :

$$n_{i+1} = \frac{n_i n_{i-1}}{2n_{i-1} - n_i} \quad (3.16)$$

Όπου n_{i-1} , n_i και n_{i+1} είναι τρεις διαδοχικές σχέσης μετάδοσης.

Απόδειξη. Ένα κιβώτιο ταχυτήτων με προοδευτικό βήμα έχει σταθερό εύρος μεταβολής ταχύτητας σε κάθε σχέση. Επομένως σε ένα τέτοιο κιβώτιο η γραφική παράσταση σχέσεων μετάδοσης – ταχύτητας θα έχει την εξής μορφή στο Σχήμα 3.7



Σχήμα 3.7 Γραφική Παράσταση Σχέσεων Μετάδοσης Προοδευτικού Κιβωτίου Ταχυτήτων

Η μέγιστη ταχύτητα οχήματος στην σχέση μετάδοσης n_i όταν $\omega_e = \omega_2$ θεωρείται u_i , στην σχέση μετάδοσης n_{i-1} με u_{i-1} και n_{i+1} με u_{i+1} τότε :

$$\omega_2 = \frac{n_i n_d}{R_w} u_i = \frac{n_{i-1} n_d}{R_w} u_{i-1} = \frac{n_{i+1} n_d}{R_w} u_{i+1} \quad (3.17)$$

Η διαφορά στην ταχύτητα του οχήματος στις μέγιστες στροφές του κινητήρα είναι:

$$\Delta u_i = u_i - u_{i-1} = u_{i+1} - u_i \quad (3.18)$$

Επομένως,

$$u_{i+1} + u_{i-1} = 2u_i \quad (3.19)$$

$$\frac{u_{i+1}}{u_i} + \frac{u_{i-1}}{u_i} = 2 \quad (3.20)$$

$$\frac{n_i}{n_{i+1}} + \frac{n_i}{n_{i-1}} = 2 \quad (3.21)$$

$$n_{i+1} = \frac{n_i n_{i-1}}{2n_{i-1} - n_i} \quad (3.22)$$

Το βήμα άλματος ενός προοδευτικού κιβωτίου ταχυτήτων μειώνεται στις μεγαλύτερες σχέσεις μετάδοσης. Αν το βήμα άλματος c_{g_i} μεταξύ n_i και n_{i+1} είναι :

$$\frac{n_i}{n_{i+1}} = c_{g_i} \quad (3.23)$$

Τότε,

$$c_{g_i} = 2 - \frac{1}{c_{g_{i-1}}} \quad (3.24)$$

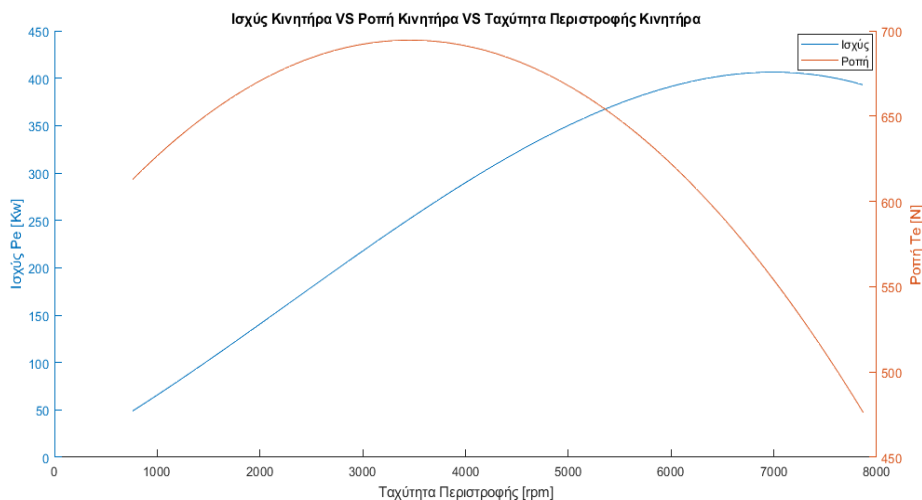
3.3 Σχεδιασμός Κιβωτίου Ταχυτήτων

Αρχικά γίνεται επιλογή του κινητήρα με την επιθυμητή ισχύ.

Μοντέλο		VR38DETT
Κυβισμός	cc	3,799
Λόγος Συμπίεσης		9.0:1
Αριθμός κυλίνδρων και διάταξη		60° V6 Twin Turbo
Βαλβίδες ανά κύλινδρο		4
Μέγιστη Ισχύς	kW@ rpm	420@ 6800
Μέγιστη Ροπή	Nm@ rpm	662@ 3600-5800
Διαδρομή Εμβόλου	mm	88.4
Διάμετρος Κυλίνδρου	mm	95.5
Μήκος Διωστήρα	mm	165
Αναρρόφηση (Διάρκεια)	μοίρες°	238
Εκροή (Διάρκεια)	μοίρες°	248
Διάμετρος Βαλβίδων Εισαγωγής	mm	37
Διάμετρος Βαλβίδων Εξαγωγής	mm	32.2
Διάμετρος στελέχους (κορμού)	mm	6

Πίνακας 3.2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα προς μελέτη

Όπως αναφέρουν ο Gabriele Virzi Mariotti [10] γενικά, τα χαρακτηριστικά ισχύος ενός κινητήρα αυτοκινήτου μπορούν να εκτιμηθούν από ένα πολυώνυμο 3ού βαθμού. Σύμφωνα με την εξίσωση (2.2) γίνεται υπολογισμός των σταθερών και από την (2.1) εκτίμηση της ισχύος η (2.3) της ροπής όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 3.



Διάγραμμα 3. Χαρακτηριστικά Ισχύος-Ροπής του κινητήρα επιλογής VR38DETT

Η μέγιστη ισχύς αντιστοιχεί σε $P_e = 406.3710 \text{ kW}$ και η μέγιστη ροπή σε $T_e = 694.5009 \text{ Nm}$.

Επιλέγεται εύρος λειτουργίας

$$4800 \text{ rpm} = 502.654 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \leq \omega_e \leq 7200 \text{ rpm} = 752 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Όταν η ισχύς είναι :

$$406.3710 \geq P_e \geq 345.4145 \text{ Kw (μείωση ισχύος } \cong 15\%)$$

Για την μείωση της κατανάλωσης καυσίμου υπάρχουν δυο βασικοί τρόποι. Απαραίτητες σχέσεις μετάδοσης αλλά και ο λόγος διάδοσης (ratio spread) επιλέγονται έτσι ώστε να λειτουργούν στην χαμηλότερη δυνατή κατάσταση κατανάλωσης καυσίμου για την υπάρχουσα απαίτηση ισχύος [4].

Έτσι προκύπτει η ανάγκη μοντελοποίησης του κινητήρα για την εκτίμηση των χαρτών αποδόσεως αλλά και εκπομπών. Γίνεται προσέγγιση με Διζωνικό Μοντέλο Απελευθέρωσης Θερμότητας [16] για την πρόβλεψη της κατανάλωσης καυσίμου, εκπομπών NO_x , HC και αποδοτικότητας του κινητήρα.

Σε μοντέλο μίας Μ.Ε.Κ αντίστοιχες μεταβλητές εισόδου και εξόδου δίνονται στην εξίσωση (3.25) [17].

$$n_e = \frac{\omega_e T_e}{P_c} \quad (3.25)$$

Όπου ω_e είναι η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής, T_e ροπή του κινητήρα και P_c ροή ενθαλπίας που σχετίζεται με την ροή μάζας καυσίμου όπου :

$$\dot{m}_f = \frac{P_c}{H_l} \quad (3.25)$$

Όπου H_l κατώτερη θερμογόνοζ ικανότητα καυσίμου. Η θερμοδυναμική απόδοση των μηχανών εσωτερικής καύσης εξαρτάται κυρίως από τις στροφές και τη ροπή του κινητήρα. Μια πολύ απλή, αλλά παρ'όλα αυτά μάλλον χρήσιμη προσέγγιση είναι η περιγραφή Willans [23],[40]. Σε αυτή την προσέγγιση η ενδεικνυόμενη πίεση του κινητήρα προσεγγίζεται με :

$$p_{me} \approx e(\omega_e) p_{mf} - p_{me0}(\omega_e) \quad (3.26)$$

Όπου η μεταβλητή εισόδου p_{mf} είναι η ενδεικνυόμενη πίεση καυσίμου. Αυτή η μεταβλητή είναι η πίεση όπου σε έναν κινητήρα με 100% αποδοτικότητα μπορεί να παραχθεί από την καύση μάζας m_f ενός καυσίμου με κατώτερη θερμογόνοζ ικανότητα H_l .

$$p_{mf} = \frac{H_l m_f}{V_d} \quad (3.27)$$

Η παράμετρος $e(\omega_e)$ αντιπροσωπεύει την ενδεικνυόμενη απόδοση κινητήρα, δηλαδή την αποτελεσματικότητα της θερμοδυναμικής μετατροπής ενέργειας από τη χημική ενέργεια στην πίεση εντός του κυλίνδρου. Η παράμετρος p_{me0} συνοψίζει όλες τις μηχανικές απώλειες τριβής και άντλησης στον κινητήρα. Για ένα συγκεκριμένο σύστημα κινητήρα, αυτές οι δύο παράμετροι εξαρτώνται κυρίως

από τις στροφές του κινητήρα. Μια παραμετροποίηση χρησιμοποιώντας πολυώνυμα χαμηλής τάξης ή συναρτήσεις spline είναι συνήθως επαρκής. Για προκαταρκτικούς υπολογισμούς οι μεταβλητές e και p_{me0} θεωρούνται συχνά σταθερές [15].

3.3.1 Μοντελοποίηση Καύσης του Κινητήρα

Τα διάφορα μοντέλα καύσης κινητήρων που έχουν αναπτυχθεί μέχρι σήμερα μπορούν να ομαδοποιηθούν σε τρεις κατηγορίες

1. Μοντέλα Μηδενικής Διάστασης
2. Ομοιόμορφα μοντέλα
3. Πολυδιάστατα μοντέλα

Στην παραπάνω ταξινόμηση, αν και το επίπεδο λεπτομέρειας και η εγγύτητα προς τη φυσική πραγματικότητα αυξάνεται καθώς κατεβαίνει προς τα κάτω, έτσι αυξάνεται και η πολυπλοκότητα της δημιουργίας και χρήσης αυτών των μοντέλων.

Τα μοντέλα μηδενικής διάστασης είναι τα πιο απλά και καταλληλότερα για την παρακολούθηση των επιδράσεων των εμπειρικών μεταβολών στις παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα όσον αφορά τους συνολικούς ρυθμούς απελευθέρωσης θερμότητας/χρονοδιαγράμματα πίεσης. Αυτά τα μοντέλα είναι μηδενικής διάστασης με την έννοια ότι δεν συνεπάγονται καμία εκτίμηση των διαστάσεων πεδίου ροής.

Τα μοντέλα μηδενικών διαστάσεων χωρίζονται περαιτέρω σε:

1. Μοντέλα μόνης ζώνης
2. Μοντέλα δύο ζωνών (διζωνικό μοντέλο)
3. Μοντέλα πολλαπλών ζωνών

Σε μοντέλα μίας ζώνης, το εργαζόμενο μέσο στον κινητήρα θεωρείται ότι είναι ένα θερμοδυναμικό σύστημα το οποίο υφίσταται μετάδοση ενέργειας ή / και μεταφορά μάζας με το περιβάλλον και η ενέργεια που απελευθερώνεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας καύσης επιτυγχάνεται με την εφαρμογή του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου στο σύστημα .

Σε μοντέλα δύο ζωνών, το εργαζόμενο μέσο θεωρείται ότι αποτελείται από δύο ζώνες, μια άκαυτη ζώνη και μια καμένη ζώνη. Αυτές οι ζώνες είναι στην πραγματικότητα δύο ξεχωριστά θερμοδυναμικά συστήματα με ενεργειακές και μαζικές αλληλεπιδράσεις μεταξύ τους και του κοινού περιβάλλοντός τους, τα τοιχώματα των κυλίνδρων. Ο ρυθμός καύσης μάζας (ή η πίεση του κυλίνδρου), ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, υπολογίζεται έπειτα αριθμητικά με την επίλυση των απλουστευμένων εξισώσεων που προκύπτουν από την εφαρμογή του πρώτου νόμου στις δύο ζώνες.

Αυτά τα μοντέλα έχουν χρησιμοποιηθεί σε δύο διαφορετικές κατευθύνσεις [7]:

1. Κατά κάποιο τρόπο, και τα δύο αυτά μοντέλα έχουν χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη της πίεσης εντός του κυλίνδρου ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου από ένα υποθετικό προφίλ απελευθέρωσης ενέργειας ή καύσης μάζας (ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου).
2. Μια άλλη χρήση αυτών των μοντέλων έγκειται στον προσδιορισμό του ρυθμού καύσης απελευθέρωσης ενέργειας / μάζας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου από πειραματικά λαμβανόμενα δεδομένα πίεσης εντός κυλίνδρου.

Τα μοντέλα πολλαπλών ζωνών φτάνουν αυτή τη μορφή ανάλυσης ένα βήμα παραπέρα εξετάζοντας την ενέργεια και τις μάζες σε διάφορες ζώνες, επιτυγχάνοντας έτσι αποτελέσματα πιο κοντά στην πραγματικότητα.

Υποθέσεις για ένα τυπικό μοντέλο δύο ζωνών:

- Οι καμένες και άκαυστες ζώνες είναι ιδανικά αέρια διαφορετικών ιδιοτήτων.
- Η άκαυτη ζώνη θεωρείται ότι αποτελείται από ένα μείγμα καυσίμου με αέρα. Παρόλο που αυτό μπορεί να μην είναι ακριβές για την καύση με ντίζελ, είναι πιο ρεαλιστικό για την καύση κινητήρων SI.
- Οι χαρακτηριστικές σταθερές αερίου των καμένων και άκαυτων ζωνών δεν διαφέρουν πολύ με τη θερμοκρασία και την πίεση. ή εάν υπάρχουν τέτοιες παραλλαγές, μπορούν να μοντελοποιηθούν κατάλληλα χρησιμοποιώντας ρητές σχέσεις μεταξύ σταθερών αερίου και ιδιοτήτων (T, P, κ , λπ.)
- Δεν υπάρχει μεταφορά θερμότητας από τη καμένη προς την άκαυτη ζώνη και αντίστροφα.
- Η ενθαλπία που σχετίζεται με το καύσιμο που εγχύεται συνήθως δεν είναι σημαντική και επομένως αγνοείται.
- Οι απώλειες στη σχισμή μπορεί να είναι σημαντικές αλλά δεν περιλαμβάνονται.
- Οι χωρικά μέσοι ρυθμοί στιγμιαίας μεταφοράς θερμότητας επαρκούν για την εκτίμηση της μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα του κυλίνδρου.
- Η στιγμιαία πίεση και στις δύο ζώνες είναι η ίδια, δεδομένου ότι η φλόγα είναι κύμα καύσης της ανάφλεξης
- Το έργο που απαιτείται για τη μεταφορά ρευστού από την άκαυτη ζώνη στην καμένη ζώνη είναι αμελητέες.

Μοντέλο μονής ζώνης για την εύρεση ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας από τη μετρούμενη πίεση

Εφαρμόζοντας τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο στο σύστημα

$$\frac{\delta Q_{ch}}{d\theta} - \frac{\delta Q_{ht}}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} hf = \frac{dU}{d\theta} \quad (3.28)$$

Όπου ,

$\frac{\delta Q_{ch}}{d\theta}$ Ρυθμός απελευθέρωσης χημικής ενέργειας (η θερμότητας)

$\frac{\delta Q_{ht}}{d\theta}$ Ρυθμός μεταφοράς θερμότητας εκτός του συστήματος

$\frac{\delta W}{d\theta}$ Ρυθμός μεταφοράς έργου έξω από τη σύστημα

$\frac{dm_f}{d\theta} hf$ Ρυθμός εισροής ενθαλπίας με το καύσιμο

$\frac{dU}{d\theta}$ Ρυθμός μεταβολής εσωτερικής ενέργειας

Όλοι οι ρυθμοί ενέργειας εκφράζονται σε σχέση με τη γωνία στροφάλου θ . Το άθροισμα του όρου μεταφοράς έργου και της μεταβολής εσωτερικής ενέργειας εργαζόμενου ρευστού μπορεί να εκφραστεί με όρους P και V ως εξής:

$$\frac{\delta W}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + \frac{d}{d\theta} (m c_v T) \quad (3.29)$$

Όπου,

m : Συνολική μάζα αερίων του συστήματος στον κύλινδρο σε kg

c_v : Γραμμομοριακή ειδική θερμότητα του αερίου υπό σταθερό όγκο σε $kJ/kg K$

Από την εξίσωση των τέλειων αερίων,

$$PV = mRT \quad (3.30)$$

Όπου,

R : Χαρακτηριστική σταθερά αερίου των αερίων κυλίνδρου σε kJ/kg .

Με την λογαριθμική διαφορίση

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dR}{R} + \frac{dT}{T} \quad (3.31)$$

Ωστόσο, λαμβάνοντας υπόψη το γεγονός ότι η μάζα του όγκου ελέγχου παραμένει σταθερή (παραμελώντας απώλειες και την ποσότητα του καυσίμου που ψεκάζεται) και επίσης αν υποθεθεί ότι η σταθερά αερίου παραμένει σταθερή καθ' όλη τη διαδικασία της καύσης, καταλήγουμε

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (3.32)$$

Αντικαθιστώντας m (από την εξίσωση 3.30) και $\frac{dT}{T}$ (από την εξίσωση 3.31) προκύπτει

$$\frac{dW}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{PV}{R}\right) c_v \frac{dP + \frac{dV}{V}}{d\theta}$$

Μετά από αναδιάταξη και απλούστευση,

$$\frac{dW}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{c_v}{R}\right) V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.34)$$

Για ιδανικό αέριο,

$$c_p - c_v = R \quad (3.35)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \quad (3.36)$$

Όπου,

c_p : Γραμμομοριακή ειδική θερμότητα του αερίου υπό σταθερή πίεση $kJ/kg K$

γ : Λόγος ειδικής θερμότητας του αερίου υπό σταθερή πίεση και όγκο

Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (3.36),(3.37) και απλουστεύοντας, η εξίσωση (3.35) δίνει

$$\frac{dW}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.37)$$

Αντικαθιστώντας την εξίσωση (3.37) στην εξίσωση (3.28) αγνοώντας τον όρο ενθαλπίας καυσίμου και αναδιατάσσοντας

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma-1}\right) V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.38)$$

όπου,

$\frac{dQ_n}{d\theta}$: Καθαρός φαινομενικός ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας

Διζωνικό Μοντέλο για την εύρεση ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας από την μετρούμενη πίεση

Προκειμένου να εκτελεστούν παραμετρικές μελέτες προσομοίωσης κατά την καύση του κινητήρα, ένα απλό θερμοδυναμικό μοντέλο, το οποίο ενσωματώνει δύο ζώνες, δηλαδή μια άκαυτη ζώνη και μια ζώνη καύσης είναι επιθυμητή.

Η βασική ιδέα πίσω από το μοντέλο δύο ζωνών είναι η εκτίμηση της μάζας και της ενέργειας (Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος) καθώς και οι εξισώσεις τέλειων αερίων για την επίτευξη μιας "φαινομενικής" καμπύλης απελευθέρωσης θερμότητας ή καμπύλη "φαινομενικής" κλάσματος καμένης μάζας. Το επίθετο "φαινομενικό" πρέπει να τονιστεί για να καταλάβει το γεγονός ότι ανεξάρτητα από το κλάσμα απελευθέρωσης θερμότητας ή από το κλάσμα καμένης μάζας λαμβάνεται έμμεσα από τη μέτρηση της πίεσης εντός του κυλίνδρου, η ακρίβειά του περιορίζεται τόσο από τις παραδοχές του μοντέλου όσο και από την ακρίβεια στα δεδομένα πίεσης.

Η συντήρηση της μάζας μέσα στον κύλινδρο είναι:

$$m = m_u + m_b \quad (3.39)$$

Όπου

m : Συνολική φορτισμένη μάζα εντός του κυλίνδρου ($= m_{fuel} + m_{air}$)

m_u : Μάζα άκαυτου φορτίου

m_b : Μάζα καμένου φορτίου

Επίσης, δεδομένου ότι η μάζα μέσα στον κύλινδρο θεωρείται σταθερή σε οποιονδήποτε δεδομένο κύκλο του κινητήρα

$$\dot{m}_b = -\dot{m}_u \quad (3.40)$$

Δεδομένου ότι οι άκαυστες και καμένες ζώνες μαζί αποτελούν τον συνολικό όγκο του φορτίου του κυλίνδρου σε κάθε στιγμή, έχουμε

$$V = V_u + V_b \quad (3.41)$$

Όπου

V : Συνολικός όγκος φορτίου μέσα στον κύλινδρο

V_u : Όγκος άκαυτου φορτίου

V_b : Όγκος καμένου φορτίου

Οι εξισώσεις τέλειων αερίων για της άκαυτες και καμένες ζώνες είναι

$$PV_u = m_u R_u T_u \quad (3.42)$$

$$PV_b = m_b R_u T_b \quad (3.43)$$

Η γενική μορφή του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου όταν εφαρμόζεται σε έναν όγκο ελέγχου είναι

$$\frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta W}{dt} + \sum_{\epsilon_{\text{ισ}}} \dot{m} h - \sum_{\epsilon_{\text{εξ}}} \dot{m} h = \frac{dE_{\text{ev}}}{dt} \quad (3.34)$$

θεωρώντας την παραπάνω έκφραση για την άκαυτη ζώνη από την άποψη των αντίστοιχων ρυθμών των ενεργειακών όρων με την γωνία στροφάλου

$$-Q_{ht,u} - PV + m_u h_u = \overline{m_b u_b} \quad (3.35)$$

Ομοίως, εφαρμόζοντας τον πρώτο νόμο (Εξίσωση 3.33) για την καμένη ζώνη αφού η συνολική κατανάλωση ενέργειας στην καμένη ζώνη οφείλεται στη χημική ενέργεια (που απελευθερώνεται από το καύσιμο όταν καίγεται), έτσι προκύπτει

$$Q_{ch} - Q_{ht,b} - PV_b - m_u h_u = \overline{m_b u_b} \quad (3.36)$$

Οι εξισώσεις που ισχύουν για το μοντέλο δύο ζωνών είναι οι εξισώσεις (3.39-3.43) και (3.35-3.36).

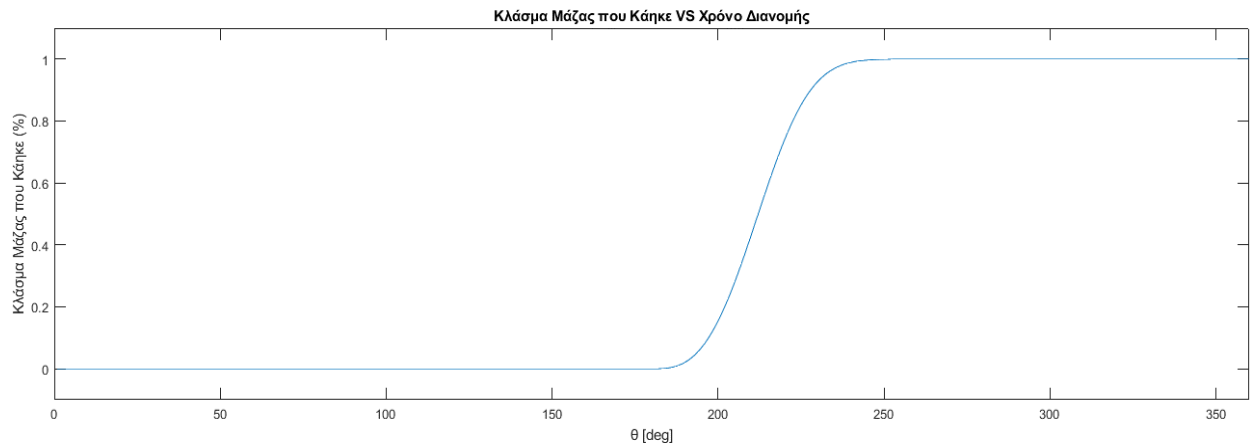
Αυτές οι εξισώσεις επιλύονται ταυτόχρονα κάθε φορά (ή για κάθε γωνία στροφάλου) για να προσδιοριστούν οι άγνωστες ποσότητες $T_u, T_b, V_u, V_b, m_u, m_b$ και ο ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας από την γνωστή πίεση κυλίνδρου P και τον συνολικό όγκο V .

Συστατικά Μοντέλου MATLAB

Το μεγαλύτερο μέρος του μοντέλου MATLAB δημιουργήθηκε με τη χρήση ενός σεναρίου. Το μοντέλο απαιτούσε πολλές άσχετες εξισώσεις, έτσι τα υποπρογράμματα χρησιμοποιήθηκαν μόνο υπό ορισμένες συνθήκες. Ο κώδικας MATLAB χωρίστηκε στις ακόλουθες υποενότητες:

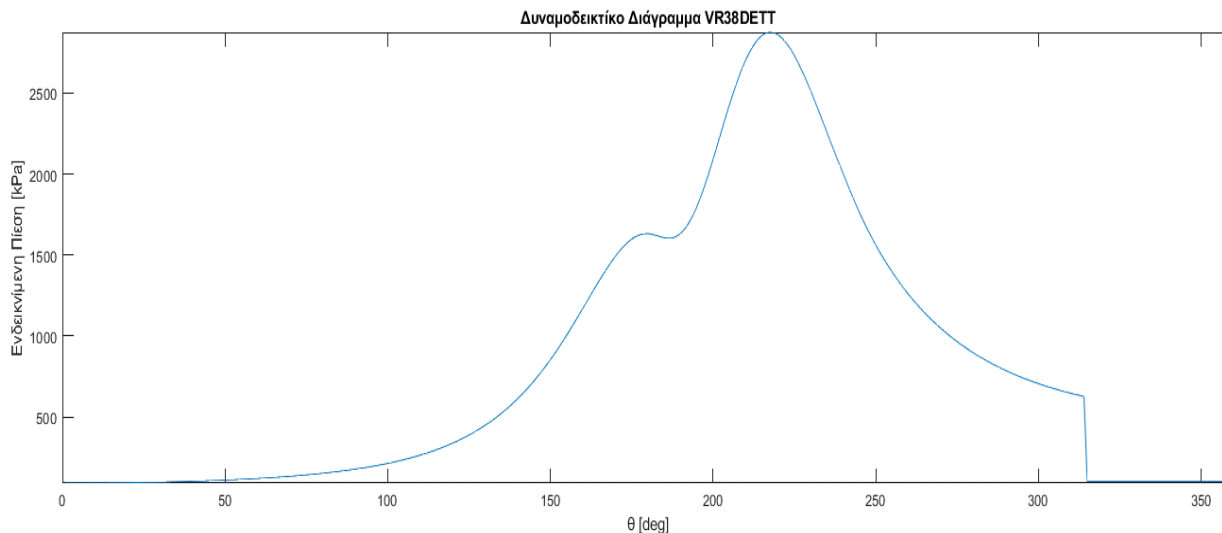
1. Γεωμετρία κινητήρα και ατμοσφαιρικές εισόδους.
2. Προ-κατανομή των συστοιχιών και των πινάκων.
3. Στοιχεία καυσίμου και αποτελεσματικότητα καύσης.
4. Στιγμιαίες ιδιότητες κινητήρα και ρευστού.
5. Προσομοίωση βαλβίδας.
6. Υπολογισμοί δύο ζωνών.
7. Απεικόνιση Διαγραμμάτων.
8. Μοντέλα πρόβλεψης εκπομπών

Μετά από την τροποποίηση του μοντέλου εκτιμήθηκε προφίλ καύσης ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου η ενδεικνυόμενη πίεση κυλίνδρου όπως παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 4. και Διάγραμμα 5. Κατά την εξέταση του προφίλ καύσης ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, διαπιστώθηκε ότι το κλάσμα μάζας καυσίμου ήταν μηδέν πριν από την προπορεία ανάφλεξης.



Διάγραμμα 4. Προφίλ Καύσης Συνάρτηση της Γωνίας Στροφάλου

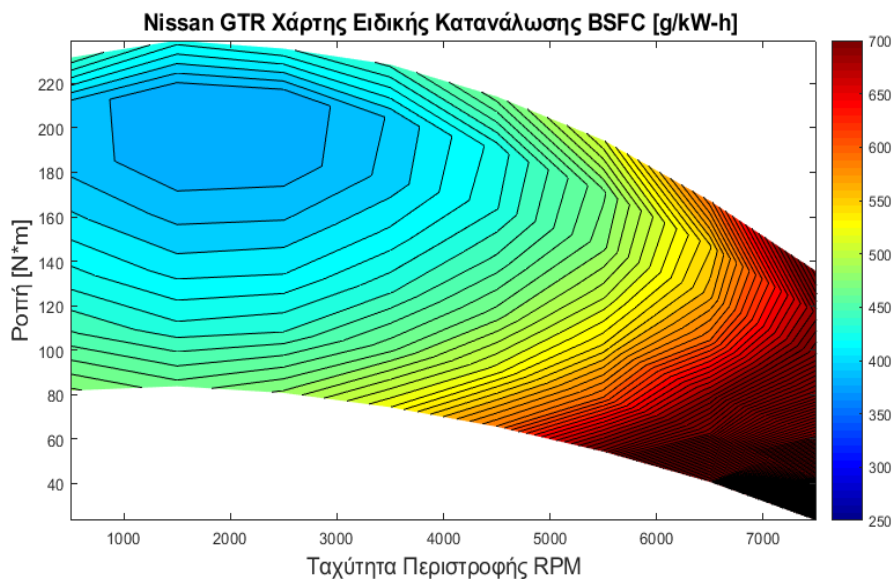
. Μετά την επίτευξη της προπορείας ανάφλεξης, το προφίλ αυξήθηκε απότομα, πριν φτάσει στην τιμή ένα όπως αναμενόταν.



Διάγραμμα 5. Ενδεικνύμενη Πίεση Κυλίνδρου

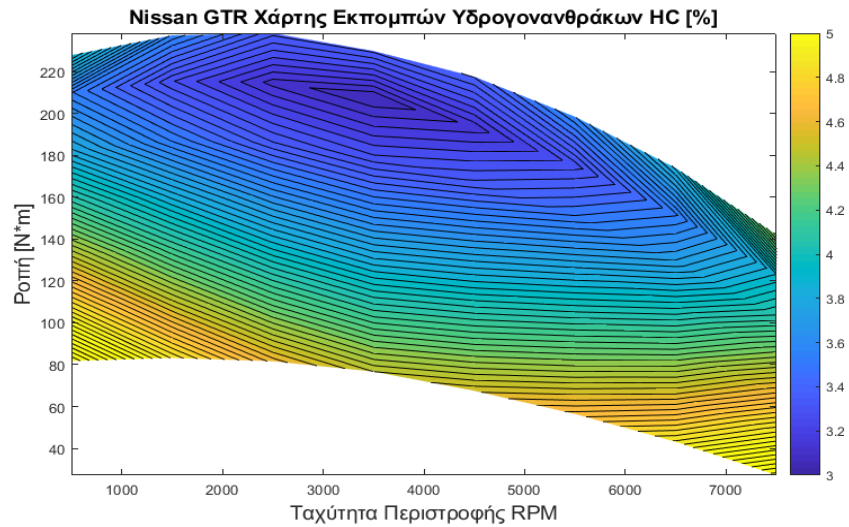
Αν και η προβλεπόμενη μέγιστη πίεση κυλίνδρου ήταν υψηλή, διαπιστώθηκε ότι η εκτίμηση αυτή εξαρτιόταν σε μεγάλο βαθμό από τη διάρκεια της καύσης και την απόδοση καύσης, έτσι ώστε το ίχνος πίεσης να μπορεί να προσαρμοστεί σύμφωνα με τις μετρούμενες τιμές. Η απεικόνιση της πίεσης δεν περιλάμβανε επίσης την τριβή και άλλες απώλειες, συνεπώς, η πραγματική μέγιστη πίεση κυλίνδρου θα είναι σημαντικά μικρότερη. Με βάση τις τεχνικές προδιαγραφές κινητήρα, προσδιορίστηκε ότι η προβλεπόμενη μέση πραγματική πίεση και οι συσχετισμένες μεταβλητές ήταν ακριβείς και κατάλληλες [13].

Ο χάρτης κατανάλωσης καυσίμου όπως απεικονίζεται Διάγραμμα 6. Στο αντίστοιχο παράρτημα δίνονται οι κώδικες MATLAB.



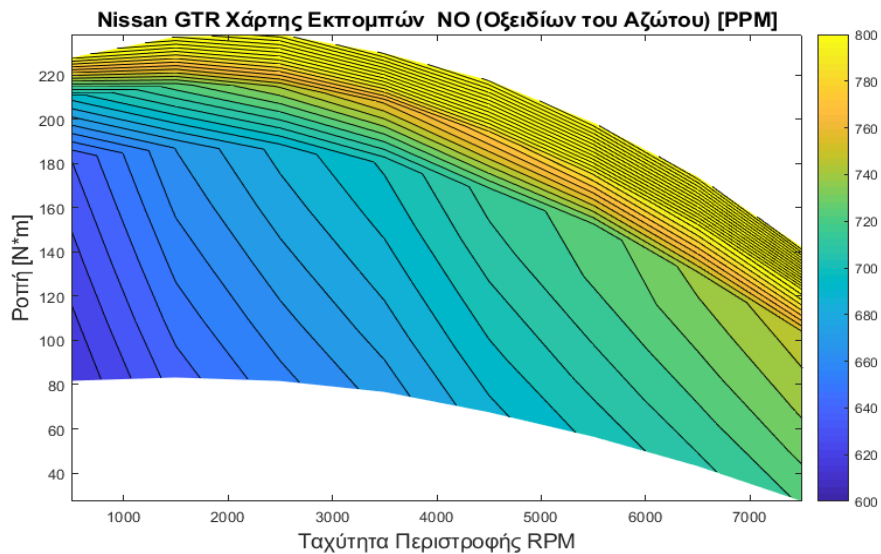
Διάγραμμα 6. Χάρτης Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου σε όλο το εύρος στροφών λειτουργίας του κινητήρα.

Ο χάρτης εμφανίζει μέγιστη απόδοση στις χαμηλές στροφές λειτουργίας και μειωμένη απόδοση στις υψηλές στροφές. Αυτό πρέπει να αναμένεται από έναν κινητήρα υψηλών επιδόσεων. Ο προβλεπόμενος χάρτης εκπομπών υδρογονανθράκων HC που απεικονίζεται στο Διάγραμμα 7. δείχνει ότι ο κινητήρας θα κάψει το μεγαλύτερο μέρος της εισροής καυσίμου σε συνθήκες υψηλού φορτίου και στροφών, αλλά σε χαμηλότερες στροφές θα παρατηρηθεί αύξηση των εκπομπών.



Διάγραμμα 7. Χάρτης Εκπομπών Υδρογονανθράκων

Ο χάρτης εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου NO Διάγραμμα 8. δείχνει ότι το μονοξειδίου του αζώτου αναμένεται να αυξηθεί σε υψηλότερες περιστροφές και υψηλότερο φορτίο. Αυτό αναμένεται, καθώς η θερμοκρασία αυξάνεται σε υψηλότερα φορτία και ταχύτητες περιστροφής συμβαίνει λόγω του μειωμένου χρόνου απώλειας θερμότητας μέσω των κυλίνδρων.



Διάγραμμα 8. Χάρτης εκπομπών Οξειδίων του αζώτου

Σε όλους τους υπολογισμούς που πραγματοποιήθηκαν το μέγιστο σχετικό σφάλμα ήταν 8,61%.

3.3.2 Κατασκευή 6-τάχυτου Κιβωτίου

Σύμφωνα με τις εκτιμήσεις που πραγματοποιήθηκαν για τον χάρτη απόδοσης ισχύος του κινητήρα Διάγραμμα 3, ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αλλά και εκπομπών επιλέχθηκε το εύρος στροφών λειτουργίας για υψηλή απόδοση και σχετικά χαμηλή κατανάλωση[5],[24].

Κατασκευάζεται ένα κιβώτιο ταχυτήτων με 6 σχέσης μετάδοσης έτσι ώστε να ελαχιστοποιηθεί ο χρόνος επίτευξης της ταχύτητας

$$u_x = 100 \frac{km}{h} \approx 27.78 \frac{m}{s} \approx 62 \frac{mi}{h}$$

Υπόθεση: Συνολική δύναμη αντίστασης είναι σταθερή και το όχημα δεν μπορεί πλέον να επιταχυνθεί μετά από

$$u_{max} = 268 \frac{km}{h} \approx 74.44 \frac{m}{s}$$

Υπόθεση: Κάθε αλλαγή σχέσης παίρνει $t_{change} = 0.3 \text{ sec}$. Και απαιτείται $t_o = 2.5 \text{ sec}$ για την επιλογή-προσαρμογή της 1^{ης} σχέσης.

Χρησιμοποιώντας την σχέση της ταχύτητας κινητήρα και του οχήματος (εξίσωση 2.24) με γνωστή ακτίνα ελαστικού $R_w = 0.35433 \text{ m}$ και γνωστή τελική σχέση μετάδοσης $n_d = 4.45$ (τυπικές τιμή τελικής σχέσης μετάδοσης για οικογένεια οχημάτων με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς $n_d \approx 2.5 - 5.0$)

$$\omega_e = \frac{n_i n_d}{R_w} u_x$$

Στην μέγιστη ταχύτητα $u_{max} = 74.44 \frac{m}{s}$ ο κινητήρας περιστρέφεται στο άνω όριο λειτουργίας $\omega_e = 752 \text{ rad/s}$ και το κιβώτιο χρησιμοποιεί την τελευταία σχέση (δηλαδή την 6^η σχέση)

Λύνοντας την εξίσωση 2.24 ως προς την ζητούμενη σχέση μετάδοσης προκύπτει

$$n_6 = 0.748472 \quad (3.37)$$

Η εξίσωση ταχύτητας

$$u_x = \frac{R_w}{n_d n_6} \omega_e = \frac{0.35433}{4.45 * 0.748472} \omega_e$$

εφαρμόζεται όσο το κιβώτιο χρησιμοποιεί την $n_i = n_6$ όπου το ω_e είναι ανάμεσα στα όρια λειτουργίας.

Μειώνοντας το ω_e και σαρώνοντας προς τα κάτω η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται. Στο χαμηλότερο όριο $\omega_e = 502.654 \text{ rad/s}$ το όχημα θα έχει την ταχύτητα

$$u_x = 53.47 \frac{m}{s} \approx 192.492 \text{ km/h} \quad (3.38)$$

Σε αυτή την ταχύτητα πρέπει να κατεβούμε στην αμέσως μικρότερη σχέση n_5 έτσι ώστε ο κινητήρας να κάνει άλμα πάλι στο άνω όριο λειτουργίας του το οποίο είναι $\omega_e = 752 \text{ rad/s}$. Και προκύπτει

$$n_5 = 1,074 \quad (3.39)$$

Έτσι η σχέση κινητήρα και ταχύτητας οχήματος για την $n_5 = 1.074$ είναι

$$u_x = \frac{R_w}{n_d n_5} \omega_e = \frac{0.35433}{4.45 * 1.074} \omega_e$$

Αυτό είναι εφαρμόσιμο όσο το κιβώτιο λειτουργεί με $n_i = n_5$ και ω_e είναι ανάμεσα στα όρια λειτουργίας, σαρώνοντας και ρίχνοντας τις στροφές του κινητήρα στο κάτω όριο λειτουργίας μειώνεται και η ταχύτητα του οχήματος σε

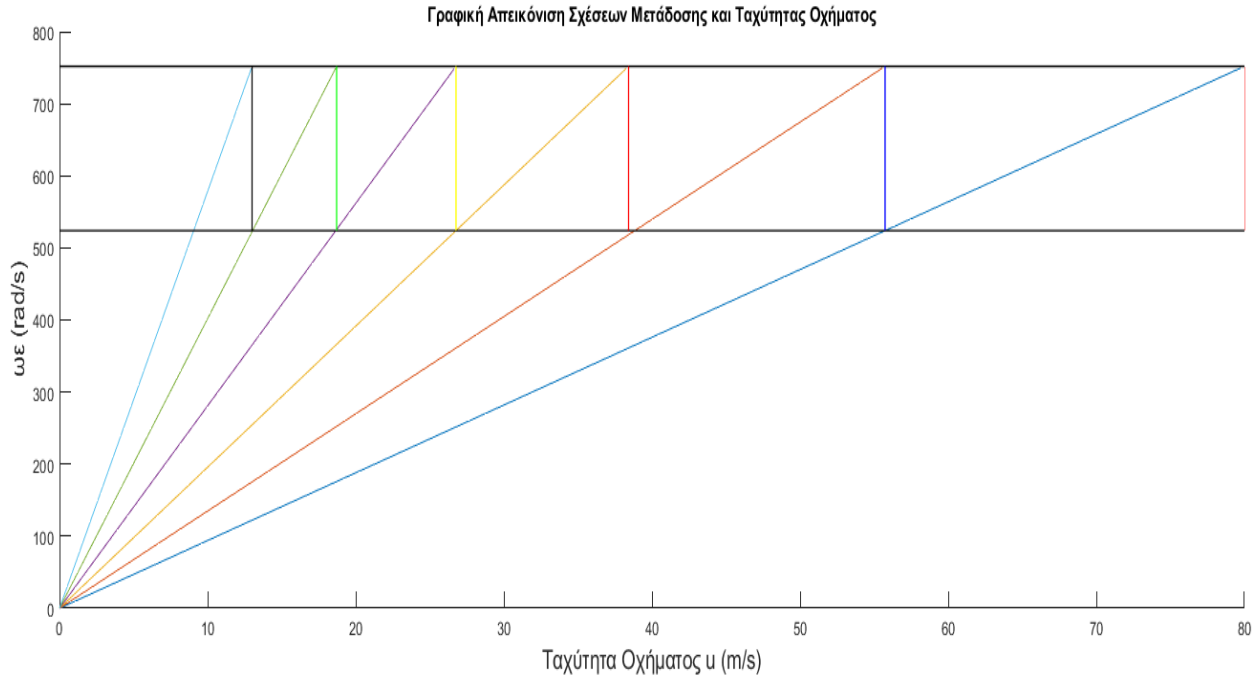
$$u_x = 37.26 \frac{m}{s} \approx 134.136 \text{ km/h} \quad (3.40)$$

Ομοίως γίνεται και ο προσδιορισμός των υπόλοιπων σχέσεων μετάδοσης και ταχυτήτων του οχήματος για κάθε επιλεγμένη σχέση στο κάτω όριο στροφών λειτουργίας έτσι προκύπτει ο παρακάτω πίνακας

$n_6 = 0.748$	$u_x = 53.47 \text{ m/s} \approx 192.492 \text{ km/h}$
$n_5 = 1.074$	$u_x = 37.26 \text{ m/s} \approx 134.136 \text{ km/h}$
$n_4 = 1.558$	$u_x = 25.68 \text{ m/s} \approx 92.45 \text{ km/h}$
$n_3 = 2.235$	$u_x = 17.19 \text{ m/s} \approx 61.89 \text{ km/h}$
$n_2 = 3.200$	$u_x = 12.50 \text{ m/s} \approx 45.00 \text{ km/h}$
$n_1 = 4.605$	$u_x = 8.68 \text{ m/s} \approx 31.25 \text{ km/h}$

Πίνακας 3.3.Σχέσης Μετάδοσης-Ταχύτητες Οχήματος

Στο παρακάτω διάγραμμα 4. παρουσιάζονται γραφικά οι 6 εξισώσεις. Επίσης δείχνεται τα σημεία αλλαγής σχέσεων μετάδοσης και τον τρόπο με τον οποίο μειώνεται η ταχύτητα του οχήματος. (Σε αντίστοιχη ενότητα δίνονται οι κώδικες υπολογισμού)



Διάγραμμα 9. Μεταβολή Σχέσεων Μετάδοσης-Ταχύτητας

3.3.3 Υπολογισμός Χρόνων για την Επίτευξη Επιθυμητών Ταχυτήτων

Για τον προσδιορισμό των χρόνων είναι αναγκαίος ο υπολογισμός της ελκτικής δύναμης F_x από την εξίσωση ελκτικής δύναμης και η ολοκλήρωσή της.

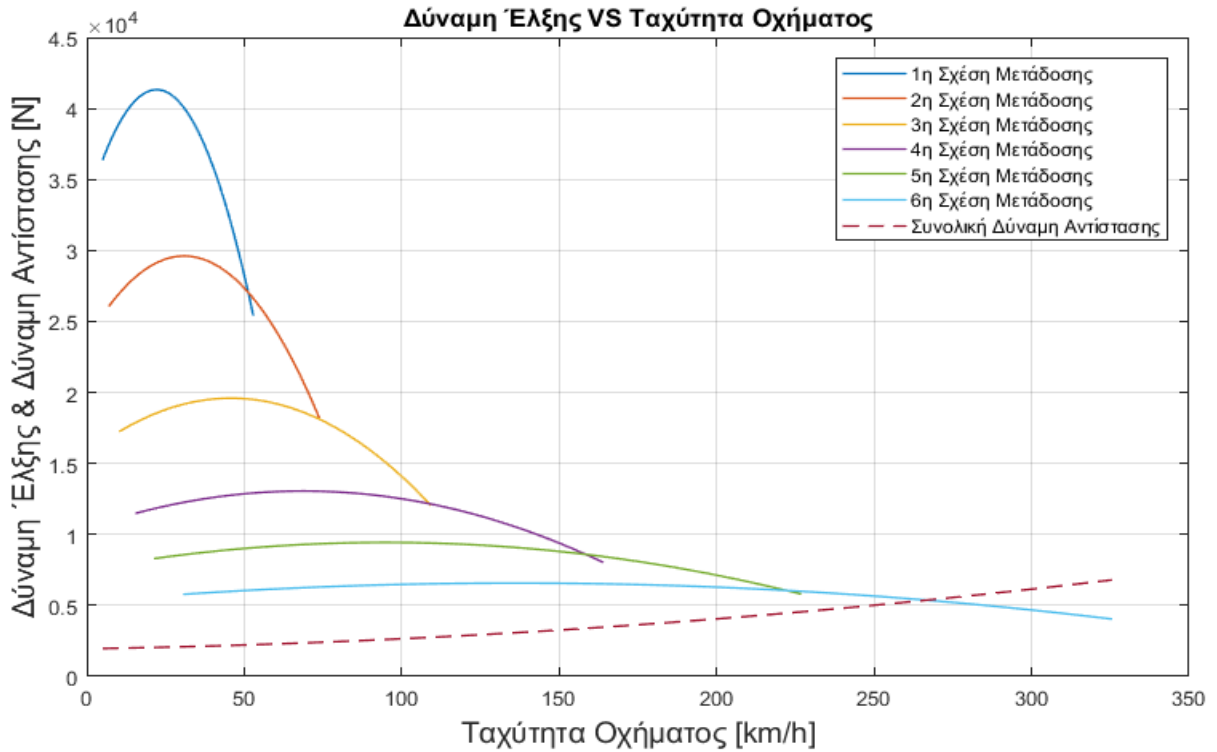
$$F_x = \eta \frac{n_i n_d}{R_w} \frac{P_e}{\omega_e} = \frac{\eta}{\omega_e} \frac{n_i n_d}{R_w} (P_1 + P_2 \omega_e^2 + P_3 \omega_e^3) \quad (3.41)$$

Στην μέγιστη ταχύτητα το κιβώτιο θα είναι στην 6^η σχέση και η δύναμη έλξης θα είναι ίση με την ολική δύναμη αντίστασης F_R το οποίο θεωρείται σταθερό στην μέγιστη ταχύτητα.

$$F_x = F_R = \frac{\eta P_e}{u_x} \quad (3.42)$$

$$F_R = 0.5375 \text{ kN}$$

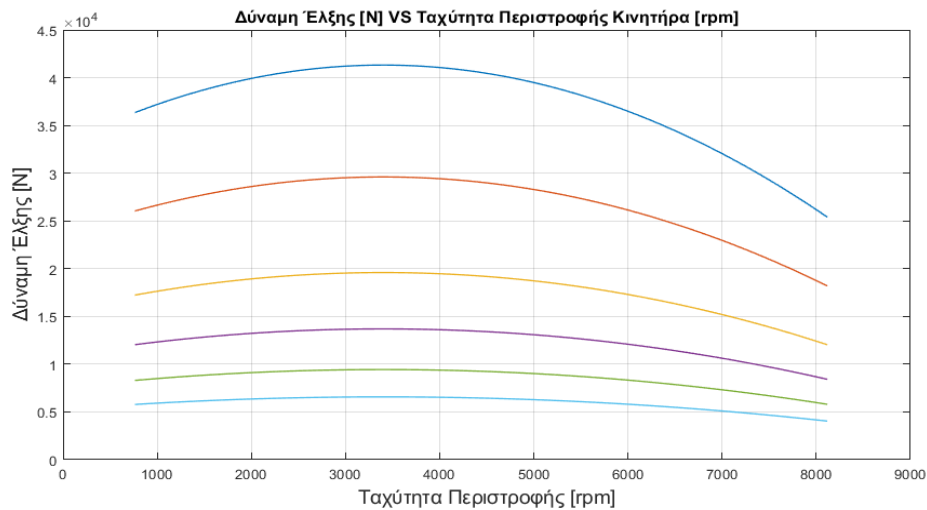
Επομένως προκύπτει το παρακάτω Διάγραμμα 6. όπου απεικονίζεται η δύναμη έλξης για κάθε σχέση μετάδοσης που υπολογίστηκε.



Διάγραμμα 10. Διαθέσιμη δύναμη έλξης για όλες τις σχέσεις μετάδοσης.

Παρατηρείτε πως τα κενά στις μη αξιοποιήσιμες περιοχές της ελκτικής δύναμης είναι αρκετά μικρές έτσι σαν αποτέλεσμα προκύπτει ευχάριστη αίσθηση οδήγησης κατά την αλλαγή σχέσεων αλλά και αρκετά καλή αξιοποίηση της δύναμης έλξης.

Στο Διάγραμμα 7. παρουσιάζονται οι ελκτικές δυνάμεις που αναπτύσσονται σε όλο το εύρος στροφών.



Διάγραμμα 11. Μεταβολή της δύναμης έλξης στο εύρος στροφών του κινητήρα

Με χρήση της εξίσωσης της ταχύτητας (2.14) και επιτάχυνσης (3.43) πραγματοποιείται ο υπολογισμός των μέγιστων και ελάχιστων ταχυτήτων αλλά και επιταχύνσεων που μπορούν να επιτευχθούν ανά σχέση μετάδοσης

$$u_x = \frac{R_w \omega_e}{n_i n_d} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}}$$

$$a_x = \frac{T_e \eta n_d n_i}{m R_w} \quad (3.43)$$

Για την 1^η Σχέση Μετάδοσης

$$u_{min} = 7.82 \text{ km/h} \quad a_{min} = 3.33 \text{ m/s}^2$$

$$u_{max} = 45.62 \text{ km/h} \quad a_{max} = 18.78 \text{ m/s}^2$$

Για την 2^η Σχέση Μετάδοσης

$$u_{min} = 11.26 \text{ km/h} \quad a_{min} = 2.29 \text{ m/s}^2$$

$$u_{max} = 65.66 \text{ km/h} \quad a_{max} = 12.61 \text{ m/s}^2$$

Για την 3^η Σχέση Μετάδοσης

$$u_{min} = 16.15 \text{ km/h} \quad a_{min} = 1.59 \text{ m/s}^2$$

$$u_{max} = 94.22 \text{ km/h} \quad a_{max} = 8.79 \text{ m/s}^2$$

Για την 4^η Σχέση Μετάδοσης

$$u_{min} = 23.11 \text{ km/h} \quad a_{min} = 1.117 \text{ m/s}^2$$

$$u_{max} = 134.82 \text{ km/h} \quad a_{max} = 6.14 \text{ m/s}^2$$

Για την 5^η Σχέση Μετάδοσης

$$u_{min} = 33.54 \text{ km/h} \quad a_{min} = 0.769 \text{ m/s}^2$$

$$u_{max} = 191.35 \text{ km/h} \quad a_{max} = 4.23 \text{ m/s}^2$$

Για την 6^η Σχέση Μετάδοσης

$$u_{min} = 40.11 \text{ km/h} \quad a_{min} = 0.544 \text{ m/s}^2$$

$$u_{max} = 272.77 \text{ km/h}$$

$$a_{max} = 2.89 \text{ m/s}^2$$

Με βάση την εξίσωση κίνησης του Νεύτωνα

$$F_x - F_R = m \frac{du_x}{dt} \quad (3.43)$$

Όπου

$$F_x = \frac{\eta}{\omega_e} \frac{n_i n_d}{R_w} (P_1 + P_2 \omega_e^2 + P_3 \omega_e^3)$$

με αντικατάσταση του

$$\omega_e = \frac{n_i n_d}{R_w} u_x$$

Γίνετε ο υπολογισμός του απαιτούμενου χρόνου σάρωσης ταχύτητας από :

$$u_{x_0} = 0 \text{ m/s} \text{ έως } u_{x_1} = 12.50 \text{ m/s}$$

$$u_{x_1} = 12.50 \text{ m/s} \text{ έως } u_{x_2} = 25.68 \text{ m/s}$$

$$u_{x_2} = 25.68 \text{ m/s} \text{ έως } u_{x_{100}} = 27.77 \text{ m/s}$$

Έτσι στην συνέχεια υπολογίζονται οι χρόνοι

$$t_1 = m \int_0^{12.5} \frac{1}{F_x - F_R} du_x = 0.6475 \text{ sec} \quad (3.44)$$

$$t_2 = m \int_{12.5}^{25.68} \frac{1}{F_x - F_R} du_x = 1.739 \text{ sec}$$

$$t_3 = m \int_{25.68}^{27.77} \frac{1}{F_x - F_R} du_x = 0.166 \text{ sec}$$

Με βάση την αρχική εκτίμηση χρόνου για κάθε αλλαγή σχέσης $t_{change} = 0.35 \text{ sec}$ και $t_o = 2.25 \text{ sec}$ για την επιλογή της 1ης σχέσης στο κιβώτιο υπολογίζεται ο χρόνος που απαιτείται για την επίτευξη $u_x = 100 \text{ km/h}$ το οποίο είναι το άθροισμα όλων των χρόνων και το άθροισμα του γινομένου επιλεγμένων σχέσεων μετάδοσης επί τον χρόνο μετάβασης από την μία σχέση στην άλλη.

Άρα

$$t_{100} = t_o + t_1 + t_2 + t_3 + (3 * t_{change}) \quad (3.45)$$

$$t_{100} = 5.7025 \text{ sec}$$

με την 4η σχέση μετάδοσης επιλεγμένη.

Υπολογισμός Κατανάλωσης Καυσίμου στην Χαμηλότερη Σχέση Μετάδοσης

Με την χρήση ενός σεναρίου θα πραγματοποιηθεί ο υπολογισμός κατανάλωσης καυσίμου του οχήματος σε $L/100 km$ κατά την οδήγηση σε ένα αυτοκινητόδρομο.

Υποθέσεις.

Κλίση οδοστρώματος (σε μοίρες) $a = 0^\circ$

Απόσταση που διανύθηκε στον αυτοκινητόδρομο $d = \infty$

Απόσταση που διανύθηκε εντός πόλης $d = 175m$

Λεδομένα.

$$A = 1.895 m^2 \quad \rho_{fuel} = 840 kg/m^3$$

$$C_D = 0.365 \quad g = 9.81 m/s^2$$

$$\rho = 1.013 \frac{kg}{m^3} \quad u = 120 \frac{km}{h}$$

$$m = 1950 kg \quad f = 0.012$$

$$\eta_g = 0.92 \quad \eta_d = 0.92$$

$$T_e = 120 Nm \quad \omega_e = 3200 rpm$$

$$bsfc = 425 g/kWh$$

Η δύναμη που πρέπει να υπερνικήσει το όχημα πρέπει να είναι ίση με την δύναμη στους τροχούς. Και η συνολική δύναμη πρέπει να είναι ίση με την δύναμη στους τροχούς.

Το ίδιο ισχύει και για την απαιτούμενη ισχύ του κινητήρα για να υπερνικήσει τις δυνάμεις κατά την οδήγηση.

Η ισχύς του οχήματος πρέπει να είναι ίση με την αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα μειωμένη πολλαπλασιασμένη με την αποδοτικότητα του κιβωτίου [21].

έτσι η δύναμη που ασκείται στο ελαστικό

$$F_{wheels} = \frac{T_e n_i n_d \eta_g}{R_w} \approx 1300 N$$

Έτσι προκύπτει

$$P_{wheels} = \frac{F_{wheels} * u}{R_w} = P_e \eta_g = 35.29 kW$$

$$\begin{aligned}
 bsfc \left(\frac{g}{kWh} \right) &\rightarrow FC \left(\frac{L}{100km} \right) \\
 bsfc \left(\frac{g}{kWh} \right) &\rightarrow bsfc * P_e \left(\frac{g}{h} \right) \rightarrow \frac{bsfc * P_e}{1000} \left(\frac{kg}{h} \right) \rightarrow \\
 &\rightarrow \frac{bsfc * P_e}{1000 * \rho_{fuel}} \left(\frac{m^3}{h} \right) \rightarrow \frac{bsfc * P_e}{\rho_{fuel}} \left(\frac{L}{h} \right) \rightarrow \\
 &\rightarrow \frac{bsfc * P_e}{\rho_{fuel} * u} \left(\frac{L}{km} \right) \rightarrow \frac{100 * bsfc * P_e}{\rho_{fuel} * u} \left(\frac{L}{100km} \right) \rightarrow
 \end{aligned}$$

Η προκύπτουσα εξίσωση για τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμου διαδρόμου είναι

$$FC = \frac{100 * bsfc * P_e}{\rho_{fuel} * u} \left(\frac{L}{100km} \right) = 16.17 L/km$$

Όπως ήταν αναμενόμενο σε κινητήρες υψηλών επιδόσεων η κατανάλωση καυσίμου είναι υψηλότερη σε σχέση με κινητήρες μεσαίων επιδόσεων οι οποίες έχουν σαν μέση κατανάλωση $\approx 12 L/100km$.

Κεφάλαιο 4 – Μηχανισμοί Εκκίνησης – Μετατροπέας Στροφών

Καθώς ο κινητήρας εσωτερικής καύσης δεν μπορεί να παράσχει ροπή με μηδενική ταχύτητα, απαιτείται μια διάταξη στο κιβώτιο ταχυτήτων, η οποία θα επιτρέψει στο όχημα να ξεκινήσει από στάση και, όταν δεν απαιτείται πρόωση, να απεμπλακεί η κίνηση μεταξύ του κινητήρα και των τροχών. Διάφορα μετατροπής στροφών χρησιμοποιούνται σε μεταδόσεις αυτοκινήτων για να επιτευχθεί αυτό.

Ο μετατροπέας στροφών, ή – όπως έχει καθιερωθεί – συμπλέκτης, μεταδίδει ροπή μεταξύ του σφονδύλου του κινητήρα και του άξονα εισόδου του κιβωτίου ταχυτήτων, επιτρέποντας την περιστροφή τους με διαφορετικό αριθμό στροφών. Η ροπή μπορεί να μεταδίδεται από τον κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων ή αντίθετα, από το κιβώτιο ταχυτήτων στον κινητήρα, όπως πχ. κατά την πορεία χωρίς πίεση του πεντάλ καυσίμου (όταν το όχημα κινείται λόγω αδράνειας ή σε κατηφόρα), καθιστώντας δυνατή την εκμετάλλευση της πεδητικής ροπής του κινητήρα για την επιβράδυνση του οχήματος [41].

Ο κινητήρας εσωτερικής καύσης έχει ελάχιστη ταχύτητα (ταχύτητα ρελαντί) [23][52]. Η χρήση συμπλέκτη είναι απαραίτητη σε οχήματα με μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων (μεδιακριτές σχέσεις μετάδοσης), για την κάλυψη του «διακένου στροφών», δηλαδή της διαφοράς μεταξύ μηδενικών στροφών και ελάχιστων στροφών λειτουργίας του κινητήρα [1]. Χωρίς τη μεσολάβηση του συμπλέκτη, οι ελάχιστες στροφές με τις οποίες ο κινητήρας μπορεί να κινήσει τους τροχούς είναι οι ελάχιστες στροφές λειτουργίας του διά της μέγιστης συνολικής σχέσης μετάδοσης του μηχανικού συστήματος μετάδοσης κίνησης [32]. Οι μετατροπείς παρουσιάζουν τα ακόλουθα χαρακτηριστικά [9]:

- Επειδή ο συμπλέκτης δεν περιλαμβάνει κάποιο σταθερό στοιχείο που να μπορεί να παραλαμβάνει ροπή, η εισερχόμενη στο συμπλέκτη ροπή T_{in} είναι ίση προς την εξερχόμενη T_{out} ροπή εξόδου.

$$T_{in} = T_{out} \quad (4.1)$$

- Η κατάσταση λειτουργίας του συμπλέκτη χαρακτηρίζεται από το λόγο στροφών εξόδου – εισόδου

$$n_s = \frac{n_2}{n_1} \quad (4.2)$$

Ο βαθμός απόδοσης η της σύμπλεξης είναι ο λόγος της εξερχόμενης προς την εισερχόμενη ισχύ:

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = n_s \quad (4.3)$$

όπου P_1, P_2 : οι ισχείς,

T_1, T_2 : οι ροπές,

ω_1, ω_2 : οι γωνιακές ταχύτητες και n_1, n_2 : οι στροφές εισόδου και εξόδου αντίστοιχα.

Δηλαδή ο βαθμός απόδοσης της σύμπλεξης είναι ίσος προς το λόγο στροφών εξόδου – εισόδου n_s

- Η διαφορά μεταξύ εισερχόμενης ισχύος P_1 και εξερχόμενης ισχύος P_2 – αν υπάρχει – είναι απώλεια ισχύος

Οι μεταροπής πρέπει να σχεδιάζονται έτσι ώστε να μεταδίδουν τη μέγιστη ροπή εισόδου με επαρκή αξιοπιστία και να αντιστέκονται στο θερμικό φορτίο, ακόμη και όταν εκτελείται συχνά η μετάβαση από ακινησία σε κίνηση (stop-and-go). Από αυτό καθορίζονται τα κύρια καθήκοντα:

- Μετάδοση ροπής από τον κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων
- Ευχάριστη και χωρίς τράνταγμα εκκίνηση
- Μεγάλη διάρκεια ζωής
- Απόσβεση των στρεπτικών κραδασμών

Ωστόσο κατά την εκκίνηση του οχήματος, οι τροχοί πρέπει να επιταχυνθούν από αρχικά μηδενικές στροφές μέχρι τις στροφές που αντιστοιχούν στις ελάχιστες στροφές λειτουργίας του κινητήρα. Αυτό γίνεται δυνατό μέσω της διαφοράς στροφών μεταξύ κινητήρα και άξονα εισόδου του κιβωτίου ταχυτήτων (ολίσθηση) που επιτρέπει ο συμπλέκτης. Έτσι ο κινητήρας μπορεί να λειτουργεί εντός του πεδίου στροφών λειτουργίας του, και μάλιστα στις στροφές που αποδίδουν την αναγκαία για την εκκίνηση του οχήματος ροπή, ενώ μέσω του (ολισθαίνοντος) συμπλέκτη να μεταδίδονται στο κιβώτιο ταχυτήτων επαρκώς χαμηλές στροφές για την περιστροφή των τροχών κατά την εκκίνηση.

Στα σύγχρονα οχήματα, τέσσερα βασικά συστήματα είναι διαθέσιμα

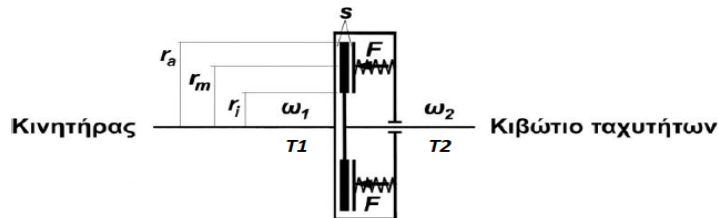
- Συμπλέκτες ξηράς τριβής με $n_s = 1$ που χρησιμοποιούνται συνήθως με μηχανικά κιβώτια ταχυτήτων

- Υγρή πολύδισκοι συμπλέκτες για τα κιβώτια CVT (συνεχώς μεταβαλλόμενων σχέσεων) και για κιβώτια ταχυτήτων χωρίς διαταραχή ροής ισχύος
- Υδροδυναμικοί μετατροπής ροπής $n_s > 1$ συμβατικά αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων
- Ηλεκτρομαγνητικοί συμπλέκτες για κάποια κιβώτια CVT

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιείται σχεδιασμός και μελέτη Ξηρού Πολύδισκου Διπλού Συμπλέκτη για το κιβώτιο ταχυτήτων που σχεδιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Η επιλογή και η ανάγκη σχεδιασμού Ξηρού Πολύδισκου Διπλού Συμπλέκτη προκύπτει από την παραγόμενη υψηλή ροπή του κινητήρα που μοντελοποιήθηκε, για μείωση του βάρους περίπου 20 – 30 kg λόγω έλλειψης λαδίου αλλά και για λόγους απλότητας κατά των υπολογισμών, την μοντελοποίηση και την κατασκευή. Οι ξηροί συμπλέκτες χαρακτηρίζονται από ένα υψηλό επίπεδο απόδοσης καθώς και από μικρή αδράνεια.

4.1 Ξηρός Συμπλέκτης

. Η αρχή λειτουργίας ενός μηχανικού συμπλέκτη παριστάνεται στο Σχήμα 4.1.1. Επιφάνειες επί του σφονδύλου του κινητήρα και του άξονα εισόδου του κιβωτίου ταχυτήτων πιέζονται μεταξύ τους από μία δύναμη F , ώστε να είναι δυνατή η μετάδοση ροπής μεταξύ τους δια τριβής. Το μέγεθος της δύναμης F καθορίζει τη μέγιστη ροπή που μπορεί να μεταδίδεται. Αν η μεταδιδόμενη ροπή είναι μικρότερη αυτού του ορίου, η μετάδοσή της γίνεται χωρίς ολίσθηση μεταξύ των επιφανειών τριβής ($n_2 = n_1$), ενώ αν η μεταδιδόμενη ροπή είναι ίση προς το όριο, η μετάδοσή της γίνεται με ολίσθηση ($n_2 < n_1$). Όταν παύει η επενέργεια της δύναμης F , διακόπτεται η μετάδοση ροπής [51].



Σχήμα.4.1. Αρχή λειτουργίας μηχανικού συμπλέκτη: s : επιφάνειες τριβής, F : δύναμη πίεσης, r_m : μέση ακτίνα επενέργειας της δύναμης πίεσης.

Έτσι, οι λειτουργίες που επιτελεί ένας συμπλέκτης είναι:

- Γεφύρωση του «διακένου στροφών».

- Διακοπή της μετάδοσης ροπής από τον κινητήρα προς το κιβώτιο ταχυτήτων για αλλαγή ταχύτητας (πράγμα που καθιστά αναγκαία τη χρήση μηχανικών συμπλεκτών σε οχήματα με κιβώτια ταχυτήτων στα οποία για αλλαγή ταχύτητας απαιτείται διακοπή της μετάδοσης ροπής, αφού οι υδραυλικοί συμπλέκτες δεν προσφέρουν αυτή τη δυνατότητα).

- Διακοπή της μετάδοσης ροπής από τον κινητήρα προς το κιβώτιο ταχυτήτων κατά τη στάση του οχήματος με τον κινητήρα σε λειτουργία (αν το κιβώτιο ταχυτήτων δεν είναι αποσυνπλεγμένο).
- Διακοπή της μετάδοσης ροπής από το κιβώτιο ταχυτήτων προς τον κινητήρα κατά την πέδηση, αν μία μεγάλη ροπή πέδησης τείνει να μειώσει τις στροφές του κινητήρα κάτω από τις ελάχιστες στροφές λειτουργίας του, σταματώντας τη λειτουργία του.
- Περιορισμός – μέσω ολίσθησης – της μεταδιδόμενης από το κιβώτιο ταχυτήτων προς τον κινητήρα ροπής λόγω απότομων εμποδίων επί της οδού, για προστασία του κινητήρα από υπερφόρτωση.

4.1.1 Ξηρή Τριβή

Σύμφωνα με το κλασικό μοντέλο Coulomb, όταν οι επιφάνειες των δύο σωμάτων έρχονται σε επαφή υπό την πίεση ενός εξωτερικού φορτίου W (Σχήμα 4.2), μπορεί να υπάρχουν τρεις περιπτώσεις για μια δύναμη F που εφαρμόζεται σε ένα σώμα προκειμένου να μετακινηθεί κατά μήκος επιφάνεια [10].

α) Το F είναι μικρό και δεν παράγεται σχετική κίνηση. Σε αυτή την περίπτωση, η δύναμη τριβής F_f είναι απλά:

$$F_f = F \quad (4.1)$$

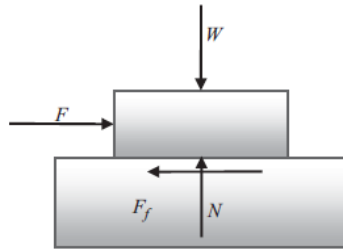
(β) Το F είναι αρκετά μεγάλο ώστε να φέρει το σώμα στο σημείο της ολίσθησης. Η δύναμη τριβής στην περίπτωση αυτή είναι:

$$F_f = \mu_s N = \mu_s W \quad (4.2)$$

όπου μ_s είναι ο στατικός συντελεστής τριβής

(γ) Ολισθήση σώματος (με σταθερή ταχύτητα) πάνω στην επιφάνεια. Η δύναμη τριβής μπορεί να εκφραστεί ως

$$F_f = \mu_k N = \mu_k W \quad (4.3)$$



Σχήμα.4.2 Δύο σώματα σε καθεστώς ξηρής τριβής

όπου μ_k είναι συντελεστής κινητικής τριβής και είναι κανονικά μικρότερος από μ_s . Για F μεγαλύτερο από F_f το σώμα θα επιταχυνθεί. Εν ολίγοις, αυξάνοντας τη δύναμη F η δύναμη τριβής ποικίλλει στην ακόλουθη περιοχή:

$$0 \leq F_f \leq \mu_s N \quad (4.4)$$

Ακόμη και αυτό το απλό μοντέλο για την ξηρή τριβή η F_f έχει μη γραμμική φύση όταν υπάρχει σχετική κίνηση, επειδή σε ταχύτητες κοντά στο μηδέν η τιμή του συντελεστή τριβής είναι κοντά στη στατική τιμή και στις μεγαλύτερες ταχύτητες έχει την κινητική της τιμή. Ο συντελεστής τριβής επηρεάζεται από παραμέτρους όπως οι τύποι των επιφανειών επαφής, η σχετική ταχύτητα των επιφανειών τριβής και το φορτίο. Εάν ληφθεί υπόψη το απλό μοντέλο τριβής Coulomb, κοντά στην μηδενική ταχύτητα, πρέπει να συμπεριληφθεί η μετάβαση από κινητική συντελεστή τριβής σε στατική συντελεστή τριβής. Για το σύστημα συμπλέκτη πριν και κατά τη διάρκεια της εμπλοκής ο σφόνδυλος περιστρέφεται με την ταχύτητα του κινητήρα ω_e και ο δίσκος συμπλέκτη με την ταχύτητα ω_c όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.1.4. Η σχετική ταχύτητα κατά τη διάρκεια της περιόδου δέσμμευσης είναι:

$$\omega_s = \omega_e - \omega_c \quad (4.5)$$

Επομένως, ο συντελεστής τριβής για τον συμπλέκτη μπορεί να εκφραστεί ως:

$$\mu = \mu(\omega_s) \quad (4.6)$$

Σύμφωνα με τον L'homme W. τα απλά μοντέλα υποθέτουν μια γραμμική μετάβαση από κινητικό σε στατικό συντελεστή με την ακόλουθη μορφή [54].

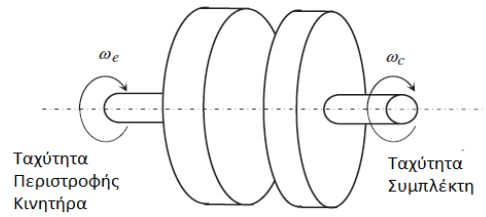
$$\mu = \mu_s - a\omega_s \quad (4.7)$$

όπου a είναι μια σταθερά.

Η ροπή συμπλέκτη T_c λαμβάνεται ως συντελεστής ροπής κινητήρα T_e και ταχύτητας ολίσθησης.[36]

$$T_c = T_e \omega_s f(\delta_B, \omega_s) \quad (4.8)$$

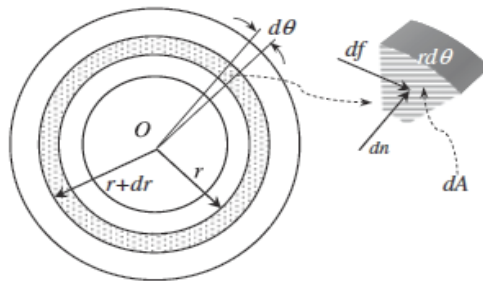
Η συνάρτηση f εξαρτάται από την μετατόπιση του δακτυλίου του ωστικού τριβέα δ_B και την ταχύτητα ολίσθησης που τυπικά λαμβάνεται μέσω πειραμάτων.



Σχήμα 4.3 Ταχύτητα κινητήρα και συμπλέκτη κατά την σύμπλεξη

4.1.2 Ροπή Εμπλοκής-Μέγιστη Μεταφερόμενη Ροπή

Η ικανότητα μεταφοράς ροπής ενός ξηρού συμπλέκτη μπορεί να εκτιμηθεί με προσέγγιση φυσικής μοντελοποίησης. Το σχήμα 4.4 απεικονίζει στοιχειώδη λωρίδα πάχους dr στην επιφάνεια τριβής δίσκου συμπλέκτη. Από αυτή τη λωρίδα μια στοιχειώδη περιοχή dA λαμβάνεται μεταξύ δύο ακτινικών γραμμών από το κέντρο, δημιουργώντας μια μικρή γωνία $d\theta$.



Σχήμα.4.4 Στοιχειώδες Κομμάτι πάνω στην Επιφάνειας Τριβής

Η εφαρμογή της αξονικής δύναμης F (Σχήμα 4.3) δημιουργεί κατανομή πίεσης στα στοιχεία επαφής. Λόγω της περιφερειακής συμμετρίας σε σχέση με τη γωνία θ , η πίεση είναι πανομοιότυπη σε όλα τα σημεία σε συγκεκριμένη ακτίνα.

Επομένως, η κατανομή πίεσης εξαρτάται μόνο από την ακτίνα r

$$p = p(r) \quad (4.9)$$

Η δύναμη που ασκείται στο στοιχείο dA είναι:

$$dn = p(r)dA = r p(r) dr d\theta \quad (4.10)$$

Η προκύπτουσα δύναμη τριβής χρησιμοποιώντας το μοντέλο τριβής Coulomb που αναφέρθηκε παραπάνω

$$df = \mu dn \quad (4.11)$$

όπου μ είναι ο συντελεστής κινητικής τριβής μεταξύ των επενδύσεων/επικαλύψεων και των επιφανειών του σφονδύλου ή της πλάκας πίεσης. Για να εκτιμηθεί η ικανότητα μετάδοσης ροπής ενός συμπλέκτη, χρησιμοποιείται η κινητική τιμή του συντελεστή τριβής, δεδομένου ότι ο δίσκος τριβής συμπλέκτη μεταδίδει τη ροπή με ολίσθηση. Τα διαφορετικά υλικά επένδυσης παράγουν διαφορετικούς συντελεστές τριβής που κυμαίνονται έως και 0.5. Μια τυπική κατά προσέγγιση τιμή για μια εφαρμογή συμπλέκτη οχήματος είναι 0.3 [56].

Η συμβολή της ροπής συμπλέκτη από την στοιχειώδη επιφάνεια είναι

$$dT = r df \quad (4.12)$$

Η συνολική κανονική δύναμη που επενεργεί στην επιφάνεια δίσκου συμπλέκτη μπορεί να βρεθεί με την ολοκλήρωση σε όλη την επιφάνεια τριβής, δηλαδή

$$F = \int_r \int_\theta dn = \int_r rp(r) \int_\theta d\theta dr = 2\pi \int_{r_i}^{r_o} rp(r) dr \quad (4.13)$$

Η συνολική ροπή που προκύπτει από τα στοιχεία τριβής στη μία πλευρά του δίσκου συμπλέκτη είναι το άθροισμα των στοιχειωδών ροπών dT . Η συνολική μεταφερόμενη ροπή ενός συστήματος συμπλέκτη είναι διπλάσια από την ικανότητα της μιας πλευράς, έτσι

$$T = 2 \int_r \int_\theta dT = 4\mu\pi \int_{r_i}^{r_o} rp(r) dr \quad (4.14)$$

Τα αποτελέσματα των Εξισώσεων 4.13 και 4.14 εξαρτώνται από την κατανομή πίεσης $p(r)$. Υπάρχουν δύο διαφορετικά κριτήρια για τη μοντελοποίηση της μεταβολής της πίεσης στον δίσκο τριβής του συμπλέκτη. Το κριτήριο ομοιόμορφης πίεσης και της ομοιόμορφης φθοράς.

4.1.3 Κριτήριο Ομοιόμορφης Πίεσης

Όταν δύο επιφάνειες βρίσκονται σε καλή ομοιόμορφη επαφή, υποτίθεται μια ομοιόμορφη κατανομή πίεσης σε όλα τα σημεία επαφής. Για την επαφή μεταξύ του δίσκου συμπλέκτη και των επιφανειών του σφονδύλου ή της πλάκας πίεσης, ειδικά όταν οι επενδύσεις/επικαλύψεις έχουν επίπεδες επιφάνειες, η επαφή μπορεί να θεωρηθεί ομοιόμορφη. Το αξονικό φορτίο που ασκείται από το ελατήριο συμπλέκτη κατανέμεται επίσης ομοιόμορφα γύρω από την πλάκα πίεσης. Επομένως, μπορεί να θεωρηθεί ομοιόμορφη κατανομή πίεσης για τις επιφάνειες τριβής του δίσκου συμπλέκτη. Ορίζοντας αυτή την ομοιόμορφη πίεση ως p_u , οι εξισώσεις 4.118 και 119 μπορούν στη συνέχεια να ενσωματωθούν για να βρεθεί η συνολική αξονική δύναμη F_{up} και η μεταδιδόμενη ροπή T_{up} για την περίπτωση ομοιόμορφης πίεσης:

$$F_{up} = 2\pi p_u \int_{r_i}^{r_o} rp(r) dr = \pi(r_o^2 - r_i^2)p_u \quad (4.15)$$

$$T_{up} = 4\mu\pi p_u \int_{r_i}^{r_o} r^2 dr = \frac{4}{3}\mu\pi(r_o^3 - r_i^3)p_u \quad (4.16)$$

Για μια ορισμένη εξωτερική διάμετρο, η ικανότητα ροπής θα είναι μέγιστη όταν η εσωτερική διάμετρος είναι μηδενική, δηλαδή μια ολόκληρη κυκλική πλάκα. Αυτό σημαίνει ότι όταν υπάρχει ομοιόμορφη κατανομή πίεσης, η ικανότητα μετάδοσης ροπής μπορεί να αυξηθεί με την επέκταση της επιφάνειας τριβής προς τις εσωτερικές περιοχές. Δεδομένου ότι η δύναμη του ελατηρίου του συμπλέκτη είναι ο κύριος παράγοντας στην ικανότητα ροπής, είναι χρήσιμο να εκφράζεται η ροπή στρέψης ως προς τη δύναμη του ελατηρίου. Ο συνδυασμός των εξισώσεων 4.15 και 4.16 οδηγεί σε:

$$T_{up} = \mu F_{up} r_{eq} \quad (4.17)$$

όπου

$$r_{eq} = \frac{8}{3} \left(r_{av} - \frac{r_i r_o}{4 r_{av}} \right) \quad (4.18)$$

ή εναλλακτικά

$$r_{eq} = \frac{4}{3} r_o \left(1 + \frac{k_r^2}{1+k_r} \right) \quad (4.19)$$

στην οποία r_{av} είναι η μέση ακτίνα της επιφάνειας τριβής και το k_r είναι ο λόγος της εσωτερικής προς την εξωτερική ακτίνα

$$k_r = \frac{r_i}{r_o} \quad (4.20)$$

4.1.4 Κριτήριο Ομοιόμορφης Φθοράς

Όταν ένα λειαντικό υλικό τρίβεται επί μιας επιφάνειας, η ποσότητα των σωματιδίων που αποβάλλονται από το υλικό είναι ανάλογη προς το μήκος της διαδρομής. Σε ένα δίσκο συμπλέκτη, το υλικό που βρίσκεται σε απόσταση πιο μακριά από το κέντρο θα βιώσουν μεγαλύτερη φθορά από αυτά που βρίσκονται πιο κοντά στο κέντρο. Η φθορά από την άλλη εξαρτάται από το κανονικό φορτίο που εφαρμόζεται. Σε μαθηματική μορφή, η ποσότητα φθοράς w μπορεί να θεωρηθεί ότι είναι ανάλογη προς την πίεση p και το μήκος της διαδρομής s

$$w = kps \quad (4.21)$$

k είναι η σταθερά αναλογικότητας. Το μήκος διαδρομής για το υλικό τριβής που βρίσκεται σε ακτίνα r επί του δίσκου συμπλέκτη σε μία περιστροφή είναι $s = 2\pi r$ και έτσι η φθορά του υλικού τριβής του συμπλέκτη σε μία στροφή είναι

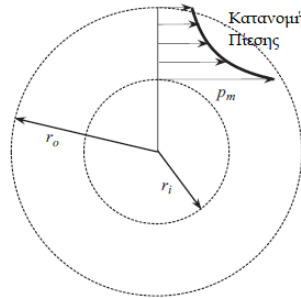
$$w = 2\pi kpr \quad (4.22)$$

Η εφαρμογή του ομοιόμορφου κριτηρίου φθοράς είναι για να πάρουμε την w της εξίσωσης 4.127 για να γίνει μια σταθερή τιμή w^* σε όλες τις ακτίνες για την απόκτηση

$$p(r) = \frac{w^*}{2\pi r k} \quad (4.23)$$

που δείχνει ότι η μέγιστη πίεση p_m θα λάβει χώρα στην ελάχιστη ακτίνα r_i . Η μεταβολή της πίεσης στην ακτινική κατεύθυνση φαίνεται στο Σχήμα 4.1.5.

Η εξάλειψη του w^* θα οδηγήσει στην κατανομή της πίεσης για την περίπτωση ομοιόμορφη φθοράς



Σχήμα.4.5 Κατανομή Ακτινικής Πίεσης

Η ύπαρξη ομοιόμορφης φθοράς σημαίνει ότι ανεξάρτητα από την τοποθεσία, όλα τα μέρη του υλικού έχουν δεχθεί ίση φθορά. Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα μια ομοιόμορφη και επίπεδη επιφάνεια για το υλικό τριβής του δίσκου συμπλέκτη κατά τη διάρκεια της ζωής του. Όταν υπάρχει μια επίπεδη επιφάνεια παράλληλης τριβής ισχύει επίσης η ομοιόμορφη παραδοχή πίεσης. Αντικαθιστώντας την εξίσωση 4.23 στις εξισώσεις 4.13 και 4.14 προκύπτει το αξονικό φορτίο και ικανότητα ροπής για την περίπτωση ομοιόμορφη φθοράς

$$F_{uw} = 2\pi r_i p_m \int_{r_i}^{r_o} dr = 2\pi r_i (r_o - r_i) p_m \quad (4.25)$$

$$T_{uw} = 4\mu \pi r_i p_m \int_{r_i}^{r_o} r dr = 2\pi r_i (r_o^2 - r_i^2) p_m \quad (4.26)$$

Σύμφωνα με την εξίσωση 4.130, όταν εφαρμόζεται μία αξονική δύναμη ελατηρίου F , για μια ορισμένη εξωτερική διάμετρο η μέγιστη πίεση p_m θα μεταβάλλεται με την μεταβολή της εσωτερικής ακτίνας και με διαφορίση προκύπτει ότι στην εσωτερική ακτίνα $r_i^* = 0.5r_o$ η μέγιστη πίεση p_m θα είναι ελάχιστη.

$$p_m = \frac{2F}{\pi r_o^2} \quad (4.27)$$

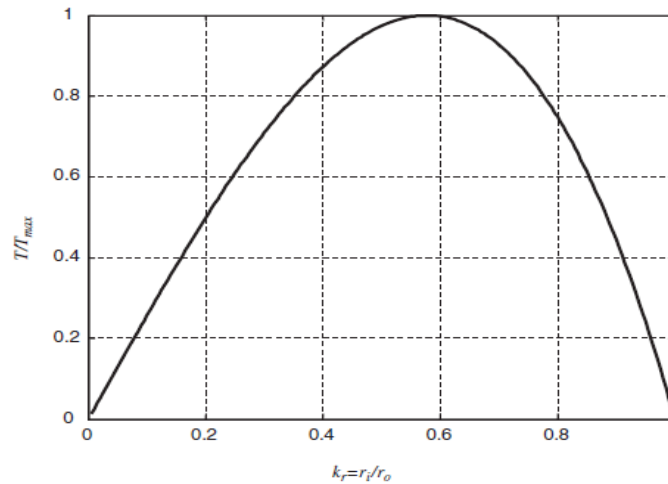
Η ικανότητα ροπής του συμπλέκτη για μια ορισμένη τιμή εξωτερικής διαμέτρου ποικίλλει ανάλογα με την μεταβολή της εσωτερικής ακτίνας, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.6 και έχει μέγιστη τιμή κοντά στο $r_i = 0.6r_o$. Η ακριβής τιμή μπορεί να βρεθεί με διαφορίση της εξίσωσης 4.26 σε σχέση με το r_i που οδηγεί στο $r_i = \sqrt{3r_o}/3$

Παρόμοια με την περίπτωση ομοιόμορφης πίεσης, η ροπή του συμπλέκτη μπορεί να γραφτεί ως δύναμη ελατηρίου

$$T_{uw} = 2\mu F_{uw} r_{av} \quad (4.28)$$

Συγκρίνοντας με την εξίσωση 4.18 για αυτή την περίπτωση

$$r_{eq} = 2r_{av} \quad (4.29)$$

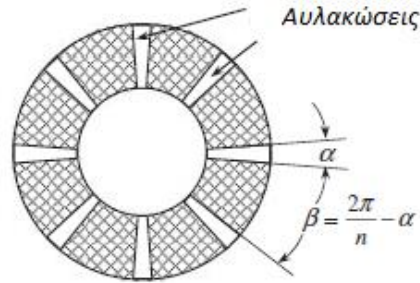


Σχήμα 4.6 Μεταβολή ροπής συμπλέκτη με λόγο ακτίνας

Στην πράξη, οι επιφάνειες των τριβομένων δίσκων συμπλέκτη φαίνονται αρκετά ομοιόμορφες και επίπεδες. Όταν η πίεση είναι ομοιόμορφη πάνω από την επιφάνεια τα σωματίδια κοντά στην εξωτερική ακτίνα φθείρονται ταχύτερα από εκείνα που βρίσκονται κοντά στην εσωτερική ακτίνα. Ως εκ τούτου, η κατανομή πίεσης δεν θα παραμείνει πλέον ομοιόμορφη αφού τα σωματίδια φθοράς ανακουφίζουν την πίεση όταν εξαφανιστούν. Στη συνέχεια, η πίεση θα βαρύνει τα υπόλοιπα σωματίδια, κυρίως στις εσωτερικές ακτίνες. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα υψηλότερες πιέσεις στις εσωτερικές ακτίνες και χαμηλότερες πιέσεις στις εξωτερικές ακτίνες, πράγμα που συμβαίνει στην περίπτωση ομοιόμορφης φθοράς. Από την άλλη πλευρά, εάν η φθορά των σωματιδίων του δίσκου συμπλέκτη είναι ομοιόμορφη, η επιφάνεια πρέπει να παραμείνει επίπεδη και παράλληλη, πράγμα που δημιουργεί κατάσταση ομοιόμορφης κατανομής πίεσης. Ως εκ τούτου, η κατανομή της πίεσης μπορεί να υπάρχει σε δύο περιπτώσεις και μπορεί να αλλάξει από την μία περίπτωση στην άλλη. Ένα σημαντικό σημείο είναι ότι η δύναμη του ελατηρίου του συμπλέκτη είναι ίση τόσο για την ομοιόμορφη πίεση όσο και για την περίπτωση ομοιόμορφη φθοράς, ανεξάρτητα από την περίπτωση της κατανομής πίεσης. Πρέπει να σημειωθεί ότι για ίσα φορτία ελατηρίου η ικανότητα ροπής στην περίπτωση ομοιόμορφης πίεσης είναι πάντα μεγαλύτερη από αυτή της ομοιόμορφης φθοράς.[10],[44]. Επομένως, όταν επιλέγεται το ελατήριο, πρέπει να είναι κατάλληλο και για τις δύο περιπτώσεις.

4.1.5 Αυλακώσεις Επένδυσης/Επικάλυψης

Οι αυλακώσεις στις επικαλύψεις του δίσκου συμπλέκτη διευκολύνουν τη ψύξη τους και επίσης δρουν ως κανάλια για τα αφαιρεμένα σωματίδια για την απαγωγή τους για να αφήσουν μια καθαρή επιφάνεια τριβής. Οι περιοχές που καταλαμβάνουν τα αυλάκια, ωστόσο, μειώνουν τη συνολική περιοχή τριβής των επικαλύψεων του συμπλέκτη. Για λόγους απλότητας, οι αυλακώσεις λαμβάνονται σε καθαρά ακτινικές κατευθύνσεις οι οποίες είναι διαφορετικές από εκείνες στην πράξη οι οποίες συχνά έχουν γωνιακές διευθύνσεις.



Σχήμα 4.7 Αυλακώσεις στην επιφάνεια τριβής του δίσκου συμπλέκτη

Υποθέτοντας n αυλακώσεις στην επιφάνεια δίσκου οι εξισώσεις 4.13-4.14

$$F = (2\pi - na) \int_{r_i}^{r_o} rp(r)dr \quad (4.30)$$

$$T = 2\mu (2\pi - na) \int_{r_i}^{r_o} r^2 p(r)dr \quad (4.31)$$

Οι παράμετροι της αυλακωτής επιφάνειας θα συμβολιστούν με τόνο και εκείνες της επιφάνειας πλήρους τριβής χωρίς τόνο. Για την περίπτωση ομοιόμορφης πίεσης, υποθέτοντας ένα πανομοιότυπο ελατήριο συμπλέκτη για τα δύο μοντέλα, προκύπτει

$$F'_{up} = \frac{1}{2}(2\pi - na)(r_o^2 - r_i^2)p'_u \equiv F_{up} \quad (4.32)$$

$$p'_u = \frac{2\pi}{2\pi - na} p_u \quad (4.33)$$

η οποία δείχνει ότι η πίεση είναι μεγαλύτερη από την εφαρμογή της ίδιας δύναμης σε μικρότερη επιφάνεια. Η εκτίμηση της ικανότητας ροπής έχει ως αποτέλεσμα

$$T'_{up} = \frac{2}{3}\mu(2\pi - na)(r_o^3 - r_i^3)p'_u \quad (4.34)$$

Με αντικατάσταση από την εξίσωση 4.33 δίνει

$$T'_{up} = \frac{4}{3}\mu\pi(r_o^3 - r_i^3)p_u = T_{up} \quad (4.35)$$

Επομένως δεν παρατηρείται καμία μεταβολή στην ικανότητα ροπής όταν περιλαμβάνονται αυλακώσεις στην επιφάνεια και το μόνο αποτέλεσμα είναι η αύξηση της πίεσης λόγω της μείωσης της επιφάνειας. Και για την περίπτωση ομοιόμορφης φθοράς υπάρχει παρόμοιο αποτέλεσμα

4.1.6 Απώλεια Ενέργειας

Η απώλεια ενέργειας λόγω τριβής σε συμπλέκτη είναι το έργο που καταναλώνεται από δυνάμεις τριβής.

$$dW = T_c(t)d\theta \quad (4.36)$$

όπου

$$d\theta = \omega_s(t)dt \quad (4.37)$$

και ω_s είναι η ταχύτητα ολίσθησης των συνεργαζόμενων επιφανειών του συμπλέκτη. Έτσι:

$$dW = T_c(t)\omega_s(t)dt \quad (4.38)$$

και

$$E_{loss} = \int dW = \int T_c(t) \omega_s(t)dt \quad (4.39)$$

Απώλεια ισχύος λόγω τριβής είναι

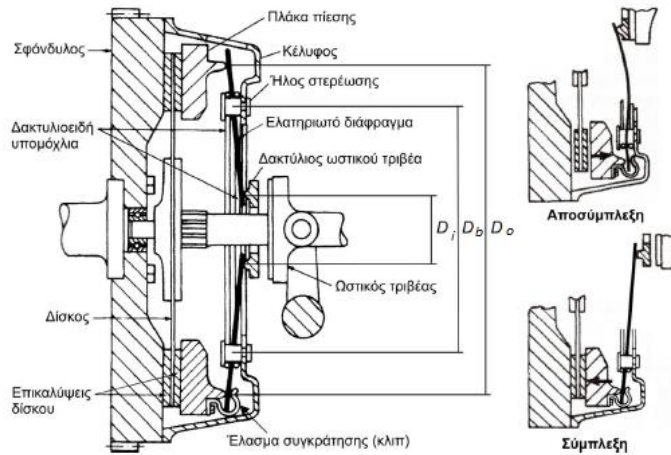
$$P_{loss}(t) = T_c(t)\omega_s(t) \quad (4.40)$$

4.1.7 Ελατηριωτό Διάφραγμα

Σε έναν τέτοιο συμπλέκτη (Σχήμα 4.8) η δύναμη πίεσης των επιφανειών τριβής ασκείται από ένα ελατήριο μορφής κωνικού διαφράγματος με ακτινικές εγκοπές (ελατηριωτό διάφραγμα), στερεωμένο μεταξύ δύο δακτυλιοειδών υπομοχλίων που συγκρατούνται με ήλους στο κέλυφος του συμπλέκτη. Όταν ο συμπλέκτης είναι σε σύμπλεξη, το ελατήριο συμπιέζεται μεταξύ της πλάκας πίεσης (επί της διαμέτρου D_o) και του υπομοχλίου που εδράζεται στο κέλυφος (δεξιά στο σχήμα, επί της διαμέτρου D_b), παρέχοντας τη δύναμη πίεσης των επιφανειών τριβής.

Για αποσύμπλεξη, ο δακτύλιος του ωστικού τριβέα πιέζεται επί της εσωτερικής πλευράς του ελατηρίου, οπότε το ελατήριο παραμορφώνεται λόγω συμπίεσης μεταξύ του δακτυλίου του ωστικού τριβέα (επί της διαμέτρου D_i) και του υπομοχλίου που εδράζεται στις κεφαλές των ήλων (αριστερά στο σχήμα, επί της διαμέτρου D_b), απομακρύνοντας την πλάκα πίεσης (μέσω των ελασμάτων συγκράτησης με τα οποία είναι μόνιμα συνδεδεμένο μαζί της) από το δίσκο.

Το ελατηριωτο διαφραγμα μπορεί να θεωρηθεί ως δύο χωριστά ελατήρια ενωμένα μεταξύ τους. Το κάτω τμήμα του ελατηρίου του Σχήματος 4.9 είναι ένα ελατήριο Belleville και το πάνω μέρος αποτελείται από αρκετά επίπεδα ελατήρια (δάκτυλα). Η δύναμη σύσφιξης του συμπλέκτη παράγεται μόνο από το τμήμα Belleville του ελατηρίου διαφράγματος.



Σχήμα 4.8 Συμπλέκτης με ελατηριωτό διάφραγμα.



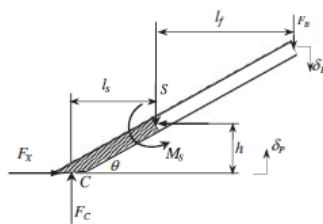
Σχήμα 4.1.9 Ελατηριωτό Διάφραγμα

Για λόγους απλότητας, υποτίθεται ότι αυτό το τμήμα υποστηρίζει το πλήρες φορτίο του ελατηριωτού διαφράγματος ως σύνολο. Αυτό το τμήμα βρίσκεται σε στατική ισορροπία υπό τη δράση πολλών δυνάμεων. Το τμήμα στηρίζεται στον άξονα S με άγνωστες δυνάμεις.

Η δύναμη σύσφιξης F_c και η δύναμη τριβής F_x δρουν στο σημείο επαφής C της πλάκας πίεσης. Η δύναμη αποσύμπτυξης από το δακτύλιο του ωστικού τριβέα F_B ενεργεί στην άκρη του δακτύλου και στα κοιφίματα (σκιασμένες περιοχές) υπάρχουν δυνάμεις (δεν απεικονίζονται) που όλες μετακινούνται στον σημείο S μαζί με τις στιγμές που προκύπτουν ροπές M_S σχετικά με το S .

Η στιγμιαία ισορροπία γύρω από το σημείο S είναι (θετική δεξιόστροφα):

$$F_c l_s + F_B l_f = M_S + F_x h \quad (4.41)$$



Σχήμα 4.10 Διάγραμμα Ελεύθερου Σώματος Τμήματος Διαφράγματος

F_x είναι η δύναμη τριβής στο σημείο C επομένως

$$F_x = \mu F_c \quad (4.42)$$

Έτσι η εξίσωση 4.41 μπορεί να γραφτεί ως

$$F_c l_s \left(1 - \mu \frac{h}{l_s}\right) + F_B l_f = M_s \quad (4.43)$$

Ο όρος $\mu \frac{h}{l_s}$ είναι μικρός (περίπου 2-5%) και είναι λογικό να το αγνοήθει. Από την άλλη πλευρά, η M_s στην πράξη είναι η αντίσταση του ελατηρίου στο εφαρμοζόμενο φορτίο και αυξάνεται όταν αυξάνεται η εκτροπή του ελατηρίου δ_s . Με άλλα λόγια, ισούται με τη στιγμή της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου γύρω από το σημείο S :

$$M_s = l_s F_s(\delta_s) \quad (4.44)$$

η εξίσωση της δύναμης σύσφιξης γενικά μπορεί να γραφτεί ως:

$$F_c(\delta_p) = F_s(\delta_s) - k_s F_B(\delta_B) \quad (4.45)$$

όπου k_s ονομάζεται «κέρδος»

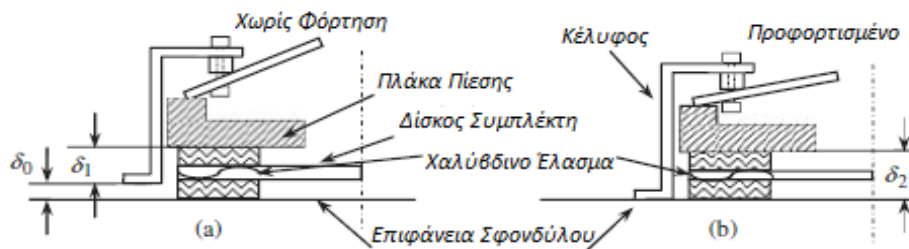
$$k_s = \frac{l_f}{l_s} \quad (4.46)$$

και δ_B μετατόπιση του δακτυλίου του ωστικού τριβέα, δ_p μετατόπιση της πλάκας πίεσης και δ_s τελική παραμόρφωση όπου

$$\delta_s = \delta_s^* + \delta_p \quad (4.47)$$

κάνοντας παραπομπή στο Σχήμα 4.1.11 η αρχική παραμόρφωση του ελατηριωτού διαφράγματος είναι

$$\delta_s^* = \delta_2 - \delta_1 \quad (4.48)$$

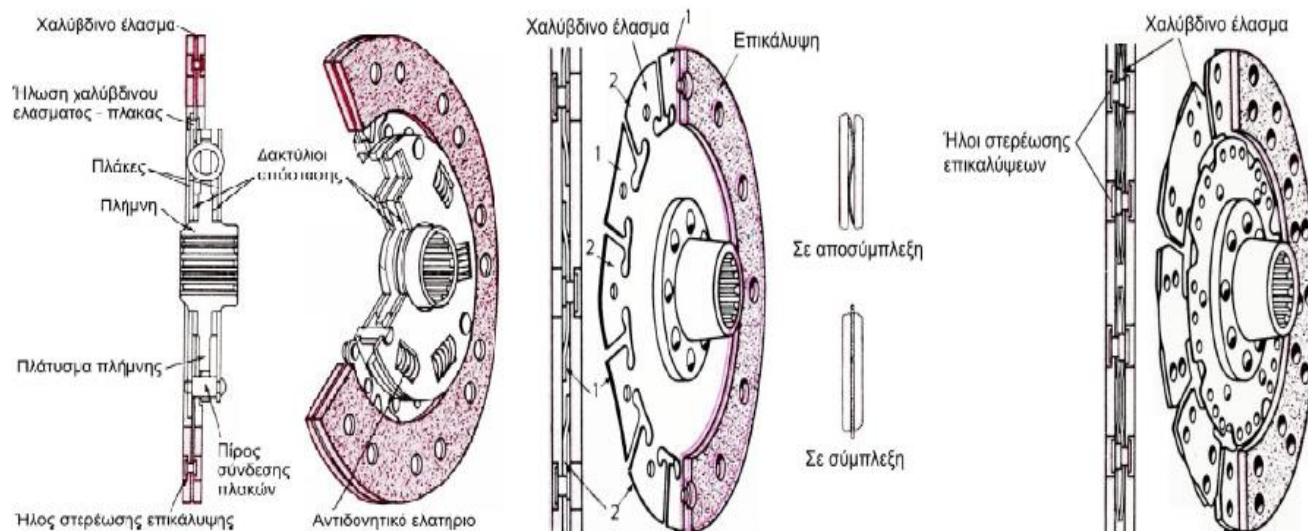


Σχήμα 4.11 Προκύπτουσα δύναμη λόγω προφόρτισης

4.1.8 Δίσκος Συμπλέκτη

Μία τυπική κατασκευαστική διαμόρφωση δίσκου συμπλέκτη φαίνεται στο Σχήμα.4.8β. Εσωτερικά της πλήμνης είναι διαμορφωμένο ένα πολύσφηνο, ώστε να μπορεί να ολισθαίνει επί του αντίστοιχου πολύσφηνου του πρωτεύοντα άξονα του κιβωτίου ταχυτήτων, και εξωτερικά της ένα πλάτυσμα με 6 ή περισσότερες ορθογωνικές οπές για την τοποθέτηση των αντιδονητικών ελατηρίων. Εκατέρωθεν του

πλατύσματος είναι τοποθετημένοι δύο δακτύλιοι απόστασης, στις εξωτερικές πλευρές των οποίων εφάπτονται δύο πλάκες, με ορθογωνικές οπές αντίστοιχες του πλατύσματος (λίγο μικρότερες) για τη συγκράτηση των αντιδονητικών ελατηρίων. Η μία από αυτές (αριστερά στο σχήμα), έχει μεγαλύτερη διάμετρο, για την ήλωσή της με το χαλύβδινο έλασμα του δίσκου (που φέρει τις επικαλύψεις). Οι δύο πλάκες συνδέονται με πύρους, πιέζοντας μέτρια τους δακτυλίους απόστασης επί του πλατύσματος. Έτσι το χαλύβδινο έλασμα με τις επικαλύψεις και οι δύο πλάκες είναι σταθερά συνδεδεμένα μεταξύ τους και συμπεριφέρονται ως ένα σώμα, μεταξύ του οποίου και της πλήμνης παρεμβάλλονται τα αντιδονητικά ελατήρια και οι δακτύλιοι απόστασης. Με τον τρόπο αυτό απότομες μεταβολές της μεταδιδόμενης ροπής, προερχόμενες είτε από τον κινητήρα (δονήσεις υψηλών συχνοτήτων) είτε από το σύστημα μετάδοσης κίνησης (δονήσεις χαμηλών συχνοτήτων), μετριαζονται κατά τη μετάδοσή τους στην άλλη πλευρά χάρη στην επιβραδυντική δράση των αντιδονητικών ελατηρίων και την απόσβεση λόγω της τριβής των δακτυλίων απόστασης με το πλάτυσμα και τις πλάκες. Μάλιστα για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας του μηχανισμού είναι δυνατόν να χρησιμοποιούνται στον ίδιο δίσκο ελατήρια με διαφορετικές ακαμμίες (τα μαλακότερα για υψηλές συχνότητες, τα σκληρότερα για χαμηλές) και κατάλληλα ελατήρια. Εκτός από την ελαστικότητα στην περιφερειακή διεύθυνση κατά τη μετάδοση της ροπής, ο συμπλέκτης απαιτείται να διαθέτει και ελαστικότητα στην αξονική διεύθυνση κατά την επιβολή της δύναμης πίεσης των επιφανειών τριβής, ώστε να υποβοηθείται ο οδηγός στην προσπάθεια για προοδευτική εμπλοκή του συμπλέκτη, δηλ. για ομαλότερη επιβολή της ροπής εμπλοκής [3]. Αυτό επιτυγχάνεται με την ελαστική στήριξη των επικαλύψεων μέσω της κύρτωσης του χαλύβδινου ελάσματος στερέωσης των επικαλύψεων (Σχήμα 4.12). Έτσι η δύναμη πίεσης επί των επικαλύψεων – και συνεπώς η μεταδιδόμενη ροπή – αυξάνεται προοδευτικά από την έναρξη της επαφής τους με τις επιφάνειες της πλάκας πίεσης και του σφονδύλου μέχρι την τελική ισοπέδωση του χαλύβδινου ελάσματος. Η ελαστική στήριξη των επικαλύψεων εξασφαλίζει και την ομοιόμορφη κατανομή της πίεσης στην επιφάνειά τους, ώστε να αποφεύγονται τοπικές ανυψώσεις της θερμοκρασίας που επιταχύνουν τη φθορά τους



Σχήμα 4.12 Κατασκευαστική διαμόρφωση δίσκου συμπλέκτη (αριστερά) - Κύρτωση του χαλύβδινου ελάσματος του δίσκου στην περιοχή στερέωσης των επικαλύψεων για την επίτευξη ελαστικότητας κατά την επιβολή της δύναμης πίεσης: μονό χαλύβδινο έλασμα (κέντρο) διπλό χαλύβδινο έλασμα (δεξιά).

Ως υλικό επικαλύψεων χρησιμοποιούνται κυρίως επιστρώματα από μεταλλικές ίνες, μερικές φορές με πυρήνα από ορείχαλκο, ενιαία ή αποτελούμενα από πολλαπλές στρώσεις, εμποτισμένα με συνδετικό υλικό, συνήθως συνθετικές ρητίνες ή, σπανιότερα, μίγματα καουτσούκ. Από το συνδετικό υλικό εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό ο συντελεστής τριβής, η αντοχή σε φθορά και η ευαισθησία των επικαλύψεων σε υψηλές θερμοκρασίες. Σε υψηλότερων απαιτήσεων επαγγελματικά οχήματα χρησιμοποιούνται συχνά προϊόντα κονιομεταλλουργίας, συνήθως με βάση τον ορείχαλκο, που αντέχουν σε υψηλότερη επιφανειακή πίεση και έχουν σταθερότερη συμπεριφορά σε τριβή και μεγαλύτερη διάρκεια ζωής λόγω πολύ υψηλότερης θερμικής αγωγιμότητας, που έχει σαν αποτέλεσμα την ανάπτυξη χαμηλότερων θερμοκρασιών κατά τη λειτουργία τους. Πολλές φορές οι τριβόμενες επιφάνειες των επικαλύψεων έχουν αυλακώσεις για τη διευκόλυνση της ψύξης τους και την απαγωγή της σκόνης. Επιφάνειες τριβής χωρίς επίστρωση χρησιμοποιούνται μόνον σε υγρούς συμπλέκτες, όπου λόγω της παρουσίας λαδιού η καταπόνησή τους είναι ηπιότερη, τόσο κατά την έναρξη της επαφής, όσο και κατά την ολίσθηση.

Η στερέωση των επικαλύψεων στο μεταλλικό έλασμα γίνεται συνήθως με ήλους από ορείχαλκο, ώστε η επαφή τους με τις μεταλλικές επιφάνειες του σφονδύλου ή της πλάκας πίεσης σε περίπτωση μείωσης του πάχους των επικαλύψεων λόγω φθοράς να μην προξενεί την καταστροφή τους.

4.1.9 Ελατήρια Belleville

Όταν από το ελατήριο απαιτείται μεγάλη δύναμη σε μικρό χώρο χρησιμοποιείται το ελατήριο Belleville Σχήμα 4.1.13. Το ελατήριο αυτό αποτελείται από ένα δίσκο πάχους t , εξωτερικής διαμέτρου D_o , εσωτερικής διαμέτρου D_i , με μία εκ κατασκευής κωνικότητα ύψους h . Το ελατήριο συμπιέζεται κατά την διεύθυνση του άξονα y με δύναμη F που ασκείται εσωτερική και στην εξωτερική περιφέρεια [53].

Η σχέση δύναμης-παραμόρφωσης περιγράφεται από τη σχέση:

$$F = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{\delta t^3}{K_1 D^2} \left[1 + \left(\frac{h}{t} - \frac{\delta}{t} \right) \left(\frac{h}{t} - \frac{\delta}{2t} \right) \right] \quad (4.49)$$

Όπου E το μέτρο ελαστικότητας

ν ο λόγος Poisson

δ η συμπίεση (μετατόπιση) του ελατηρίου

t πάχος ελατηρίου

h ύψος του αφόρτιστου ελατηρίου

D εξωτερική διάμετρος

K_1 σταθερά εξαρτώμενη από το λόγο D/d (Πίνακας 4)

Η απαιτούμενη δύναμη για να γίνει το ελατήριο επίπεδο δηλαδή $\delta = h$ γίνεται

$$F_{flat} = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{ht^3}{K_1 D^2} \quad (4.50)$$

Η μη γραμμική σταθερά ελατηρίου είναι

$$k = \frac{dF}{d\delta} = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^3}{K_1 D^2} \left[\left(\frac{h}{t} \right)^2 - 3 \frac{h}{t} \frac{\delta}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{\delta}{t} \right)^2 + 1 \right] \quad (4.51)$$

Κρίσιμα σημεία τάσεων είναι τα σημεία A (θλιπτικές τάσεις) και B (εφελκυστικές). Έχει όμως αποδειχθεί ότι η μέγιστη τάση αναπτύσσεται στο σημείο C και ισούται με:

$$\sigma_c = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^3}{K_1 D^2} (K_3 + (2K_3 - K_2) \left(\frac{h}{t} - \frac{\delta}{2t} \right)) \quad (4.52)$$

Όπου δ η συμπίεση (μετατόπιση) του ελατηρίου και K_1, K_2, K_3 σταθερές εξαρτώμενες από το λόγο $\lambda = \frac{D}{d}$

$\lambda = \frac{D}{d}$	K_1	K_2	K_3
1.4	0.46	1.02	1.14
1.6	0.57	1.12	1.22
1.8	0.65	1.17	1.30
2.0	0.69	1.22	1.38
2.2	0.73	1.26	1.45
2.4	0.75	1.31	1.53
2.6	0.77	1.35	1.60

Πίνακας 4.1 Τιμές σταθερών K_1, K_2, K_3 για τους υπολογισμούς των δυνάμεων και τάσεων στα ελατήρια Belleville

4.2 Δυναμική Εμπλοκής Συμπλέκτη

Σε όχημα με χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, για μετατόπιση ταχυτήτων είναι απαραίτητο να πιέσετε και να κρατήσετε πατημένο το πεντάλ συμπλέκτη για να αποσυνδέσετε τον κινητήρα από το σύστημα μετάδοσης κίνησης. Το ίδιο συμβαίνει και στα κιβώτια ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη μέσω ενός ηλεκτρο-υδραυλικού επενεργητή [39],[49]. Όταν έχει πραγματοποιηθεί η αλλαγή σχέσης, τότε η απελευθέρωση του συμπλέκτη θα επιτρέψει στον σφόνδυλο και στον άξονα εισόδου του κιβωτίου ταχυτήτων να επιτευχθούν σταδιακά ίσες ταχύτητες. Κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου δημιουργείται ροπή μεταξύ των ολισθαίνουσών επιφανειών λόγω της τριβής η οποία ελέγχεται από την κανονική δύναμη που ασκείται στις αντίστοιχες επιφάνειες. Οι μεταβολές της ταχύτητας των δύο συνεργαζόμενων επιφανειών εξαρτώνται από τη δυναμική της διαδικασίας που επηρεάζεται από τις τιμές του φορτίου και την αδράνεια εισόδου και εξόδου

Η απελευθέρωση του συμπλέκτη πραγματοποιείται ,γεγονός που θα αυξήσει τη δύναμη του ελατηρίου στις επιφάνειες. Η προκύπτουσα ροπή T_c είναι ανάλογη της εφαρμοζόμενης δύναμης F

$$T = KF \quad (4.53)$$

όπου K είναι η σταθερά αναλογικότητας ίση με μr_{eq} ή για την ομοιόμορφη πίεση ή την ομοιόμορφη φθορά αντίστοιχα.

Η αδράνεια του συστήματος μπορεί να γραφτεί ως

$$I_d = I_c + \frac{I_g}{n^2} + \frac{I_w + mR_w^2}{n^2} \quad (4.54)$$

όπου

I_e ροπή αδράνειας του άξονα εισόδου

I_d ροπή αδράνειας του άξονα εξόδου

I_c ροπή αδράνειας του άξονα συμπλέκτη και όλων των επιμέρους συνδεδεμένων μαζών
 I_g ροπή αδράνειας ισοδύναμη του άξονα εξόδου κιβωτίου και του άξονα εισόδου διαφορικού
 I_w ροπή αδράνειας ισοδύναμη των τροχών και των ημιαξονίων
 n_g σχέση μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων και n_{tot} συνολική σχέση μετάδοσης
 R_w ακτίνα τροχού κύλισης

Οι δυναμικές εξισώσεις για τις δύο πλευρές κατά την εμπλοκή του συμπλέκτη είναι

$$T_e - T_c = I_e \frac{d\omega_e}{dt} \quad (4.55)$$

$$T_c - T_L = I_d \frac{d\omega_e}{dt} \quad (4.56)$$

Για λόγους απλότητας στις παραπάνω εξισώσεις η ελαστικότητα των αξόνων εισόδου και εξόδου και οι ροπές αποσβέσεων στα έδρανα έχουν παραλειφθεί.

Ένα μέρος της ισχύος του κινητήρα P_e μεταφέρεται στον συμπλέκτη P_c και κάποιο μέρος καταναλώνεται από τις επιφάνειες τριβής P_f . Αυτά είναι:

$$P_e = T_e \omega_e \quad (4.57)$$

$$P_c = T_c \omega_c \quad (4.58)$$

$$P_f = T_e \omega_s = T_c (\omega_e - \omega_c) \quad (4.59)$$

προκειμένου να προσδιοριστούν οι σχέσεις μεταξύ ισχύων

$$P_e - P_f = P_e - T_c \omega_s = T_e \omega_e - T_c (\omega_e - \omega_c) \quad (4.60)$$

Αυτό μπορεί να απλοποιηθεί χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις 4.51 και 4.54

$$P_e - P_f = P_c + \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_e \omega_e^2 \right) \quad (4.61)$$

Έτσι, η ισχύς συμπλέκτη P_c δεν είναι η διαφορά μεταξύ της ισχύος εισόδου και της ισχύος τριβής, καθώς ένα μέρος της ισχύος εισόδου χρησιμοποιείται επίσης για να αλλάξει την κινητική ενέργεια του σφονδύλου. Η ροή ισχύος είναι στιγμιαία. Επομένως, μόνο στην κατάσταση σταθερής κατάστασης μπορεί να γραφεί μια εξίσωση ισορροπίας ισχύος από την είσοδο στην έξοδο.

Η απόδοση του συμπλέκτη κατά τη διάρκεια της σύμπλεξης μπορεί να οριστεί ως

$$\eta_e = \frac{E_i - E_{loss}}{E_i} = \frac{E_L}{E_i} \quad (4.62)$$

όπου

E_i Ενέργεια εισόδου, E_L Ενέργεια κλειδώματος, E_{loss} Απώλεια Ενέργειας είναι

$$E_i = \frac{1}{2} I_e \omega_e^2(0) + \frac{1}{2} I_d \omega_c^2(0) + \int_0^{t_L} P_e dt \quad (4.63)$$

$$E_L = \frac{1}{2} (I_e + I_d) \omega_e^2(t_L) \quad (4.64)$$

$$E_{loss} = \int_0^{t_L} P_f dt \quad (4.65)$$

όπου t_L ο χρόνος όπου η ταχύτητα του σφονδύλου και του δίσκου συμπλέκτη γίνονται ίσες και έτσι επιτυγχάνεται η ολική εμπλοκή ή το κλείδωμα. Μετά την ολική εμπλοκή οι εξισώσεις 4.51 και 4.52 μπορούν να συνδιαστούν για να προκύψει η εξίσωση που ισχύει για την δυναμική του κινητήρα μετά το κλείδωμα.

$$T_e - T_L = (I_e + I_d) \frac{d\omega_e}{dt} \quad (4.66)$$

Για τον υπολογισμό της T_L , πρέπει να ληφθούν υπόψη τα εξωτερικά φορτία που επενεργούν στο όχημα. Αυτά περιλαμβάνουν τις δυνάμεις κύλισης, τις αεροδυναμικές αντιστάσεις και τις δυνάμεις λόγω κλίσεων του οδοστρώματος. Με την παραδοχή ότι δεν υπάρχει ολίσθηση τροχών η ροπή φόρτωσης μπορεί να γραφτεί ως

$$T_L = \frac{R_w}{n} (F_{RR} + F_A + F_G) \quad (4.67)$$

4.3 Ομοιόμορφη Αποσύμπλεξη-Απελευθέρωση

Υποθέτουμε ότι η δύναμη σύσφιξης (Clamp force) του συμπλέκτη μεταβάλλεται γραμμικά με τη μετατόπιση του ωστικού τριβέα, τότε για την ομοιόμορφη απελευθέρωση του συμπλέκτη, η δύναμη του συμπλέκτη μπορεί να θεωρηθεί ότι αυξάνει γραμμικά με το χρόνο με σταθερό ρυθμό k_F .

$$F(t) = k_F t \quad (4.68)$$

Η εξίσωση 4.65 ισχύει μόνο τις φορές που η δύναμη δεν ξεπερνάει την F_{max}

$$t \leq t_r = \frac{F_{max}}{k_F} \quad (4.69)$$

Η ροπή εξόδου θα αυξηθεί επίσης γραμμικά με το χρόνο με ρυθμό Kk_F σύμφωνα με την εξίσωση 4.49

$$T_c(t) = Kk_F t \quad (4.70)$$

Λαμβάνοντας υπόψη το γεγονός ότι η μέγιστη ροπή του συμπλέκτη παρέχεται στη μέγιστη δύναμη συμπλέκτη, για ροπές εισόδου μικρότερες από τη μέγιστη ροπή, ο χρόνος t_T στον οποίο η ροπή τριβής καθίσταται ίση με τη ροπή εισαγωγής θα είναι πάντοτε μικρότερη από την t_r , στην χρονική στιγμή μέγιστης δύναμης. Με άλλα λόγια, όταν ο συμπλέκτης αρχίζει να εμπλέκεται, η ροπή του συμπλέκτη φθάνει στην τιμή εισόδου πριν ο συμπλέκτης απελευθερωθεί τελείως. Ο χρόνος t_T εξαρτάται από την τιμή ροπής εισόδου T_i

$$t_T = \frac{T_i}{Kk_F} \quad (4.71)$$

Η δύναμη του συμπλέκτη στο τέλος αυτής της φάσης είναι

$$\omega_c(t) = \omega_c(0) - \frac{1}{I_d} T_L t + \frac{1}{2I_d} Kk_F t^2 \quad (4.72)$$

Η επιτάχυνση και η ταχύτητα του οχήματος κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου είναι

$$a(t) = \frac{R_w}{nI_d} [Kk_F t - T_L] \quad (4.73)$$

$$v(t) = v(0) + \frac{R_w}{n} [\omega_c(0) - \frac{1}{I_d} T_L t + \frac{1}{2I_d} Kk_F t^2] \quad (4.74)$$

Μετά από την πλήρη σύμπλεξη η ταχύτητα του κινητήρα αλλά και του συμπλέκτη υπολογίζονται με την ολοκλήρωση της εξίσωσης 4.63 και δίνει:

$$\omega_e(t) = \omega_e(t_L) + \frac{1}{I_e + I_d} \int_{t_L}^t (T_e - T_L) dt \quad (4.75)$$

4.4 Σχεδιασμός Συμπλεκτών Εκτίμηση Δυναμικών Χαρακτηριστικών στις Καταστάσεις Σύμπλεξης-Αποσύμπλεξης και Υπολογισμός Χρόνων, Ροπών, Ταχυτήτων Περιστροφής και Απόδοσης Συμπλεκτών

Το μοντέλο του οχήματος που χρησιμοποιείται για τους υπολογισμούς είναι μοντέλο ενός μεσαίου επιβατικού αυτοκινήτου με κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη. Τα δεδομένα του οχήματος στο μοντέλο αλλά και οι σχέσεις μετάδοσης που υπολογίστηκαν στο Κεφάλαιο 3.3.2 παρουσιάζονται στο παρακάτω πίνακα 2. [7]

Παράμετρος	Τιμή
Χωρητικότητα κινητήρα	3.8L V6
Μάζα οχήματος	2000 kg
Ακτίνα τροχού	0.3453 m
Δυναμική ακτίνα τροχού	0.3409 m
Ροπή Αδράνειας Οδοντωτού Τροχού του Διαφορικού	0.0047 kg m ²
Τελική Σχέση Μετάδοσης	4.45
Ροπή Αδράνειας Οδοντωτού Τροχού Τελικής Μετάδοσης	0.0002 kg m ²
Σχέσης Μετάδοσης	1 ^η 4.6059, 2 ^η 3.20 , 3 ^η 2.23 , 4 ^η 1.585 , 5 ^η 1.074, 6 ^η 0.7484 , Rev 3.75
Ροπή Αδράνειας Οδοντωτών Τροχών Περιτιτών Αριθμών	0.0023 kg m ²
Ροπή Αδράνειας Οδοντωτών Τροχών Άρτιων Αριθμών	0.0009 kg m ²
Σταθερά Απόσβεσης στην βάση του Κινητήρα	135 N m s/rad
Σταθερά Ελατηρίου Στήριξης του Κινητήρα	16269 N m/rad
Ροπή Αδράνειας Κινητήρα	2.7 kg m ²
Ροπή Αδράνειας Άξονα Εισόδου	0.004 kg m ²
Σταθερά Ελατηρίου Άξονα Εισόδου	4920 N m/rad
Σταθερά Απόσβεσης Άξονα Εισόδου	13.6 N m/rad
Σταθερά Ελατηρίου Άξονα Εξόδου	16300 Nm/rad
Σταθερά Απόσβεσης Άξονα Εισόδου	31.1 N m s/rad
Ροπή Αδρανείας Κοίλου Άξονα	0.002 kg m ²
Ροπή Αδράνειας Κανονικού Άξονα	0.001 kg m ²
Ροπή Αδράνειας Ενδιάμεσου Άξονα	0,008 kg m ²

Πίνακας 4.2 Παράμετροι Οχήματος

Για τον υπολογισμό γεωμετρικών χαρακτηριστικών, εκτίμηση των χρόνων, απόδοσης και απόκρισης των συμπλεκτών γράφτηκαν κώδικες Matlab (στο αντίστοιχο παράρτημα). Οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν με χρήση σεναρίων όπως υπολογισμός χρόνου σύμπλεξης ,ταχυτήτων κατά την σύμπλεξη, γωνίες θλίψης και απόδοση συμπλεκτών κατά την εκκίνηση, απότομη πίεση πεντάλ καυσίμου για πιο ρεαλιστική προσέγγιση της δυναμικής των συμπλεκτών.

Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Συμπλεκτών	Μεγέθη
Εξωτερική Ακτίνα Συμπλέκτη 1	215 mm
Εσωτερική Ακτίνα Συμπλέκτη 1	129 mm
Εξωτερική Ακτίνα Συμπλέκτη 2	235mm
Εσωτερική Ακτίνα Συμπλέκτη 2	141mm
Εξωτερική Ακτίνα Ελατηριωτού Διαφράγματος 1	280mm
Εσωτερική Ακτίνα Ελατηριωτού Διαφράγματος 1	74mm
Εσωτερική Ακτίνα Bellevile 1	206 mm
Πάχος Ελατηρίου 1	2.5mm
Κωνικότητα Ύψους Bellevile 1	3.25mm
Εξωτερική Ακτίνα Ελατηριωτού Διαφράγματος 2	320mm
Εσωτερική Ακτίνα Ελατηριωτού Διαφράγματος 2	96mm
Εσωτερική Ακτίνα Bellevile 2	260.5mm
Πάχος Ελατηρίου 2	2.5mm
Κωνικότητα Ύψους Bellevile 2	3.25mm

Πίνακας 4.3 Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Συμπλεκτών-Διαφραγμάτων

Σενάριο

Οι συμπλέκτες έχουν σχεδιαστεί για την μέγιστη ροπή του κινητήρα.

Υπόθεση:

Χρόνος ομοιόμορφης αποσύμπλεξης/απελευθέρωσης $t_r = 0.35 \text{ sec}$

Ροπή του κινητήρα σταθερή κατά την αποσύμπλεξη.

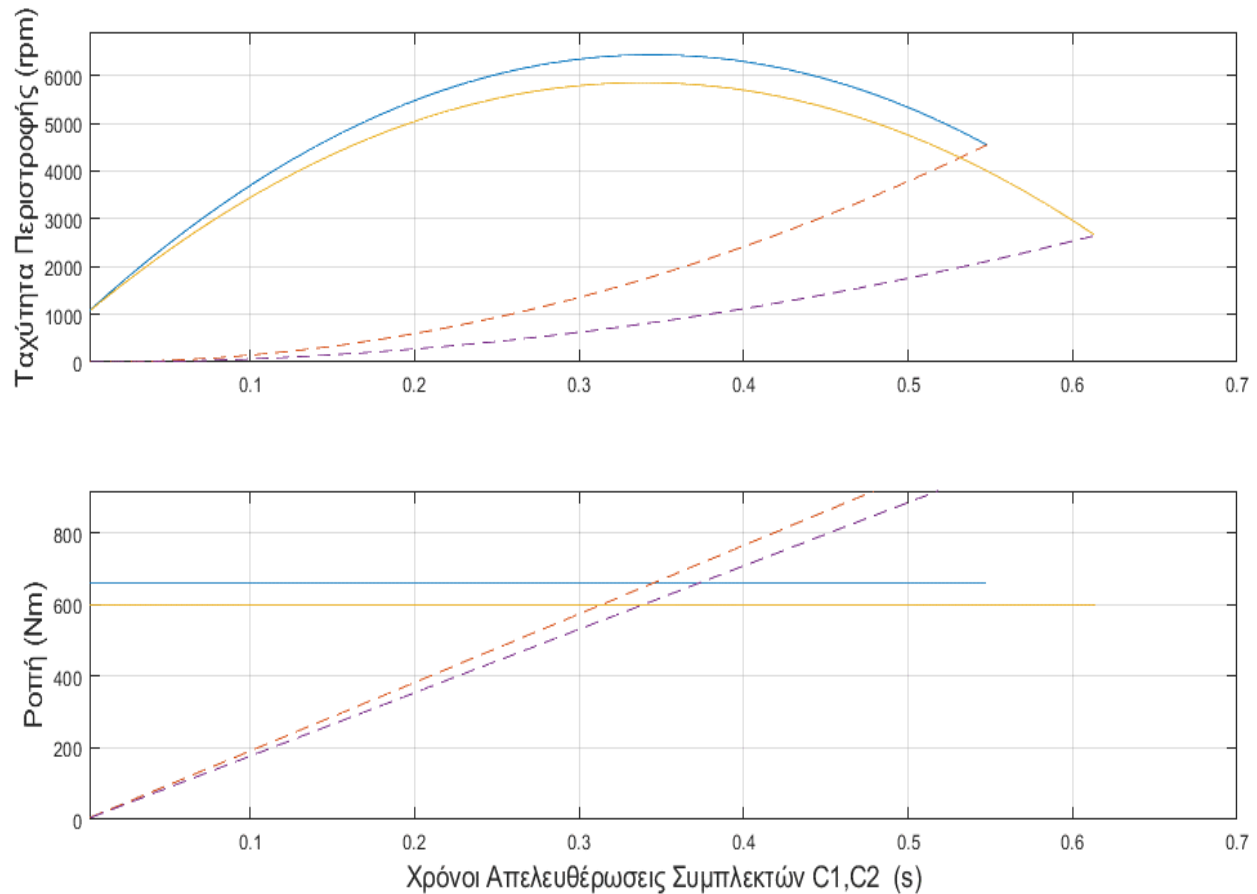
Σενάριο 2°

Υπολογισμός μέγιστης μετατόπισης πλάκας πίεσης του συμπλέκτη 1 και συμπλέκτη 2

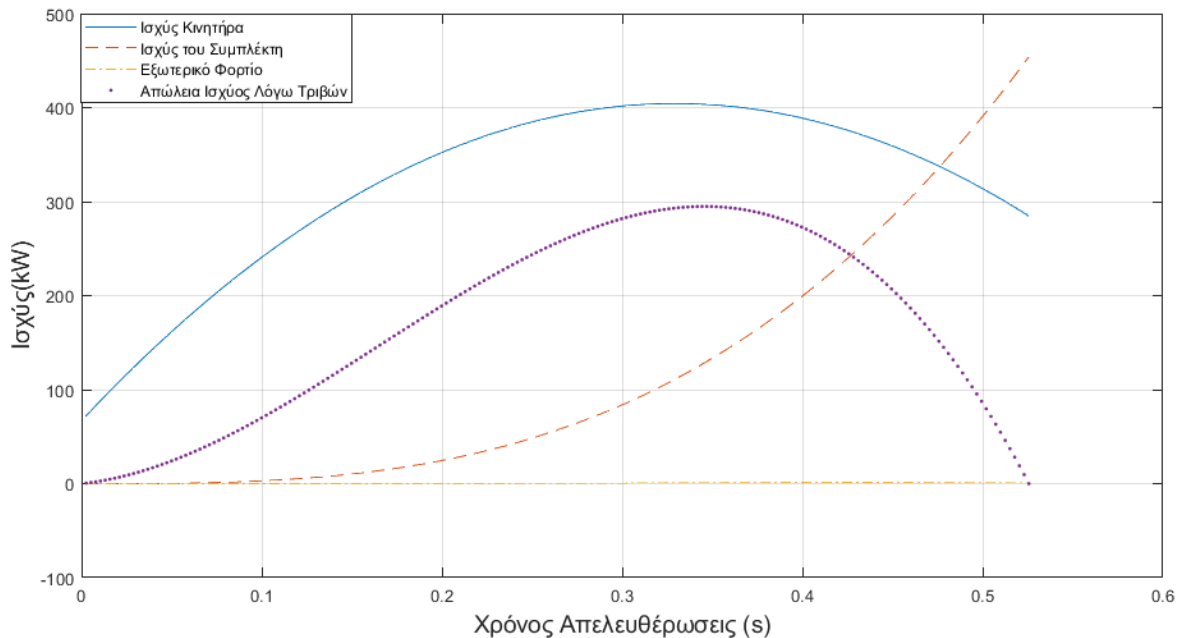
Αποτελέσματα

Απόδοση Συμπλέκτη C1 κατά την Σύμπλεξη	$\eta_{C1} = 51.44$
Χρόνος Σύμπλεξης Συμπλέκτη C1	$t_{LC1} = 0.6138 \text{ sec}$
Ικανότητα Ροπής Συμπλέκτη C1	$T_{C1} = 1087.3 \text{ Nm}$
Απόδοση Συμπλέκτη C2 κατά την Σύμπλεξη	$\eta_{C2} = 46.97$
Χρόνος Σύμπλεξης Συμπλέκτη C2	$t_{LC2} = 0.54789 \text{ sec}$
Ικανότητα Ροπής Συμπλέκτη C2	$T_{C2} = 1000.21 \text{ Nm}$

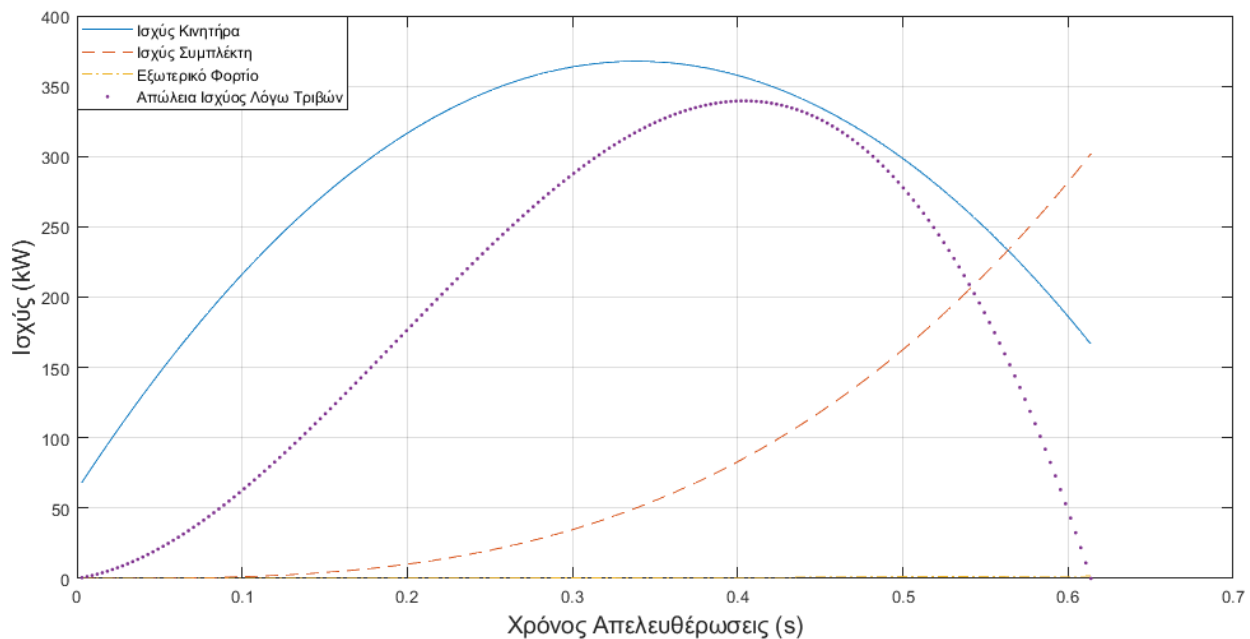
Πίνακας 4.4 Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά



Διάγραμμα 12. Μεταβολή της ταχύτητας του κινητήρα και του συμπλέκτη μέχρι το σημείο σύμπλεξης και μεταβολές ροπής κινητήρα και συμπλέκτη



Διάγραμμα 13. Μεταβολές Ισχύος Στοιχείων Συμπλέκτης C1

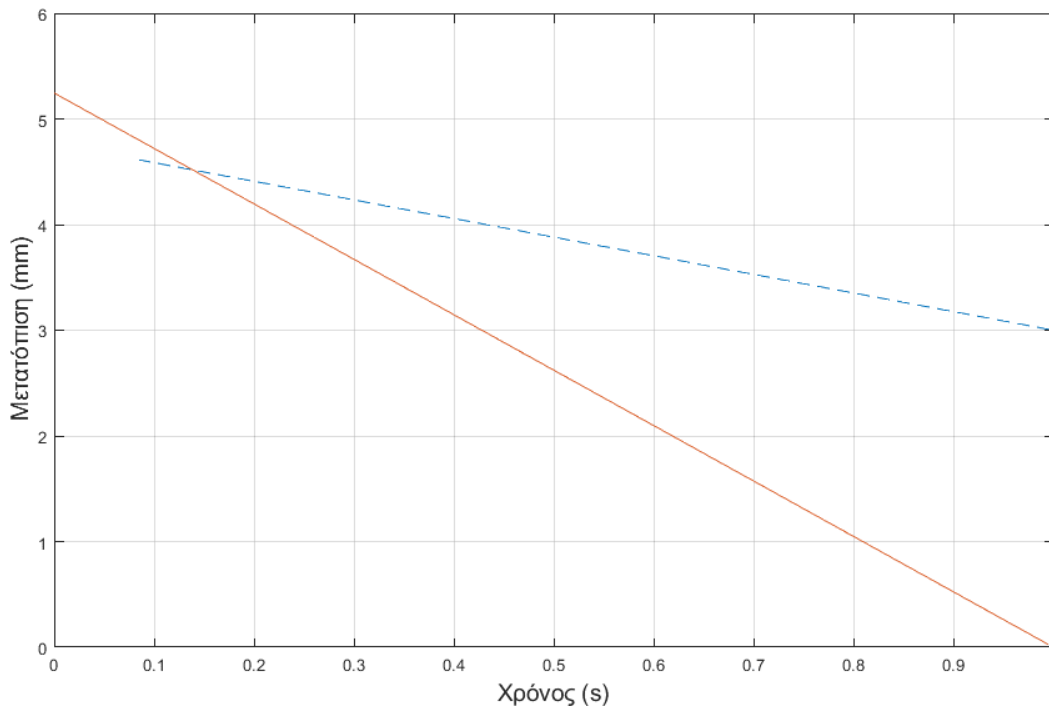


Διάγραμμα 14. Μεταβολές Ισχύος Στοιχείων Συμπλέκτης C2

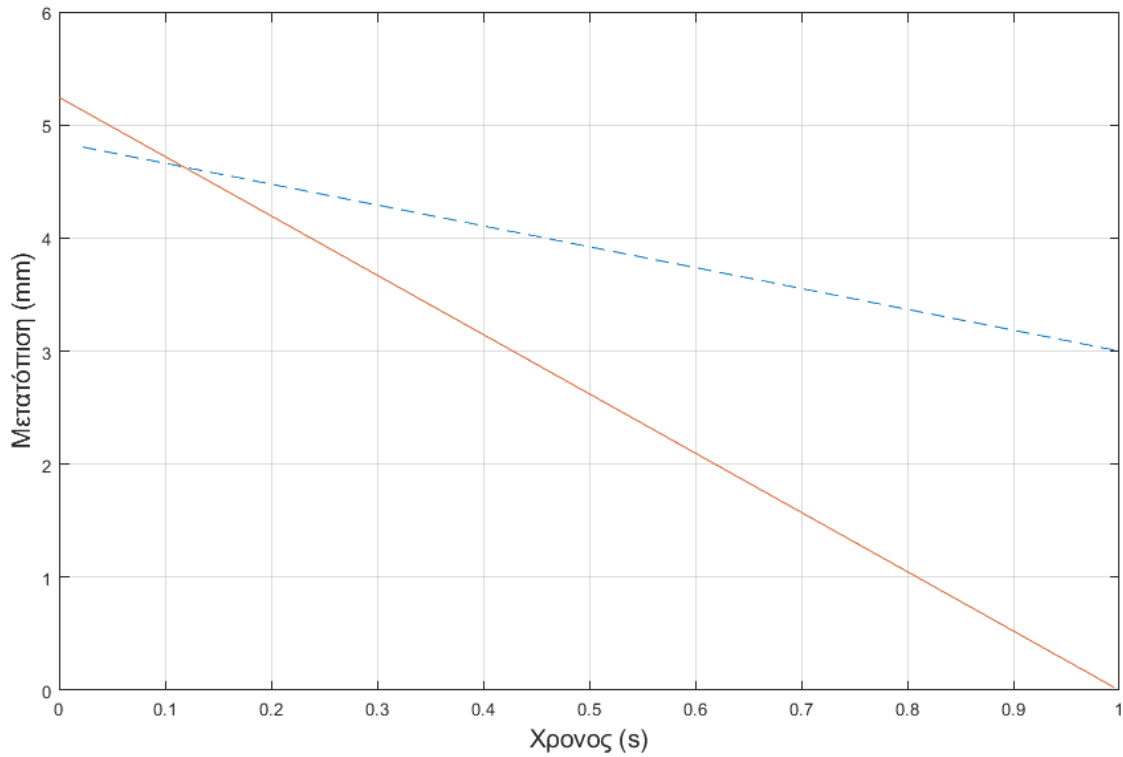
Η ταχύτητα του κινητήρα αυξάνεται ενώ η ροπή συμπλέκτη είναι μικρή και στη συνέχεια μειώνεται με την αύξηση της ροπής συμπλέκτη. Η ταχύτητα του συμπλέκτη, από την άλλη πλευρά, αυξάνεται σταθερά για να επιτευχθεί η ταχύτητα του κινητήρα. Η ροπή συμπλεκτών αυξάνεται γραμμικά με το χρόνο, αλλά όπως είναι σαφές από το δεύτερη γραφική παράσταση ξεπερνούν την μέγιστη ροπή $T_{emax} = 660 Nm$. Ο λόγος είναι ότι ο χρόνος απελευθέρωσης 0.35 δευτερολέπτου για την ομοιόμορφη αύξηση της

δύναμης συμπλέκτη δεν ήταν αρκετός για να γίνουν ίσες οι ταχύτητες. Στο 0.345 για συμπλέκτη 1 και στο 0.375 για συμπλέκτη 2 η ροπή επιτυγχάνει το όριο $T_{emax} = 660 Nm$ και **δεν πρέπει να αυξηθεί περαιτέρω**. Έτσι, τα αποτελέσματα μετά από 0.345 και 0.375 δευτερόλεπτο δεν είναι έγκυρα.

Οι μεταβολές ισχύος, από την άλλη πλευρά, δείχνουν ότι η ισχύς τριβής για τον συμπλέκτη 1 αυξάνεται σταθερά μέχρι περίπου 0.35 δευτερόλεπτα και για συμπλέκτη 2 μέχρι 0.4 δευτερόλεπτα και μειώνεται μετά με μειωμένη ταχύτητα ολίσθησης. Η επιφάνεια κάτω από την καθαρή στιγμιαία ισχύ που απεικονίζεται υποδεικνύει την καθαρή ενέργεια που μεταδίδεται στο σύστημα από τον κινητήρα. Επομένως, η υπόλοιπη ισχύς κινητήρα χάνεται λόγω τριβής ή εξωτερικού φορτίου στο όχημα. Η απώλεια ισχύος στην τριβή (P_f) είναι μεγάλη σε σύγκριση με την ισχύ που καταναλώνεται από το εξωτερικό φορτίο (P_l). Επίσης η ισχύς των συμπλεκτών λίγο μετά από **0.54789 δευτερόλεπτα για συμπλέκτη 1** και **0.6138 δευτερόλεπτα για συμπλέκτη 2** είναι μεγαλύτερη από την ισχύ εισόδου από τον κινητήρα. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η πλάκα συμπλέκτη λαμβάνει όχι μόνο ένα μέρος της ισχύος του κινητήρα, αλλά και μια σημαντική ποσότητα κινητικής ενέργειας από το σφόνδυλο (γι' αυτό μειώνεται η ταχύτητα του κινητήρα).



Διάγραμμα 15. Χρονικά διαστήματα μετατόπισης συμπλέκτη C1



Διάγραμμα 16. Χρονικά διαστήματα μετατόπισης συμπλέκτη C2

Μετατόπιση Ελατηρίου Συμπλέκτη 1	4..6126 mm
Μετατόπιση Εδράνου 1	5.2448 mm
Δύναμη Ελατηρίου Συμπλέκτη 1	450.81 k g f
Δύναμη Εδράνου 1	127.53 k g f
Διάρκεια Πλήρους Σύμπλεξης C1	0.91542 sec
Μετατόπιση Ελατηρίου Συμπλέκτη 2	4.8138 mm
Μετατόπιση Εδράνου 2	5.4448 mm
Δύναμη Ελατηρίου Συμπλέκτη 2	294.3 k g f
Δύναμη Εδράνου 2	84.233 k g f
Διάρκεια Πλήρους Σύμπλεξης C2	0.98287

Πίνακας 4.5 Αποτελέσματα

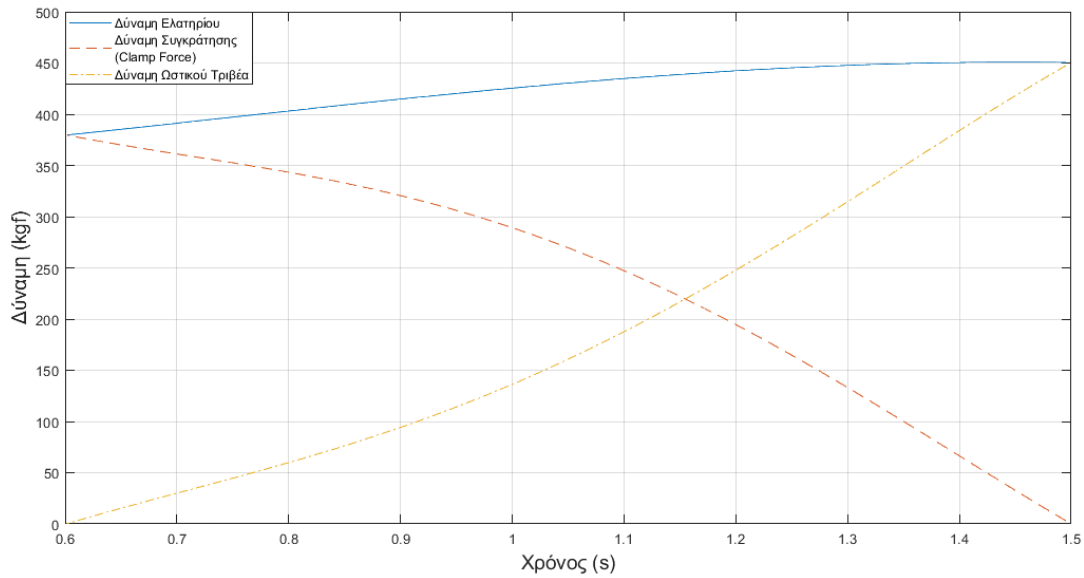
Για την μετατόπιση της πλάκας πίεσης, ωστόσο, πρέπει να γίνει εκτίμηση του πότε το έδρανο έρχεται σε επαφή με τα «δάκτυλα». Αυτό συμβαίνει λίγο πριν ξεκινήσει η δύναμη σύσφιξης /σύμπλεξης να παίρνει θετικές τιμές.

Για το σημείο μετάβασης

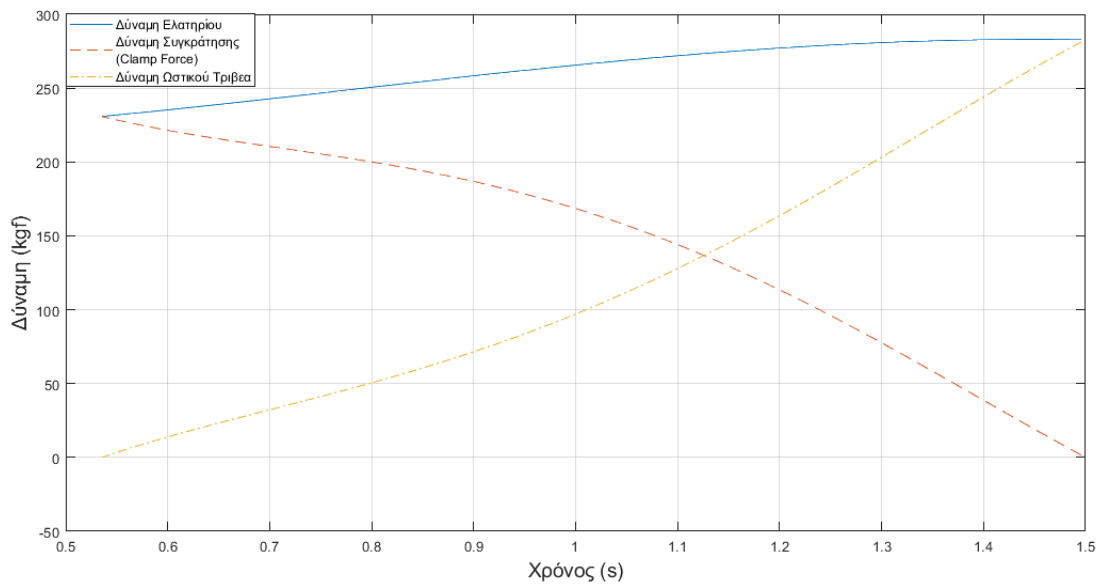
$$F_s \left(\delta_s^* + \frac{\delta_B}{k_s} \right) - k_s F_B (\delta_B) = 0$$

η οποία είναι μια μη γραμμική συνάρτηση και πρέπει να επιλυθεί αριθμητικά (ή με μέθοδο δοκιμής και σφάλματος) για να υπολογιστεί το δ_B^* , δηλαδή η συνολική μετατόπιση του εδράνου από την έναρξη της επαφής μεταξύ της πλάκας συμπλέκτη και της πλάκας πίεσης μέχρι την ολοκλήρωση της εμπλοκής.

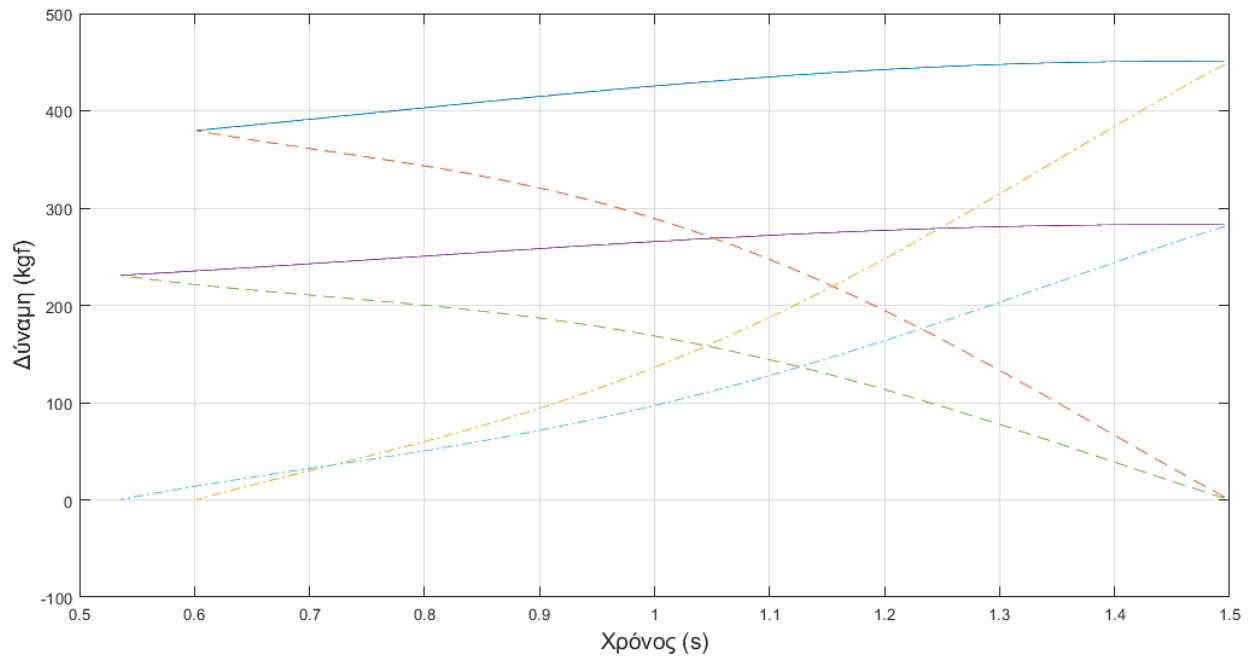
Όταν ο επεξεργαστής δώσει εντολή στο υδραυλικό σύστημα για να ασκήσει δύναμη, η μετατόπιση του εδράνου είναι 5.2448 mm για C1 και 5.4448 mm για C2 .



Διάγραμμα 17 . Χρονικό ιστορικό των δυνάμεων του συμπλέκτη C1



Διάγραμμα 18 . Χρονικό ιστορικό των δυνάμεων του συμπλέκτη C2



Διάγραμμα 19 . Χρονικό ιστορικό των δυνάμεων του συμπλέκτη C1-C2

Όταν ο μηχανισμός απελευθερώσει μέχρι 0.6138 δευτερόλεπτα για τον συμπλέκτη 1 και 0.54789 sec για τον συμπλέκτη 2, μόνο τότε η πλάκα πίεσης θα έρθει σε επαφή με τον δίσκο συμπλέκτη και η εμπλοκή επιτυγχάνεται. Στο υπόλοιπο χρόνο πραγματοποιείται η σύμπλεξη και η δύναμη σύσφιξης αυξάνεται από το μηδέν στο μέγιστο 450.81 k g f για συμπλέκτη C1 και 294.3 k g f για συμπλέκτη C2.

Κεφάλαιο 5 – Γενικά Περί Οδοντωτών Τροχών

Για την μετάδοση περιστροφικής κινήσεως και την μεταφορά ισχύος από κινητήρια σε κινούμενη άτρακτο, δηλαδή από την άτρακτο της κινητήριας μηχανής (ηλεκτροκινητήρας, μηχανή εσωτερικής καύσεως) στην άτρακτο της κινούμενης μηχανής χρησιμοποιούνται, εκτός των άλλων μηχανικών (μιάντες ,αλυσίδες ,σύνδεσμοι) ή υδραυλικών-πνευματικών τρόπων, και διάφοροι συνδυασμοί οδοντωτών τροχών όπως παρουσιάζονται στο (Costopoulos[57])

Οι οδοντωτοί τροχοί είναι στοιχεία ή εξαρτήματα μηχανών που επιτυγχάνουν μετάδοση κινήσεως και μεταφορά ισχύος δια κατάλληλου διαδοχικής εμπλοκής και συνεργαζόμενων οδόντων. Οι οδόντες είναι αλληπάλληλες εσοχές και προεξοχές της επιφανείας ενός οδοντωτού τροχού , τέτοιες ώστε να είναι δυνατή η συνεργασία της εσοχής του ενός τροχού με την προεξοχή του συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού.

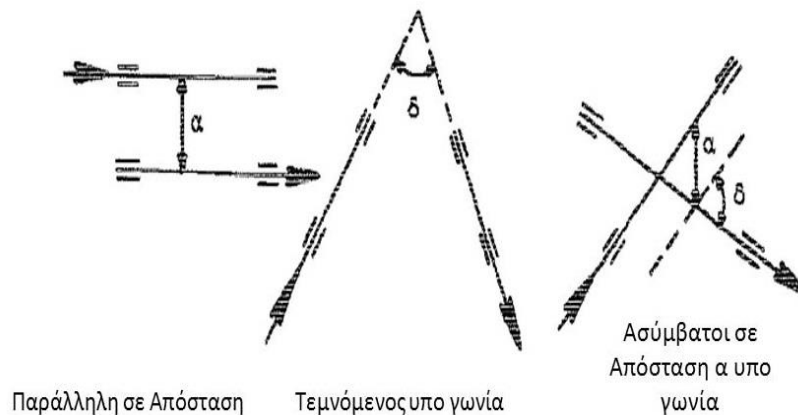
Στους περισσότερους τύπους οδοντωτών τροχών οι οδόντες δεν είναι θεωρητικά απαραίτητοι για την μετάδοση περιστροφικής κινήσεως. Όμως η ανάγκη μεταφοράς μεγάλης στρεπτικής ροπής (δηλαδή μεγάλης ισχύος) και σταθερής μεταδόσεως κινήσεως (δηλαδή σταθερών σχέσεων μεταδόσεως στροφών) από την κινητήρια στην κινούμενη άτρακτο καθιστά αναγκαία την ύπαρξη οδόντων.

5.1 Είδη Οδοντωτών Τροχών

Οι άξονες περί τους οποίους περιστρέφονται δύο συνεργαζόμενοι οδοντωτοί τροχοί μπορεί να είναι:

- Παράλληλοι σε απόσταση α
- τεμνόμενοι υπό γωνία δ
- ασύμβατοι σε απόσταση α
- υπό γωνία δ

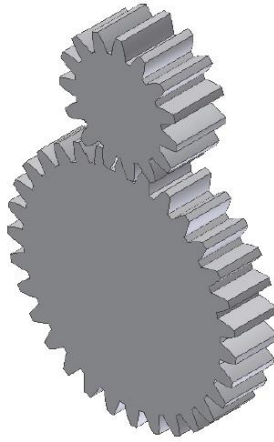
όπως παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.1



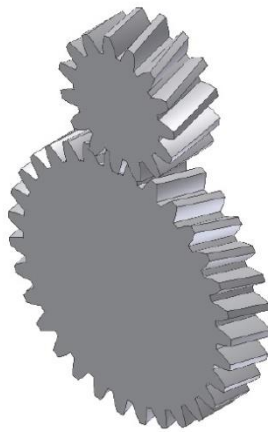
Σχήμα 5.1 Σχετική θέση αξόνων συνεργαζόμενων τροχών

5.1.1 Μετωπικοί Οδοντωτοί Τροχοί

Οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί χωρίζονται σε αυτούς με ευθείς οδόντες και σε αυτούς με ελικοειδείς οδόντες. Στην πρώτη κατηγορία οι οδόντες είναι παράλληλοι με τον άξονα του τροχού, ενώ στη δεύτερη είναι κεκλιμένοι ως προς τον άξονα του τροχού, ως τμήματα έλικας, σχηματίζοντας σταθερή γωνία με αυτόν, ενώ για να μπορέσει να γίνει συνεργασία μεταξύ τους πρέπει σε μία βαθμίδα ο ένα να έχει δεξιόστροφους και ο άλλος αριστερόστροφους οδόντες. Οι μετωπικοί τροχοί ευθείας οδοντώσεως έχουν βαθμό επικάλυψης 1 έως 2 ενώ δεν ενδείκνυνται για μεγάλα φορτία γιατί προκαλούν θόρυβο και δημιουργούν μεγάλα δυναμικά φορτία. Αντίθετα οι μετωπικοί τροχοί ελικοειδούς οδοντώσεως έχουν μεγαλύτερο βαθμό επικάλυψης, αλλά μειονεκτούν στο θέμα ότι η ύπαρξη της γωνίας έλικας έχει ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη αξονικού φορτίου επί των οδόντων, το οποίο καταπονεί τις σταθερές εδράσεις των ατράκτων. Οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί μπορούν να έχουν εξωτερικό οδόντωση, δηλαδή οι οδόντες να βρίσκονται στην εξωτερική επιφάνεια του τροχού ή εσωτερική οδόντωση, δηλαδή να βρίσκονται στην εσωτερική επιφάνεια του τροχού. Τρισδιάστατα μοντέλα ζευγών των παραπάνω τροχών παρατίθενται στα παρακάτω Σχήματα 1.2 & 1.3 κατασκευασμένα με τη βοήθεια του προγράμματος Solidworks.



Σχήμα 5.2 3-D μοντέλο ζεύγους εξωτερικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης



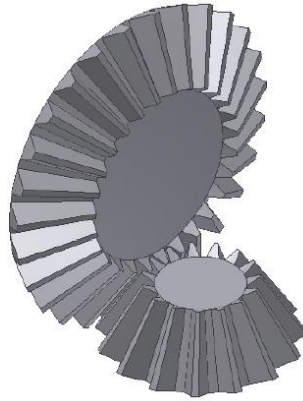
Σχήμα 5.2 3-D μοντέλο ζεύγους εξωτερικών οδοντωτών τροχών ελικοειδούς οδοντώσεως

5.1.2 Κωνικοί Οδοντωτοί Τροχοί

Οι κωνικοί τροχού χρησιμοποιούνται για την μετάδοση κινήσεως και μεταφορά ισχύος μεταξύ τεμνομένων ατράκτων. Οι τροχοί αυτοί έχουν μορφή κόλουρου κώνου του οποίου οι οδόντες μπορεί να είναι ευθείς ή τμήματα εξελιγμένης ή τόξα κύκλου κλπ. Περισσότερο χρησιμοποιούμενοι είναι οι κωνικοί τροχοί με άξονες τεμνόμενους υπό γωνία 90° . Μολονότι, τόσο η κατασκευή των κωνικών τροχών (η οποία γίνεται σε ειδικές μηχανές κοπής) όσο και η συναρμολόγηση του μηχανισμού είναι πολυπλοκότερη εκείνης των μετωπικών τροχών, εν τούτοις οι κωνικοί τροχοί εφαρμόζονται συχνά στη μετάδοση κινήσεως και μεταφορά ισχύος. Υπάρχουν διάφορα είδη κωνικών τροχών:

- Κωνικοί τροχοί με ευθείς οδόντες (Straight Bevel Gears)
- Κωνικοί τροχοί ZEROL
- Τοξωτοί κωνικού τροχοί (Spiral Bevel Gears)
- Υποειδείς τροχοί (Hypoid Gears)

Ένα τρισδιάστατο μοντέλο ζεύγους κωνικών τροχών με ευθείς οδόντες παρατίθεται στο παρακάτω Σχήμα.5.3 κατασκευασμένο με τη βοήθεια του προγράμματος Solidworks.



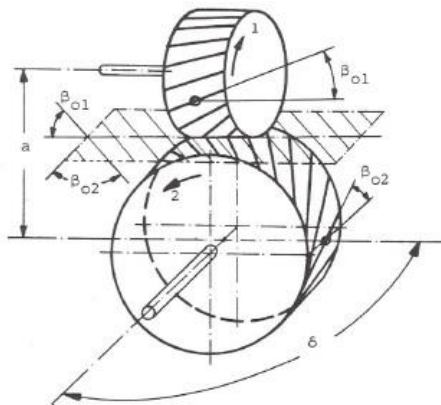
Σχήμα 5.3. 3-D μοντέλο ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών ευθείας οδοντώσεως

5.1.3 Ελικοειδείς Οδοντωτοί Τροχοί Ασυμβάτων Αξόνων

Οι οδοντωτοί αυτοί τροχοί είναι κυλινδρικοί και έχουν άξονες ασύμβατους σε απόσταση a και υπό γωνία δ , η οποία είναι τέτοια ώστε:

$$\delta = \beta_{o1} + \beta_{o2}$$

όπου β_{o1} και β_{o2} είναι οι κλίσεις των οδόντων των τροχών Σχήμα 5.4. Γενικός είναι $\beta_{o1} = \beta_{o2}$

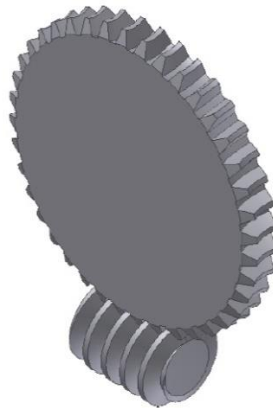


Σχήμα 5.4 Βαθμίδα ελικοειδών τροχών ασυμβάτων τροχών

Οι οδόντες δύο συνεργαζομένων ελικοειδών τροχών ασυμβάτων αξόνων έχουν σημειακή επαφή, η οποία μετατρέπεται σε γραμμικό καθώς αυξάνει η φθορά των κατατομών. Λόγω του τρόπου επαφής τους οι τροχού μπορούν να μεταφέρουν μικρά φορτία και για αυτό χρησιμοποιούνται κατα βάση μόνο για μετάδοση κινήσεως (όπως πχ. σε όργανα) και δεν ενδείκνυνται για μεταφορά ισχύος. Σ' αυτό συνηγορεί και ο μικρός βαθμός αποδόσεως των οδοντώσεων τους. Τέλος χρησιμοποιούνται για σχέσεις μεταδόσεως έως 5 και δεν είναι ευαίσθητοι σε μικρές μεταβολές αποστάσεως ή κλίσεως των αξόνων τους.

5.1.4 Σύστημα Ατέρμονα Κοχλία – Οδοντωτού Τροχού

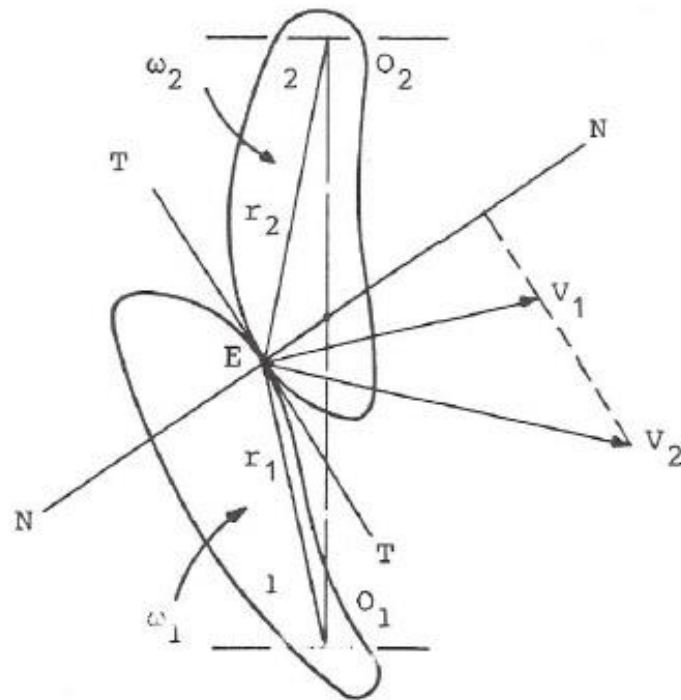
Το σύστημα αυτό αποτελείται από έναν ατέρμονα κοχλία, που είναι ουσιαστικά ένας κοχλίας κινήσεως καταλλήλου σπειρώματος μίας η περισσότερων αρχών, ο οποίος συνεργάζεται με έναν οδοντωτό τροχό κατά τέτοιο τρόπο ώστε η συνεργασία τους μοιάζει με τον τρόπο εμπλοκής στη συνεργασία ενός κοχλία με το περικόχλιό του. Οι άξονες τους είναι συνήθως κάθετοι, αν και είναι δυνατόν να σχηματίζουν άλλη γωνία. Στο σύστημα αυτό ενδείκνυται για μεταφορά μεγάλων φορτίων και για μεγάλες σχέσεις μεταδόσεως, έως και 200 : 1. Ένα μοντέλο του συγκεκριμένου συστήματος παρατίθεται στο παρακάτω Σχήμα.5.5.



Σχήμα 5.5 . 3-D Μοντέλο συστήματος ατέρμονος κοχλία – οδοντωτού τροχού

5.2 Βασικός Νόμος οδοντώσεως

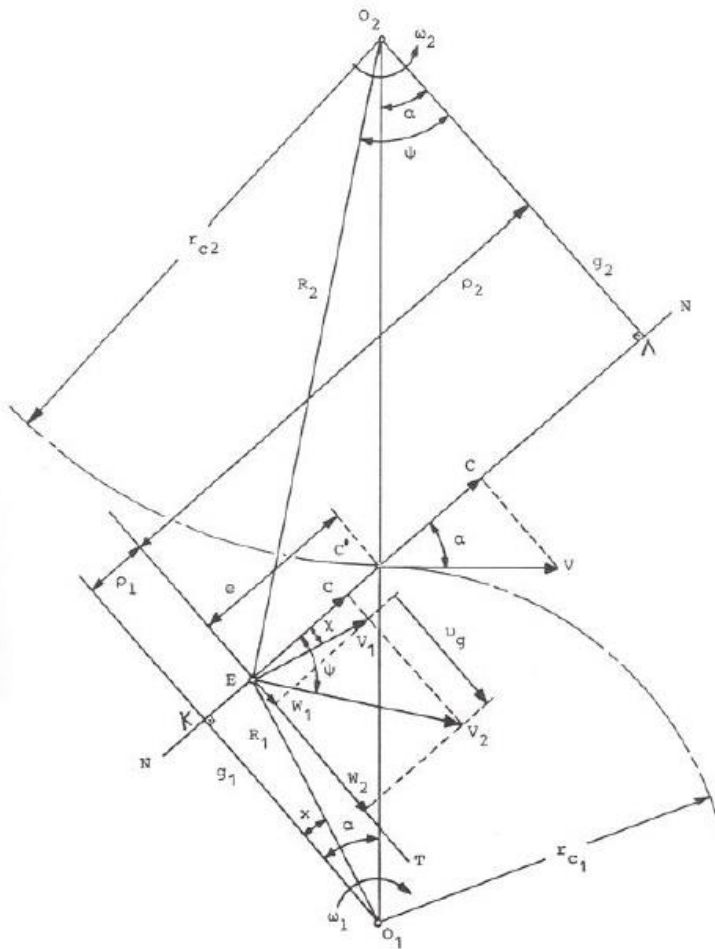
Οι συνεργαζόμενες κατατομές 1 και 2 του Σχήματος. 5.2 εφάπτονται σε κάποια χρονικό στιγμή στο σημείο E και περιστρέφονται η μεν 1 ως προς άξονα δια του σημείου O1 με γωνιακό ταχύτητα ω_1 η δε 2 ως προς άξονα δια του σημείου O2 με γωνιακό ταχύτητα ω_2 (Costopoulos [57])



Σχήμα 5.6 Συνεργαζόμενες κατατομές

Το σημείο επαφής E θεωρούμενο ως σημείο της κατατομής 1 έχει περιφερειακό ταχύτητα $V_1 = \omega_1 r_1$ και ως σημείο της κατατομής 2 έχει περιφερειακό ταχύτητα $V_2 = \omega_2 r_2$. Εάν $T - T$ είναι η κοινή εφαπτομένη των κατατομών στο σημείο E και $N - N$ η κοινό κάθετος αυτών στο ίδιο σημείο E , τότε οι προβολές C_1 και C_2 των V_1 και V_2 αντίστοιχα επί την $N - N$ πρέπει να είναι ίσες. Τούτο αποτελεί προϋπόθεση της συνεχούς επαφής των κατατομών, οι οποίες πρέπει να συνεχίσουν να έχουν συνεργασία εξασφαλίζουσα την ομαλή και χωρίς ολίσθηση κύλιση των αρχικών κύκλων των κατατομών.

Εάν η C_1 όταν μεγαλύτερη από την C_2 τότε η κατατομή με το σκληρότερο υλικό θα εισχωρούσε εντός της κατατομής με το μαλακότερο υλικό, ενώ εάν η C_2 όταν μεγαλύτερη από την C_1 τότε η κατατομή 2 θα απομακρυνόταν από την 1, δηλαδή θα έπαυε η επαφή και συνεπώς η συνεργασία των κατατομών. Αυτές οι δύο ανεπιθύμητες καταστάσεις αποφεύγονται από την συνθήκη $C_1 = C_2 = C$ από την οποία, από το Σχήμα 5.7 προκύπτει



Σχήμα 5.7 ο Βασικός Νόμος οδοντώσεως

$$C = V_1 \cos \chi = \frac{g_1}{R_1} V_1 = V_2 \sin \psi = \frac{g_2}{R_2} V_2 \quad (5.1)$$

από την οποία προκύπτει ότι :

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{R_2 g_1}{R_1 g_2} \quad (5.2)$$

Όμως $V_1 = \omega_1 r_1$ και $V_2 = \omega_2 r_2$ οπότε η (5.2) γίνεται:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{g_1}{g_2} \quad (5.3)$$

Εάν η κοινή κάθετος N – N των κατατομών στο σημείο επαφής E του Σχήματος 5.7 τέμνει την διάκεντρο O1O2 στο σημείο C', τότε από τις ομοιότητες των τριγώνων KC'O1 και LC'O2 θα είναι:

$$\frac{O_2 C'}{O_1 C'} = \frac{g_1}{g_2} \quad (5.4)$$

Από τον συνδυασμό των δύο τελευταίων σχέσεων (5.3) και (5.4) τελικά προκύπτει:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_2 C'}{O_1 C'} \quad (5.5)$$

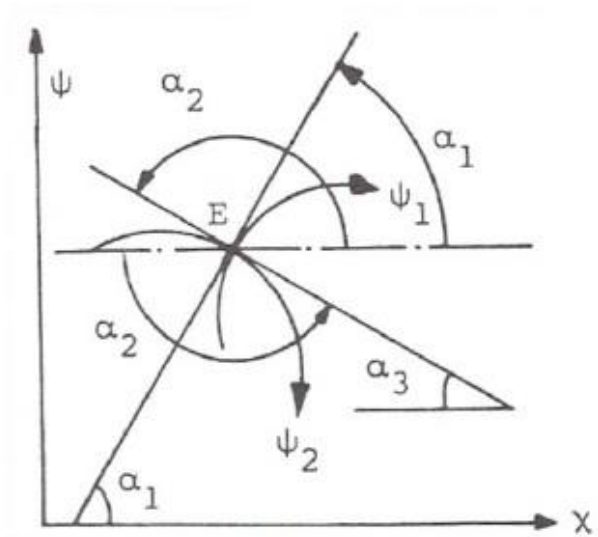
η οποία κανονικά ισχύει μόνο για ένα σημείο της διακέντρου, το οποίο δεν μπορεί να είναι άλλο από το σημείο επαφής των αρχικών κύκλων στην περίπτωση των κανονικών οδοντώσεων. Από τα παραπάνω, καθίσταται φανερό ότι το σημείο C' ταυτίζεται με το σημείο κυλίσεως C . Συνεπώς ο βασικός νόμος της συνεργασίας δύο κατατομών ή ο βασικός νόμος της οδοντώσεως μπορεί να διατυπωθεί ως εξής (Costopoulos [57]):

Για την ομαλή μετάδοση κινήσεως και μεταφορά ισχύος από τον κινητήριο στον κινούμενο οδοντωτό τροχό θα πρέπει σε κάθε σημείο επαφής των συνεργαζομένων κατατομών των οδόντων η κοινό κάθετος αυτών να διέρχεται από το σημείο κυλίσεως C . Αυτό εξασφαλίζει ομοιόμορφη μετάδοση κινήσεως και μεταφορά ισχύος από τον κινητήριο στον κινούμενο οδοντωτό τροχό, χωρίς ολίσθηση χωρίς ολίσθηση των αρχικών κύκλων, η οποία εάν υπήρχε θα προκαλούσε ανομοιομορφία της μεταδιδόμενης κινήσεως και δημιουργία αδρανειακών δυνάμεων επί των οδόντων.

Η ανυπαρξία ολίσθησεως των αρχικών κύκλων δεν συνεπάγεται και ανυπαρξία ολίσθησεως των κατατομών μεταξύ τους σε όλα τα σημεία επαφής, εκτός βεβαίως της περιπτώσεως που η επαφή των κατατομών γίνεται στο σημείο κυλίσεως.

Πολύ χρήσιμη και ενδιαφέρουσα είναι η μαθηματική διατύπωση του βασικού νόμου οδοντώσεως, όπως αυτό προκύπτει από την εφαρμογή των πιο κάτω απλών σχέσεων.

Στο Σχήμα 5.8 φαίνονται οι καμπύλες $\psi_1 = f(x)$ και $\psi_2 = \varphi(x)$ που είναι κάθετες στο σημείο E .



Σχήμα 5.8 Καμπύλες ψ_1 ψ_2 .

Από την γεωμετρική ερμηνεία της παραγώγου θα είναι:

$$\varepsilon\varphi\alpha_1 = \frac{df}{dx} > 0 \quad (5.6)$$

$$\varepsilon\varphi\alpha_2 = \frac{d\varphi}{dx} < 0 \quad (5.7)$$

Από τον τριγωνομετρικό κύκλο, Σχήματος 5.8, προκύπτει ότι:

$$\varepsilon\varphi\alpha_2 = -\varepsilon\varphi\alpha_3 \quad (5.8)$$

όμως

$$\varepsilon\varphi\alpha_3 = \varepsilon\varphi\alpha_1 \quad (5.9)$$

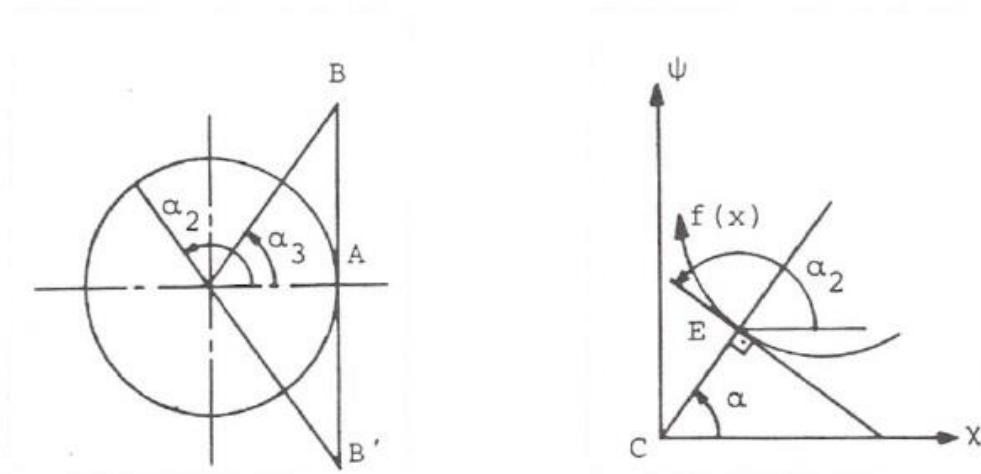
Από τα παραπάνω αποδεικνύεται εύκολα ότι:

$$\varepsilon\varphi\alpha_1 \varepsilon\varphi\alpha_2 = -1 \quad (5.10)$$

Με εφαρμογή του αποτελέσματος αυτού στην κατατομή $\psi = f(x)$, Σχήμα 5.9, όπου η αρχή C των αξόνων είναι το σημείο κυλίσεως του τροχού στον οποίο ανήκει η εν λόγω κατατομή, μπορούμε να γράψουμε για το σημείο E

$$\varepsilon\varphi\alpha = -\frac{1}{\varepsilon\varphi\alpha_2} = -\frac{dx}{df} \quad (5.11)$$

η οποία αποτελεί την μαθηματικό διατύπωση του βασικού νόμου των οδοντώσεων



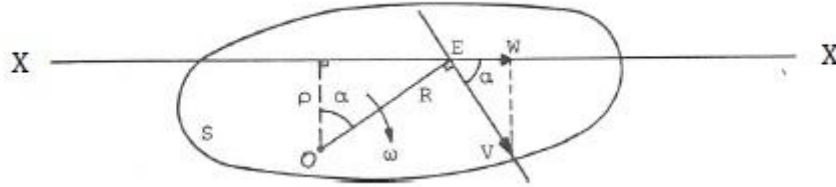
Σχήμα 5.9 Τριγωνομετρικός κύκλος (αριστερά) – Κατατομή $\psi = f(x)$,

5.3 Ταχύτητα Ολισθήσεως

Στο παρακάτω Σχήμα. 5.10 το στερεό S περιστρέφεται με γωνιακή ταχύτητα ω περί άξονα από το σημείο O. Η γραμμική ταχύτητα του σημείου E κατά την ευθεία X-X υπολογίζεται ως εξής (Costopoulos [57]):

$$V = \omega R \quad (5.12)$$

$$W = V \sigma \nu \alpha = \omega R \sigma \nu \alpha = \omega \rho \quad (5.13)$$



Σχήμα 5.10 Περιστροφική ταχύτητα στερεού S.

Χρησιμοποιώντας τη παραπάνω παρατήρηση στο Σχήμα. 5.7 του βασικού νόμου της οδοντώσεως προκύπτουν οι προβολές των περιφερειακών ταχυτήτων V_1 και V_2 επί την κοινό εφαπτομένη T-T των συνεργαζομένων κατατομών στο σημείο επαφής E, έχουμε

$$W_1 = \omega_1 \rho_1 \text{ και } W_2 = \omega_2 \rho_2 \quad (5.14)$$

ενώ η διαφορά των ταχυτήτων ορίζεται ως ταχύτητα ολισθήσεως:

$$u_g = W_1 - W_2 = \omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2 \quad (5.15)$$

που είναι η σχετική ταχύτητα με την οποία, στο σημείο E, η κατατομή 1 κινείται ως προς την κατατομή 2. Παρατηρώντας το Σχήμα. 5.7 μπορούμε να γράψουμε

$$e = KC - \rho_1 = \rho_2 - LC \quad (5.16)$$

από τις οποίες η (5.14) γίνεται:

$$u_g = (\omega_1 KC - \omega_2 LC) - (\omega_1 + \omega_2)e \quad (5.17)$$

Με εφαρμογή του βασικού νόμου της οδοντώσεως και από την ομοιότητα των τριγώνων KCO1 , KCO2 προκύπτει:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{CO_2}{CO_1} = \frac{AC}{KC} \rightarrow \omega_1 KC = \omega_2 AC \quad (5.18)$$

με βάση την οποία η εξ. (5.17) γράφεται

$$u_g = -(\omega_1 + \omega_2)e \quad (5.19)$$

όπου e είναι η απόσταση του σημείου επαφής E από το σημείο κυλίσεως C . Για την περιφερειακό ταχύτητα V_C του σημείου C , εφόσον ακολουθείται ο βασικός νόμος της οδοντώσεως, ισχύει:

$$V_C = \omega_1 r_{C1} = \omega_2 r_{C2} \quad (5.20)$$

από τις οποίες η (2.19) γίνεται:

$$\frac{u_g}{V_C} = -e \left(\frac{1}{r_{C1}} + \frac{1}{r_{C2}} \right) \quad (5.21)$$

Για το σημείο E που εξετάστηκε, θεωρούμενο ως σημείο της κατατομής που περιστρέφεται περί το $O1$ και το οποίο βρίσκεται στην κατατομή ποδός κάθε σημείο της οποίας έχει ακτίνα $R1 < r_{C1}$, ισχύει το αρνητικό πρόσημο της ταχύτητας ολισθήσεως, όπως ορίστηκε παραπάνω. Στο σημείο κυλίσεως C είναι $e = 0$, οπότε $u_g = 0$, όπως εξ άλλου αναμενόταν από την διατύπωση του βασικού νόμου της οδοντώσεως, για ομαλό και χωρίς ολίσθηση μετάδοσης κινήσεως και μεταφοράς ισχύος. Όταν το σημείο E γίνει σημείο της κατατομής κεφαλής, για την οποία $R1 > r_{C1}$, οπότε και η επαφή των κατατομών, για την διάταξη του Σχήματος 5.7 του βασικού νόμου οδοντώσεως, θα γίνεται δεξιά της διακέντρου $O1O2$, τότε θα ισχύει για την ταχύτητα ολισθήσεως:

$$\frac{u_g}{V_C} = +e \left(\frac{1}{r_{C1}} + \frac{1}{r_{C2}} \right) \quad (5.22)$$

5.4 Συνεργαζόμενες Κατατομές

Η ομοιόμορφη μετάδοση κινήσεως και μεταφορά ισχύος από τον κινητήριο στον κινούμενο οδοντωτό τροχό εξασφαλίζεται με τον βασικό νόμο της οδοντώσεως, κατά τον οποίο οι συνεργαζόμενες κατατομές των οδόντων πρέπει να είναι τέτοιες ώστε η κοινή κάθετος των κατατομών στο τυχόν σημείο επαφής τους να διέρχεται από το σημείο κυλίσεως του τροχών (Costopoulos [57], Buckingham [61]). Με βάση αυτόν τον νόμο και με δεδομένη την γεωμετρία της μίας κατατομής, αποδεικνύεται παρακάτω ότι μπορεί να βρεθεί η γεωμετρία της άλλης κατατομής. Οι κατατομές αυτές λέγονται συνεργαζόμενες με την έννοια ότι κατά την συνεργασία τους ακολουθούν τον βασικό νόμο της οδοντώσεως. Η αναζήτηση των αποδοτικότερων συνεργαζομένων κατατομών αποτέλεσε πάντοτε ένα από τα βασικότερα αντικείμενα της θεωρίας των οδοντώσεων. Έτσι έχουν χρησιμοποιηθεί ως κατατομές οδόντων διάφορες καμπύλες, όπως είναι η εξειλιγμένη καμπύλη, τόξα κύκλου, οι διάφορες κυκλοειδείς καμπύλες (ορθοκυκλοειδής, επικυκλοειδής, περικυκλοειδής, υποκυκλοειδής), σπείρα, και άλλες, αρκεί να ακολουθείται ο βασικός νόμος της οδοντώσεως. Η μέθοδος που ακολουθείται μπορεί να είναι γραφικό όπου ακολουθείται η κατασκευή Relaux ή αναλυτικό που βασίζεται στη γενικευμένη θεωρία οδοντώσεως, της οποίας οι βάσεις τέθηκαν από τον E. Buckingham (Buckingham [61]).

Στην παρόν εργασία σχεδιασμός όλων των ελικοειδών οδοντωτών τροχών πραγματοποιείται δια εξειλιγμένης.

5.5 Σχέση Μετάδοσης – Απόστασης Αξόνων

Από κινηματικής πλευράς δύο συνεργαζόμενοι μετωπικού οδοντωτού τροχού ισοδυναμούν με δύο κυλινδρικούς τροχούς χωρίς οδόντες, που έχουν ως άξονες περιστροφής τους ίδιους τους άξονες των οδοντωτών τροχών. Όταν οι δύο αυτού κυλινδρικού τροχού κυλίνονται ο ένας επί του άλλου χωρίς ολίσθηση, τότε οι περιφερειακές του ταχύτητες στις κυλιόμενες επιφάνειες είναι ίσες, πράγμα το οποίο σημαίνει ότι ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας ω_1 της κινητήριας ατράκτου προς την γωνιακή ταχύτητα ω_2 της κινουμένης ατράκτου ισούται με τον λόγο της ακτίνας r_2 του τροχού 2 προς την ακτίνα r_1 του τροχού 1, δηλαδή:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (5.23)$$

όπως προκύπτει από την περιφερειακή ταχύτητα που είναι κοινό για τους τροχούς 1 και 2, δηλαδή:

$$V_1 = \omega_1 r_1 = V_2 = \omega_2 r_2 \quad (5.24)$$

Ο λόγος της εξ. (5.23) ονομάζεται σχέση μεταδόσεως της βαθμίδας και μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} \quad (5.25)$$

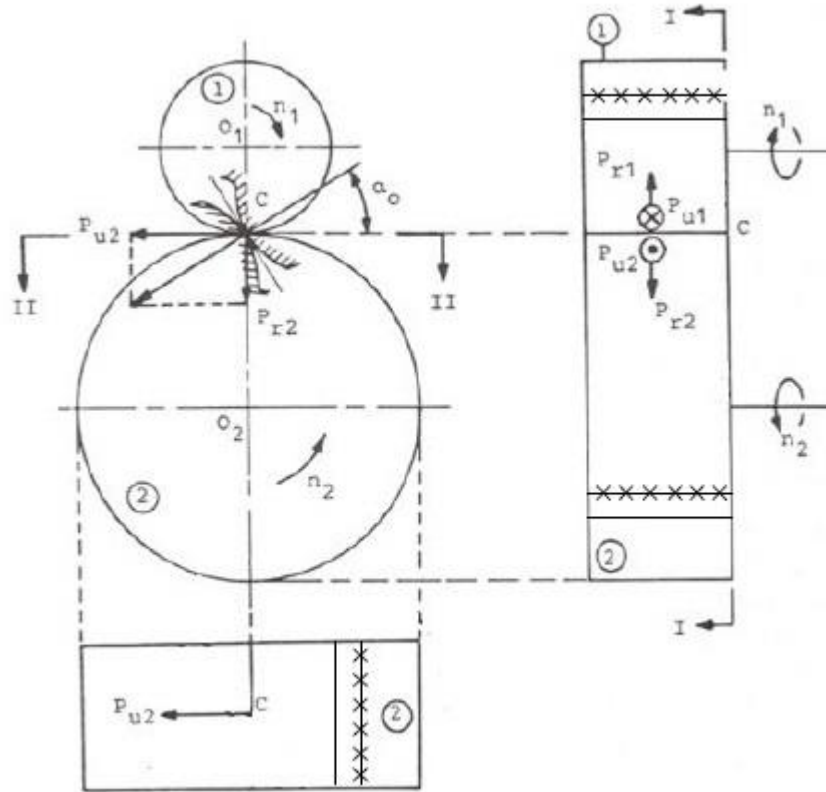
Εάν Z_1 και Z_2 είναι οι αριθμοί οδόντων δύο συνεργαζομένων τροχών με ευθείς οδόντες, η απόσταση αξόνων των τροχών αυτών βρίσκεται από την σχέση:

$$a_{12} = r_{o1} + r_{o2} = (1 + i_{12}) \frac{mZ_1}{2} \quad (5.26)$$

5.6 Ικανότης Μετωπικών Τροχών Για Μεταφορά Ισχύος

Φόρτιση των Οδοντωτών Τροχών

Στο Σχήμα 5.11 οι τροχοί της βαθμίδας είναι μετωπικοί με ευθεία οδόντωση δι' εξειλιγμένης. Η ολική δύναμη P που ασκείται στον οδόντα του τροχού 2, επί της γραμμής ενεργείας, αναλύεται σε δύο συνιστώσες, την ακτινική Pr_2 και την περιφερειακή Pu_2 (Costopoulos [57]). Οι δυνάμεις αυτές αναφέρονται στο σημείο κλίσεως C . Στον τροχό 1 ασκούνται οι δυνάμεις Pu_1 , Pr_1 , που λόγω της αρχής δράσης = αντίδραση είναι ίσες και αντίθετες με τις αντίστοιχες δυνάμεις του τροχού 2. Επομένως θα λέγεται ότι στο σημείο κλίσεως της βαθμίδας ασκούνται οι δυνάμεις Pu , Pr και θα εννοούντε ότι αυτές οι δυνάμεις ασκούνται σε καθεμία από τις συνεργαζόμενες κατατομές.



Σχήμα 5.11 Δυνάμεις επί των οδόντων

Στην επάνω δεξιά θέση του Σχήματος 5.11 φαίνονται οι εργαζόμενες πλευρές των οδόντων που συνεργάζονται στο σημείο κυλίσεως C. Η όψη I – I είναι η μετωπική τομή των τροχών και η όψη II – II εξετάζει τον τροχό 2. Εάν υποθεθεί ότι η προς μεταφορά (μέσω της βαθμίδας) ισχύς είναι N με n1 στροφές (ανά μονάδα χρόνου) του πινιόν, τότε η στρεπτική ροπή στο πινιόν θα είναι:

$$M_{d1} = \frac{N}{\omega_1} \quad (5.27)$$

Όπου $\omega_1 = 2\pi n_1$ είναι η γωνιακή ταχύτητα του πινιόν.

Ο παρακάτω τύπος χρησιμοποιείται με επιτυχία για τον υπολογισμό της στρεπτικής ροπής:

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} \quad (5.28)$$

όπου

- M_d η στρεπτική ροπή του τροχού ($Kp \cdot cm$)
- N η ισχύς που μεταφέρεται από την βαθμίδα (PS)
- n ο αριθμός στροφών του τροχού (rpm)

Η περιφερειακή δύναμη που θα αναπτυχθεί στην βαθμίδα δύνεται από τη σχέση:

$$P_u = \frac{2 M_{d1}}{d_{o1}} = \frac{2 M_{d2}}{d_{o2}} \quad (5.29)$$

όπου

d_{o1}, d_{o2} η διάμετρος του αρχικού κύκλου των τροχών 1 και 2 αντίστοιχα

Η ακτινική δύναμη προκύπτει από την όψη I – I μέσω της γωνίας α_o ως εξής:

$$P_r = P_u \tan \alpha_o \quad (5.30)$$

Η συνολική δύναμη P που ασκείται στον τροχό δύνεται από την παρακάτω σχέση.

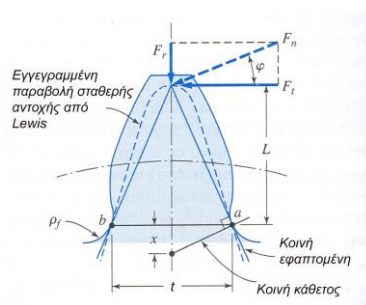
$$P = \sqrt{P_u^2 + P_r^2} \quad (5.31)$$

και με αντικατάσταση των (5.29) και (5.30) στη παραπάνω (5.31) προκύπτει η τελική σχέση της συνολικής δύναμης P:

$$P = \sqrt{\left(\frac{2 M_{d1}}{d_{o1}}\right)^2 + \left(\frac{2 M_{d1}}{d_{o1}} \tan \alpha_o\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2 M_{d2}}{d_{o2}}\right)^2 + \left(\frac{2 M_{d2}}{d_{o2}} \tan \alpha_o\right)^2} \quad (5.32)$$

5.7 Υπολογισμός της Θέσης Εμφάνισης της Επικίνδυνης Διατομής Ποδός

Οι αναπτυσσόμενες καμπτικές τάσεις στο δόντι κατά την φόρτισή του υπολογίστηκαν από τον Lewis το 1893, θεωρώντας το δόντι καμπτόμενη δοκό με μεταβλητό ύψος. Πιο συγκεκριμένα ο Lewis δέχθηκε ότι το δόντι έχει σχήμα μιας παραβολής, σταθερής τάσης, η οποία είναι εγγεγραμμένη στην κατατομή της εξελιγμένης του δοντιού. Η παραβολή αυτή εφάπτεται των ακτίνων καμπυλότητας της βάσης του δοντιού στα σημεία a και b και έχει κορυφή το σημείο που τέμνεται η F_n με την γραμμή συμμετρίας του δοντιού. Αν το πάχος του δοντιού είναι b , τότε η ορθή λόγω κάμψης τάση στη βάση του δοντιού είναι:



Σχήμα 5.12 Κάμψη μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά Lewis.

$$\sigma = \frac{M_t c}{I} = \frac{(F_t L) \left(\frac{t}{2}\right)}{\left(\frac{bt^3}{12}\right)} = \frac{6F_t L}{bt^2} \quad (5.33)$$

Οι θλιπτικές τάσεις που αναπτύσσονται στο δόντι λόγω της δύναμης F_t αγνοούνται λόγω του μικρού μεγέθους συγκριτικά με τις καμπτικές τάσεις. Από τα όμοια ορθογώνια τρίγωνα προκύπτει:

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad (5.34)$$

και λύνοντας ως προς F_t προκύπτει

$$F_t = \sigma b \frac{t^2}{6L} = \sigma b \left(\frac{2x}{3p} \right) p \quad (5.35)$$

Ορίζοντας $y = 2x / 3 p$ ως τον συντελεστή Lewis (ο οποίος έχει υπολογιστεί και παρουσιάζεται στον πίνακα 5.1 και επειδή $p = \pi m$ ($m = \text{module}$) λαμβάνουμε

$$F_t = \sigma b \pi y m / k_f \quad (\text{Εξίσωση Lewis})$$

Αριθμός δοντιών	Φορτίο στην κεφαλή								Φορτίο στη μέση			
	14.5 °		20 °		20 ° βαθιά		25 °		14.5 °		20 °	
	Υ=πυ	γ	Υ=πυ	γ	Υ=πυ	γ	Υ=πυ	γ	Υ=πυ	γ	Υ=πυ	γ
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.132
13	0.223	0.071	0.264	0.084	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.132	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.166
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.117	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.176
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.131	0.396	0.126	0.509	0.162	0.572	0.182
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.132	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.185
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.134	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.188
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.102	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.176	0.611	0.194
32	0.322	0.102	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.138	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.176	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.145	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.145	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.208
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.181	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.149	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.213
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.216
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.230
70	0.360	0.115	0.429	0.137	0.493	0.157	0.501	0.159	0.610	0.194	0.728	0.232
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.234
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.238
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.248
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.173	0.640	0.204	0.787	0.251
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255
Κανόνας	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

Πίνακας 5.1 Συντελεστής Lewis

5.8 Επιφανειακή αντοχή μετωπικών τροχών κατά Buckingham

Οι τάσεις επαφής κατά Hertz, στην διεπαφή δύο οδοντωτών τροχών, υπολογίζονται από την σχέση

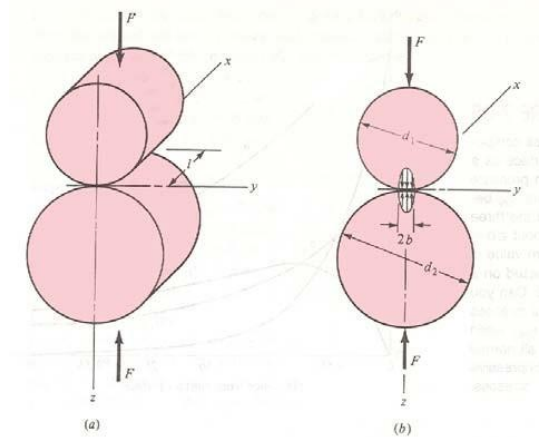
$$\sigma = \sqrt{\frac{F \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{\pi L \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]}} \quad (5.35)$$

$$R_1 = r_1 \sin \varphi$$

Και

$$R_2 = r_2 \sin \varphi$$

$$\sigma = S_e \quad F = F_w \quad v = 0.3 \quad L = b$$



Σχήμα 5.13 Επιφανειακή πίεση σε οδοντωτούς τροχούς

$$F_w = \frac{S_e^2 b \sin \varphi \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{0.35 * 2 * \left(\frac{d_1 + d_2}{d_1 d_2} \right)} \quad (5.36)$$

Αν

$$K = \frac{S_e^2 * \sin \varphi}{1.4} \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \text{ και } Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} \quad (5.37)$$

$$F_w = d_1 b Q K$$

(Εξίσωση Buckingham)

5.9 Σχεδιασμός Βαθμίδων Οδοντωτών Τροχών με τη Χρήση του Λογισμικού KISSoft AG

Για τις σχέσεις μετάδοσης που υπολογίστηκαν στο 3^ο Κεφάλαιο γίνεται σχεδιασμός όλων των βαθμίδων του κιβωτίου ταχυτήτων και υπολογισμός όλων των γεωμετρικών μεγεθών. Όλοι οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν με την μέθοδο ISO 6336:2006 Method B. Για υλικό κατασκευής επιλέχθηκε 18CrNiMo7-6 (Πίνακας 5.2). Στο αντίστοιχο παράρτημα δίνονται αναλυτικά τα αποτελέσματα όλων των υπολογισμένων παραμέτρων. Παρακάτω δίνονται μερικά από αυτά όπως αναπτυσσόμενες τάσεις, συντελεστές ασφαλείας για scuffing, απώλεια ισχύος, αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες κατά την επαφή.

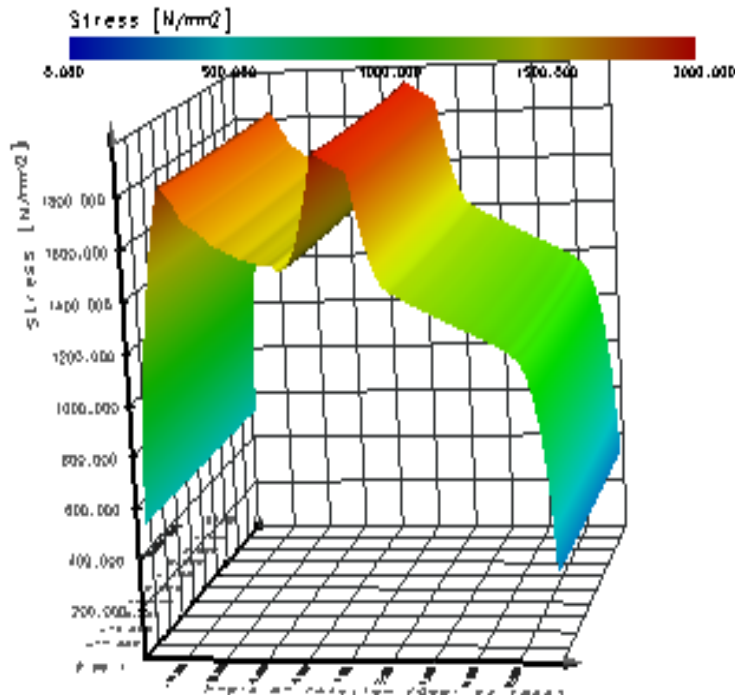
TYPICAL MECHANICAL PROPERTIES – Quenched and Tempered at 200°C

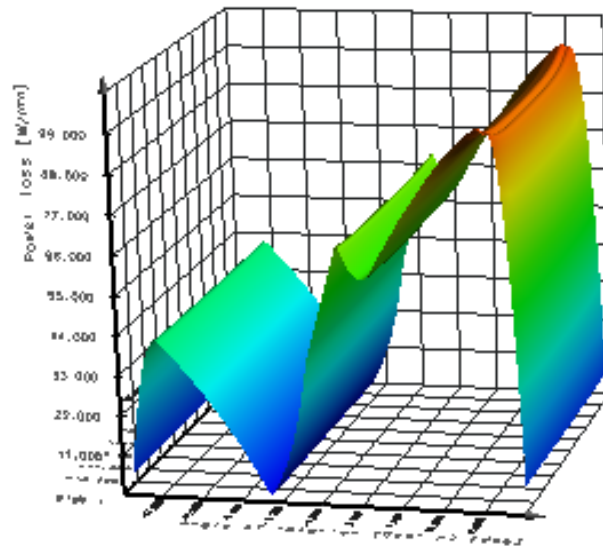
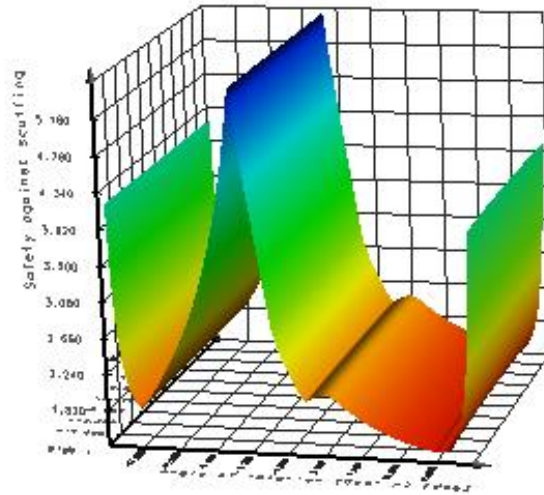
Section mm	Yield Strength MPa	Tensile Strength MPa	Elongation %	Impact Izod J	Hardness HB
25	1050	1295	14	45	380
50	950	1160	15	51	340
100	815	1010	16	53	300

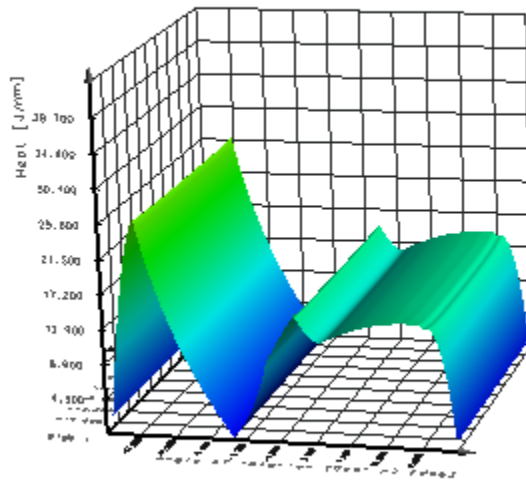
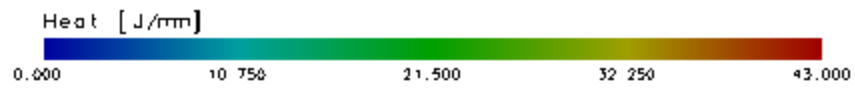
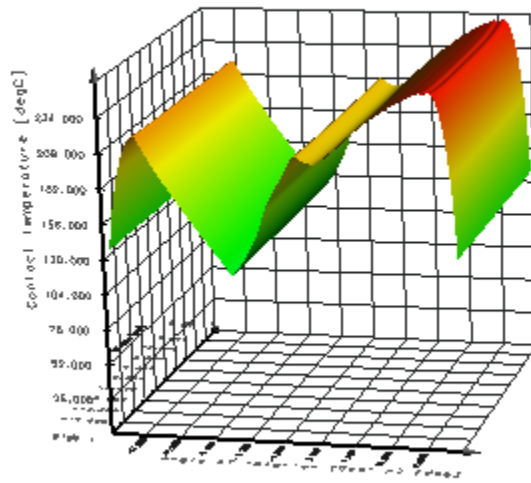
Typical Mechanical Properties for guidance only

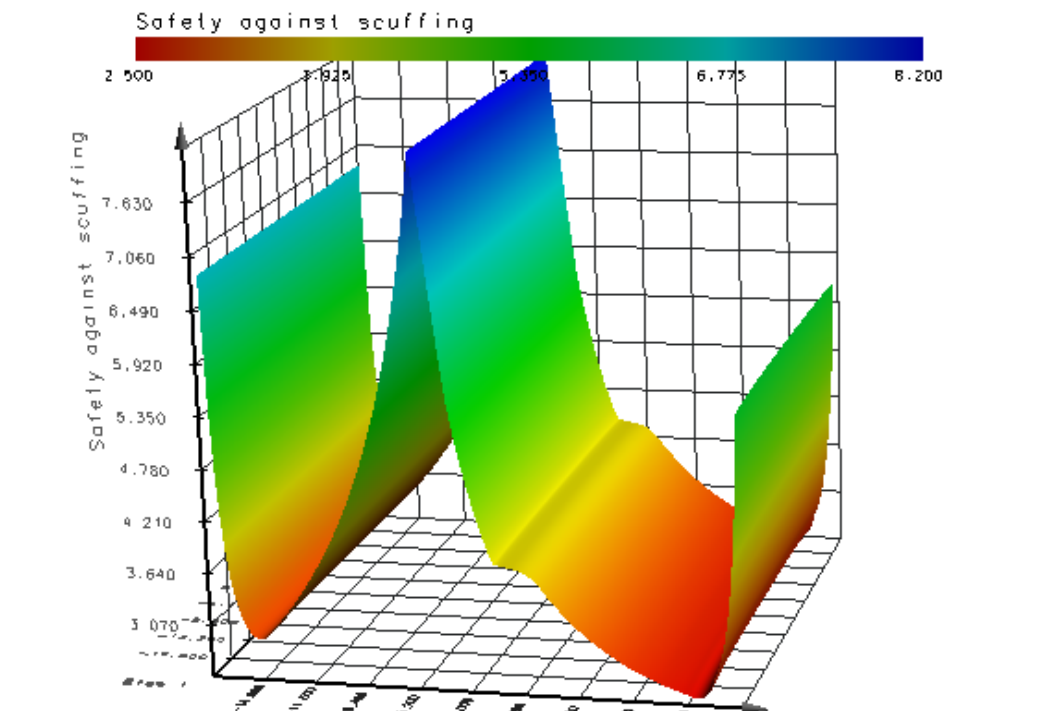
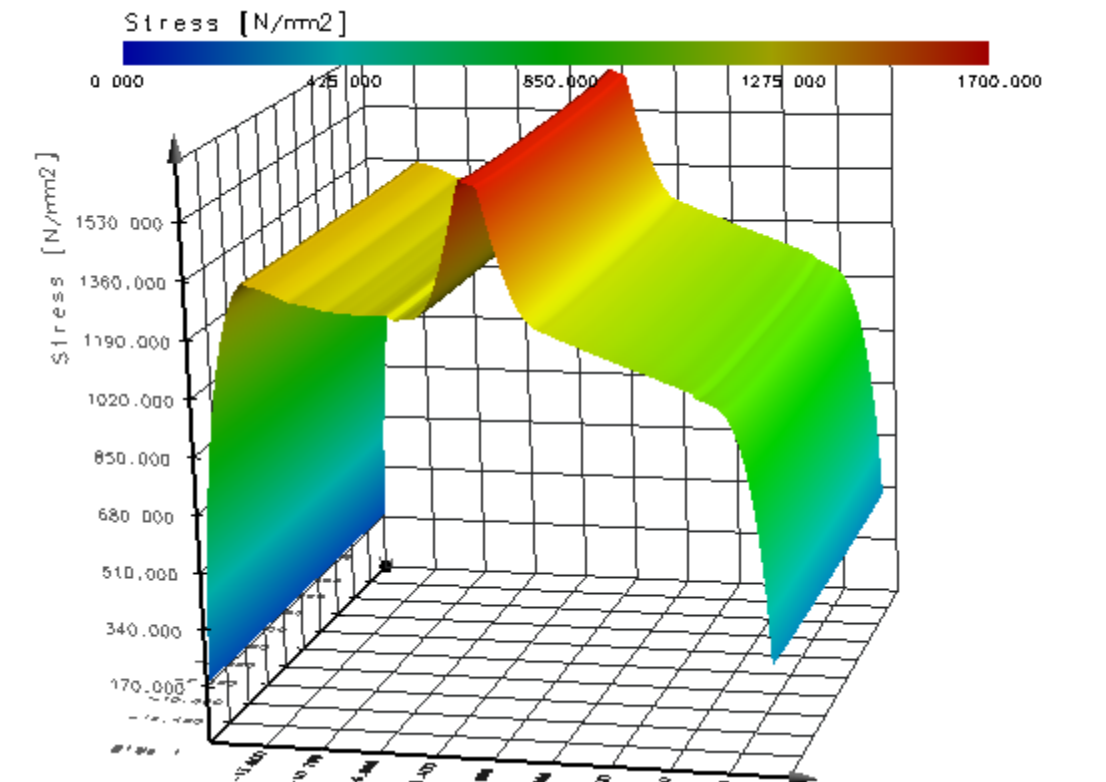
Πίνακας 5.2 Ιδιότητες Υλικού κατασκευής

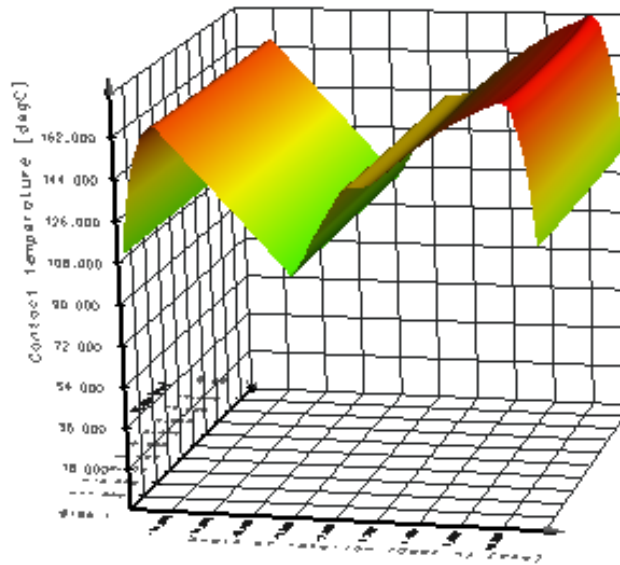
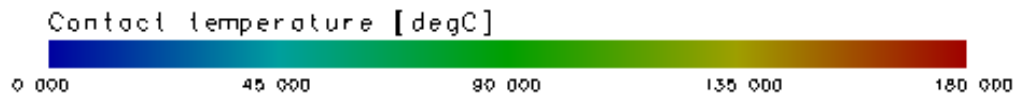
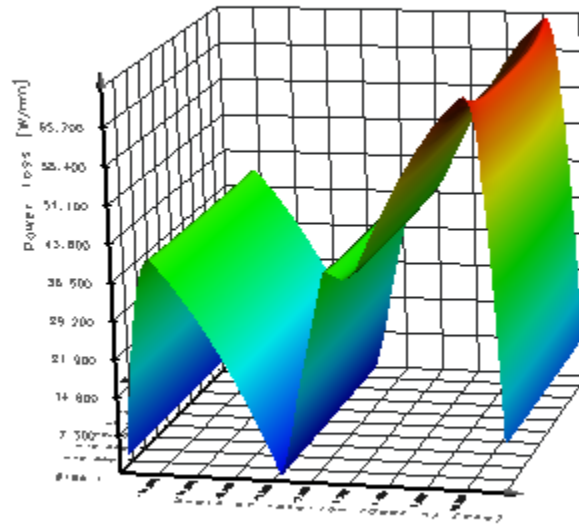
Βαθμίδα 1

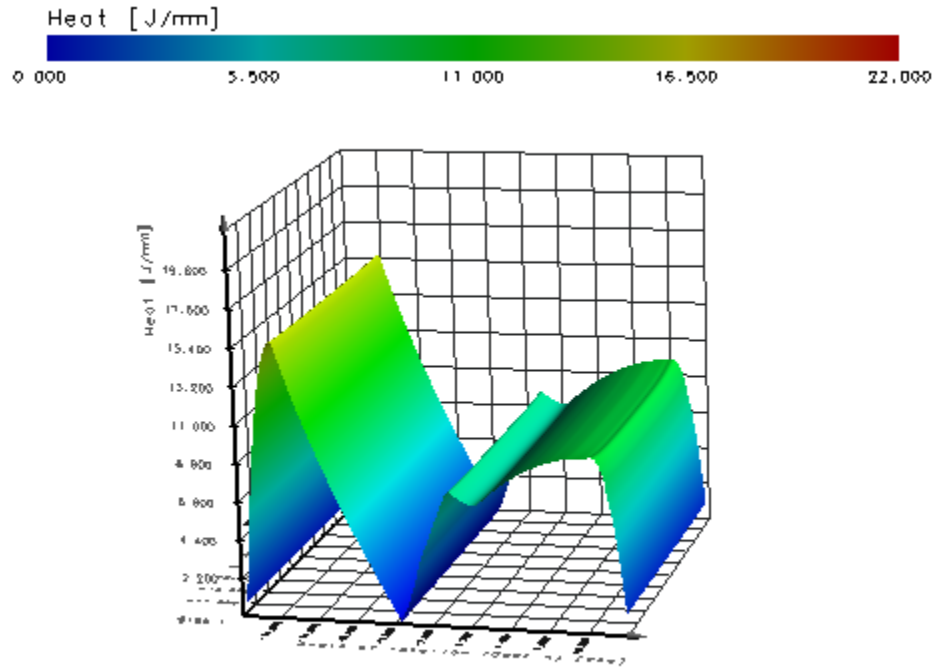




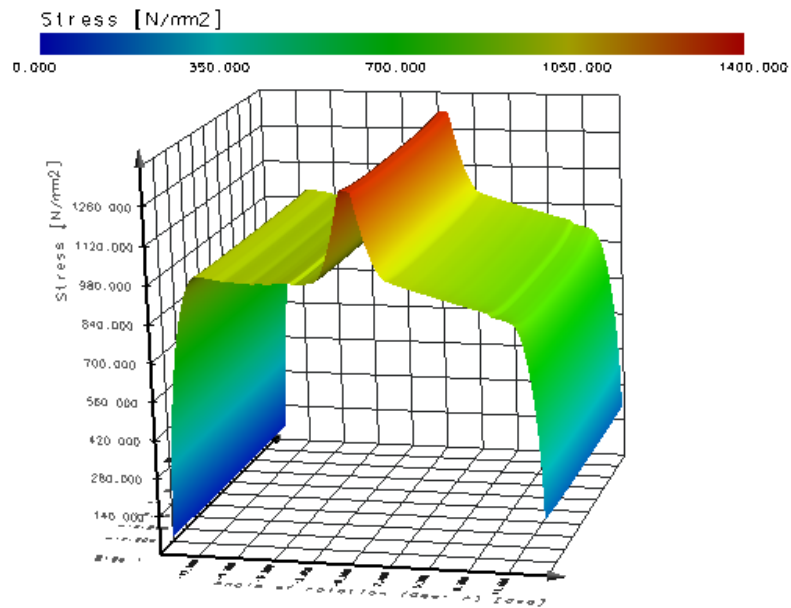


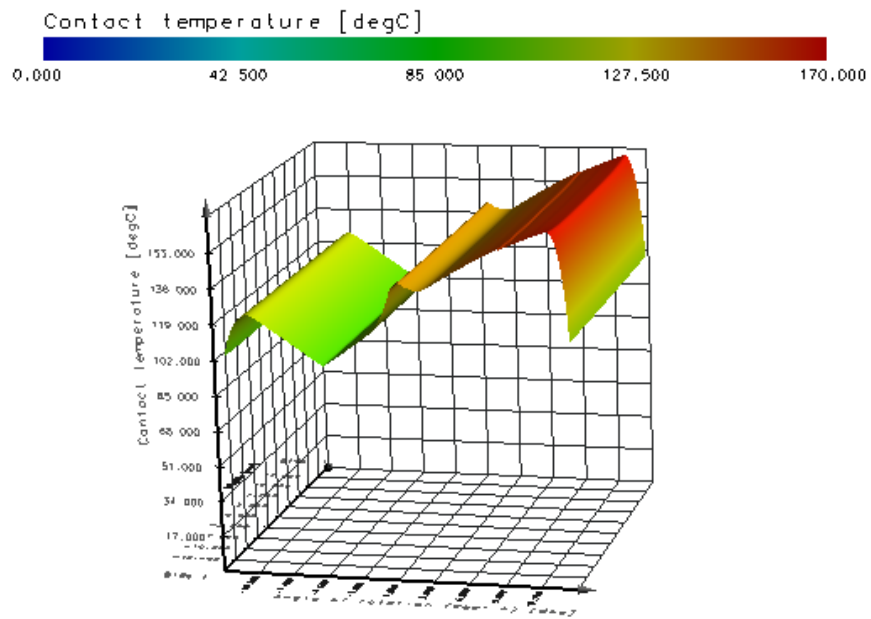
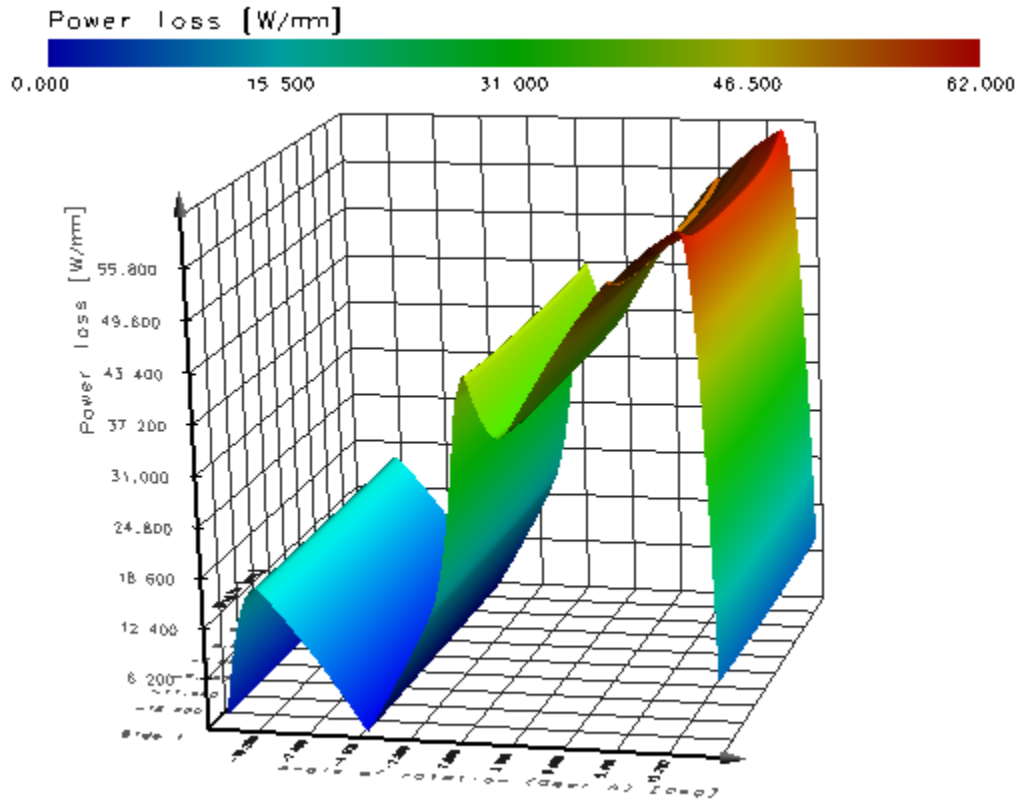
Βαθμίδα 2

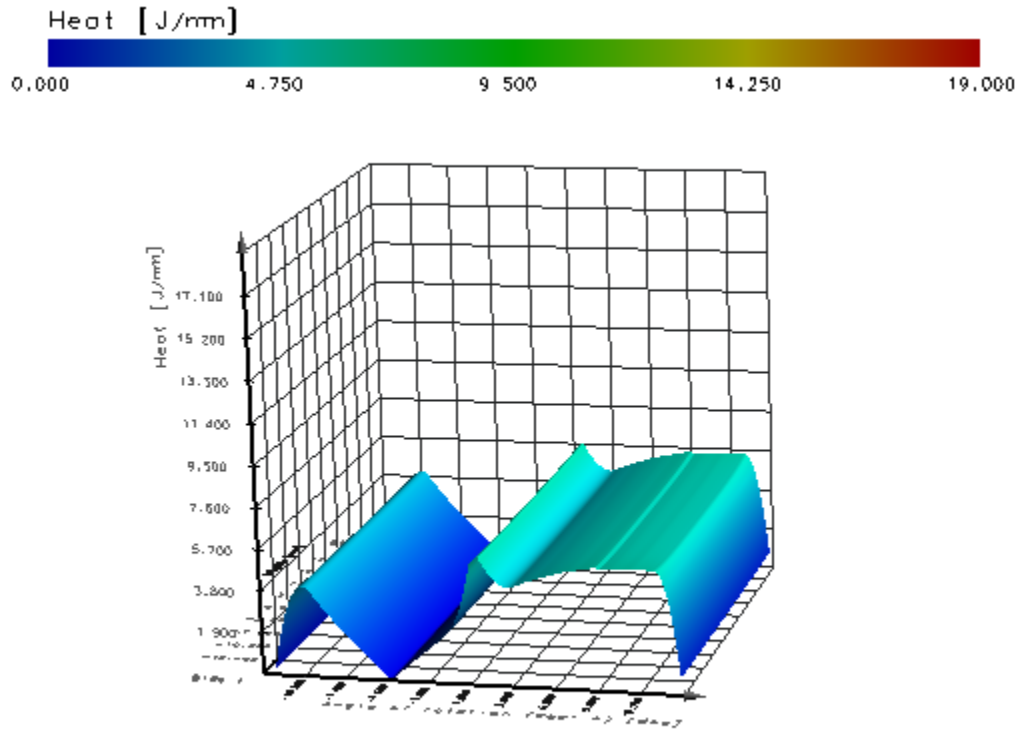




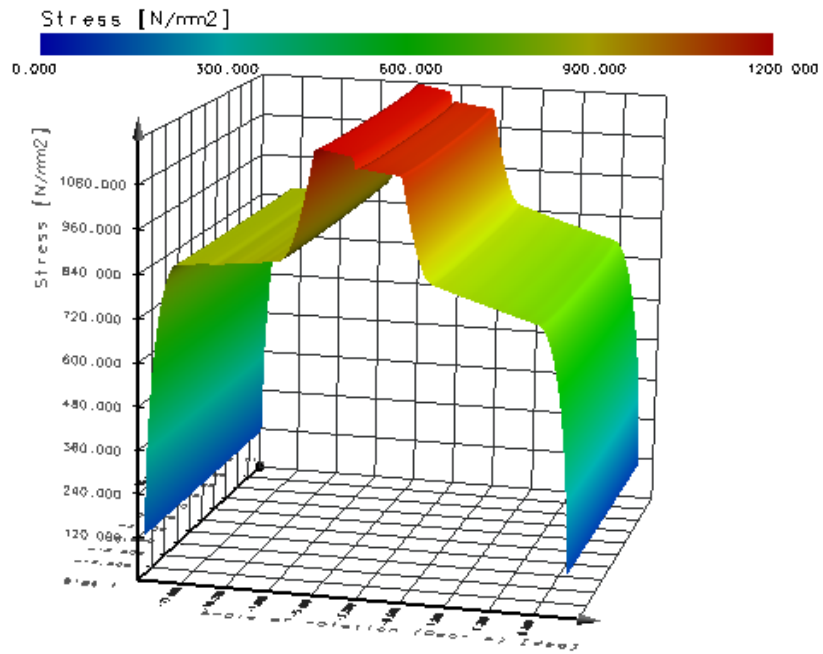
Βαθμίδα 3

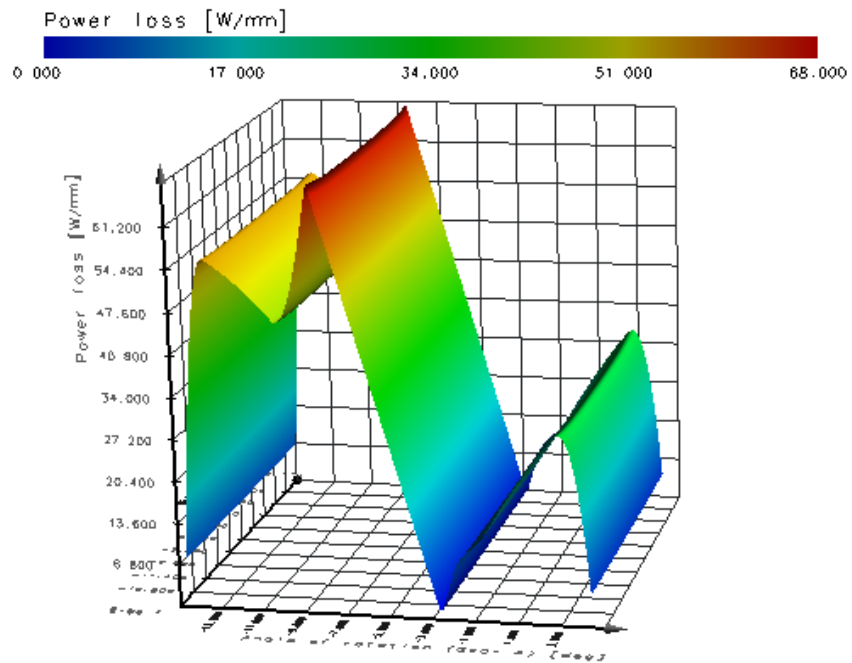
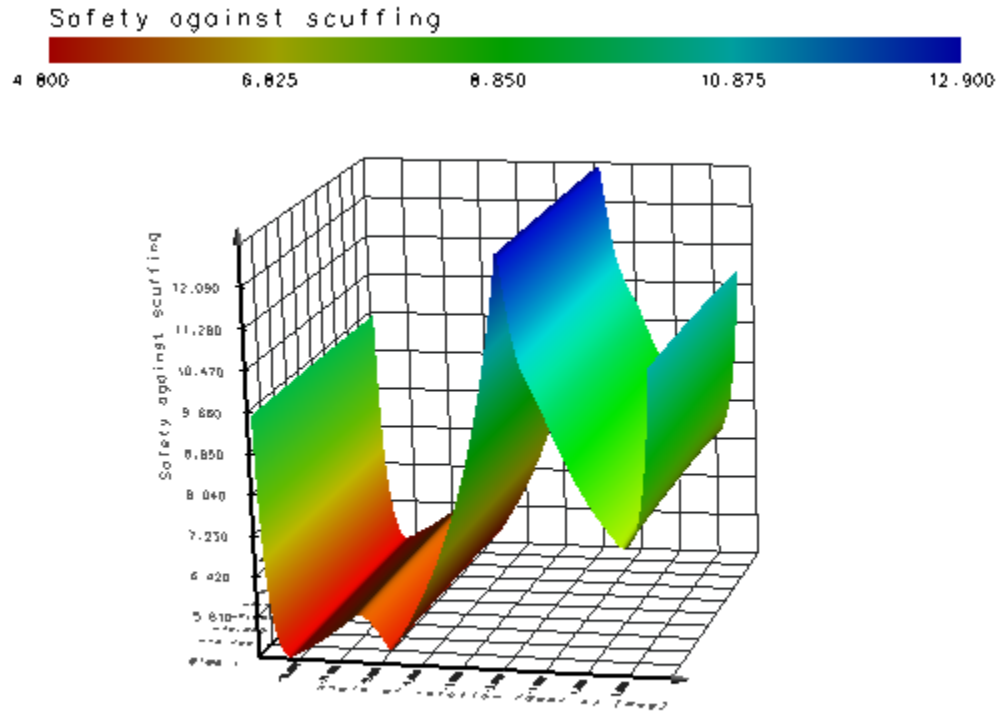


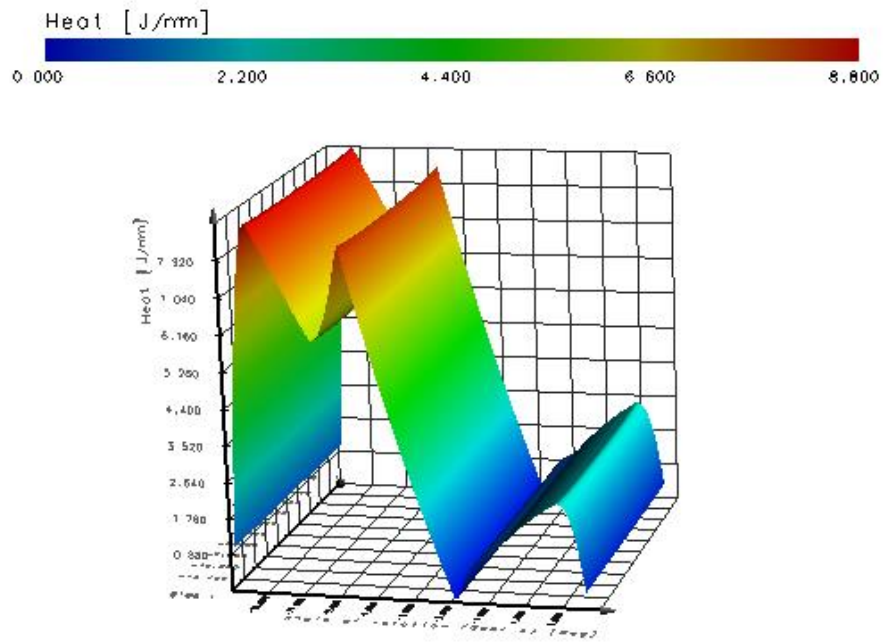
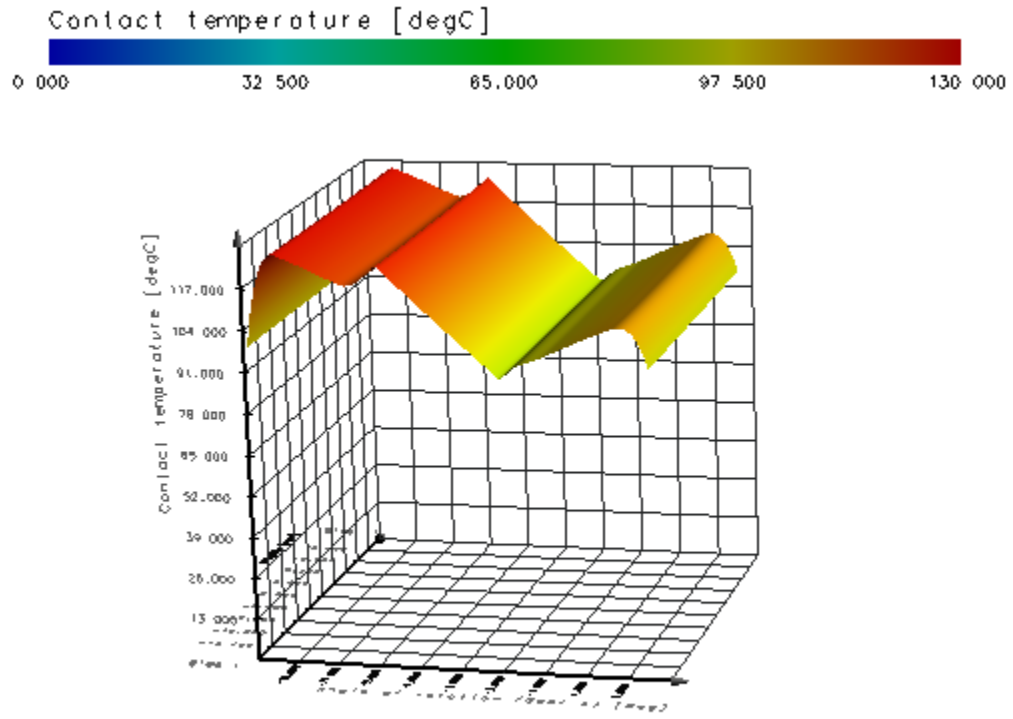


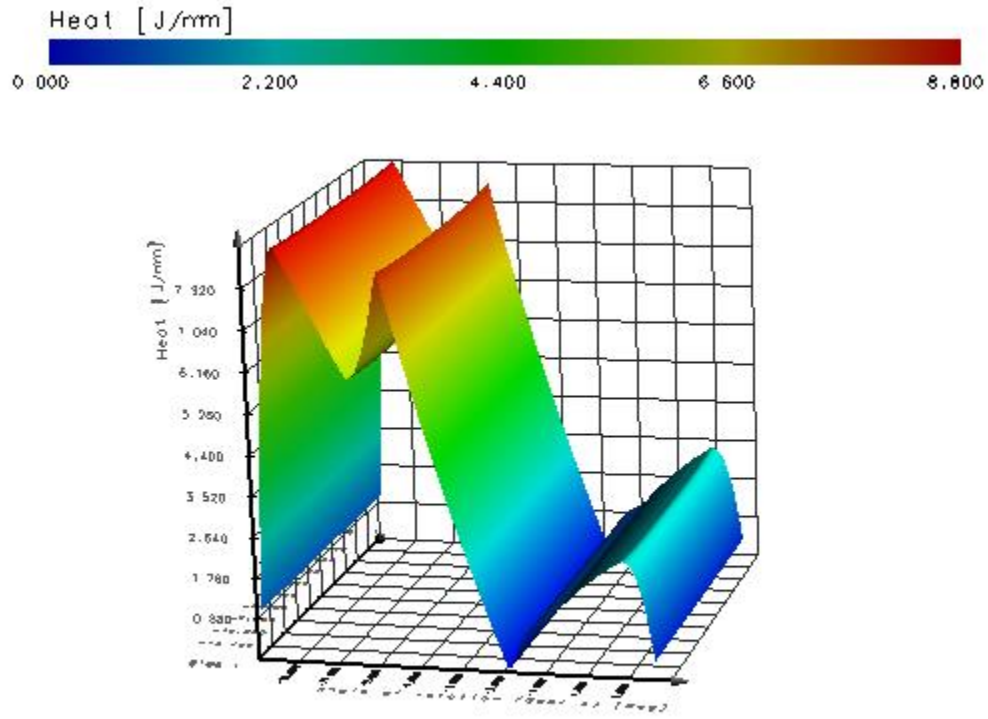


Βαθμίδα 4

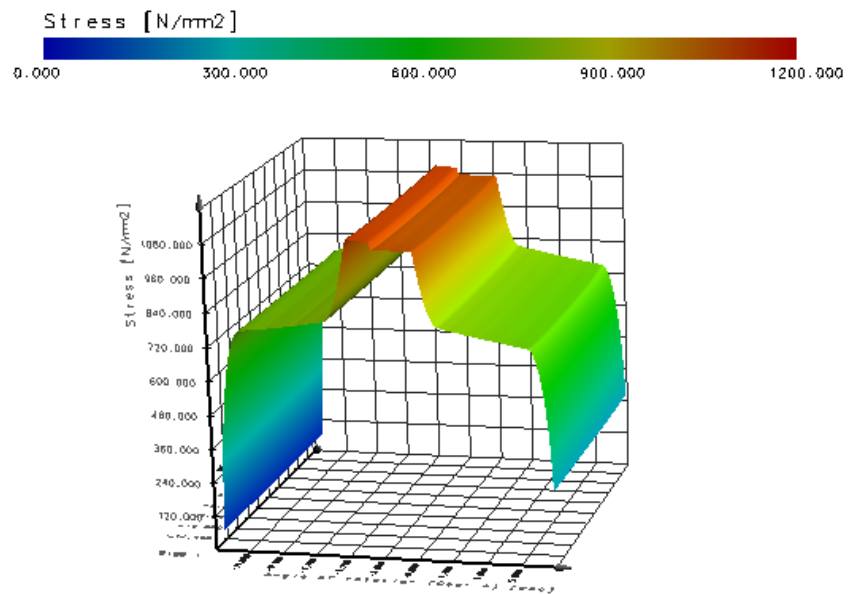


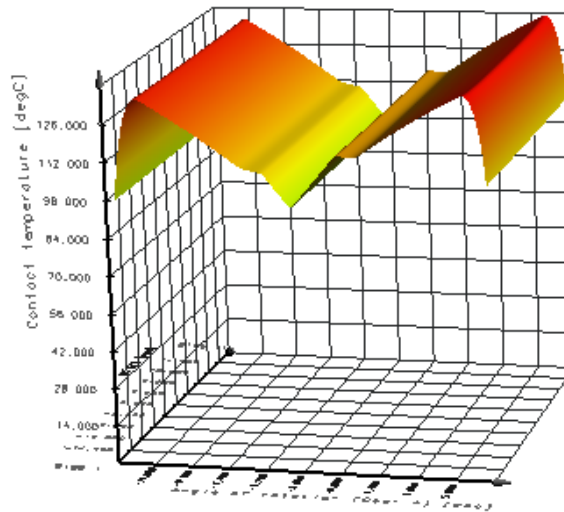
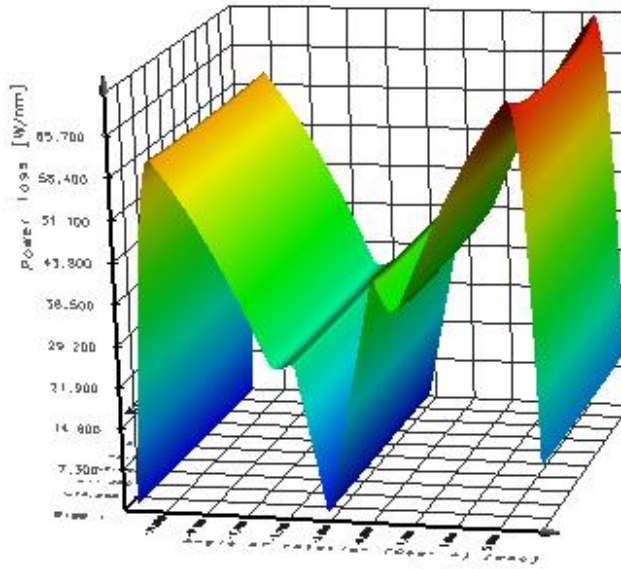


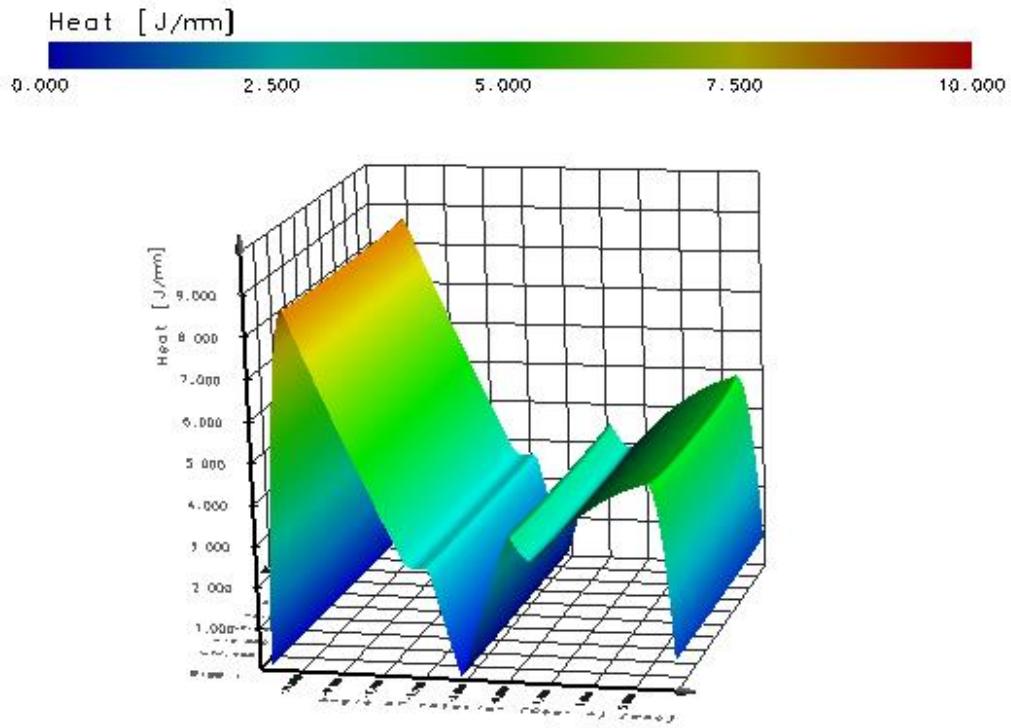




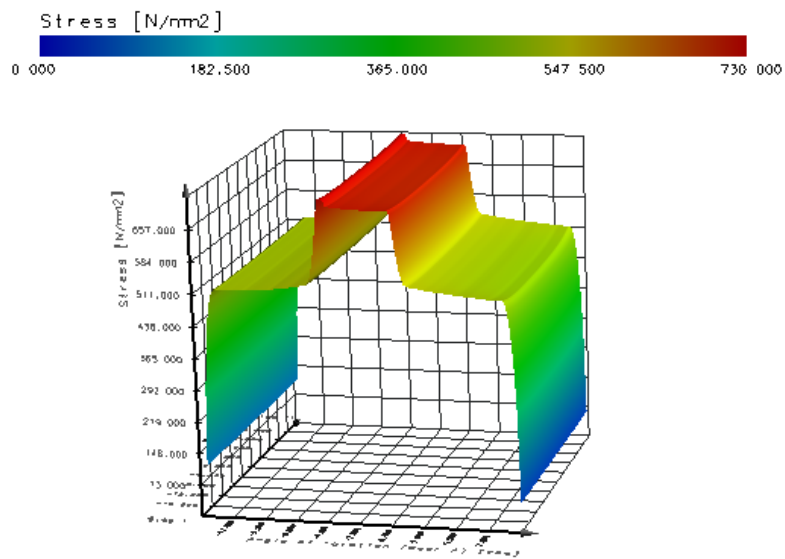
Βαθμίδα 5

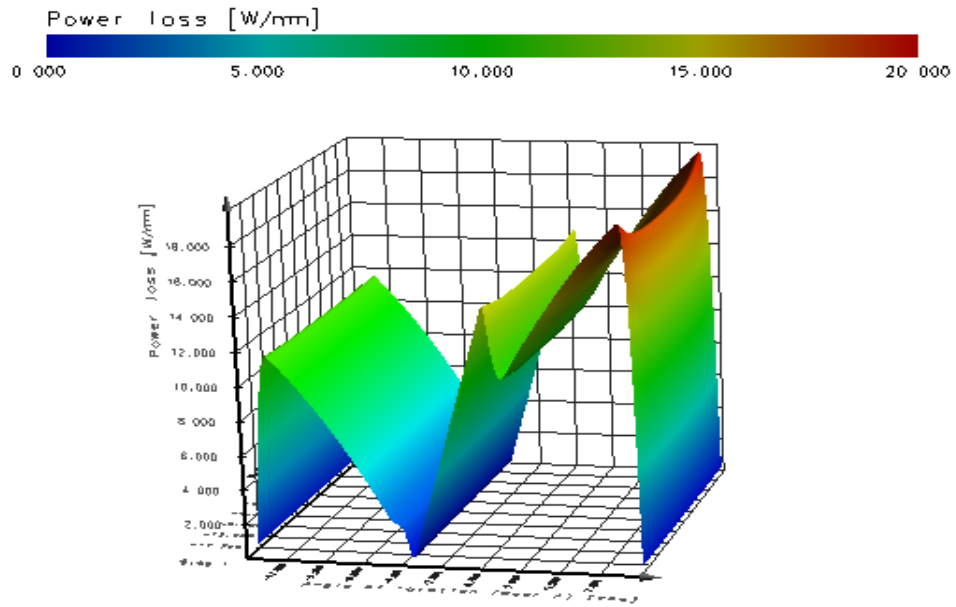
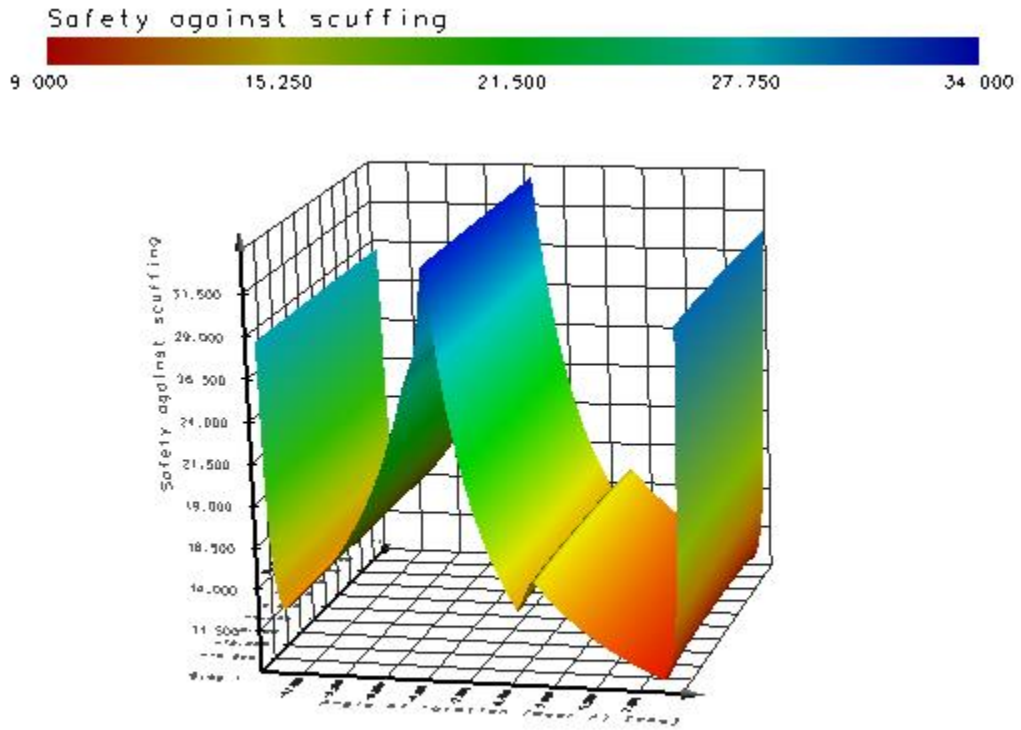


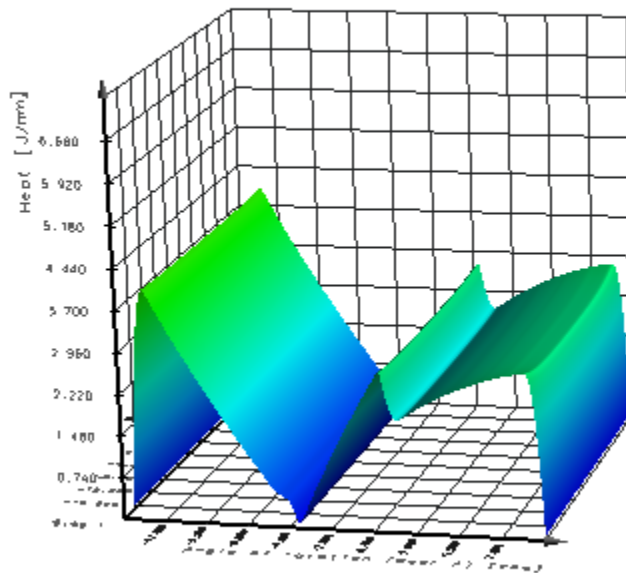
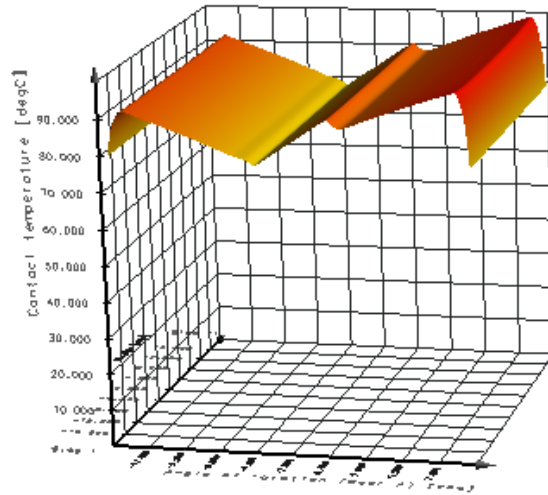
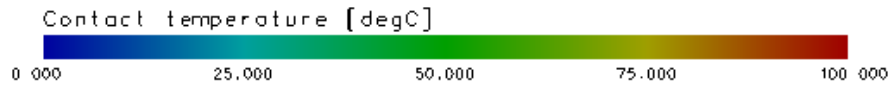




Βαθμίδα 6







5.10 Μοντελοποίηση Κιβωτίου με τη Χρήση του Λογισμικού KISSyS AG

Κατά την μοντελοποίηση του κιβωτίου χρησιμοποιήθηκαν τα αποτελέσματα των υπολογισμών του Κεφαλαίου 5.9. Ο υπολογισμός της απόδοσης του κιβωτίου πραγματοποιήθηκε σύμφωνα με ISO TR 1479-1. Όπως φαίνεται και από τον πίνακα αποτελεσμάτων η απόδοση του 6-τάχυτου κιβωτίου ταχυτήτων που σχεδιάστηκε είναι 93.41%. Οι απώλειες ισχύος είναι 27697,7 W. Στο αντίστοιχο παράρτημα δίνονται αποτελέσματα αναλυτικά για κάθε μέγεθος που υπολογίστηκε.

A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP			
2	Requested Result	Efficiency	Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1	Contact Analysis	No
4				
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication
6				Oil Cooler
7	SPECIFIC FUNCTIONS			
8	Reset		Consistent	Report
9				
10	RESULTS SUMMARY			
11	Power Input [W]	420135.7	Efficiency (total) [%]	93.41
12	Power Output [W]	392438	Efficiency (gear mesh) [%]	99.48
13	Power Losses [W]	27697.7	No Req. Result	0
14				
15	LOSSES AND DISSIPATIONS			
16	Heat Generated	Correction Factors	Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	23525.7	Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	2175.7	Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	1996.3	Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0	Oil Cooler [W]	0

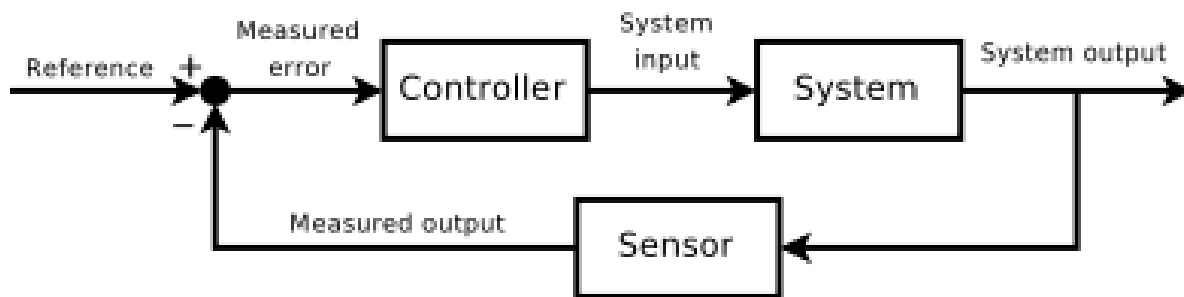
Πίνακας 5.3 Πίνακας αποτελεσμάτων απόδοσης- απώλειας

Κεφάλαιο 6

Από τα προηγούμενα κεφάλαιο μπορεί βγαίνει το συμπέρασμα ότι μια μετάδοση διπλού συμπλέκτη είναι βασικά ένα αυτόματα ελεγχόμενο χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, αποτελούμενο από δύο ανεξάρτητους συμπλέκτες. Το χειροκίνητο κομμάτι αυτού του τύπου μετάδοσης είναι ότι παρέχει στον οδηγό τη δυνατότητα αλλαγής σχέσεων χρησιμοποιώντας paddles ή κουμπιά, ενώ η αυτόματη πλευρά είναι ότι δεν υπάρχει πετάλι συμπλέκτη και ο οδηγός μπορεί να επιλέξει να αφήσει τη μονάδα ελέγχου του κιβωτίου ταχυτήτων να κάνει όλη τη δουλειά. Ένα DCT είναι ένα αρκετά περίπλοκο μηχανικό σύστημα και ο έλεγχος του μπορεί να είναι πολύ δύσκολος. Τα εξελιγμένα ηλεκτρονικά και υδραυλικά συστήματα βρίσκονται στην καρδιά της μονάδας ελέγχου κιβωτίου ταχυτήτων για ένα κιβώτιο ταχυτήτων. Τα κεφάλαια που ακολουθούν εξερευνούν εν συντομία διάφορες στρατηγικές ελέγχου για να ρίξουν λίγο φως για το πώς αυτές εφαρμόζονται σε DCTs από τις αυτοκινητοβιομηχανίες σήμερα.

6.1 Θεωρία Ελέγχου

Μια θεωρία ελέγχου μπορεί να οριστεί ως ένα σύνολο αρχών που ασχολούνται με την επίδραση της συμπεριφοράς των δυναμικών συστημάτων. Πρόκειται για μια διεπιστημονική υποπεδίο της επιστήμης που προέρχεται από τη μηχανική και τα μαθηματικά και έχει εξελιχθεί σε διάφορους τομείς. Τα συστήματα ελέγχου περιλαμβάνουν πέντε λειτουργικά στοιχεία: ανιχνευτή, μετατροπέα, πομπό, ελεγκτή και τελικό στοιχείο ελέγχου. Η δουλειά τους είναι να εκτελέσουν μια σειρά από λειτουργίες που είναι μέτρηση, σύγκριση, υπολογισμός και διόρθωση. Η λειτουργία της μέτρησης πραγματοποιείται από τον ανιχνευτή, τον μετατροπέα και τον πομπό, τα οποία όλα περιέχονται σε μία μονάδα. Η 2η και η 3η λειτουργία εκτελούνται από τον ελεγκτή ηλεκτρονικά, παραδείγματα είναι. PID ελεγκτή, προγραμματιζόμενο λογικό ελεγκτή κλπ. Η λειτουργία διόρθωσης συμπληρώνεται από το τελικό στοιχείο ελέγχου, τροποποιώντας την είσοδο / έξοδο στο σύστημα ελέγχου που επηρεάζει τη μεταβληθείσα ή ελεγχόμενη μεταβλητή. (Simrock, 2010).



Σχήμα 6.1 Τυπικό σύστημα ελέγχου μίας εισόδου και μίας εξόδου

Εκτός από το TCM (Μονάδα Ελέγχου Κιβωτίου) ενός κιβωτίου διπλού συμπλέκτη, ένα άλλο παράδειγμα ενός εξελιγμένου συστήματος ελέγχου είναι το cruise control του αυτοκινήτου, το οποίο είναι μια συσκευή σχεδιασμένη να διατηρεί την ταχύτητα του οχήματος σε μια σταθερή τιμή που επιλέγει ο οδηγός. Σε αυτό το παράδειγμα, το αυτοκίνητο είναι το σύστημα, ο ελεγκτής είναι το cruise control, η έξοδος είναι η ταχύτητα του οχήματος και αυτό που ελέγχεται είναι η θέση του πεντάλ καυσίμου του κινητήρα που καθορίζει πόση δύναμη παραδίδεται από τον κινητήρα.

6.2 Κύριες Τεχνικές Ελέγχου

Υπάρχουν διάφορες στρατηγικές ελέγχου που χρησιμοποιούνται σήμερα, ανάλογα με τη φύση του συστήματος. Ο έλεγχος κλειστού βρόχου είναι ο προτιμώμενος τύπος ελέγχου στις μέρες μας, καθώς επιτρέπει την ανάδραση, με άλλα λόγια, επιτρέπει τη μέτρηση της απόδοσης του συστήματος που χρησιμοποιείται για να αλλάξει τον έλεγχο. Οι κύριες τεχνικές ελέγχου συνοψίζονται παρακάτω (Killian, 2005).

- Προσαρμοζόμενος έλεγχος - Χρησιμοποιεί ηλεκτρονική αναγνώριση των παραμέτρων διεργασίας ή τροποποίηση των κερδών του ελεγκτή. Εφαρμόστηκε για πρώτη φορά στην αεροναυπηγική βιομηχανία τη δεκαετία του 1950
- Ιεραρχικός έλεγχος - Περιλαμβάνει μια σειρά συσκευών και λογισμικό ελέγχου σε ένα ιεραρχικό δέντρο.
- Ευφυής έλεγχος - Αυτός ο τύπος ελέγχου χρησιμοποιεί μεθόδους τεχνητής νοημοσύνης (AI) όπως: ασαφής λογική (Fuzzy Logic), πιθανότητα Bayesian, γενετικοί αλγόριθμοι και εξελικτικοί υπολογισμοί
- Βέλτιστος έλεγχος - Αποτελείται από δύο κύριες μεθόδους σχεδιασμού: "Model Predictive Control" (MPC) και "Linear-Quadratic Gaussian control" (LQG). Μαζί με τους ελεγκτές PID, τα συστήματα MPC είναι η πιο συχνά χρησιμοποιούμενη διαδικασία ελέγχου στον έλεγχο της διαδικασίας.
- Στοχαστικός έλεγχος - Εάν υπάρχει κάποιος βαθμός αβεβαιότητας στο μοντέλο που ελέγχεται, αυτός ο τύπος ελέγχου είναι αποτελεσματικός καθώς λαμβάνει υπόψη τυχαίες αποκλίσεις / αλλαγές.

6.3 Έλεγχος Κιβωτίου

Η μετάδοση ενός οχήματος είναι ένα σύνθετο μηχανικό σύστημα το οποίο ελέγχεται από τη μονάδα ελέγχου του κιβωτίου ταχυτήτων. Η TCM χρησιμοποιεί μια σειρά από επιλεγμένες από τον οδηγό και αυτόματες προσαρμοστικές στρατηγικές για τον έλεγχο της λειτουργίας μετάδοσης και τη διατήρηση της ασφάλειας του οχήματος. Ο τρόπος με τον οποίο υλοποιεί την ασφάλεια είναι ότι εμποδίζει τον οδηγό να κάνει πράγματα που θα μπορούσαν να βλάψουν το κιβώτιο ταχυτήτων, όπως: η όπισθεν ταχύτητα να εμπλέκεται σε υψηλές ταχύτητες προς τα εμπρός, χειροκίνητη επιλογή σχέσεων στις υπερβολικές

στροφές του κινητήρα. (Curriculum Training Automatic Transmission G457059, 2005)). Το σύστημα ελέγχου μετάδοσης "ZF 6HP26", το οποίο χρησιμοποιήθηκε σε πολυάριθμα οχήματα παραγωγής όπως: οι σειρές BMW 3 και 5, η Jaguar XK και η XF, η Rolls Royce Phantom κλπ, απασχολούν την πρόσφατα αναπτυσσόμενη "Adaptive Shift Strategy" (ASIS). Στο σύστημα αυτό, η μονάδα TCM αλληλεπιδρά με τα εξαρτήματα του οχήματος και λαμβάνει δεδομένα σχετικά με την κατάσταση του οχήματος, τις απαιτήσεις του οδηγού και τις συνθήκες λειτουργίας. Τα σήματα που λαμβάνει η TCM από άλλα συστήματα περιλαμβάνουν:

- Στροφές κινητήρα και ροπή κινητήρα
- Θερμοκρασία λαδιού κινητήρα
- Θέση πεντάλ καυσίμου
- Ταχύτητα τροχού
- Διαμήκης και πλευρική επιτάχυνση

Η λεπτομερής αξιολόγηση και επεξεργασία των παραπάνω σημάτων επιτρέπει τον εκλεπτυσμένο προσαρμοστικό έλεγχο του συστήματος, η TCM μπορεί να ανταποκριθεί σε διάφορες καταστάσεις οδήγησης μεταδίδοντας τη στρατηγική εξειδικευμένης αλλαγής σχέσεων στην υδραυλική μονάδα. Με αυτό τον τρόπο το σύστημα ελέγχου προσαρμόζεται σε πολλές παραλλαγές στο στυλ οδήγησης και τις συνθήκες οδήγησης.

6.4 Μηχατρονική Μονάδα

Το κιβώτιο διπλού συμπλέκτη DSG 02E της Volkswagen, χρησιμοποιεί μια μονάδα μηχανοτρονικού ελέγχου ως ελεγκτή συστήματος μετάδοσης, που αποτελείται από μια ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου και μια ηλεκτρο-υδραυλική μονάδα ελέγχου. Όλα τα σήματα από άλλες μονάδες ελέγχου στο όχημα στέλνονται στη μονάδα και όλες οι διαδικασίες ενεργοποιούνται και παρακολουθούνται από εδώ. (Self-Study Programme 308, 2003) Οι ενεργοποιητές των γρاناζιών ρυθμίζονται μέσω υδραυλικών μέσων χρησιμοποιώντας βαλβίδες διαμόρφωσης πίεσης, μέσω του συστήματος μηχανοτρονικού ελέγχου. Ελέγχει επίσης τη ροή του ψυκτικού μέσου τόσο από τους συμπλέκτες, C1 και C2. Η μηχανοτρονική μονάδα ελέγχου είναι ένα σύστημα κλειστού βρόχου, η οποία χρησιμοποιεί προσαρμοζόμενο έλεγχο για την παρακολούθηση των θέσεων των συμπλεκτών, της πίεσης και των θέσεων των επενεργητών όταν ενεργοποιείται η ταχύτητα.



Σχήμα 6.2 Ηλεκτρονική Μονάδα ελέγχου (Self-Study Programme 308, 2003)

Τα πλεονεκτήματα της χρήσης μιας ενιαίας μονάδας ελέγχου είναι:

- Οι περισσότεροι αισθητήρες είναι ενσωματωμένοι
- Οι ηλεκτρικοί επενεργητές (actuators) βρίσκονται απευθείας στη μηχαντρονική μονάδα

Λόγω των παραπάνω η μηχαντρονική μονάδα έχει μικρότερο βάρος και υψηλότερη ηλεκτρική απόδοση καθώς έχει μειωθεί η ποσότητα καλωδίωσης. Εκτελεί ένα τεράστιο φάσμα σύνθετων λειτουργιών, σε σύγκριση με το πόσο μικρό είναι το μέγεθος του. Παρόλο που το σύστημα έχει σχεδιαστεί καλά για να αντιμετωπίσει τις αποκλίσεις όπως η αλλαγή των συνθηκών οδήγησης, υπήρξαν μερικές αναφερθείσες βλάβες σε υψηλές στροφές κινητήρα. Αυτά εξετάζονται και βελτιώνονται οι προσαρμοστικές στρατηγικές ελέγχου (Self-Study Programme 308, 2003).

6.5 Ανάπτυξη Συστήματος

Πολλές έρευνες έγιναν αρχικά, για να προσδιοριστεί η επιλογή του λογισμικού για την επίτευξη των επιθυμητών αποτελεσμάτων μετά την επιλογή του θέματος. Η MATLAB™ / Simulink® μαζί με πρόσθετα add-on SimDriveline® επελέγη ως λογισμικό για την επίτευξη στόχων της διπλωματικής εργασίας. Το SimDriveline® είναι ένα add on στη MATLAB™ / Simulink® που έχει σχεδιαστεί για εφαρμογές συστημάτων μετάδοσης. Δίνετε η δυνατότητα μοντελοποίησης στοιχείων του κινητήρα του οχήματος όπως: κινητήρας, κιβώτιο, τροχοί και ελαστικά και άλλα μηχανικά στοιχεία. Η χρήση αυτού του πακέτου παρέχει πρόσβαση σε μπλοκ εξαρτημάτων του οχήματος, μερικά από τα οποία μπορεί να είναι πολύ δύσκολο να δημιουργηθούν από κοινά μπλοκ Simulink®. Η δυνατότητα χρήσης αυτού του πρόσθετου γραφικού περιβάλλοντος σημαίνει επίσης ότι το μοντέλο αυτοκινήτου DCT θα μπορούσε να γίνει αρκετά προηγμένο, το οποίο μπορεί να προσφέρει αποτελέσματα που αντικατοπτρίζουν πραγματικά κάποια από τα πλεονεκτήματα απόδοσης που προσφέρουν σήμερα τα DCT.

6.6 Περιορισμοί

Δεδομένου ότι το Simulink® είναι ένα εργαλείο που δεν έχω χρησιμοποιήσει, θα ήταν μια πρόκληση για μένα να αναπτύξω μια κατανόηση αυτού και να μάθω πώς να το χρησιμοποιήσω για να επιτύχω τα επιθυμητά αποτελέσματα μέσα σε σύντομο χρονικό διάστημα. Καθώς ένα σύστημα μετάδοσης ενός οχήματος είναι πολύ σύνθετο και αποτελείται από διάφορα εξαρτήματα, θα ήταν δύσκολο να κατασκευαστεί ένα μοντέλο αυτού με την κύρια εστίαση να είναι η μετάδοση διπλού συμπλέκτη. Υπάρχει κίνδυνος να γίνει το μοντέλο πολύ περίπλοκο το οποίο συνεπώς θα προκαλούσε προβλήματα όπως η απομάκρυνση από τον κύριο στόχο του έργου και η αδυναμία του να ολοκληρώσει εγκαίρως τους υπολογισμούς. Από την άλλη πλευρά, ορισμένα εξαρτήματα πρέπει να συμπεριληφθούν ώστε το μοντέλο να λειτουργεί σωστά και να παρέχει τα αναμενόμενα αποτελέσματα. Αυτό το μοντέλο θα βασίζεται στο Nissan GTR R35. Ωστόσο, λόγω της έλλειψης ορισμένων δεδομένων (παραμέτρων) και των προκλήσεων που αντιμετωπίζουν λόγω της πολυπλοκότητας του σχεδιασμού, θα ήταν εξαιρετικά δύσκολο να προσομοιωθεί η απόδοση του πραγματικού οχήματος, ακριβώς όπως είναι στην πραγματική ζωή.

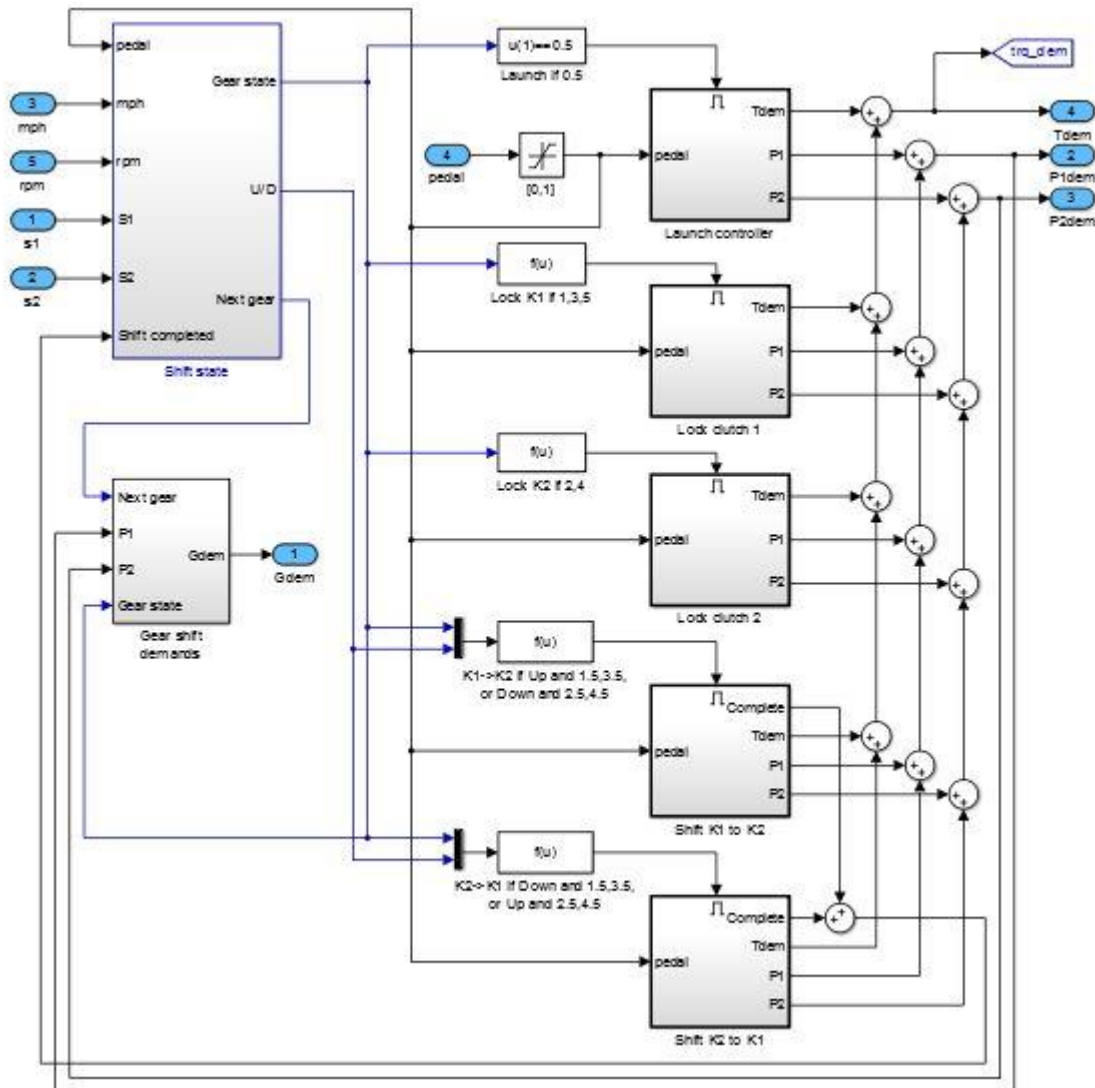
6.7 Αναμενόμενα Αποτελέσματα

- Ένα πλήρως λειτουργικό μοντέλο ενός οχήματος με DCT 6 ταχυτήτων, βασισμένο σε συμβατικό έλεγχο
- Ομαλή διαδικασία αλλαγής ταχυτήτων και μειωμένοι χρόνοι επιλογής ταχυτήτων με τη βοήθεια του TCM
- Γραφικές παραστάσεις για τιμές όπως η ισχύς του κινητήρα, οι στροφές ανά λεπτό, η ταχύτητα του οχήματος, η κατάσταση του κιβωτίου ταχυτήτων, η ροπή και το πεντάλ καυσίμου για την εκτέλεση της προσομοίωσης για μια καθορισμένη χρονική περίοδο.

Οι παράμετροι οχήματος δίνονται στον πίνακα 4.2

6.8 Μονάδα Ελέγχου

Αυτό ήταν το τελικό στάδιο και αναμφισβήτητα η πιο απαιτητική φάση σχεδιασμού του μοντέλου μου. Υπάρχουν πολλοί λόγοι πίσω από αυτό, αλλά κυρίως λόγω των τεχνικών δυσκολιών που αντιμετωπίζονται κατά τον προγραμματισμό, ως αποτέλεσμα της πολύπλοκης δομής του DCT. Η εμπλοκή και η αποσύμπλεξη των συμπλεκτών C1 και C2 και η διαδικασία αλλαγής ταχυτήτων πρέπει να ελέγχονται, προκειμένου να επιτευχθούν ρεαλιστικά αποτελέσματα για την ισχύ του κινητήρα, τη ροπή, το πεντάλ καυσίμου και την ταχύτητα του οχήματος. Διάφοροι μηχανισμοί ελέγχου ερευνήθηκαν και στο τέλος αποφασίστηκε η χρήση του παραδοσιακού ελέγχου που περιλαμβάνει τις κοινές μαθηματικές λειτουργίες που χρησιμοποιούνται στις μεθόδους Simulink®. Και έτσι χρησιμοποιήθηκε και τροποποιήθηκε έτοιμο μοντέλο της Simulink .



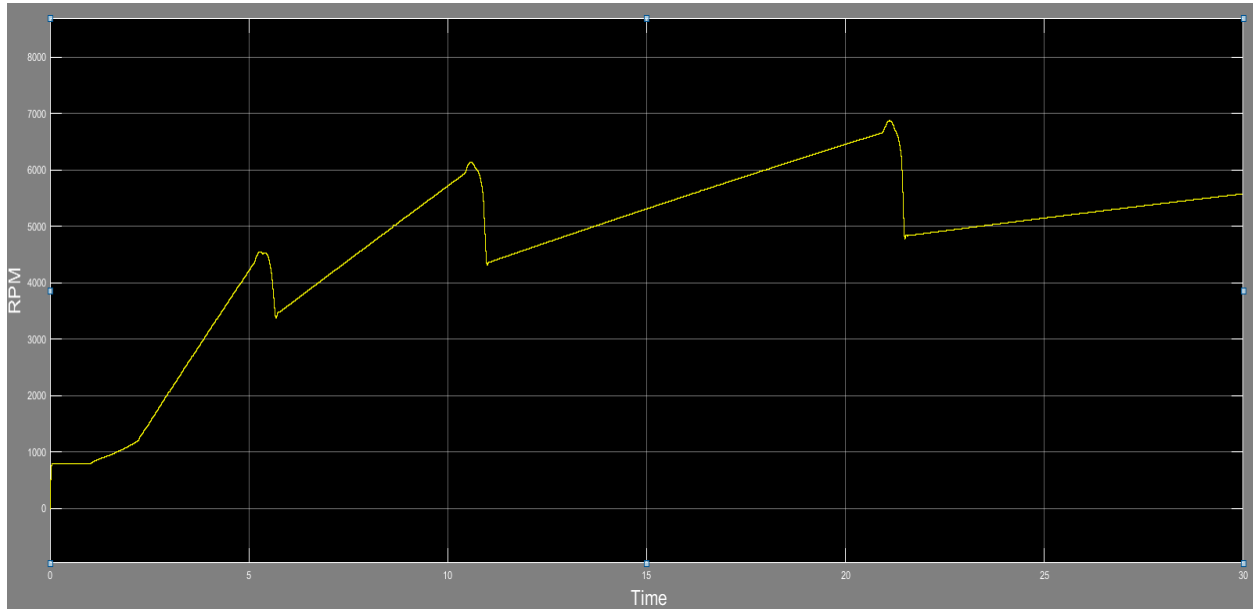
Σχήμα 6.3 Μονάδα Ελέγχου στο Simulink

Λειτουργία Μονάδας Ελέγχου

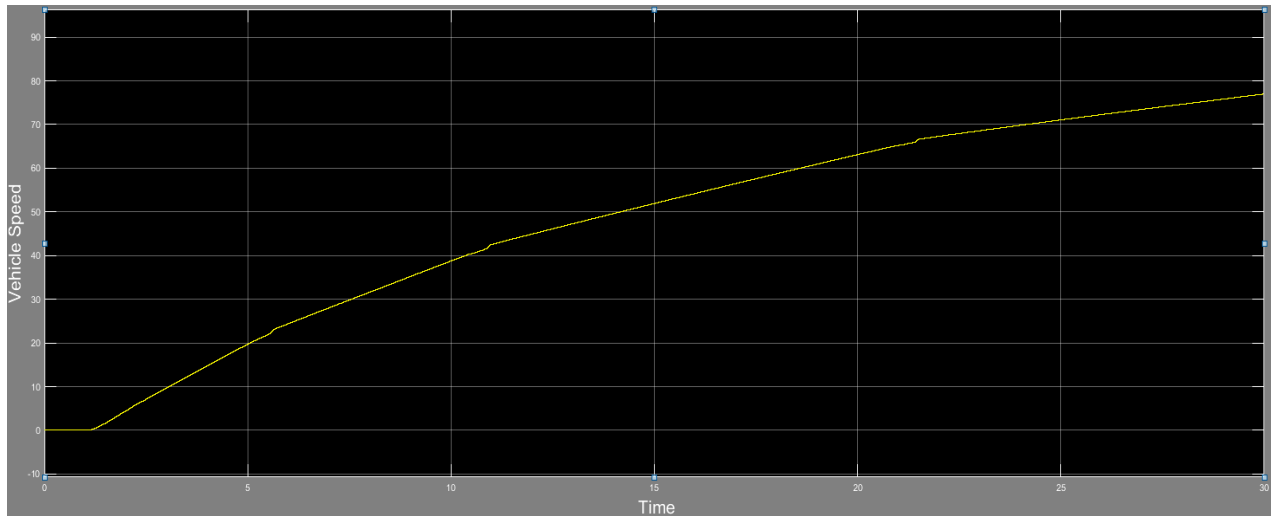
Τα υποσυστήματα "shift state" και "gear shift demands" στέλνουν σήματα (gear state, επόμενη ταχύτητα, P1, P2) στα μπλοκ ελέγχου συμπλέκτη. Αυτά τα μπλοκ ελέγχου με τη σειρά τους αποστέλλουν σήματα ζήτησης πίεσης και συμπλέκτη (Tdem & Pdem αντίστοιχα) στους συμπλέκτες C1 και C2, τα οποία στη συνέχεια εμπλέκονται ή απομπλέκονται για να εκτελέσουν την απαιτούμενη αλλαγή ταχυτήτων. Εάν η κατάσταση μετάδοσης είναι 1η, 3η ή 5η, ο συμπλέκτης C1 θα κλειδωθεί και το C2 θα ανοίξει. Εάν η κατάσταση μετάδοσης είναι 2η ή 4η, τότε ο συμπλέκτης C2 θα κλειδωθεί και το C1 θα ανοίξει. Εάν απαιτείται μετατόπιση και U / D είναι 1,5 ή 3,5 (1η έως 2η ταχύτητα ή 3η με 4η ταχύτητα αντίστοιχα) ή εάν απαιτείται αλλαγή προς τα κάτω και U / D είναι 2,5 ή 4,5 (3η έως 2η ταχύτητα ή 5η στην 4η ταχύτητα αντίστοιχα), τότε ο συμπλέκτης C1 θα μετατοπιστεί στο C2. Εάν απαιτείται μετατόπιση προς τα

κάτω και U / D είναι 1,5 ή 3,5 (2η έως 1η ταχύτητα ή 4η με 3η ταχύτητα αντίστοιχα) ή αν απαιτείται μετατόπιση και U / D είναι 2,5 ή 4,5 (2η έως 3η ταχύτητα ή 4η έως 5η ταχύτητα αντίστοιχα), τότε ο συμπλέκτης C2 θα αλλάξει και θα ενεργοποιηθεί η C1.

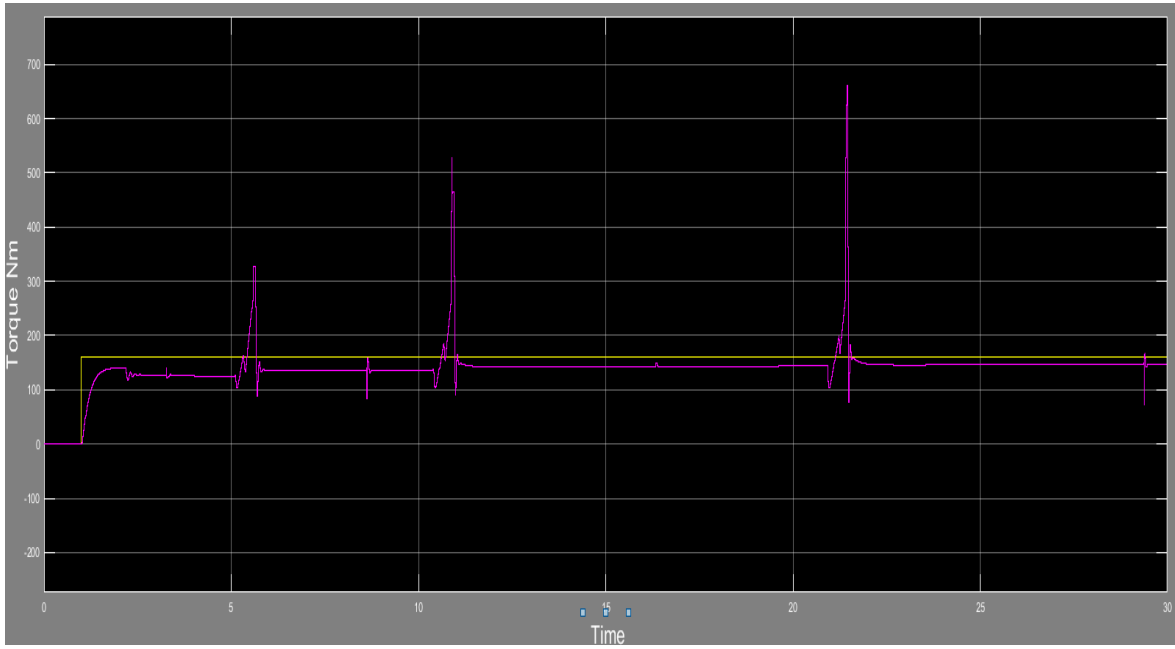
Αποτελέσματα



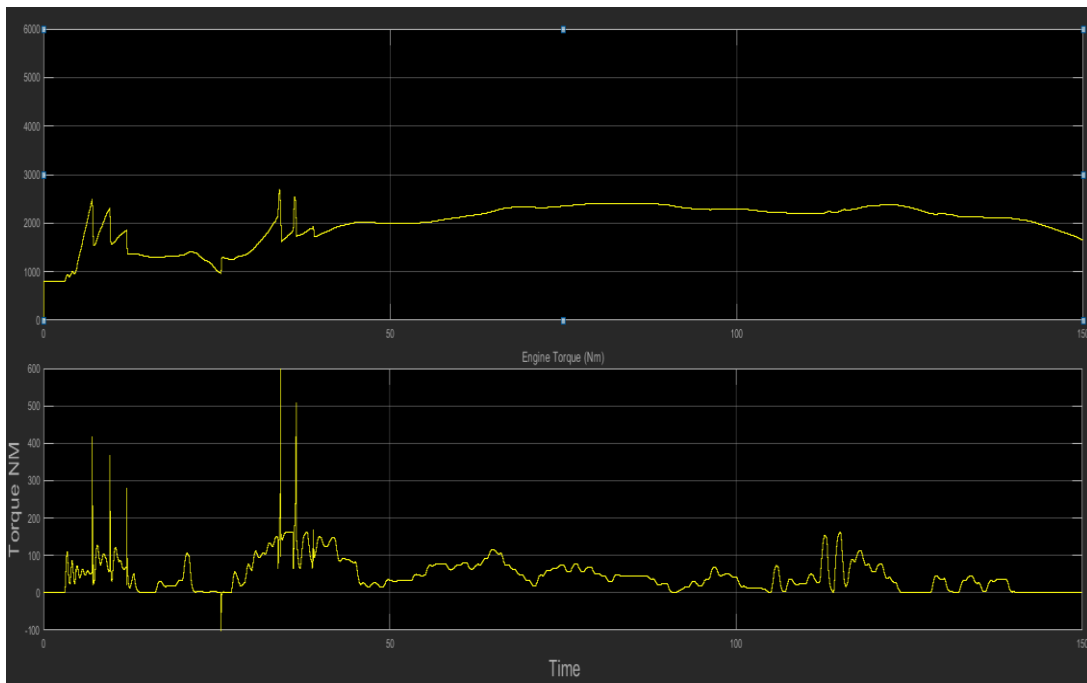
Σχήμα 6.4 Διάγραμμα Στροφών Κινητήρα



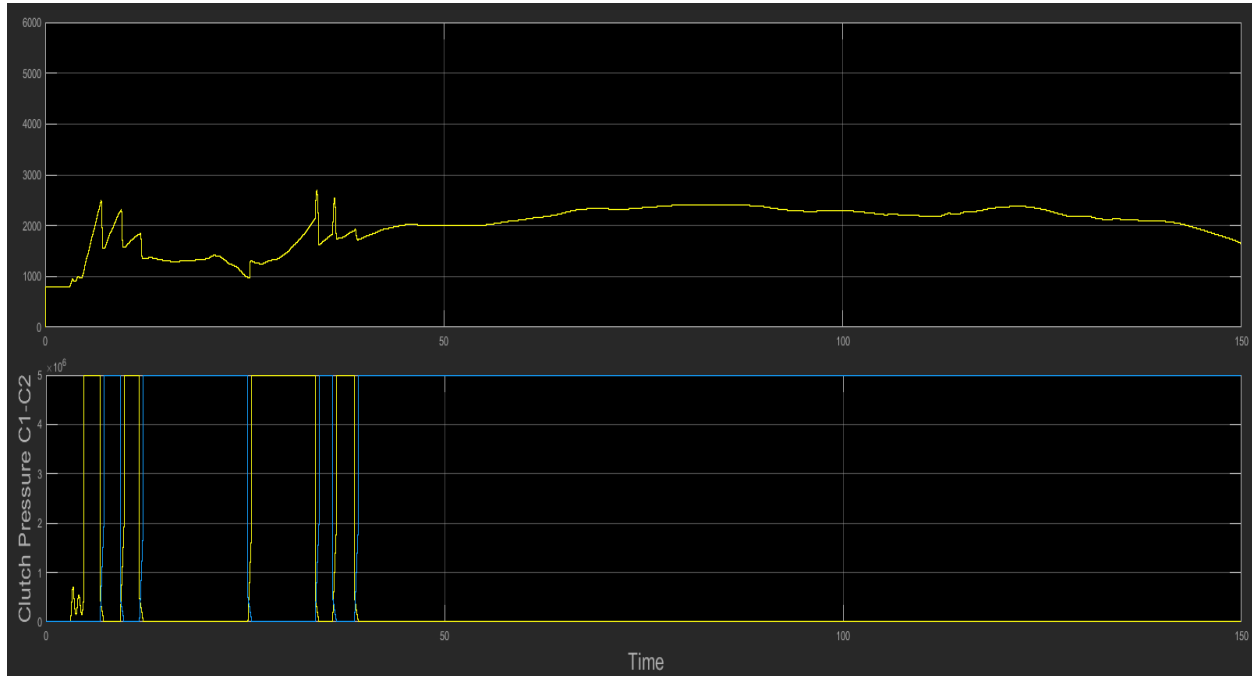
Σχήμα 6.5 Διάγραμμα Ταχύτητας Οχήματος (mph)



Σχήμα 6.6 Διάγραμμα Απαιτούμενων και επιτυγγόμενων ροπών



Σχήμα 6.7 Στροφές και Ροπές σε Κύκλο Πόλης



Σχήμα 6.8 Στροφές Κινητήρα και Μεταβολές Πιέσεων Συμπλεκτών C1-C2 κατά τον κύκλο πόλης

Κεφάλαιο 7

Τα κιβώτια ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη παρέχουν την άνεση ενός αυτόματου κιβωτίου, είναι τα πρώτα αυτόματα συστήματα μετάδοσης με 10% καλύτερη οικονομία καυσίμου και βελτιωμένη απόδοση από ένα συμβατικό κιβώτιο. Το κιβώτιο ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη είναι επίσης το μόνο αυτόματο κιβώτιο που ταιριάζει τόσο σε υψηλές στροφές σε βενζινοκίνητα και πετρελαιοκίνητα οχήματα και έχει μεγάλες προοπτικές ανάπτυξης. Λαμβάνοντας υπόψη όλα αυτά τα οφέλη, μπορούμε να αναμένουμε από τα κιβώτια ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη να αποκτήσουν γρήγορα ανταποκριση αγοράς και να εξελιχθούν σε μια κύρια μετάδοση στο εγγύς μέλλον. (Matthes, 2005). Από τα αποτελέσματα στο προηγούμενο κεφάλαιο, μπορεί να φανεί ότι το μοντέλο συμπεριφέρεται σαν ένα πραγματικό αυτοκίνητο εξοπλισμένο με DCT. Ο ελεγκτής του κιβωτίου ταχυτήτων, με τη βοήθεια των υποσυστημάτων "gear shift demands" και "shift state", αναλαμβάνει τη σύμπλεξη /αποσύμπλεξη των συμπλεγμάτων C1 και C2 τη σωστή στιγμή, με αποτέλεσμα την ελεγχόμενη και έγκαιρη αλλαγή ταχυτήτων. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, το γράφημα κατάστασης σχέσεων ειδικότερα, δείχνει ότι η TCM που σχεδιάστηκε για αυτό το μοντέλο αντικατοπτρίζει το δυναμικό χαρακτηριστικό αλλαγής των ταχυτήτων DCT. Το πιο σημαντικό σημείο είναι ότι, στο μοντέλο του κιβωτίου που αναπτύχθηκε σε αυτή την εργασία εκπληρώνει σαφώς τον κύριο σκοπό του να μεταδώσει ισχύ χωρίς διαταραχή ισχύος από τον κινητήρα στους τροχούς, με αποτέλεσμα μειωμένο χρόνο αλλαγών σχέσεων μετάδοσης. Επιπλέον, η ταχύτητα του οχήματος είναι ομαλή και σταθερή και η επιτάχυνση είναι αρκετά δυναμική. Αυτό αποδεικνύεται με

σαφήνεια από την ισχύ του κινητήρα, την κατάσταση μετάδοσης και τα διαγράμματα ταχύτητας του οχήματος στο προηγούμενο κεφάλαιο.

7.1 Μελλοντική Έρευνα

Αυτό το μοντέλο οχήματος που δημιουργήθηκε στο Simulink® καταφέρνει να αποδείξει την άμεση αλλαγή και επιλογή και τη δυναμική επιτάχυνση που σχετίζεται με τα DCT. Ωστόσο, εξακολουθεί να είναι αρκετά βασικό και δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την ανάλυση των επιπτώσεων της χρήσης μιας μετάδοσης αυτού του τύπου στην οικονομία καυσίμου και τη συνολική απόδοση. Για να ενσωματωθεί η ανάλυση απόδοσης καυσίμου, το σύστημα μπορεί να ενσωματωθεί αντικαθιστώντας το μοντέλο του κινητήρα με ένα πιο πολύπλοκο μοντέλο που επιτρέπει την παρακολούθηση της κατανάλωσης καυσίμου. Αυτό θα δώσει τη δυνατότητα για μια λεπτομερέστερη ανάλυση απόδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων διπλού συμπλέκτη και θα επιτρέψει την σύγκριση με ένα συμβατικό αυτόματο 6 ταχυτήτων.

Επιπλέον, για να γίνουν ομαλότερες οι αλλαγές ταχυτήτων, θα ήταν καλή ιδέα η χρήση της ασαφής λογικής (Fuzzy logic) για πραγματοποιηθεί έλεγχος στην πίεση των συμπλεκτών C1 και C2 σε διαφορετικές ταχύτητες και καταστάσεις ταχυτήτων του οχήματος. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η ασαφής λογική εμπίπτει στις στρατηγικές ελέγχου της τεχνητής νοημοσύνης (AI) και έχει αποδειχθεί πολύ αποτελεσματική σε καταστάσεις όπου δεν απαιτείται αριθμητική ακρίβεια. Το FL (Fuzzy Logic) είναι ευρέως αποδεκτό και χρησιμοποιείται στην Ιαπωνία και τη νότια Ασία, απορρίφθηκε αρχικά στις Ηνωμένες Πολιτείες λόγω του μη μαθηματικού χαρακτήρα του. Το TCM στο τρέχον μοντέλο μπορεί είτε να αντικατασταθεί είτε να ενσωματωθεί από ένα ασαφές ελεγκτή, ο οποίος μπορεί να σχεδιαστεί χρησιμοποιώντας το πρόσθετο Fuzzy Logic Toolbox στο Simulink®.

Παράρτημα Ι – Προγράμματα Matlab

ΠΙ.Υπολογισμός Απόδοσης Κινητήρα VR38DETT Με Διζωνικό Μοντέλο Απελευθέρωσης Θερμότητας

```
%Uses "Two Zone" Combustion Analysis With Variable Specific Heats Ratios
%Only Models The Compression And Expansion Strokes
```

```
%
```

```
close all;
clc;
```

```
%
```

```
%Engine Inputs
```

```
Load = .9;           %Engine Load (Affects Inlet Pressure)
RPM = 7200;         %Revolutions Per Minute [1/min]
L = (88.4/1000);    %Stroke of Engine [m]
B = (95.5/1000);    %Bore of Engine [m]
l = (165/1000);     %Length of Engine Connecting Rod [m]
N_cyl = 6;          %Number of Cylinders [unitless]
C_r = 9;            %Compression Ratio [unitless]
N_r = 2;            %Number of Revolutions Per Power Stroke
theta_b = 62;       %Combustion Burn Duration [degrees]
theta_0 = 180;      %Crank Angle At Start of Combustion [degrees]
theta_f = theta_0+theta_b; %Final Comb. Angle [degrees]
IVC = 0;            %Time [degrees] when Intake Valve Closes
EVO = 314;          %Time [degrees] when Exhaust Valve Opens
```

```
%
```

```
%Engine Calculations Based On Previous Inputs
```

```
%Assumes Average Surface Area In Which Heat Transfer Occurs
```

```
A_p = (pi/4)*B^2;    %Cross Sectional Piston Area [m^2]
A_ch = 2*A_p;        %Cylinder Head Surface Area (in chamber)
V_d = N_cyl*A_p*L;   %Displaced Volume Of Engine [m^3]
N = RPM/60;          %Converts RPM to RPS [1/s]
S_bar_p = 2*L*N;     %Calculates Mean Piston Speed [m/s]
a = L/2;             %Calculates Crank Radius (1/2 stroke) [m]
V_TDC = (V_d/(C_r-1))/N_cyl; %Calculates Clearance Volume [m^3]
V_BDC = (V_d/N_cyl)+V_TDC; %Cyl. Volume At BDC [m^3]
```

```
%
```

```
%Calculating Losses Due To Friction
```

```
%fmep (obtained from Blair) Based On Displacement, RPM
```

```
if V_d>500*10^(-6)
    fmep=(100000+350*L*RPM)*10^(-3);
end
if V_d<500*10^(-6)
    fmep=(100000+100*(500-V_d*10^(-6))+350*L*RPM)*10^(-3);
```

```
end
```

```
%For Motorcycles, Use "Rolling" Bearings (For Automobiles, Use Previous)
```

```

%fmep = (250*L*RPM)*10^-3;

%Volumetric Efficiency Correction Factor
CF = correction( Load,RPM );

%Initial Preallocation Of Matrices (Second Preallocation In Loops Needs To
%Be Included (Do Not Delete)
V(1:360)=zeros;DV(1:360)=zeros;rho(1:360)=zeros;mu(1:360)=zeros;
C_k(1:360)=zeros;C_R(1:360)=zeros;X(1:360)=zeros;M_F(1:360)=zeros;
DX(1:360)=zeros;Re(1:360)=zeros;Nus(1:360)=zeros;h_g(1:360)=zeros;
DQ_w(1:360)=zeros;DQ(1:360)=zeros;Q(1:360)=zeros;DT(1:360)=zeros;
DP(1:360)=zeros;P(1:360)=zeros;T(1:360)=zeros;W_dot(1:360)=zeros;
W(1:360)=zeros;T_indicated(1:2)=zeros;Q_dot(1:360)=zeros;u(1:360)=zeros;
du(1:360)=zeros;cv(1:360)=zeros;m_b(1:360)=zeros;m_u(1:360)=zeros;
V_u(1:360)=zeros;V_b(1:360)=zeros;T_u(1:360)=zeros;T_b(1:360)=zeros;
A_u(1:360)=zeros;A_b(1:360)=zeros;DT_u(1:360)=zeros;gamma_u(1:360)=zeros;
u_u(1:360)=zeros;du_u(1:360)=zeros;cv_u(1:360)=zeros;DQ2(1:360)=zeros;
DQ_w2(1:360)=zeros;Q2(1:360)=zeros;

%


---


%Fuel Inputs/Efficiencies

AF_ratio_stoich = 15.09; %Gravimetric Air Fuel Ratio (Stoich)
AF_ratio_mol_sotich=14.7; %Molar Air_Fuel Ratio (Stoich)
lambda = .99; %Excess Air Coefficient
AF_ratio_ac = lambda*AF_ratio_stoich; %Actual Air Fuel Ratio
AF_ratio_mol=lambda*AF_ratio_mol_sotich;
LHV = 44.6e6; %Lower Heating Value Of Fuel Mixture [J/kg]
eta_combmax = .95; %Assumed MAX COmb. Efficiency

%Predicts Combustion Efficiency (Reference To Blair)

eta_comb=eta_combmax*(-1.6082+4.6509*lambda-2.0764*lambda^2);

%Atmospheric Inputs
P_atm = 101325;
T_atm = 288;
P_BDC = Load*P_atm; %Inlet Pressure[Pa] Moscow,ID
R_air = 287; %Gas Constant For Air [J/kg-K]
gamma(1:360) = 1.4; %Preallocate Gamma Array (sets initial value)
T_w =350; %Assumed Wall Temperature (Reference Stone)
%


---


%Polynomials Used To Calculate Gamma As A Function Of RPM

a_1 = .692; a_2 = 39.17e-06; a_3 = 52.9e-09; a_4 = -228.62e-13;
a_5 = 277.58e-17;b_0 = 3049.33; b_1 = -5.7e-02; b_2 = -9.5e-05;
b_3 = 21.53e-09;b_4 = -200.26e-14;c_u = 2.32584; c_r = 4.186e-03;
d_0 = 10.41066; d_1 = 7.85125; d_3 = -3.71257;e_0 = -15.001e03;
e_1 = -15.838e03; e_3 = 9.613e03;f_0 = -.10329; f_1 = -.38656;
f_3 = .154226; f_4 = -14.763; f_5 = 118.27; f_6 = 14.503;
r_0 = -.2977; r_1 = 11.98; r_2 = -25442; r_3 = -.4354;

```

```

%
R=R_air/1000;
for k = 1:2
%Corrects Temperature Based On Exhaust Gas Residuals
if k==1
    T_BDC = T_atm;           %Assumed Inlet Temperature [K]
else
    T_BDC=T_corr;
end

%Calculate Mass of Air In Cylinder/ Mass Of Fuel Based On AFR
rho_a = P_BDC/(R_air*T_BDC); %Air Density kg/m^3
m_a = rho_a*V_d;           %Mass of Air In Cylinder [kg]
m_f = m_a/AF_ratio_ac;    %Mass Of Fuel In Cylinder [kg]
m_c = m_a+m_f;           %Mass In Cylinder

%Specifying Initial Conditions For Loops
%DV,DX,etc. Are Relative To Change In Theta (i.e. DV/Dtheta)

theta(1:360)=zeros; %Starting Crank Angle [deg]
V(1:360)=zeros; %Preallocate Volume Array
V(1)=V_BDC; %Starting Combustion Chamber Volume [m^3]
DV(1:360) = zeros; %Preallocate Change In Volume Array
DV(1) = 0; %Specifying Initial Change In Volume [m^3]
P(1:360)=P_BDC; %Preallocate Pressure Array
DP(1:360) = zeros; %Specifying Initial Change In Pressure
T(1:360)=zeros; %Preallocate Temperature Array
T(1) = T_BDC; %Inlet Temperature [K]
T_u(1)=T_BDC; %Initial Unburned Temperature[K]
DT(1:360) = zeros; %Specifying Initial Change In Temperature
DT_u(1:360)=zeros; %Preallocate Change In Unburned Temperature
gamma(1)=1.4; %Initial Gamma Input
gamma_u(1)=1.4; %Initial Gamma Input
X(1:360) = 0; %Preallocate Mass Burn Array
DX(1:360) = zeros; %Preallocate Change In Mass Burn Fraction [unitless]
DQ(1:360) = zeros; %Preallocate Heat Release Array
DQ2(1:360)=zeros; %Preallocate Two Zone Heat Release Array
Q(1:360)=zeros; %Preallocate Heat Array
Q2(1:360)=zeros; %Preallocate 2 zone Heat Array
M_F(1:360) = 0; %Preallocate Mass In Combustion Chamber Array
rho(1:360) = zeros; %Preallocates Ideal Gas Law array
rho(1) = P(1)/(R_air*T(1)); %Initial Value Ideal Gas Array
mu(1:360)=zeros; %Preallocate Viscosity Array
mu(1)=7.457*10^(-6)+4.1547*10^(-8)*T_BDC-7.4793*10^(-12)*T_BDC^(2);
C_k(1:360)=zeros; %Preallocate Thermal Conductivity Array
C_k(1) = 6.1944*10^(-3)+7.3814*10^(-5)*T_BDC-1.2491*10^(-8)*T_BDC^(2);
C_R(1:360) = zeros; %Preallocate Radiation Coefficient Array
C_R(1) = 4.25*10^(-09)*((T(1)^4-T_w^4)/(T(1)-T_w)); %Initial Rad. Coeff
Re(1:360)=zeros; %Preallocate Reynolds Value Array
Re(1)=rho(1)*S_bar_p*B/mu(1); %Initial Reynolds Value
Nus(1:360)=zeros; %Preallocating Nusselt Number Array
Nus(1)=.49*Re(1)^(.7); %Initial Nusselt Number
h_g(1:360)=zeros; %Preallocate Heat Transfer Coefficient Array
h_g(1)=C_k(1)*Nus(1)/B; %Initial Heat Transfer Coefficient
s(1:360)=zeros; %Preallocates Distance Crank/Piston Axes Array
s(1) = -a*cosd(theta(1))+sqrt(l^2 - a^2*sind(theta(1))^2);%Initial Val.

```

```

W(1:360) = zeros;    %Preallocate Work Array
W_dot(1:360) = zeros; %Preallocate Power Array
T_indicated(1:360) = zeros; %Preallocate Torque Array
Q_dot(1:360) = zeros; %Preallocate Heat Transfer Array
u(1:360) = zeros;    %Preallocate Internal Energy Array
du(1:360) = zeros;  %Preallocates Change In Internal Energy Array
cv(1:360) = zeros;  %Preallocates Heat Capacity Array
DQ_w(1:360)=zeros; %Preallocate Convective Heat Loss Array
DQ_w2(1:360)=zeros; %Preallocate Convective Heat Loss Array 2 zone
m_b(1:360)= zeros; %Preallocate mass burned array
m_u(1:360)=m_c;    %Preallocate unburned mass array
V_u(1:360)=zeros;  %Preallocate unburned Volume Array
V_u(1) = V(1);     %Initial Unburned Volume

%
-----
theta=1:360;

for i = 2:360

    %Specifies Distance Between Crank/Piston Axes As A Function Of theta
    s = -a*cosd(theta(i))+sqrt(l^2 - a^2*sind(theta(i))^2);
    %Specifies Volume As A Function Of Crank Angle
    V(i) = V_TDC + ((pi/4)*B^2)*(l + a - s);
    %Specifies Change In Volume As A Function Of Crank Angle
    DV(i) = V(i)-V(i-1);
    %Calculates Density As A Function Of Crank Angle
    rho(i) = P(i-1)/(R_air*T(i-1));
    %Calculates Viscosity As A Function Of Temperature
    mu(i)=7.457*10^(-6)+4.1547*10^(-8)*T(i-1)-7.4793*10^(-12)*T(i-1)^(2);
    %Calculating Instantaneous Thermal Conductivity of Cylinder Gas
    C_k(i) = 6.1944*10^(-3)+7.3814*10^(-5)*T(i-1)-1.2491*10^(-8)*T(i-1)^(2);
    %Calculating The Radiation Heat Transfer Coefficient
    C_R(i) = 4.25*10^(-09)*((T(i-1)^4-T_w^4)/(T(i-1)-T_w));
    %Instantaneous Surface Area (For Heat Transfer)
    A = A_ch + A_p + pi*B*(l+a-s);
    if i<=2
        A_u=A;
    end

%
-----

%Specifies Mass Fraction Burn As A Function Of Crank Angle (Weibe Fcn.)
%Also Specifies Mass Of Fuel In Combustion Chamber As A Function Of
%Theta

    if theta(i)<theta_0
        X(i)=0;
    else
        X(i) = 1-exp(-5*((theta(i)-theta_0)/theta_b)^3);
        if theta(i) < theta_f
            M_F(i) = V(theta_0-1)*rho(theta_0-1)/(lambda*AF_ratio_mol);
        end
    end
end

%
-----

```



```

%Specifies Change In Mass Fraction Burn As A Function Of Crank Angle
DX(i) = X(i) - X(i-1);

%


---


%Incorporating The Annand Method To Predict Heat Transfer
%Calculating Reynolds Number
Re(i)=rho(i)*S_bar_p*B/mu(i);
%Calculating Nusselt Number (constant=.26 two stroke, .49 4 stroke)
Nus(i)=.49*Re(i)^(.7);
%Calculating Heat Transfer Coefficient Using Annand Method
h_g(i)=C_k(i)*Nus(i)/B;
%Calculates Convective Losses Into Wall As A Function Of Crank Angle
DQ_w(i) = (h_g(i)+C_R(i))*A*(T(i-1)-T_w)*(60/(360*RPM));
%Calculates Change In Heat Transfer (total) As A Function Of Crank
%Angle
DQ(i) = eta_comb*LHV*M_F(i)*DX(i)-DQ_w(i);
%Calculates Total Heat Transfer (Per Cycle)
Q(i) = Q(i-1)+DQ(i);

%


---


%Specifies Pressure and Temperature Increases Between Intake Valve
%Closing and Exhaust Valve Opening
if IVC< theta(i)
    DT(i)=T(i-1)*(gamma(i-1)-1)*((1/(P(i-1)*V(i-1)))*DQ(i)-(1/V(i-
1))*DV(i));
    DP(i)=(-P(i-1)/V(i-1))*DV(i)+(P(i-1)/T(i-1))*DT(i);
    P(i) = P(i-1)+DP(i);
end
if EVO < theta(i)
    P(i) = P_atm;
end
if 200 < theta(i)
    if P(i)<=P_atm
        P(i)=P_atm;
    end
end
%


---


%Calculate Burned, Unburned Mass Fractions
m_b(i) = m_b(i-1)+DX(i)*m_c;    %Burned Mass
m_u(i) = m_u(i-1)-DX(i)*m_c;    %Unburned Mass
%Calculating Burned, Unburned Volumes
if theta(i)<=theta_0
    V_u(i)=N_cyl*V(i);
end
if theta(i)>theta_0
    V_u(i)=(m_u(i)*V_u(i-1))/m_u(i-1)*(P(i)/P(i-1))^(1/gamma_u(i-1));
end
V_b(i)=N_cyl*V(i)-V_u(i);
if V_b(i)<0
    V_b(i)=0;
end
%Calculating Burned, Unburned Temperatures

```

```

T_u(i)=P(i)*V_u(i)/(m_u(i)*R*1000);
if theta(i) <= theta_0+4
    T_b(i)=0;
end
if theta(i)>theta_0+4
    T_b(i)=P(i)*V_b(i)/(m_b(i)*R*1000);
end

%Calculate Unburned, Burned Areas Based On Volume Ratio
A_u(i)=A*(1-sqrt(X(i)));
A_b(i)=A*(X(i)/sqrt(X(i)));
DT_u(i)=T_u(i)-T_u(i-1);

%
%Returns Temperature Values To Beginning Of Loop
%Assumes Temperature Drops Back To ATM Temp After Exhaust Is Extracted
T(i) = T(i-1)+DT(i);
%Calculate The Residual Gas Fraction
%Assume A Polytropic Constant Of 1.3
R_frac = (1/C_r)*(P_BDC/P_atm)^(1/1.3)*(1/lambda);
%Calculates Cylinder Work [J] As A Function Of Crank Angle
%Treats Atmospheric Pressure As Reference State
W(i) = W(i-1)+(P(i)-P_atm)*DV(i);
%Calculates Power [kW] As A Function Of Crank Angle
W_dot(i)=(N_cyl*W(i)*N/N_r)/1000;
%Indicated Mean Effective Pressure
imep = CF*W_dot(360)*N_r*1000/(V_d*1000*N);
%Calculates Torque[N*m] As A Function Of Crank Angle
T_indicated(i) = (W_dot(i)*1000)/(2*pi*N);
%Calculates Heat Loss [kW] As A Function Of Crank Angle
Q_dot(i) = (N_cyl*Q(i)*N/N_r)/1000;

%
% The Following Section Of Code Calculates An Updated Value Of Gamma
% Using The "Polynomial Method" Developed By Krieger-Borman
% User Of This Code Must Be Careful Because Accuracy Of This Method
% Drops As The Fuel Mixture Becomes Increasingly Rich

%Calculates A,B Factors For Following Block Of Code
A_t = a_1*T(i)+a_2*T(i)^2+a_3*T(i)^3+a_4*T(i)^4+a_5*T(i)^5;
A_tu = a_1*T_u(i)+a_2*T_u(i)^2+a_3*T_u(i)^3+a_4*T_u(i)^4+a_5*T_u(i)^5;
B_t = b_0+b_1*T(i)+b_2*T(i)^2+b_3*T(i)^3+b_4*T(i)^4;
B_tu = b_0+b_1*T_u(i)+b_2*T_u(i)^2+b_3*T_u(i)^3+b_4*T_u(i)^4;
%Calculates Factor "D" As A Function Of lambda
D_lambda = d_0 + d_1*lambda^(-1)+ d_3*lambda^(-3);
%Calculates Factor "F" As A Function Of Temperature,lambda
E_TLambda = (e_0 + e_1*lambda^(-1)+ e_3*lambda^(-3))/T(i);
E_TLambdau = (e_0 + e_1*lambda^(-1)+ e_3*lambda^(-3))/T_u(i);
F_TPLambda = (f_0 + f_1*lambda^(-1) + f_3*lambda^(-3) + ((f_4 +
f_5*lambda^(-1))/T(i))*log(f_6*P(i)));
F_TPLambdau = (f_0 + f_1*lambda^(-1) + f_3*lambda^(-3) + ((f_4 +
f_5*lambda^(-1))/T_u(i))*log(f_6*P(i)));
%Calculates Correction Factor For Internal Energy
u_corr = c_u*exp(D_lambda +E_TLambda + F_TPLambda);
u_corr_u=c_u*exp(D_lambda +E_TLambdau + F_TPLambdau);

```

```

%Calculates Internal Energy As A Function Of Crank Angle
u(i) = A_t - B_t/lambda + u_corr;
u_u(i) = A_tu - B_tu/lambda + u_corr_u;
%Calculates Change In Internal Energy
du(i) = u(i) - u(i-1);
du_u(i) = u_u(i) - u_u(i-1);
%Calculates Heat Capacity "C_v" As A Function Of Crank Angle
cv(i) = du(i)/DT(i);
cv_u(i)=du_u(i)/DT_u(i);
%Calculates Correction Factor For "R" Value As A Function Of Crank
%Angle
R_corr = c_r*exp(r_0*log(lambda) + (r_1+r_2/T(i) +
r_3*log(f_6*P(i)))/lambda);
R_corr_u = c_r*exp(r_0*log(lambda) + (r_1+r_2/T_u(i-1) +
r_3*log(f_6*P(i)))/lambda);
%Calculates Actual "R" Value
R = .287 + .020/lambda + R_corr;
R_u = .287 + .020/lambda + R_corr_u;
%Calculates Actual Gamma Value And Returns To Beginning Of Code
gamma_u(i)=1+R_u/cv_u(i);
gamma(i) = 1 + R/cv(i);
    if gamma(i)<1.2
        gamma(i)=1.4;
        gamma_u(i)=1.4;
    end

    if theta(i)>=EVO
        gamma(i)=1.4;
        gamma_u(i)=1.4;
    end

%


---


%Calculate Temperature Of Exhaust Based On Polytropic Relations
if EVO < theta(i)
T(i)=T(EVO)*(P_BDC/P(EVO))^((gamma(i)-1)/gamma(i));
T_b(i)=T_b(EVO)*(P_BDC/P(EVO))^((gamma(i)-1)/gamma(i));
end
end
%Calculates A Corrected Inlet Temperature Based On EGR
%T_corr = R_frac*T(360)+(1-R_frac)*T_BDC;
T_corr = T_BDC;
end
%


---


%Specified Outputs (On Matlab Screen)
W_dot_indicated=W_dot(360);
bmep = imep-fmep;
W_dot_ac = (bmep*V_d*1000*N/(N_r*1000));
T_ac = W_dot_ac/(2*pi*N*10^(-3));

%Calculated Mechanical Efficiency (Based On Previous Inputs)
eta_m = bmep/imep;    %Calculates Mechanical Efficiency

%


---



```

```

%Calculates Brake Specific Fuel Consumption
m_ta = P_BDC*V_d/(R_air*T_BDC);           %Calculate Trapped Air In Cylinder
eta_v = CF*((m_ta)/(rho_a*V_d));          %Corrected Volumetric Efficiency
m_dot_f = N_cyl*M_F(theta_0)*(N/N_r);    %Mass Flow Rate Of Fuel
m_dot_a = AF_ratio_ac*m_dot_f;          %Mass Flow Rate Of Air
BSFC = (m_dot_f*1000*3600)/(W_dot_ac);   %BSFC [g/kW*h]
eta_f = 3600/(BSFC*(LHV*10^(-6)));      %Fuel Conversion Efficiency

%Calculate Emissions

T_NO=.90*max(T_b);                       %Calculate Avg. Burn Temp
P_NO=max(P);                             %Assuming Pressure is peak
P_EXH=(P(EVO)+P_atm)/2;                  %Calculating Exhaust Press.
[ PPM_NO ] = NOX( T_NO,P_atm,lambda,P_NO,T_BDC,P_BDC,P_EXH);
P_peak = max(P);                         %Peak Pressure
disp('Percentage of Fuel Mass Reaching Exhaust')
[ HC ] = hydrocarbons( R_frac,AF_ratio_ac,B,P_peak,imep,C_r,V_d,N_cyl,T_w,N
);
HC = 100*HC;

%Calculate brake specific emissions

[ w_NO ] = BSNOX( T_NO,P_atm,lambda,P_NO,T_BDC,P_BDC,P_EXH);
m_dot_NO = w_NO*(m_dot_a+m_dot_f);
BSNOX = (m_dot_NO*1000*3600)/(W_dot_ac); % [g/kW-h]

m_dot_HC=HC/100*m_dot_f;
BSHC=(m_dot_HC*1000*3600)/(W_dot_ac); % [g/kW-h]

%


---


%Specifies Conditions For Minimum and Maximum Plot Values
v_min = min(V); v_max = max(V);
p_min = min(P); p_max = max(P);
w_min = min(W_dot); w_max = max(W_dot);
T_min = min(T); T_max = max(T);
Q_min = min(Q_dot); Q_max = max(Q_dot);
Tmin = min(T_indicated); Tmax = max(T_indicated);

%


---



%Plot Statements

figure(1)

```

```

plot(theta,X)
title('Mass Fraction Burned Vs. Theta')
xlabel('theta[deg]')
ylabel('Mass Fraction Burned (%)')
axis([0 360 -.1 1.1])

figure(2)
plot(theta,V)
title('Volume Vs. Crank Angle')
xlabel('theta[deg]')
ylabel('Volume [m^3]')
axis([0 360 v_min v_max])
%
figure(3)
plot(theta,P/1000)
title('Indicated Cylinder Pressure Vs. Crank Angle')
xlabel('theta[deg]')
ylabel('Pressure [kPa]')
axis([0 360 p_min/1000 p_max/1000])
%
figure(4)
plot(theta,T)
title('Bulk-Gas Temperature Vs. Crank Angle')
xlabel('theta[deg]')
ylabel('Temperature [K]')
axis([0 360 T_min T_max])
%
figure(5)
title('Power and Heat Transfer')
plot(theta,W_dot,'g')
hold on;
plot(theta,Q_dot,'r')
legend Power HX
xlabel('theta[deg]')
ylabel('kW')
axis([1 360 -50 450])
%
figure(6)
%plot(theta,T,'g')
xlabel('theta[deg]')
ylabel('Temperature [K]')
title('Unburned and Burned Zone Temperatures [K]')
hold on;
plot(theta(1:EVO),T_u(1:EVO),'b')
plot(theta(theta_0+10:EVO),T_b(theta_0+10:EVO),'r')
legend unburned burned
axis([0 EVO 300 3500])

function [BSFC,T_ac,N_RPM,PPM_NO,HC,eta_f]=LOAD2(Load)
RPM =300; %Sets Starting Pt. For Loop
N_RPM =8;% RPM Data Sets
BSFC(1:N_RPM)=zeros; %Preallocate Array
T_ac(1:N_RPM)=zeros; %Preallocate Array
PPM_NO(1:N_RPM)=zeros;
for i = 1:N_RPM
RPM = RPM+1000;

```

```
[BSFC(i),T_ac(i),PPM_NO(i),HC(i),eta_f(i)]=BSFCAnnand(RPM,Load);
end
end
```

Π.2 Χρόνος Ανάφλεξης

```
%Set Spark Angle Bounds
theta_st = 164;
theta_fin=185;
%Preallocate w
W_dot_ac(1:theta_st-theta_fin)=zeros;
T_ac(1:theta_st-theta_fin)=zeros;
%Changes Spark Angle As A Function Of I
theta_0=theta_st;
theta_0(1)=theta_0;
for i=1:(theta_fin-(theta_st))
    [W_dot_ac(i),T_ac(i)]=timingfunc(theta_0);
    theta_0=theta_0+1;
    theta_0(i)=theta_0;
end
%Plots Spark Advance and Corresponding Power Output
figure(1)
plot(theta_0,W_dot_ac,'k.')
grid on;
title('Spark Advance Vs. Power Output')
xlabel('Spark Advance [deg]')
ylabel('Power [kW]')
figure(2)
plot(theta_o,T_ac,'k.')
grid on;
title('Spark Advance Vs. Torque 6000 RPM')
xlabel('Spark Advance [deg]')
ylabel('Torque [N*m]')
```

Π.3 Υπολογισμός υδρογονανθράκων

```
function [ HC ] = hydrocarbons(
R_frac,AF_ratio_ac,B,P_peak,imep,C_r,V_d,N_cyl,T_w,N )
%Offset Of Spark Plug From Central Axis of Cylinder
d_splug = 0;
%Calculate Crevice Volume
h_crevice = (3/1000); %Crevice Height (m)
gap = (1.5/1000); %Crevice Width
V_crevice = (pi/4)*B^2*h_crevice - (pi/4)*(B-2*gap)^2*h_crevice;
%Calculate Unburned Fraction
f_unburned = (1-R_frac);
%Calculate Fuel Vapor
f_vapor = 1/(1+(AF_ratio_ac/15.09)*14.7);
%Modification Factor Based On Spark Plug
f_mod = (1-.858*(d_splug/B));
%Crevice Emissions Index
```

```

SF_crevice =
5443*(P_peak/imep)*(V_crevice/(V_d/N_cyl))*(1/T_w)*f_unburned*f_vapor*f_mod;
%Oil Layer Predictions
P_i = .09875+.00986*imep;
P_ideal = (P_i+P_i*C_r^1.4)/2;
SF_wall =
63024*(1/imep)*(1/((AF_ratio_ac/15.09)*14.7*10^(.0082*T_w)*B))*P_ideal;
%The Threshold of HC Oxidation
P_70 = .209+.0102*imep;
T_70 = 1600+.759*imep-.00051*imep^2;
T_HC = (T_70-T_w)/log(T_70/T_w);
T_HC_adj = 1600+.759*imep-.000051*imep^2;
%Fraction of Cylinder Oxidation
f_ox = 1-(P_70/P_ideal)*(T_HC/T_HC_adj)^3;
RELSP = .829*R_frac/100;
f_ox_ex = .866-.0000146*N-.00007*imep-.007918*RELSP-.0000255*T_w;
HC = (SF_crevice*(1-f_ox)+SF_wall*(1-f_ox))*(f_ox)*(1-f_ox_ex);
end

```

Π.4 Υπολογισμός Μονοξειδίου του Άνθρακα

```
%NOx Function
```

```

function [ PPM_NO ] = NOX( T_NO,P_atm,lambda,P_NO,T_BDC,P_BDC,P_EXH)
R_u=8315; %Universal Gas Constant
psi=3.773; %Molar N/O ratio
y=18/8; %Molar H/C ratio (Using Iso-Octane)
epsilon=4/(4+y); %y is the molar H/C ratio
%Calculate Equilibrium Constant At Given Temperature (Water Gas Shift)
K_wgs=exp(2.743-1.761*10^3/T_NO-1.611*10^6/(T_NO^2)+.2803*10^9/(T_NO^3));
%Atom Balance Based On Excess Air Coefficient
if 1/lambda<1
n_CO2=epsilon*(1/lambda);
n_H2O=2*(1-epsilon)*(1/lambda);
n_CO=0;
n_H2=0;
n_O2=1-(1/lambda);
n_N2=psi;
n_b= (1-epsilon)*(1/lambda)+1+psi;
end
if 1/lambda>=1
A=(K_wgs-1);
B=-K_wgs*(2*((1/lambda)-1)+epsilon*(1/lambda))+2*(1-epsilon*(1/lambda));
C=2*K_wgs*epsilon*(1/lambda)*((1/lambda)-1);
%Watch Quadratic Equation, Moles Must Be Positive!
c=(-B-sqrt(B^2-4*A*C))/(2*A);
n_CO2=epsilon*(1/lambda)-c;
n_H2O=2*(1-epsilon*(1/lambda))+c;
n_CO=c;
n_H2=2*((1/lambda)-1)-c;
n_O2=0;
n_N2=psi;
n_b = (2-epsilon)*(1/lambda)+psi;
end
%
```

```

%Calculate Molar Fractions Of Each Constituent Element
x_CO2=n_CO2/n_b;
x_H2O=n_H2O/n_b;
x_CO=n_CO/n_b;
x_H2=n_H2/n_b;
x_O2=n_O2/n_b;
x_N2_e=n_N2/n_b;

if 1/lambda>1
n_prod=1.5;
z=(T_NO-2.3*10^3)/(7.6*10^2);
K_p_CO2 = -.55*z^3+1.5*z^2-3*z+9.1;
Z=(T_NO-2.3*10^3)/(7.6*10^2);
K_p_CO = -.15*Z^3+.41*Z^2-.92*Z+7.1;
K_P=10^(K_p_CO2-K_p_CO);
P_p = ((P_EXH/101325)/n_prod)*(T_NO/T_BDC))^(-1);
ALPHA= (2*P_p)/(3*K_P^2) + (((P_p/K_P^2) -
(4*P_p^2)/(3*K_P^4)+(8*P_p^3)/(27*K_P^6))^2 + ((4*P_p)/(3*K_P^2) -
(4*P_p^2)/(9*K_P^4))^3)^(1/2) + P_p/K_P^2 - (4*P_p^2)/(3*K_P^4)
+ (8*P_p^3)/(27*K_P^6))^(1/3) - ((4*P_p)/(3*K_P^2) -
(4*P_p^2)/(9*K_P^4))/(((P_p/K_P^2) - (4*P_p^2)/(3*K_P^4)
+ (8*P_p^3)/(27*K_P^6))^2 + ((4*P_p)/(3*K_P^2) - (4*P_p^2)/(9*K_P^4))^3)^(1/2)
+ P_p/K_P^2 - (4*P_p^2)/(3*K_P^4) + (8*P_p^3)/(27*K_P^6))^(1/3);
x_O2=(ALPHA/(2*n_prod))*(x_CO2*((1-ALPHA)/n_prod));
%x_CO=x_CO+(ALPHA/n_prod);
end
%Calculate Equilibrium Concentrations
X_O2_e=x_O2*P_BDC/(R_u*T_NO);
%
%Equilibrium Constant For O2 to Oxygen Reaction
Kp_7=3.6*10^3*exp(-31090/T_NO)*318.3; %318.3 converts atm^(1/2) to pa^(1/2)
x_O_e= (Kp_7*X_O2_e^(1/2))/((R_u*T_NO)^(1/2))/(P_BDC/(R_u*T_NO)); %kmol/m^3
%The Forward Reaction Rate Constant (m^3/kmol-s)
k_1f=1.82*10^11*exp(-38370/T_NO);
%Calculate Change in NO Concentration as Function of Time
dNOdt=2*k_1f*x_O_e*x_N2_e*P_BDC/(R_u*T_NO);
%Calculate residence time
t_NO=(8*10^(-16)*T_NO*exp(58300/T_NO))/(P_NO/101325)^(1/2);
%Calculate NO PPM
PPM_NO = dNOdt*t_NO*10^6;
end

```

Π.5 Υπολογισμός BSNOX

```
%%BSNOx Function
```

```
function [ w_NO ] = BSNOX( T_NO,P_atm,lambda,P_NO,T_BDC,P_BDC,P_EXH)
```

```
R_u=8315; %Universal Gas Constant
```

```
psi=3.773; %Molar N/O ratio
```

```
y=18/8; %Molar H/C ratio (Using Iso-Octane)
```

```
epsilon=4/(4+y); %y is the molar H/C ratio
```

```
%Calculate Equilibrium Constant At Given Temperature (Water Gas Shift)
```

```
K_wgs=exp(2.743-1.761*10^3/T_NO-1.611*10^6/(T_NO^2)+.2803*10^9/(T_NO^3));
```



```

%Atom Balance Based On Excess Air Coefficient
if 1/lambda<1
n_CO2=epsilon*(1/lambda);
n_H2O=2*(1-epsilon)*(1/lambda);
n_CO=0;
n_H2=0;
n_O2=1-(1/lambda);
n_N2=psi;
n_b= (1-epsilon)*(1/lambda)+1+psi;
end
if 1/lambda>=1
A=(K_wgs-1);
B=-K_wgs*(2*((1/lambda)-1)+epsilon*(1/lambda))+2*(1-epsilon*(1/lambda));
C=2*K_wgs*epsilon*(1/lambda)*((1/lambda)-1);
%Watch Quadratic Equation, Moles Must Be Positive!
c=(-B-sqrt(B^2-4*A*C))/(2*A);
n_CO2=epsilon*(1/lambda)-c;
n_H2O=2*(1-epsilon*(1/lambda))+c;
n_CO=c;
n_H2=2*((1/lambda)-1)-c;
n_O2=0;
n_N2=psi;
n_b = (2-epsilon)*(1/lambda)+psi;
end
%
%Calculate Molar Fractions Of Each Constituent Element

x_CO2=n_CO2/n_b; x_H2O=n_H2O/n_b; x_CO=n_CO/n_b; x_H2=n_H2/n_b;
x_O2=n_O2/n_b; x_N2_e=n_N2/n_b;
if 1/lambda>1
n_prod=1.5;
z=(T_NO-2.3*10^3)/(7.6*10^2);
K_p_CO2 = -.55*z^3+1.5*z^2-3*z+9.1;
Z=(T_NO-2.3*10^3)/(7.6*10^2);
K_p_CO = -.15*Z^3+.41*Z^2-.92*Z+7.1;
K_P=10^(K_p_CO2-K_p_CO);
P_p = ((P_EXH/101325)/n_prod)*(T_NO/T_BDC))^(-1);
ALPHA= (2*P_p)/(3*K_P^2)+(((P_p/K_P^2 -
(4*P_p^2)/(3*K_P^4)+(8*P_p^3)/(27*K_P^6))^2 +((4*P_p)/(3*K_P^2)-
(4*P_p^2)/(9*K_P^4))^3)^(1/2) + P_p/K_P^2-
(4*P_p^2)/(3*K_P^4)+(8*P_p^3)/(27*K_P^6))^(1/3) - ((4*P_p)/(3*K_P^2) -
(4*P_p^2)/(9*K_P^4)))/(((P_p/K_P^2 -
(4*P_p^2)/(3*K_P^4)+(8*P_p^3)/(27*K_P^6))^2 + ((4*P_p)/(3*K_P^2)-
(4*P_p^2)/(9*K_P^4))^3)^(1/2) +P_p/K_P^2 - (4*P_p^2)/(3*K_P^4) +
(8*P_p^3)/(27*K_P^6))^(1/3);
x_O2=(ALPHA/(2*n_prod))*(x_CO2*((1-ALPHA)/n_prod));
%x_CO=x_CO+(ALPHA/n_prod);
end
%Calculate Equilibrium Concentrations
X_O2_e=x_O2*P_BDC/(R_u*T_NO);
%
%Equilibrium Constant For O2 to Oxygen Reaction
Kp_7=3.6*10^3*exp(-31090/T_NO)*318.3; %318.3 converts atm^(1/2) to pa^(1/2)
x_O_e = (Kp_7*X_O2_e^(1/2))/((R_u*T_NO)^(1/2))/(P_BDC/(R_u*T_NO)); %kmol/m^3
%The Forward Reaction Rate Constant (m^3/kmol-s)

```

```

k_1f=1.82*10^11*exp(-38370/T_NO);
%Calculate Change in NO Concentration as Function of Time
dNOdt=2*k_1f*x_O_e*x_N2_e*P_BDC/(R_u*T_NO);
%Calculate residence time
t_NO=(8*10^(-16)*T_NO*exp(58300/T_NO))/(P_NO/101325)^(1/2);
%Calculate NO PPM
PPM_NO = dNOdt*t_NO*10^6;
%
%-----
%Converting to mass fractions of constituents:
m_CO2=x_CO2*(44.01); m_H2O=x_H2O*(18.015); m_CO=x_CO*(28.01);
m_H2=x_H2*(2.01); m_O2=x_O2*32; m_N2_e=x_N2_e*28;
%Adding mass fractions of all constituents:
m_all=m_CO2+m_H2O+m_CO+m_H2+m_O2+m_N2_e;
%Calculating mass fraction of NO:
w_NO=dNOdt*t_NO*30.01/m_all;
end
function[BSFC,T_ac,PPM_NO,HC,eta_f]=BSFCAnnand(RPM,Load)
%University Of Idaho Engine Simulation
%Uses "Two Zone" Combustion Analysis With Variable Specific Heats Ratios
%Only Models The Compression And Expansion Strokes
%
%-----
% clear all;
% close all;
% clc;
%
%-----

%Engine Inputs
%Load = 1; %Engine Load (Affects Inlet Pressure)
%RPM = 7600; %Revolutions Per Minute [1/min]
L = (88.4/1000); %Stroke of Engine [m]
B = (95.5/1000); %Bore of Engine [m]
l = .165; %Length of Engine Connecting Rod [m]
N_cyl = 6; %Number of Cylinders [unitless]
C_r = 9; %Compression Ratio [unitless]
N_r = 2; %Number of Revolutions Per Power Stroke
%theta_b = 85; %Combustion Burn Duration [degrees]
%theta_0 = 145; %Crank Angle At Start of Combustion [degrees]
if Load==1
theta_0=ceil(-.0013*RPM+154.5);
theta_b=ceil(.0038*RPM+30);
end
if Load<1
theta_0=ceil(-.0013*RPM+154.82)-(10-Load*10);
theta_b=ceil(.0038*RPM+40)-(10-Load*10);
end

theta_f = theta_0+theta_b; %Final Comb. Angle [degrees]
IVC = 0; %Time [degrees] when Intake Valve Closes
EVO = 335; %Time [degrees] when Exhaust Valve Opens
%
%-----

%Engine Calculations Based On Previous Inputs
%Assumes Average Surface Area In Which Heat Transfer Occurs
A_p = (pi/4)*B^2; %Cross Sectional Piston Area [m^2]
A_ch = 2*A_p; %Cylinder Head Surface Area (in chamber)
V_d = N_cyl*A_p*L; %Displaced Volume Of Engine [m^3]

```

```

N = RPM/60; %Converts RPM to RPS [1/s]
S_bar_p = 2*L*N; %Calculates Mean Piston Speed [m/s]
a = L/2; %Calculates Crank Radius (1/2 stroke)[m]
V_TDC = (V_d/(C_r-1))/N_cyl; %Calculates Clearance Volume [m^3]

V_BDC = (V_d/N_cyl)+V_TDC; %Cyl. Volume At BDC [m^3]
%
%Calculating Losses Due To Friction
%fmep (obtained from Blair) Based On Displacement, RPM
%
%if V_d>500*10^(-6)
%fmep=(100000+350*L*RPM)*10^(-3);
%end
%if V_d<500*10^-6
%fmep=(100000+100*(500-V_d*10^(-6))+350*L*RPM)*10^(-3);
%end
%For Motorcycles, Use "Rolling" Bearings (For Automobiles, Use Previous)
fmep = (250*L*RPM)*10^-3;
%Volumetric Efficiency Correction Factor
CF = correction( Load,RPM );
%Initial Preallocation Of Matrices (Second Preallocation In Loops Needs To
%Be Included (Do Not Delete)
V(1:360)=zeros;DV(1:360)=zeros;rho(1:360)=zeros;mu(1:360)=zeros;
C_k(1:360)=zeros;C_R(1:360)=zeros;X(1:360)=zeros;M_F(1:360)=zeros;
DX(1:360)=zeros;Re(1:360)=zeros;Nus(1:360)=zeros;h_g(1:360)=zeros;
DQ_w(1:360)=zeros;DQ(1:360)=zeros;Q(1:360)=zeros;DT(1:360)=zeros;
DP(1:360)=zeros;P(1:360)=zeros;T(1:360)=zeros;W_dot(1:360)=zeros;
W(1:360)=zeros;T_indicated(1:2)=zeros;Q_dot(1:360)=zeros;u(1:360)=zeros;
du(1:360)=zeros;cv(1:360)=zeros;m_b(1:360)=zeros;m_u(1:360)=zeros;
V_u(1:360)=zeros;V_b(1:360)=zeros;T_u(1:360)=zeros;T_b(1:360)=zeros;
A_u(1:360)=zeros;A_b(1:360)=zeros;DT_u(1:360)=zeros;gamma_u(1:360)=zeros;
u_u(1:360)=zeros;du_u(1:360)=zeros;cv_u(1:360)=zeros;DQ2(1:360)=zeros;
DQ_w2(1:360)=zeros;Q2(1:360)=zeros;
%
%Fuel Inputs/Efficiencies
AF_ratio_stoich = 15.09; %Theoretical Air Fuel Ratio (gravimetric)
%lambda = .85; %Excess Air Coefficient
if Load ==1
lambda = .85;
end
if Load==.9
lambda=.925;
end
if Load==.8
lambda=.95;
end
if Load<.8
lambda=.95;
end
AF_ratio_ac = lambda*AF_ratio_stoich; %Actual Air Fuel Ratio
AF_ratio_mol_sotich=14.7; %Molar Air Fuel Ratio (Stoich)
AF_ratio_mol=lambda*AF_ratio_mol_sotich;
LHV = 44.6e6; %Lower Heating Value Of Fuel Mixture [J/kg]
eta_combmax = .95; %Assumed MAX COmb. Efficiency
%Predicts Combustion Efficiency (Reference To Blair)
eta_comb=eta_combmax*(-1.6082+4.6509*lambda-2.0764*lambda^2);

```

```

%Atmospheric Inputs
P_atm = 101325;
T_atm = 278;
P_BDC = Load*P_atm; %Inlet Pressure[Pa] Moscow,ID
R_air = 287; %Gas Constant For Air [J/kg-K]
gamma(1:360) = 1.4; %Preallocate Gamma Array (sets initial value)
T_w = 350; %Assumed Wall Temperature (Reference Stone)
%
%Polynomials Used To Calculate Gamma As A Function Of RPM
a_1 = .692; a_2 = 39.17e-06; a_3 = 52.9e-09; a_4 = -228.62e-13;
a_5 = 277.58e-17; b_0 = 3049.33; b_1 = -5.7e-02; b_2 = -9.5e-05;
b_3 = 21.53e-09; b_4 = -200.26e-14; c_u = 2.32584; c_r = 4.186e-03;
d_0 = 10.41066; d_1 = 7.85125; d_3 = -3.71257; e_0 = -15.001e03;
e_1 = -15.838e03; e_3 = 9.613e03; f_0 = -.10329; f_1 = -.38656;
f_3 = .154226; f_4 = -14.763; f_5 = 118.27; f_6 = 14.503;
r_0 = -.2977; r_1 = 11.98; r_2 = -25442; r_3 = -.4354;
%
R=R_air/1000;
for k = 1:2
%Corrects Temperature Based On Exhaust Gas Residuals
if k==1
    T_BDC = T_atm; %Assumed Inlet Temperature [K]
else
    T_BDC=T_corr;
end
%Calculate Mass of Air In Cylinder/ Mass Of Fuel Based On AFR
rho_a = P_BDC/(R_air*T_BDC); %Air Density kg/m^3
m_a = rho_a*V_d; %Mass of Air In Cylinder [kg]
m_f = m_a/AF_ratio_ac; %Mass Of Fuel In Cylinder [kg]
m_c = m_a+m_f; %Mass In Cylinder
%Specifying Initial Conditions For Loops
%DV,DX,etc. Are Relative To Change In Theta (i.e. DV/Dtheta)
theta(1:360)=zeros; %Starting Crank Angle [deg]
V(1:360)=zeros; %Preallocate Volume Array
V(1)=V_BDC; %Starting Combustion Chamber Volume [m^3]
DV(1:360) = zeros; %Preallocate Change In Volume Array
DV(1) = 0; %Specifying Initial Change In Volume [m^3]
P(1:360)=P_BDC; %Preallocate Pressure Array
DP(1:360) = zeros; %Specifying Initial Change In Pressure
T(1:360)=zeros; %Preallocate Temperature Array
T(1) = T_BDC; %Inlet Temperature [K]
T_u(1)=T_BDC; %Initial Unburned Temperature[K]
DT(1:360) = zeros; %Specifying Initial Change In Temperature
DT_u(1:360)=zeros; %Preallocate Change In Unburned Temperature
gamma(1)=1.4; %Initial Gamma Input
gamma_u(1)=1.4; %Initial Gamma Input
X(1:360) = 0; %Preallocate Mass Burn Array
DX(1:360) = zeros; %Preallocate Change In Mass Burn Fraction [unitless]
DQ(1:360) = zeros; %Preallocate Heat Release Array
DQ2(1:360)=zeros; %Preallocate Two Zone Heat Release Array
Q(1:360)=zeros; %Preallocate Heat Array
Q2(1:360)=zeros; %Preallocate 2 zone Heat Array
M_F(1:360) = 0; %Preallocate Mass In Combustion Chamber Array
rho(1:360) = zeros; %Preallocates Ideal Gas Law array
rho(1) = P(1)/(R_air*T(1)); %Initial Value Ideal Gas Array
mu(1:360)=zeros; %Preallocate Viscosity Array

```

```

mu(1)=7.457*10^(-6)+4.1547*10^(-8)*T_BDC-7.4793*10^(-12)*T_BDC^(2);
C_k(1:360)=zeros; %Preallocate Thermal COnductivity Array
C_k(1) = 6.1944*10^(-3)+7.3814*10^(-5)*T_BDC-1.2491*10^(-8)*T_BDC^(2);
C_R(1:360) = zeros; %Preallocate Radiation Coefficient Array
C_R(1) = 4.25*10^(-09)*((T(1)^4-T_w^4)/(T(1)-T_w)); %Initial Rad. Coeff
Re(1:360)=zeros; %Preallocate Reynolds Value Array
Re(1)=rho(1)*S_bar_p*B/mu(1); %Initial Reynolds Value
Nus(1:360)=zeros; %Preallocating Nusselt Number Array
Nus(1)=.49*Re(1)^(.7); %Initial Nusselt Number
h_g(1:360)=zeros; %Preallocate Heat Transfer Coefficient Array
h_g(1)=C_k(1)*Nus(1)/B; %Initial Heat Transfer Coefficient
s(1:360)=zeros; %Preallocates Distance Crank/Piston Axes Array
s(1) = -a*cosd(theta(1))+sqrt(l^2 - a^2*sind(theta(1))^2);%Initial Val.
W(1:360) = zeros; %Preallocate Work Array
W_dot(1:360) = zeros; %Preallocate Power Array
T_indicated(1:360) = zeros; %Preallocate Torque Array
Q_dot(1:360) = zeros; %Preallocate Heat Transfer Array
u(1:360) = zeros; %Preallocate Internal Energy Array
du(1:360) = zeros; %Preallocates Change In Internal Energy Array
cv(1:360) = zeros; %Preallocates Heat Capacity Array
DQ_w(1:360)=zeros; %Preallocate Convective Heat Loss Array
DQ_w2(1:360)=zeros; %Preallocate Convective Heat Loss Array 2 zone
m_b(1:360)= zeros; %Preallocate mass burned array
m_u(1:360)=m_c; %Preallocate unburned mass array
V_u(1:360)=zeros; %Preallocate unburned Volume Array
V_u(1) = V(1); %Initial Unburned Volume
%
-----
theta=1:360;
for i = 2:360

    %Specifies Distance Between Crank/Piston Axes As A Function Of theta
    s = -a*cosd(theta(i))+sqrt(l^2 - a^2*sind(theta(i))^2);
    %Specifies Volume As A Function Of Crank Angle
    V(i) = V_TDC + ((pi/4)*B^2)*(l + a - s);
    %Specifies Change In Volume As A Function Of Crank Angle
    DV(i) = V(i)-V(i-1);
    %Calculates Density As A Function Of Crank Angle
    rho(i) = P(i-1)/(R_air*T(i-1));
    %Calculates Viscosity As A Function Of Temperature
    mu(i)=7.457*10^(-6)+4.1547*10^(-8)*T(i-1)-7.4793*10^(-12)*T(i-1)^(2);
    %Calculating Instantaneous Thermal Conductivity of Cylinder Gas
    C_k(i) = 6.1944*10^(-3)+7.3814*10^(-5)*T(i-1)-1.2491*10^(-8)*T(i-1)^(2);
    %Calculating The Radiation Heat Transfer Coefficient
    C_R(i) = 4.25*10^(-09)*((T(i-1)^4-T_w^4)/(T(i-1)-T_w));
    %Instantaneous Surface Area (For Heat Transfer)
    A = A_ch + A_p + pi*B*(l+a-s);
    if i<=2
        A_u=A;
    end

%
-----

%Specifies Mass Fraction Burn As A Function Of Crank Angle (WeibeFcn.)
%Also Specifies Mass Of Fuel In Combustion Chamber As A Function Of
%Theta

```

```

if theta(i)<theta_0
X(i)=0;
else
X(i) = 1-exp(-5*((theta(i)-theta_0)/theta_b)^3);
if theta(i) < theta_f
M_F(i) = V(theta_0-1)*rho(theta_0-1)/(lambda*AF_ratio_mol);
end
end

%
%-----

%Specifies Change In Mass Fraction Burn As A Function Of Crank Angle
DX(i) = X(i) - X(i-1);

%
%-----

%Incorporating The Annand Method To Predict Heat Transfer
%Calculating Reynolds Number
Re(i)=rho(i)*S_bar_p*B/mu(i);
%Calculating Nusselt Number (constant=.26 two stroke, .49 4 stroke)
Nus(i)=.49*Re(i)^(.7);
%Calculating Heat Transfer Coefficient Using Annand Method
h_g(i)=C_k(i)*Nus(i)/B;
%Calculates Convective Losses Into Wall As A Function Of Crank Angle
DQ_w(i) = (h_g(i)+C_R(i))*A*(T(i-1)-T_w)*(60/(360*RPM));
%Calculates Change In Heat Transfer (total) As A Function Of Crank
%Angle
DQ(i) = eta_comb*LHV*M_F(i)*DX(i)-DQ_w(i);
%Calculates Total Heat Transfer (Per Cycle)
Q(i) = Q(i-1)+DQ(i);

%
%-----

%Specifies Pressure and Temperature Increases Between Intake Valve
%Closing and Exhaust Valve Opening
if IVC< theta(i)
DT(i)=T(i-1)*(gamma(i-1)-1)*((1/(P(i-1)*V(i-1)))*DQ(i)-(1/V(i-1))*DV(i));
DP(i)=(-P(i-1)/V(i-1))*DV(i)+(P(i-1)/T(i-1))*DT(i);
P(i) = P(i-1)+DP(i);
end
if EVO < theta(i)
P(i) = P_atm;
end
if 200 < theta(i)
if P(i)<=P_atm
P(i)=P_atm;
end
end
%
%-----

%Calculate Burned, Unburned Mass Fractions
m_b(i) = m_b(i-1)+DX(i)*m_c; %Burned Mass
m_u(i) = m_u(i-1)-DX(i)*m_c; %Unburned Mass
%Calculating Burned, Unburned Volumes
if theta(i)<=theta_0

```

```

V_u(i)=N_cyl*V(i);
end
if theta(i)>theta_0
V_u(i)=(m_u(i)*V_u(i-1))/m_u(i-1)*(P(i)/P(i-1))^(1/gamma_u(i-1));
end
V_b(i)=N_cyl*V(i)-V_u(i);
if V_b(i)<0
V_b(i)=0;
end
%Calculating Burned, Unburned Temperatures
T_u(i)=P(i)*V_u(i)/(m_u(i)*R*1000);
if theta(i) <= theta_0+4
T_b(i)=0;
end
if theta(i)>theta_0+4
T_b(i)=P(i)*V_b(i)/(m_b(i)*R*1000);
end
%Calculate Unburned, Burned Areas Based On Volume Ratio
A_u(i)=A*(1-sqrt(X(i)));
A_b(i)=A*(X(i)/sqrt(X(i)));
DT_u(i)=T_u(i)-T_u(i-1);
%
%Returns Temperature Values To Beginning Of Loop
%Assumes Temperature Drops Back To ATM Temp After Exhaust Is Extracted
T(i) = T(i-1)+DT(i);
%Calculate The Residual Gas Fraction
%Assume A Polytrropic Constant Of 1.3
R_frac = (1/C_r)*(P_BDC/P_atm)^(1/1.3)*(1/lambda);

%Calculates Cylinder Work [J] As A Function Of Crank Angle
%Treats Atmospheric Pressure As Reference State
W(i) = W(i-1)+(P(i)-P_atm)*DV(i);
%Calculates Power [kW] As A Function Of Crank Angle
W_dot(i)=(N_cyl*W(i)*N/N_r)/1000;
%Indicated Mean Effective Pressure
imep = CF*W_dot(360)*N_r*1000/(V_d*1000*N);
%Calculates Torque[N*m] As A Function Of Crank Angle
T_indicated(i) = (W_dot(i)*1000)/(2*pi*N);
%Calculates Heat Loss [kW] As A Function Of Crank Angle
Q_dot(i) = (N_cyl*Q(i)*N/N_r)/1000;

%
% The Following Section Of Code Calculates An Updated Value Of Gamma
% Using The "Polynomial Method" Developed By Krieger-Borman
% User Of This Code Must Be Careful Because Accuracy Of This Method
% Drops As The Fuel Mixture Becomes Increasingly Rich

%Calculates A,B Factors For Following Block Of Code
A_t = a_1*T(i)+a_2*T(i)^2+a_3*T(i)^3+a_4*T(i)^4+a_5*T(i)^5;
A_tu = a_1*T_u(i)+a_2*T_u(i)^2+a_3*T_u(i)^3+a_4*T_u(i)^4+a_5*T_u(i)^5;
B_t = b_0+b_1*T(i)+b_2*T(i)^2+b_3*T(i)^3+b_4*T(i)^4;
B_tu = b_0+b_1*T_u(i)+b_2*T_u(i)^2+b_3*T_u(i)^3+b_4*T_u(i)^4;
%Calculates Factor "D" As A Function Of lambda
D_lambda = d_0 + d_1*lambda^(-1)+ d_3*lambda^(-3);
%Calculates Factor "F" As A Function Of Temperature,lambda
E_TLambda = (e_0 + e_1*lambda^(-1)+ e_3*lambda^(-3))/T(i);

```

```

E_TLambdau = (e_0 + e_1*lambda^(-1)+ e_3*lambda^(-3))/T_u(i);
F_TPLambda = (f_0 + f_1*lambda^(-1) + f_3*lambda^(-3) + ((f_4 +
f_5*lambda^(-1))/T(i))*log(f_6*P(i)));
F_TPLambdau = (f_0 + f_1*lambda^(-1) + f_3*lambda^(-3) + ((f_4 +
f_5*lambda^(-1))/T_u(i))*log(f_6*P(i)));
%Calculates Correction Factor For Internal Energy
u_corr = c_u*exp(D_lambda +E_TLambda + F_TPLambda);
u_corr_u=c_u*exp(D_lambda +E_TLambdau + F_TPLambdau);
%Calculates Internal Energy As A Function Of Crank Angle
u(i) = A_t - B_t/lambda + u_corr;
u_u(i) = A_tu - B_tu/lambda + u_corr_u;
%Calculates Change In Internal Energy
du(i) = u(i) - u(i-1);
du_u(i) = u_u(i) - u_u(i-1);
%Calculates Heat Capacity "C_v" As A Function Of Crank Angle
cv(i) = du(i)/DT(i);
cv_u(i)=du_u(i)/DT_u(i);
%Calculates Correction Factor For "R" Value As A Function Of Crank
%Angle
R_corr = c_r*exp(r_0*log(lambda) + (r_1+r_2/T(i) +
r_3*log(f_6*P(i)))/lambda);
R_corr_u = c_r*exp(r_0*log(lambda) + (r_1+r_2/T_u(i-1) +
r_3*log(f_6*P(i)))/lambda);
%Calculates Actual "R" Value
R = .287 + .020/lambda + R_corr;
R_u = .287 + .020/lambda + R_corr_u;
%Calculates Actual Gamma Value And Returns To Beginning Of Code
gamma_u(i)=1+R_u/cv_u(i);
gamma(i) = 1 + R/cv(i);
if gamma(i)<1.2
gamma(i)=1.4;
gamma_u(i)=1.4;
end
if theta(i)>=EVO
gamma(i)=1.4;
gamma_u(i)=1.4;
end
%
%Calculate Temperature Of Exhaust Based On Polytropic Relations
if EVO < theta(i)
T(i)=T(EVO)*(P_BDC/P(EVO))^( (gamma(i)-1)/gamma(i) );
T_b(i)=T_b(EVO)*(P_BDC/P(EVO))^( (gamma(i)-1)/gamma(i) );
end
end
%Calculates A Corrected Inlet Temperature Based On EGR
T_corr = R_frac*T(360)+(1-R_frac)*T_BDC;
%T_corr = T_BDC;
end
%
%Specified Outputs (On Matlab Screen)
W_dot_indicated=W_dot(360);
bmep = imep-fmep;
W_dot_ac = (bmep*V_d*1000*N/(N_r*1000));
T_ac = W_dot_ac/(2*pi*N*10^(-3));
%Calculated Mechanical Efficiency (Based On Previous Inputs)
eta_m = bmep/imep; %Calculates Mechanical Efficiency

```



```

%
%Calculates Brake Specific Fuel Consumption
m_ta = P_BDC*V_d/(R_air*T_BDC); %Calculate Trapped Air In Cylinder
eta_v = CF*((m_ta)/(rho_a*V_d)); %Corrected Volumetric Efficiency
m_dot_f = N_cyl*M_F(theta_0)*(N/N_r); %Mass Flow Rate Of Fuel
m_dot_a = AF_ratio_ac*m_dot_f; %Mass Flow Rate Of Air
BSFC = (m_dot_f*1000*3600)/(W_dot_ac); %BSFC [g/kW*h]
eta_f = 3600/(BSFC*(LHV*10^(-6))); %Fuel Conversion Efficiency
%Calculate Emissions
T_NO=.875*max(T_b); %Calculate Avg. Burn Temp
P_NO=max(P); %Assuming Pressure is peak
P_EXH=(P(EVO)+P_atm)/2; %Calculating Exhaust Press.
[ PPM_NO ] = NOX( T_NO,P_atm,lambda,P_NO,T_BDC,P_BDC,P_EXH);
P_peak = max(P); %Peak Pressure
%disp('Percentage of Fuel Mass Reaching Exhaust')
[ HC ] = hydrocarbons(R_frac,AF_ratio_ac,B,P_peak,imep,C_r,V_d,N_cyl,T_w,N );
HC = 100*HC;
end

```

Π.6 Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου BSFC

```

%engine data for bsfc map
L=165; %connecting rod length
Vd38=0.0038; %Displacement volume
Vd1c=0.0063; %Displacement volume per cylinder
Vc=0.00007875; % Clearance volume at TDC
B=0.0929; Upavg=10.84; %Avarage piston spd
eta_mech=0.85; %mechanical efficiency
Nc=6 ;%cycle
cst=60; %for conversion
a=0.5; %constant
Ap=0.006778; %For one cylindr
Pin=183.26; % inlet manifold pressure Kpa
rc=9; %compression ratio
Tin=333; % manifold inlet temp
R=0.287; %Global air const
ma=0.001365; %Air mass in
mf=0.0000935; %kg/cylinder/cycle
Hu=44000; %Kg/kj
P1=560.26;
P2=0.7404938;
P3=1.021125e-3;
omega=375:1:775;
Te=(P1+(P2*omega)-(P3*omega.^2)); %engine torque
N=3600:10:7600; % engine RPM

%Calculations
for i=1:1:400
    for j=1:1:400
        Wb_dot(i,j)=(2*pi*N(i)*Te(j))*10^-5;
        bmep(j)=((4*pi*Te(j))/Vd38)*0.001;
        imep(j)=bmep(j)/eta_mech;
        fmep(j)=imep(j)-bmep(j);
        Wf_dot(j)=(1/4)*fmep(j)*Ap*Upavg*Nc;
    end
end

```

```

Wb(j)=bmep(j)*Vd1c;
mf_dot=(mf*Nc*(N/cst)*a);
bsfc=((mf_dot/Wb_dot(i,j))*1000)/0.000277;
    end
end

disp(bsfc)
disp(Te)
disp(N)

%jdata=xlsread('JeremyData');
%x = jdata(:,1);
%y = jdata(:,2);
%z = jdata(:,3);
%plot3(x,y,z,'.-')
%tri = delaunay(x,y);
%h = trisurf(tri, x, y, z);
%shading interp
%colorbar
%title('Brake Specific Fuel Consumption (g/kW-hr)')
%xlabel('RPM')
%ylabel('Torque (N*m)')
%zlabel('BSFC')
Load = 1.1; %Start High, Decreased By .1 Each Iteration
N_load = 7; %Six Loads
    %bsfc(1:N_RPM,1:N_load)=zeros;
    %Torque(1:N_RPM,1:N_load)=zeros;
%


---


for j = 1:N_load

Load = Load-.1; %Decreases Load With Each Iteration
[BSFC,T_ac,N_RPM,PPM_NO,HC,eta_f]=LOAD2(Load); %Feeds "Load" Into Load
Function
BSFC=BSFC'; %Transposes Vector
bsfc(1:N_RPM,j)=BSFC;%Creates Matrix Out of BSFC Vectors
T_ac=T_ac'; %Transposes Torque Vector
Torque(1:N_RPM,j)=T_ac'; %Creates Matrix Out of Torque Vectors
PPM_NO=PPM_NO';
NO_x(1:N_RPM,j)=PPM_NO;
HC=HC';
hydrocarbon(1:N_RPM,j)=HC;
eta_f=eta_f';
ETA_f(1:N_RPM,j)=eta_f;
end
%


---


%Create RPM Matrix
RPM(1:N_RPM,1:N_load)=zeros;
RPM(1,1)=500;
for i = 2:N_RPM
RPM(i,1) = RPM(i-1,1)+1000;
end
for j = 2:N_load
RPM(1:N_RPM,j)=RPM(1:N_RPM,j-1);
end

```

```

%
%Plot Statements
figure(1)
grid
contourf(RPM,Torque,bsfc,150)
xlabel('RPM')
ylabel('Torque [N*m]')
title('Nissan GTR BSFC [g/kW-h] MAP')
colorbar
colormap jet
caxis([250 700])
figure(2)
contourf(RPM,Torque,NO_x,40)
xlabel('RPM')
ylabel('Torque [N*m]')
title('Nissan GTR NO Emissions MAP [PPM]')
colorbar
caxis([600 800])
figure(3)
contourf(RPM,Torque,hydrocarbon,60)
xlabel('RPM')
ylabel('Torque [N*m]')
title('Nissan GTR HC Emissions MAP [%]')
colorbar
caxis([3 5])
figure(4)
contourf(RPM,Torque,ETA_f,100)
xlabel('RPM')
ylabel('Torque [N*m]')
title('Nissan GTR HC Fuel Efficiency Map [%]')
colorbar
caxis([0 0.3])
disp(RPM)

```

Π.6 Υπολογισμός Ελκτικών Δυνάμεων

```

wdf=0.48; %weight distr
wdr=0.52; %weight distr
af=0.012; %coeff
ar=0.010; %coeff
a=2; %surface
Cd=0.37; %aerodynamc coef..
bcoef=0.000020; %for radial tyre %coeff
P1=589;
P2=0.82826;
P3=1.163125e-3;
omega=80:10:850;
e_spd=omega*9.549;
Pe=((P1*omega)+(P2*omega.^2)-(P3*omega.^3)); %3rd order Power Polynomial
Te=(P1+(P2*omega)-(P3*omega.^2)); % Torque Polynomial

m=1850; % Weigth
g=9.81; %Gravity
rw = 0.35433 ; %dyanmic radius

```

```

id = 4.45 ; %diff ratio
it = [4.6058 3.30 2.23 1.5585 1.074 0.7484]; %Gears ratio
eff = [0.97 0.97 0.95 0.95 0.95 0.95 ]; %Efficiency
for i=1:1:6
Ft(i,:) = (Te*eff(i)*id*it(i))/rw;
V(i,:) = (3.6*(rw*omega)/(id*it(i)));
end
Vi = min(V(1,:):(max(V(6,:))-min(V(1,:)))/(length(V)-1):max(V(6,:)));
wf=m*wdf*g;
wr=m*wdr*g;
Rf=(af+bcoef*Vi)*wf*g;
Rr=(ar+bcoef*Vi)*wr*g;
Rall=Rf+Rr;
Ra=0.047*Cd*a*Vi.^2;
R = Rall+Ra ;

figure (1)
plot(e_spd,Ft,'LineWidth',1)
title('Tractive Effort VS Engine Speed','fontsize',12)
xlabel('Engine Speed [rpm]');
ylabel('Tractive Effort [N]');
grid
figure (2)
plot(V(1,:),Ft(1,:),V(2,:),Ft(2,:),V(3,:),Ft(3,:),V(4,:),Ft(4,:),V(5,:),Ft(5,
:),V(6,:),Ft(6,),'LineWidth',1);
title('Tractive Effort VS Vehicle Speed','fontsize',12)
hold on
plot(Vi,R,'LineWidth',1,'LineStyle','--')
xlabel('Vehicle Speed [kph]')
ylabel('Tractive Effort & Resistance [N]')
legend('1st gear','2nd gear','3rd gear','4th gear','5thgear','6thgear','Total
Resistance')
grid

```

Π.7 Πολύωνομο Υπολογισμού Εκτίμησης Χαρακτηριστικών Κινητήρα

```

P1=560.26;
P2=0.7404938;
P3=1.021125e-3;
omega=80:5:825;
e_spd=omega*9.54;
Pe=( (P1*omega)+(P2*omega.^2)-(P3*omega.^3) ) *10.^-3;
Te=(P1+(P2*omega)-(P3*omega.^2) );
T=max(Te);
P=max(Pe);
format shortG
disp(Pe')
disp(Te')
disp(e_spd')
disp([e_spd',Pe'])
disp([e_spd',Te'])
disp(T)
disp(P)
figure, hold on grid
yyaxis left
plot(e_spd,Pe)

```

```

xlabel((' (rpm) '))
ylabel(('Pe (Kw) '))
%hold on
%plot([4500 4500],[0 320],'k','Linewidth',1)
%hold on
%plot([7900 7900],[0 390],'--k','Linewidth',1)
yyaxis right
plot(e_spd,Te)
ylabel(('Te (N) '))
title(' ')

```

Π.8 Υπολογισμός Σχέσεων Μετάδοσης

```

%Data
nd=4.45;
n=0.92;
Rw=0.35433;
umax=80;
omega=0:10:750;
omega1=80:10:750;
wemin=524;
wemax=752;
n6=(Rw/nd)*(wemax/umax);
ux6=(Rw/(nd*n6))*omega;

n5=(Rw/nd)*(wemax/u5);
ux5=(Rw/(nd*n5))*omega;

u4=38.42;
n4=(Rw/nd)*(wemax/u4);
ux4=(Rw/(nd*n4))*omega;
u3=26.77;
n3=(Rw/nd)*(wemax/u3);
ux3=(Rw/(nd*n3))*omega;

u2=18.71;
n2=(Rw/nd)*(wemax/u2);
ux2=(Rw/(nd*n2))*omega;

u1=13;
n1=(Rw/nd)*(wemax/u1);
ux1=(Rw/(nd*n1))*omega;
ng=[n1 n2 n3 n4 n5 n6];
disp(ng);
figure, hold on grid
plot (ux6,omega,ux5,omega,ux4,omega,ux3,omega,ux2,omega,ux1,omega)
hold on
plot([0 80],[524 524],'k','Linewidth',1)
hold on
plot([0 80],[752 752],'k','Linewidth',1)
hold on
plot([13 13],[524 752],'k','Linewidth',1)
hold on

```

```
plot([18.71 18.71],[524 752], 'g', 'Linewidth',1)
hold on
plot([26.77 26.77],[524 752], 'y', 'Linewidth',1)
hold on
plot([38.42 38.42],[524 752], 'r', 'Linewidth',1)
hold on
plot([55.74 55.74],[524 752], 'b', 'Linewidth',1)
hold on
plot([80 80],[524 752], 'r')
ylabel('we (rad/s)')
xlabel('u (m/s)')
title('The gear-speed plot')
```

Παράρτημα II – Αυτοματοποιημένη Αναφορά KISSsoft



KISSsoft Release 03/2017

Team-SolidSQUAD

File

Name : report1

Changed by: glounous

on: 08.02.2018

at: 03:09:50

Contact Analysis

Meshing gear 1 - gear 2

Accuracy of calculation

Medium

Partial load for calculation [wt] 100.0000 (%)

Working flank

Right tooth flank

Center distance	[a]	105.0000	(mm)
Single pitch deviation	[f _{pt}]	0.0000	(μm)
Coefficient of friction	[μ]	0.0500	
Proportional axis deviation error	[f _{Σp-p}]	0.0000	(μm)
Proportional axis inclination error	[f _{Σα-p}]	0.0000	(μm)
Torque	[T ₁]	554.7018	(Nm)
Speed	[n ₁]	6800.0000	(1/min)

Torsion (0: -, 1: -I, 2: -II, 3: <from shaft calculation)

gear A:

0, Rad B: 0

		min	max	Δ	μ	σ
Transmission error	(μm)	-52.8020	-30.6350	22.1670	-36.5582	8.0434
Tangents Stiffness curve	(N/μm)	559.0996	963.4943	404.3947	885.6176	138.0991
Secants stiffness curve	(N/μm)	556.3623	951.3231	394.9609	830.4582	148.6598
Line load	(N/mm)	26.4611	663.7316	637.2705	357.9852	134.1802
Torque Gear 1	(Nm)	554.6546	554.7180	0.0634	554.6921	0.0107
Torque Gear 2	(Nm)	2303.0846	2347.6465	44.5619	2330.1276	10.6084
Power loss	(W)	1760.5473	4968.2958	3207.7484	4210.4296	945.8781
Contact temperature	(°C)	121.8855	263.7317	141.8463	200.5168	39.7089
Thickness of lubrication film	(μm)	0.0596	0.2618	0.2022	0.1153	0.0260
Hertzian pressure	(N/mm ²)		1943.0087		1446.8371	
Tooth root stress gear 1	(N/mm ²)		629.4267		352.2388	
Tooth root stress gear 2	(N/mm ²)		749.0036		391.1759	
Safety against scuffing			1.4391			
Transverse contact ratio under load	[s ₀]		1.8316			
Overlap ratio under load	[ε _β]		0.0000			
Total contact ratio under load	[ε _γ]		1.8316			
Efficiency	[η]		98.9300			

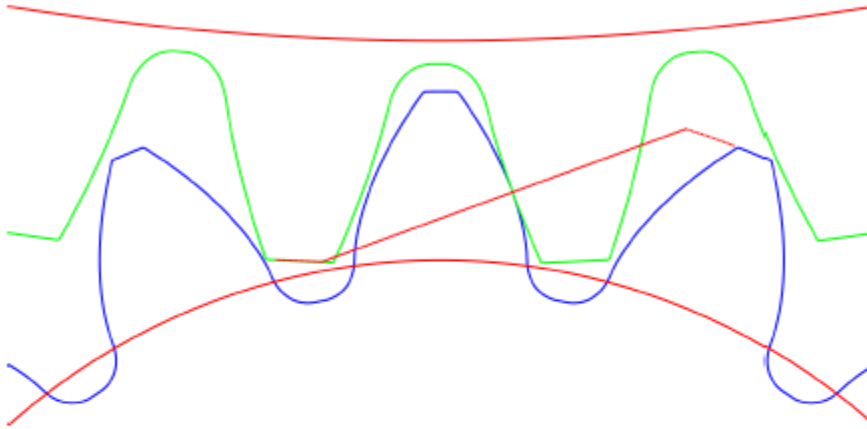
Note: The resulting safeties do not correspond with Method A according ISO because K_{γ} , K_A and K_V are not taken into account.

For an ISO-compliant calculation: Select the "Load distribution calculated with:..." option in the "Contact analysis" tab. Then go to "Module-specific settings" in the "Face load factor/Contact analysis" tab, select the "Load factors" option and click on "Load distribution calculated with: $K_{\gamma}^*K_A^*K_V^*T_{nom}$, axis alignment calculated with: Set $K_{\gamma}^*K_A^*K_V^*T_{nom}$ ".

Amplitude spectrum of the transmission error

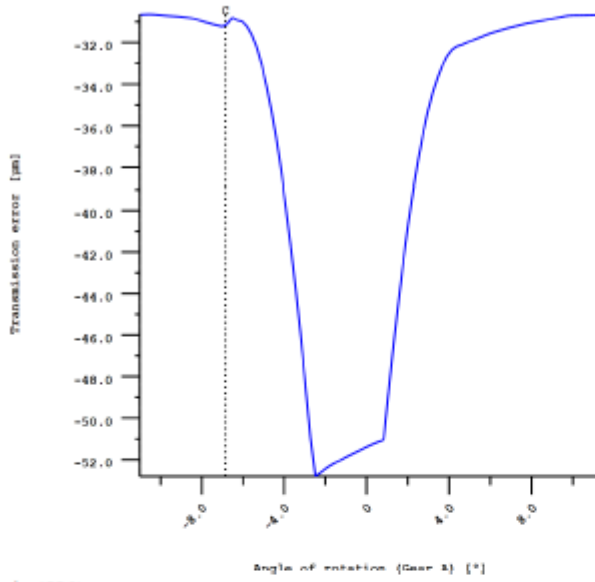
Harmonics	Amplitude (μm)
1	9.639
2	5.527
3	2.161
4	0.250
5	0.827

6	0.705
7	0.432
8	0.303
9	0.180
10	0.035



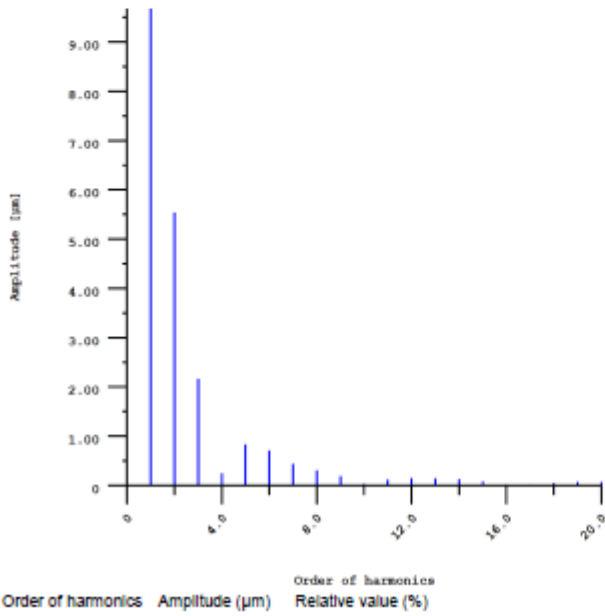
da1 = 47.3294 mm, df1 = 35.8948 mm, As1 = -0.0690 mm
da2 = 172.6606 mm, df2 = 161.0859 mm, As2 = -0.1200 mm

Figure: Meshing Gear 1 - Gear 2



wt = 100 %,
 a = 105.000 mm,
 fpt = 0.000 µm,
 μ = 0.05
 Working flank: Right flank

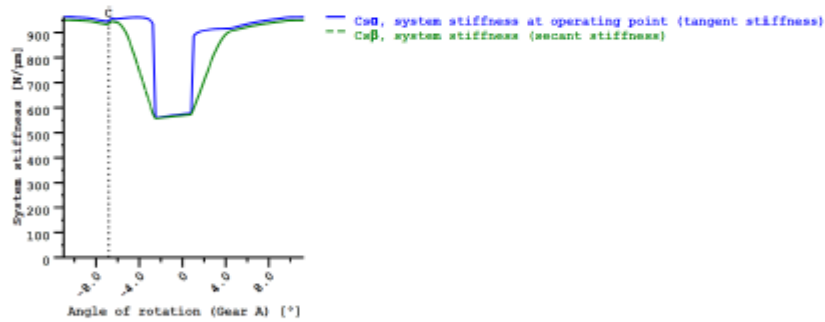
Figure: Transmission error



1	9.6427	100.00
2	5.5353	57.40
3	2.1683	22.49
4	0.2511	2.60
5	0.8347	8.66
6	0.7146	7.41
7	0.4403	4.57
8	0.3105	3.22
9	0.1851	1.93
10	0.0362	0.38
11	0.1160	1.20
12	0.1460	1.51
13	0.1426	1.48
14	0.1240	1.29
15	0.0815	0.85
16	0.0228	0.24
17	0.0211	0.22
18	0.0477	0.49
19	0.0679	0.70
20	0.0683	0.71

$w_t = 100 \%$,
 $a = 105.000 \text{ mm}$,
 $f_{pt} = 0.000 \text{ }\mu\text{m}$,
 $\mu = 0.05$
 Working flank: Right flank

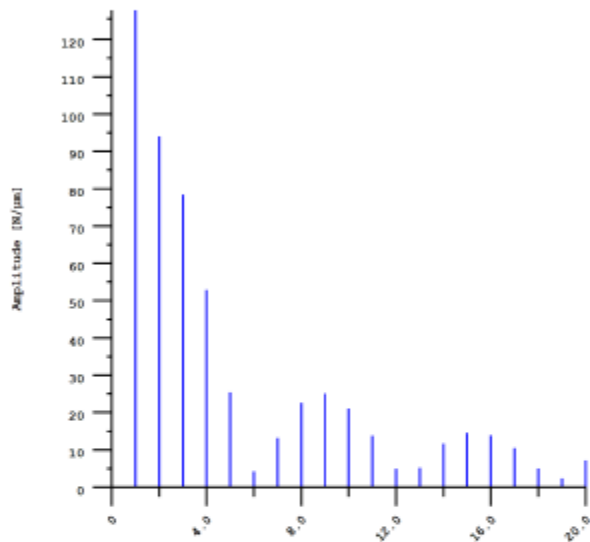
Figure: Amplitude spectrum of transmission error



$w_t = 100 \%$,
 $a = 105.000 \text{ mm}$,
 $f_{pt} = 0.000 \text{ }\mu\text{m}$,
 $\mu = 0.05$

Working flank: Right flank
 $Cs\alpha_{mean} = 884.7970636 \text{ N/\mu m}$
 $Cs\beta_{mean} = 829.1805301 \text{ N/\mu m}$
 $Cs\alpha = C\gamma\alpha \cdot b$
 $Cs\beta = C\gamma\beta \cdot b$

Figure: Stiffness curve

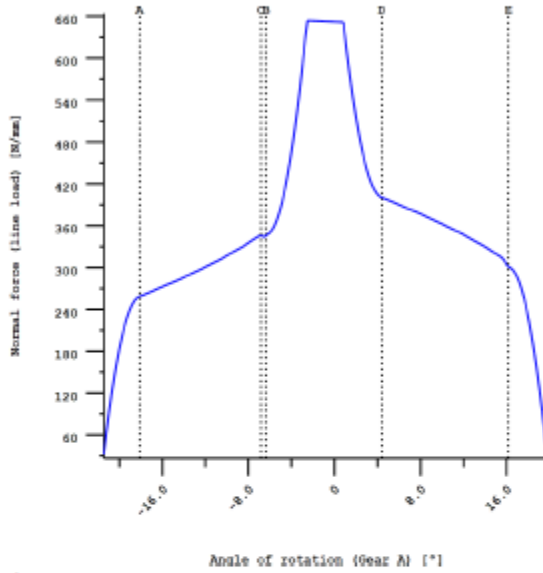


Order of harmonics	Amplitude (N/μm)	Relative value (%)
1	127.3581	100.00
2	94.0332	73.83
3	78.3846	61.55
4	52.8876	41.53
5	25.3726	19.92
6	4.2615	3.35
7	13.1594	10.33
8	22.6298	17.77
9	25.0681	19.68
10	21.1100	16.58
11	13.7595	10.80
12	4.9581	3.89
13	5.2103	4.09
14	11.6787	9.17
15	14.4900	11.38
16	13.8453	10.87
17	10.5212	8.26
18	5.0297	3.95
19	2.3046	1.81
20	7.1387	5.61

wt = 100 %,
 a = 105.000 mm,

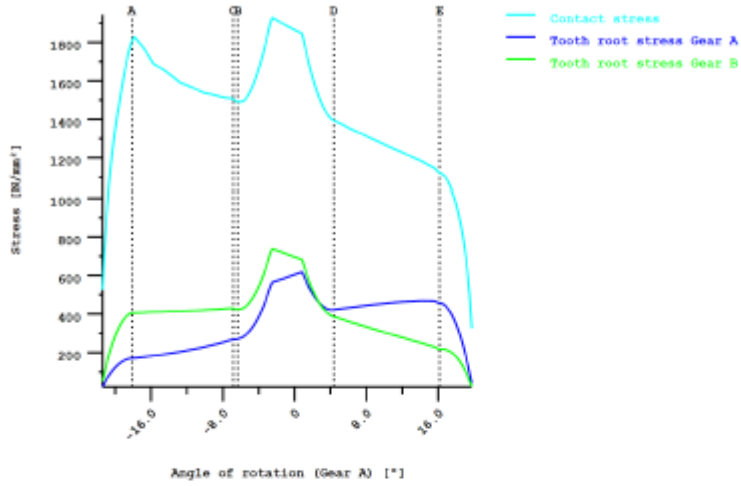
$f_{pt} = 0.000 \mu\text{m}$,
 $\mu = 0.05$
 Working flank: Right flank

Figure: Amplitude spectrum of contact stiffness



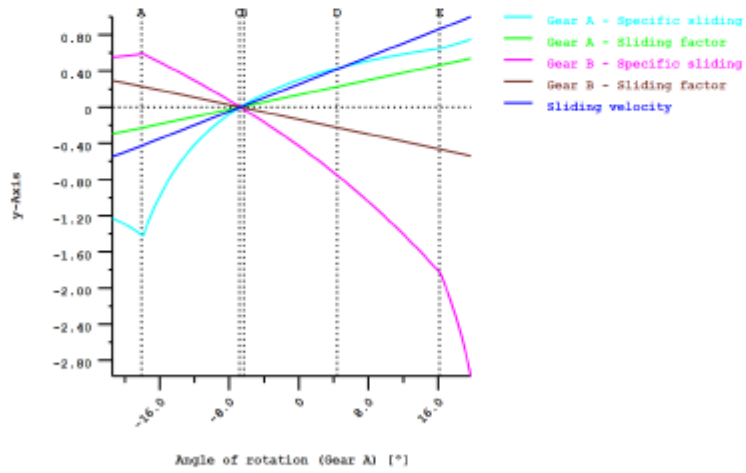
$w_t = 100 \%$,
 $a = 105.000 \text{ mm}$,
 $f_{pt} = 0.000 \mu\text{m}$,
 $\mu = 0.05$
 Working flank: Right flank

Figure: Normal force curve (Line load)



wt = 100 %,
 a = 105.000 mm,
 fpt = 0.000 μm,
 μ = 0.05
 Working flank: Right flank

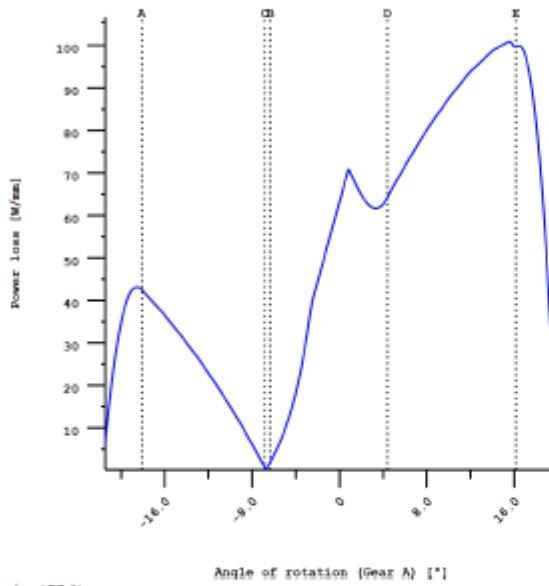
Figure: Stress curve



wt = 100 %,

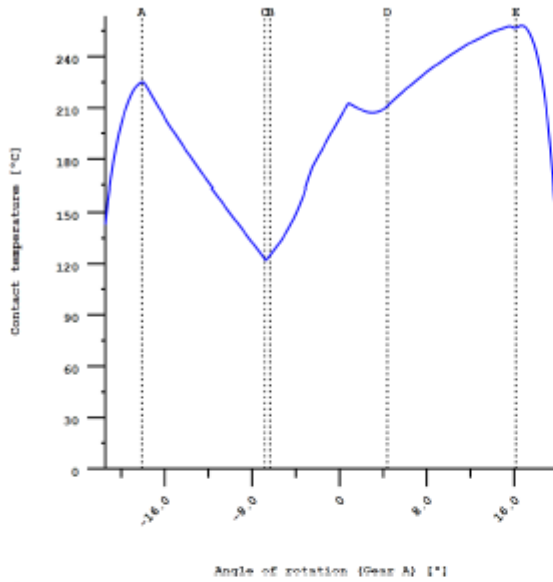
$a = 105.000$ mm,
 $f_{pt} = 0.000$ μ m,
 $\mu = 0.05$
 Working flank: Right flank
 Maximum sliding velocity: 7.662 m/s

Figure: Kinematics



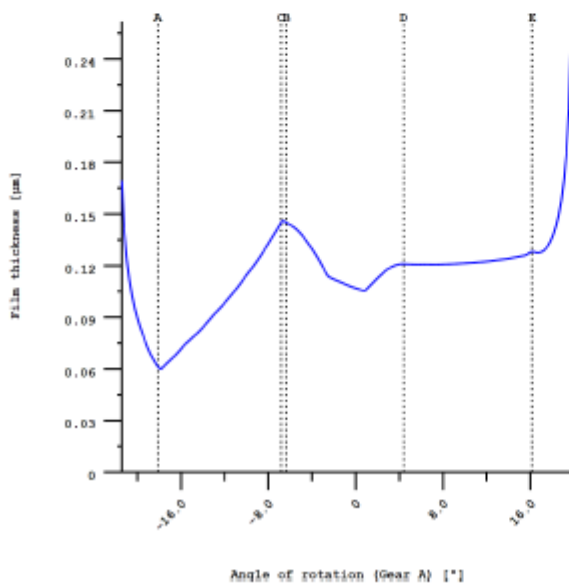
$w_t = 100$ %,
 $a = 105.000$ mm,
 $f_{pt} = 0.000$ μ m,
 $\mu = 0.05$
 Displaying power losses per mm facewidth
 Working flank: Right flank

Figure: Specific Power Loss



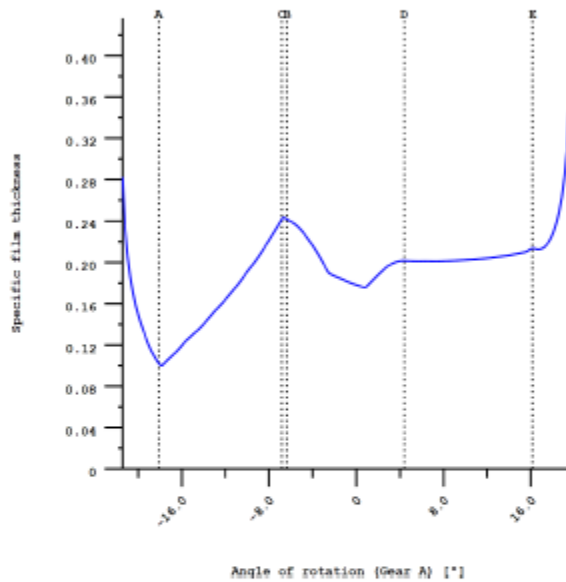
$w_t = 100\%$,
 $a = 105.000\text{ mm}$,
 $f_{pt} = 0.000\text{ }\mu\text{m}$,
 $\mu = 0.083$
 $\theta_{oil} = 70.0\text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_{eM} = 121.7\text{ }^\circ\text{C}$, $\epsilon_{tM} = 8.26\text{ mPa}\cdot\text{s}$
 Working flank: Right flank

Figure: Contact temperature



wt = 100 %,
 a = 105.000 mm,
 fpt = 0.000 μm ,
 μ = 0.083
 theOil = 70.0 °C, theM = 121.7 °C, etaM = 8.26 mPa*s
 hMin(ISO) = 0.060 μm , Ra = 0.600 μm
 Working flank: Right flank

Figure: Lubricating film (ISO TR 15144)



wt = 100 %,
 a = 105.000 mm,
 fpt = 0.000 μm ,
 μ = 0.083
 theOil = 70.0 °C, theM = 121.7 °C, etaM = 8.26 mPa*s
 hMin(ISO) = 0.060 μm , Ra = 0.600 μm , lamGFmin = 0.099
 Working flank: Right flank

Figure: Specific film thickness (ISO TR 15144)

Βιβλιογραφία

- [1] (Mechanical Engineering Series v. 2) Giancarlo Genta, L. Morello-The Automotive Chassis Volume 2 System Design (Elements) (2009)
- [2] (Electrical Engineering Handbooks) William S. Levine-The Control Handbook_ Control System Applications, Second Edition (Electrical Engineering Handbook)-CRC Press (2011)
- [3](Series on advances in mathematics for applied sciences, 43) Giancarlo Genta -Motor Vehicle Dynamics_ Modeling and Simulation-World Scientific (1997)
- [4] coll.-Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles- National Academies Press (2015)
- [5] Committee on the Assessment of Technologies for Improving Light-Duty Vehicle Fuel Economy, National Research Council-Assessment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles - National Academie
- [6] David Crolla Encyclopedia of Automotive Engineering 1st Edition
- [7] (On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions.)
- [8] Ernest Doebelin-System Dynamics-CRC Press (1998)
- [9] Society of Automotive Engineers of China (SAE-China) • International Federation of Automotive Engineering Societies (FISITA) Editors Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress Volume 5: Advanced Transmission System and Driveline
- [10] Vehicle Powertrain Systems David Crolla, Behrooz Mashadi Jan 2012
- [11] Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application Authors: Nangunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W.(2011)
- [12] Goodarzi, Gordon A._ Hayes, John G-Electric powertrain _ energy systems, power electronics & drives for hybrid, electric & fuel cell vehicles-John Wiley & Sons (2018)
- [13] DVSA Driver & Vehicle Standards Agency In Service Exhaust Emission Standards for Road Vehicles Nineteenth Edition
- [14] Internal Combustion Engine Fundamentals 1st Edition by John Heywood (Author)
- [15] Journal of Combustion Volume 2010 (2010), Article ID 201780, 12 pages
<http://dx.doi.org/10.1155/2010/201780> Research Article A Two-Zone Multigrid Model for SI Engine Combustion Simulation Using Detailed Chemistry Hai-Wen Ge,1 Harmit Juneja,2 Yu Shi,1 Shiyou Yang,1 and Rolf D. Reitz1

- [16] A User-Friendly, Two-Zone Heat Release and Emissions Model Jeremy Cuddihy Major Professor: Dr. Steve Beyerlein Thesis Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science
- [17] Lino Guzzella, Antonio Sciarretta (auth.)-Vehicle Propulsion Systems_ Introduction to Modeling and Optimization-Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2013)
- [18] Multi Purpose Drive Train Road Test Simulation System M. Durali* and M. Sadedel2
- [19] Proceedings of The Canadian Society for Mechanical Engineering International Congress 2016 CSME International Congress 2016 June 26-29, 2016, Kelowna, BC, Canada PERFORMANCE EVALUATION CRITERIA FOR THE ANALYSIS OF CLASS-4 ELECTRIC TRUCK
- [20] Reza N. Jazar (auth.)-Vehicle Dynamics_ Theory and Application-Springer International Publishing (2017)
- [21] Rill, Georg-Road Vehicle Dynamics _ Fundamentals and Modeling-CRC Press (2011)
- [22] Robert Fischer, Ferit Küçükay, Gunter Jürgens, Rolf Najork, Burkhard Pollak auth. The Automotive Transmission Book
- [23] Willard W. Pulkrabek-Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine-Prentice Hall (1997)
- [24] Optimum selection of mechanical gearbox ratios For minimization of the unobtainable power SAID ALI HASSAN Department of Operations Research and Decision Support, Faculty of Computers and Information Cairo University, Cairo
- [25] Modeling and Control for Launch and Shift of Dual-Clutch Transmission Vehicles-Manish Kulkarni, Taehyun Shim and Yi Zhang ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Volume 5b: Power Transmission and Gearing Conference Long Beach, California, USA, September 24–28, 2005
- [26] Philippe Vexex-International Gear Conference 2014 26th-28th August 2014, Lyon-Elsevier Science (2014)
- [27] Stokes-Manual gearbox design-Butterworth-Heinemann (1992)
- [28] Vojtech Dinybyl, Ondrej Berka, Karel Petr, Frantisek Lopot, Martin Dub (eds.)-The Latest Methods of Construction Design-Springer (2016)
- [29] Design, Modeling and Optimization of Hybridized Automated Manual Transmission for Electrified Vehicles by Guang Wu
- [31] (Mechanical Engineering Series) Giancarlo Genta, L. Morello-The Automotive Chassis Volume 1 Components Design (2009)

- [32] International Journal of Engineering Research Volume No.3, Issue No.11, pp : 704-710 01 Nov. 2014 IJER@2014 Page 704 Engagement Model of Dry Friction Clutch with Diaphragm Spring Trinoy Dutta1, Lopamudra Baruah2
- [33] Steven R. Schmid, Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson-Fundamentals of Machine Elements_ SI Version-CRC Press (2014)
- [34] Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions Manish Kulkarni, Taehyun Shim, Yi Zhang Department of Mechanical Engineering, University of Michigan-Dearborn, Dearborn MI 48128, United States
- [35] Allan Bonnick_ NetLibrary, Inc-Automotive science and mathematics-Butterworth-Heinemann (2008)
- [36] (Amari, R., Tona, P. and Alamir, M. (2009) A Phenomenological Model for Torque Transmissibility During Dry Clutch Engagement, paper presented at 18th IEEE International Conference on Control Applications,
- [37] Control Of Gear Shifts In Dual Clutch Transmission Powertrains Walker, PD Zhang, N Tamba, RT Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25 (6), pp. 1923 - 1936(2011-01)
- [38] Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions M Goetz, M C Levesley, and D A Crolla(14 May 2004)
- [39]Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission E. Galvagno, M. Velardocchia, A. Vigliani Mechanism and Machine Theory Volume 46, Issue 6, June 2011, Pages 794-805
- [40] Eriksson, Lars; Nielsen, Lars Modeling and control of engines and drivelines
- [41] Introduction to Modern Vehicle Design - 1st Edition-JULLIAN HAPPIAN-SMITH,BUTTERWORTH HEINEMANN
- [42] How to get most realistic efficiency calculation for gearboxes? J. Langhart, T. Ha KISSsoft AG, Switzerland
- [43] (Automotive series (Wiley)) Tůma, Jiří-Vehicle gearbox noise and vibration _b measurement, signal analysis, signal processing, and noise reduction measures-John Wiley & Sons Inc (2014)
- [44] (Mechanical Engineering Series) Rajesh Rajamani-Vehicle Dynamics and Control (Mechanical Engineering Series)-Springer (2005)
- [45] (Series on advances in mathematics for applied sciences, 43) Giancarlo Genta -Motor Vehicle Dynamics_ Modeling and Simulation-World Scientific (1997)
- [46] Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini (auth.)-Vehicle Dynamics_ Modeling and Simulation-Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2014)
- [47] Luca Zamboni-Getting Started with Simulink-PACKT (2013)

- [48] TRANSMISSION COMPUTATIONAL MODEL IN SIMULINK Pavel Kučera¹, Václav Píštěk²
- [49] Curriculum Training Automatic Transmission G457059, J. (2005), *Technical Training*. Available at: http://www.jagrepair.com/images/Training%20Guides/201_SG.pdf (Accessed: 16th April).
- [50] IMPROVED CLUTCH-TO-CLUTCH CONTROL IN A DUAL CLUTCH TRANSMISSION By ZHE WANG
- [51] Homer Rahnejat-Tribology and dynamics of engine and powertrain_ Fundamentals, applications and future trends-Woodhead Publishing (2010)
- [52] Rolf Isermann-Engine-Modeling-and-Control-Modeling-and-Electronic-Management-of-Internal-Combustion-Engines-Springer-2014
- [53] Χρήστος Α. Παπαδόπουλος Στοιχεία Μηχανών 2^η έκδοση
- [54] (Switched Causal Modeling of Transmission with Clutch in Hybrid Electric Vehicles, IEEE Transactions on Vehicular Technology, 57.)
- [55] Gearshift control for dry dual-clutch transmissions Chunsheng Ni, Tongli Lu, Jianwu Zhang
- [56] Newbold, D. and Bonnick, A.W.M. (2005) A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [57] Κωστόπουλος Θ. Ν., Οδοντώσεις και Μειωτέρεις \square τροφών, Εκδόσεις \square υμικών, Αθήνα, 1991. 2010
- [58] Lewis W., "Investigation of Strength of Gear Teeth", Proceedings of the Engineering Club No. 1, Philadelphia, 1882.
- [59] Heywood R. B., Designing against Fatigue of Metals, Reinhold Publishing Corporation, 1962.
- [60] Henriot G., Traite Theorique et Pratique des Engrenages, Borda, Paris, 1979.
- [61] Buckingham E., Analytical Mechanics of Gears, Dover Publications Inc., New York, 1988.
- [62] Audi, S.-S.P. (2006) *6-speed twin-clutch gearbox 02E (S-Tronic) Self-Study Programme 386*. Available at: http://training.avme.net/admin/Upload/SSP/4800_386%206%20speed%20twin%20clutch%20DSG%20s_tronic%20Audi.pdf (Accessed: 18th February).
- [63] Razzacki, S.R, 'Design Methodology for a Compact Dual Clutch Transmission (DCT)', SAE Technical Paper 2009-01-0511, 2009, doi:10.4271/2009-01-0511. Available at: <http://papers.sae.org/2009-01-0511/> (Accessed: 20th November).
- [64] Nandakumar, A.N. (2011) *Matlab, Simulink - Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications*. Available at: <https://www.scribd.com/doc/57991505/9/VII-AUTOMATIC-TRANSMISSION-CONTROL>. (Accessed January 15th).

[65] Self-Study Programme 308, V. (2003) *Direct Shift Gearbox02E* -
http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_308.pdf (Accessed: 10th February).