



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

Διπλωματική Εργασία

Παναγιώτης Παπακωνσταντίνου

Δυναμική προσομοίωση μεταδόσεων κίνησης πολλαπλού συμπλέκτη για οχήματα

Επιβλέπων:

Βασίλειος Σπιτάς

Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα

Νοέμβριος 2021

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω ορισμένους ανθρώπους για τη βοήθειά τους κατά τη διάρκεια της εκπόνησης αυτής της διπλωματικής αλλά και για τη γενικότερη υποστήριξη τους κατά τη διάρκεια των προπτυχιακών μου σπουδών. Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας, κ. Β. Σπιτά για την ευκαιρία που μου έδωσε να καταπιαστώ με το συγκεκριμένο θέμα, για τη διαρκή του βοήθεια και γενικότερα για τις γνώσεις που μου προσέφερε ως καθηγητής καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλα τα μέλη του εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών και ιδιαίτερα τον υποψήφιο διδάκτορα Ν. Ρόγκα για την βοήθεια, την καθοδήγησή του και την άριστη μεταξύ μας συνεργασία.

Θα ήθελα, ακόμα, να ευχαριστήσω τους γονείς μου για την αδιάκοπη υποστήριξη τους και για όλα όσα μου έχουν προσφέρει, χωρίς τα οποία δεν θα είχα φτάσει ποτέ ως εδώ.

Τέλος, θα ήθελα να εκφράσω την αμέριστη ευγνωμοσύνη μου για τη στήριξη τους στις δύσκολες στιγμές, στους κοντινούς μου ανθρώπους και ιδιαίτερα στον φίλο μου Κώστα.

Παναγιώτης Παπακωνσταντίνου,

Νοέμβριος 2021



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

Δυναμική προσομοίωση μεταδόσεων κίνησης πολλαπλού συμπλέκτη για οχήματα

Διπλωματική Εργασία
του **Παναγιώτη Παπακωσταντίνου**

Επιβλέπων: Β. Σπιτάς, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ
Αθήνα 2021

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία αφορά τη μοντελοποίηση και δυναμική προσομοίωση μεταδόσεων κίνησης πολλαπλού συμπλέκτη για οχήματα. Οι μεταδόσεις κίνησης που εξετάζονται είναι δύο: κιβώτια με δύο συμπλέκτες (DCT) και κιβώτια πολλαπλού συμπλέκτη (MCT). Το δεύτερο κιβώτιο αποσκοπεί σε επαύξηση της αρχής λειτουργίας του DCT και ενσωματώνει ένα ξεχωριστό συμπλέκτη, για κάθε σχέση μετάδοσης. Αρχικά, κατά το στάδιο της μοντελοποίησης, καταστρώνονται οι εξισώσεις που διέπουν τα επιμέρους στοιχεία της μετάδοσης και εξάγονται συμπεράσματα για τη λειτουργία τους και τα χαρακτηριστικά τους. Στη συνέχεια, συντίθενται τα συνολικά μοντέλα της μετάδοσης που περιλαμβάνουν τα επιμέρους στοιχεία καθώς και τη σύνδεση αυτών και πραγματοποιείται η προσομοίωση με σκοπό την εξαγωγή αποτελεσμάτων για τη διαδικασία αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Έτσι εξάγονται αποτελέσματα που αφορούν την απόκριση της μετάδοσης σε διάφορες συνθήκες αλλαγής σχέσης και συγκρίνονται οι δύο διαφορετικές περιπτώσεις κιβωτίων. Για την προσομοίωση χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Matlab-Simulink.



NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY OF ATHENS
SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING
Department of Mechanical Design and Automatic
Laboratory of Machine Design and Dynamics

Dynamic simulation of multi-clutch vehicle transmissions

Diploma Thesis

By Panagiotis Papakostantinou

Supervisor: V. Spitas, Associate Professor
Athens 2021

Abstract

This thesis concerns the modeling and dynamic simulation of multi-clutch vehicle transmissions. The considered transmission layouts are two: dual clutch transmissions (DCT) and multi-clutch transmissions (MCT). The second configuration is expected to augment the operation principle of DCT by embodying a separate clutch for each for each gear ratio. The first part of the thesis deals with the modeling of the machine elements that form the transmission, thus the governing equations are derived and conclusions are drawn about their operation and their characteristics. Afterwards, the complete model of the transmission is established, comprising the individual elements as well as their connection, and the simulation is performed in order to extract results during the process of gear shifting. This yields the characteristics of the transmission response for different gear shifting conditions and also the two transmission layouts are compared. Matlab-Simulink software was used for the simulation.

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες.....	3
Περίληψη.....	4
Abstract	5
1 Εισαγωγή.....	8
1.1 Σύγχρονα συστήματα μετάδοσης κίνησης οχημάτων: σύντομη περιγραφή.....	8
1.2 Σύγχρονες λειτουργικές απαιτήσεις	10
1.3 Κιβώτια ταχυτήτων πολλαπλού συμπλέκτη	11
1.4 Γενικές αρχές αλλαγής σχέσης μετάδοσης από συμπλέκτη σε συμπλέκτη (clutch-to-clutch shift)..	12
1.5 Αντικείμενο και δομή εργασίας.....	14
2 Μοντελοποίηση Επιμέρους Στοιχείων.....	15
2.1 Μοντελοποίηση μηχανής εσωτερικής καύσης	16
2.2 Μοντελοποίηση στρεπτικού αποσβεστήρα	17
2.3 Μοντελοποίηση συμπλέκτη υγρής τριβής.....	17
2.3.1 Περιοχή υδροδυναμικής λίπανσης	18
2.3.2 Προσομοίωση και αποτελέσματα.....	20
2.3.3 Καθεστώς οριακής λίπανσης και επαφής	22
2.3.4 Λογική εμπλοκής και απεμπλοκής συμπλέκτη.....	23
2.4 Μοντελοποίηση επενεργητή συμπλέκτη	26
2.4.1 Άνοιγμα των θυρίδων της βαλβίδας-διατομές ροής	27
2.4.2 Εξίσωση κίνησης του εμβόλου.....	30
2.4.3 Δυναμική των πιέσεων των θαλάμων.....	32
2.4.4 Εξισώσεις υπολογισμού των παροχών	33
2.4.5 Εξίσωση κίνησης εμβόλου του επενεργητή	36
2.4.6 Προσομοίωση και αποτελέσματα.....	38
2.5 Μοντελοποίηση ατράκτων	40
2.6 Μοντελοποίηση ζεύγους οδοντωτών τροχών.....	45
2.7 Μοντελοποίηση οχήματος.....	46
3 Συνολικό Μοντέλο Συστήματος Μετάδοσης με Κιβώτιο Διπλού και Πολλαπλού Συμπλέκτη	49

3.1	Σύστημα μετάδοσης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη.....	49
3.1.1	Διάταξη του συστήματος μετάδοσης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη.....	49
3.1.2	Λεπτομερές μοντέλο.....	50
3.2	Σύστημα μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη.....	59
3.2.1	Διάταξη του συστήματος μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη.....	59
3.2.2	Μοντέλο του συστήματος μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη.....	60
4	Αποτελέσματα Προσομοίωσης των Συνολικών Μοντέλων	64
4.1	Διαδικασία αλλαγής σχέσης μετάδοσης.....	64
4.2	Αποτελέσματα προσομοίωσης για τη μετάδοση με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη.....	66
4.3	Αποτελέσματα προσομοίωσης για τη μετάδοση με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη.....	76
5	Συμπεράσματα-Προτάσεις για Βελτιώσεις και Περαιτέρω Έρευνα.....	83
6	Βιβλιογραφία.....	84
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: Ανάλυση Πεπερασμένων Στοιχείων στο Λογισμικό ANSYS για τη Μοντελοποίηση των Ατράκτων.....		85
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: Εξαγωγή Εκφράσεων για τις Δυνάμεις Ροής επί του Ολισθαίνοντος Εμβόλου Βαλβίδας.....		95
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ: Simulink		97
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Δ: Παράμετροι Προσομοιώσεων.....		112
Δ.1	Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου συμπλέκτη στο καθεστώς υδροδυναμικής λίπανσης.....	112
Δ.2	Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου επενεργητή συμπλέκτη.....	112
Δ.3	Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη.....	114
Δ.4	Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη.....	117

1 Εισαγωγή

1.1 Σύγχρονα συστήματα μετάδοσης κίνησης οχημάτων: σύντομη περιγραφή

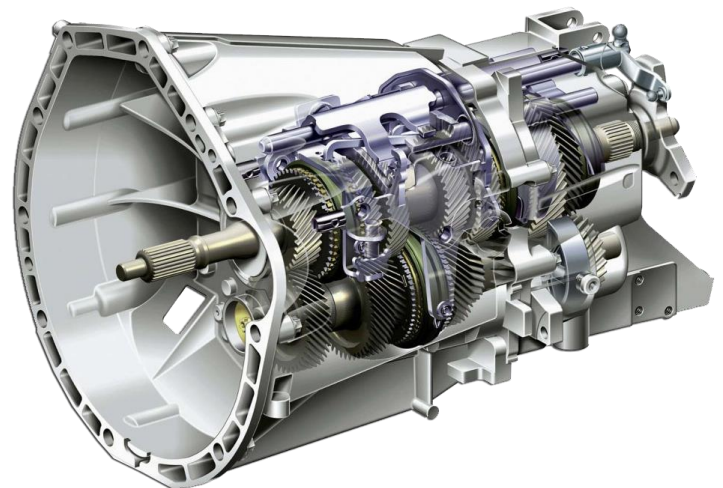
Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης, ή κιβώτια ταχυτήτων, αποτελούν ένα από τα βασικότερα στοιχεία σε ένα όχημα καθώς μεταφέρουν την ισχύ από τον κινητήρα στους τροχούς, ενώ παράλληλα επιτρέπουν τη μεταβολή της ροπής στους τροχούς ανάλογα με την ανάγκη αυτής. Τις τελευταίες δεκαετίες τα συστήματα μετάδοσης κίνησης έχουν γνωρίσει σημαντική πρόοδο με αποτέλεσμα νέες τεχνολογίες να έχουν παρουσιαστεί στην αυτοκινητοβιομηχανία. Τα συνηθέστερα συστήματα που βρίσκουν εφαρμογή σε σύγχρονα οχήματα, μπορούν να καταταχθούν στις εξής κατηγορίες:

- Χειροκίνητα Κιβώτια (ΧΚ)/Manual Transmissions (MT)
- Αυτοματοποιημένα Χειροκίνητα Κιβώτια (ΑΧΚ)/ Automated Manual Transmissions (AMT)
- Αυτόματα Κιβώτια (ΑΚ)/ Automatic Transmissions (AT)
- Κιβώτια Συνεχούς Μεταβολής της Σχέσης Μετάδοσης (ΚΣΜ)/Continuously Variable Transmissions (CVT)
- Κιβώτια Διπλού Συμπλέκτη (ΚΔΣ)/ Dual Clutch Transmissions (DCT)

Επισημαίνεται ότι σε όλα τα παραπάνω συστήματα εκτός από τα χειροκίνητα κιβώτια, η αλλαγή της σχέσης μετάδοσης γίνεται αυτόματα από την μονάδα ελέγχου του κιβωτίου και όχι από τον οδηγό.

Χειροκίνητα και Αυτοματοποιημένα Χειροκίνητα Κιβώτια

Τα χειροκίνητα κιβώτια αποτελούν την παλαιότερη τεχνολογία κιβωτίων, ωστόσο χρησιμοποιούνται ακόμα ευρέως. Σε αυτά χρησιμοποιούνται ζεύγη οδοντωτών τροχών παράλληλων αξόνων για την υλοποίηση των διαφόρων σχέσεων μετάδοσης. Επίσης, χρησιμοποιούνται συγχρονιστές για την εμπλοκή του ζεύγους οδοντώσεων που αντιστοιχεί στην επιθυμητή σχέση μετάδοσης. Κατά την αλλαγή σχέσης μετάδοσης η ροή ισχύος από τον κινητήρα στο κιβώτιο διακόπτεται μέσω της απεμπλοκής του συμπλέκτη μέχρι να ολοκληρωθεί η εμπλοκή της επόμενης σχέσης μετάδοσης.

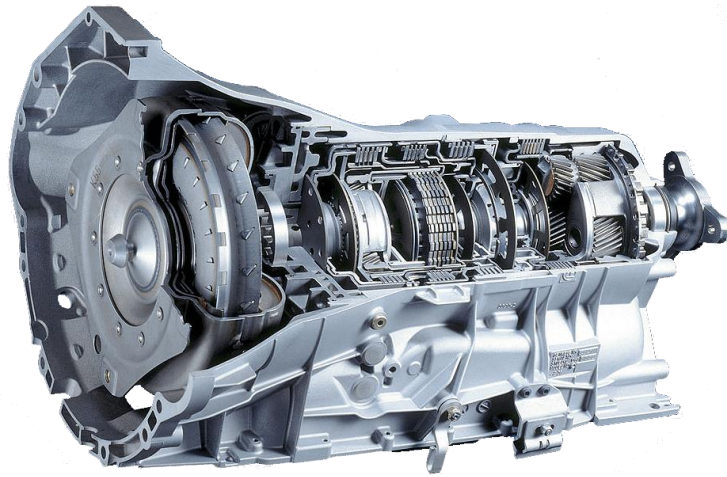


Εικόνα 1.1 Χειροκίνητο κιβώτιο

Τα αυτοματοποιημένα χειροκίνητα κιβώτια χρησιμοποιούν ακριβώς την ίδια τεχνολογία και εξαρτήματα με μόνη διαφορά ότι οι απαραίτητες ενέργειες για την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης (απεμπλοκή- εμπλοκή συγχρονιστών και συμπλέκτη) δεν πραγματοποιούνται από τον οδηγό αλλά από επενεργητές, οδηγούμενους από τη μονάδα ελέγχου του κιβωτίου. Οι επενεργητές μπορεί να είναι υδραυλικοί ή ηλεκτρομηχανικοί, με τους πρώτους να είναι συνηθέστεροι λόγω του μικρότερου όγκου τους.

Αυτόματα Κιβώτια

Στα αυτόματα κιβώτια χρησιμοποιούνται πλανητικά συστήματα οδοντώσεων αντί των μετωπικών οδοντώσεων. Για την επίτευξη της επιθυμητής σχέσης μετάδοσης χρησιμοποιούνται συμπλέκτες και φρένα που εμπλέκουν τις κατάλληλες οδοντώσεις. Οι διάφοροι συνδυασμοί εμπλεγμένων και απεμπλεγμένων συμπλεκτών/φρένων δίνουν τις αντίστοιχες σχέσεις μετάδοσης. Για τον έλεγχο των συμπλεκτών χρησιμοποιούνται υδραυλικοί επενεργητές. Τέλος, η σύζευξη κιβωτίου-κινητήρα γίνεται μέσω υδροδυναμικού συμπλέκτη (μετατροπέα ροπής) και όχι μέσω συμπλέκτη τριβής.



Εικόνα 1.2: Αυτόματο κιβώτιο

Κιβώτια Συνεχούς Μεταβολής της Σχέσης Μετάδοσης

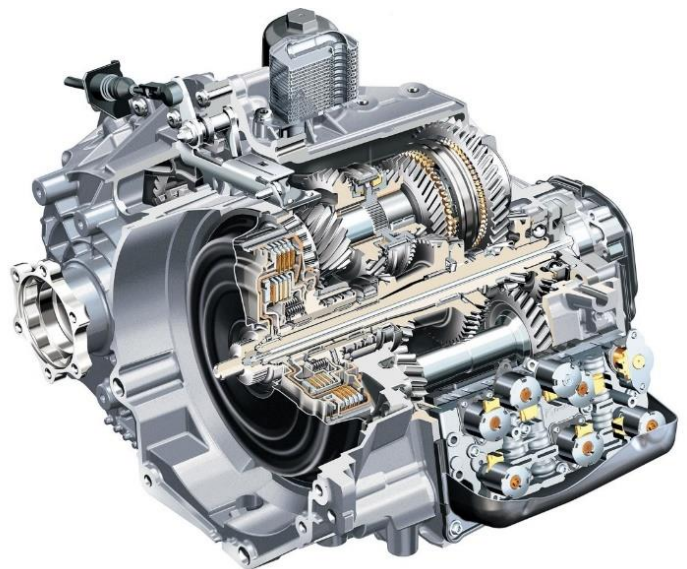
Στα κιβώτια αυτής της τεχνολογίας η σχέση μετάδοσης δεν λαμβάνει διακριτές τιμές αλλά μεταβάλλεται με συνεχή τρόπο εντός ενός εύρους τιμών. Αυτό πραγματοποιείται μέσω ενός ζεύγους κωνικών τροχαλιών και ενός μεταλλικού μάντα. Πιο συγκεκριμένα, η απόσταση μεταξύ των παρειών της κάθε τροχαλίας μπορεί να μεταβάλλεται μέσω υδραυλικού επενεργητή, με αποτέλεσμα οι κωνικές τροχαλίες να λειτουργούν ως ένα ζεύγος τροχαλιών μεταβλητών διαμέτρων. Έτσι, η συνεχής μεταβολή της απόστασης των παρειών των τροχαλιών οδηγεί σε συνεχή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης της. Επίσης, όπως στα αυτόματα κιβώτια, χρησιμοποιείται υδροδυναμικός συμπλέκτης.



Εικόνα 1.3: Κιβώτιο Συνεχούς Μεταβολής της Σχέσης Μετάδοσης

Κιβώτια Διπλού Συμπλέκτη

Στα κιβώτια διπλού συμπλέκτη οι σχέσεις μετάδοσης υλοποιούνται με ζεύγη οδοντωτών τροχών παραλλήλων αξόνων τα οποία εμπλέκονται από τους αντίστοιχους συγχρονιστές, όπως σε ένα χειροκίνητο κιβώτιο. Η ροή ισχύος από τον κινητήρα γίνεται μέσω δύο συμπλεκτών, έναν για τις μονές και έναν για τις ζυγές ταχύτητες. Οι δύο συμπλέκτες αυτοί είναι συζευγμένοι με δύο ατράκτους αντίστοιχως, που συνήθως για λόγους χωροταξίας, η μία είναι κοίλη και η άλλη βρίσκεται στο εσωτερικό της πρώτης ώστε να είναι δυνατή η ελεύθερη μεταξύ τους περιστροφή. Ανάλογα με το σχεδιασμό και την εφαρμογή υπάρχουν μία ή δύο επιπλέον άτρακτοι εξόδου προς το διαφορικό. Πριν την αλλαγή ταχύτητας, η προς εμπλοκή σχέση μετάδοσης είναι προεπιλεγμένη, έχοντας εμπλέξει ήδη το αντίστοιχο ζεύγος οδοντώσεων μέσω του αντίστοιχου συγχρονιστή, οπότε η αλλαγή



Εικόνα 1.4: Κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

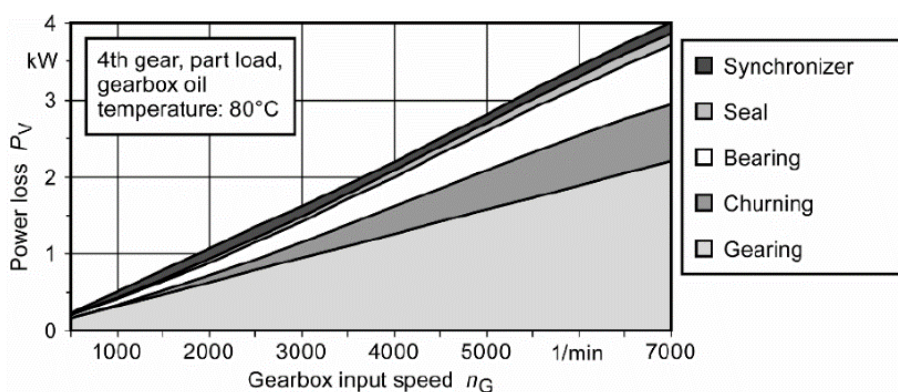
ταχύτητας γίνεται απεμπλέκοντας τον έναν συμπλέκτη και εμπλέκοντας τον άλλο. Οι ενέργειες αυτές πραγματοποιούνται από τους αντίστοιχους επενεργητές οι οποίοι είναι είτε υδραυλικοί είτε ηλεκτρομηχανικοί.

1.2 Σύγχρονες λειτουργικές απαιτήσεις

Οι λειτουργικές απαιτήσεις που πρέπει να ικανοποιούν τα συστήματα μετάδοσης κίνησης, εκτός από την προφανή και σημαντικότερη ανάγκη για ασφαλή λειτουργία και την πρόβλεψη για τη διατήρηση της ασφάλειας ακόμα και σε περίπτωση αστοχίας κάποιου στοιχείου, σχετίζονται επίσης με την οδηγισιμότητα-οδηγική άνεση (drivability-driving comfort), με το βαθμό απόδοσης (efficiency) του κιβωτίου καθώς και με την ικανοποίηση δεικτών σχετικών με την βελτίωση του περιβαλλοντικού αποτυπώματος του οχήματος (environmental footprint).

Η οδηγισιμότητα και οδηγική άνεση σχετίζονται με την απόδοση του κιβωτίου κατά την εκκίνηση και κατά τη διάρκεια των αλλαγών σχέσης μετάδοσης. Οι απαιτήσεις αυτές αφορούν τα αυτόματα κιβώτια, καθώς σε αυτά οι απαιτούμενες ενέργειες πραγματοποιούνται από τους επενεργητές, οι οποίοι ελέγχονται από τη μονάδα ελέγχου του κιβωτίου. Έτσι, τόσο κατά την εκκίνηση του οχήματος όσο και κατά την αλλαγή σχέσης μετάδοσης είναι αναγκαίο να μη δημιουργούνται απότομες μεταβολές στην επιτάχυνση του οχήματος που διεγείρουν ταλαντώσεις και επιφέρουν αρνητική αίσθηση στον οδηγό. Επίσης, είναι σημαντικό το κιβώτιο να λειτουργεί έτσι ώστε να ανταποκρίνεται στην επιθυμία του οδηγού, τροποποιώντας ανάλογα τις διαδικασίες της εκκίνησης και της αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Παραδείγματος χάρη, κατά την εκκίνηση, ο οδηγός πιέζει το πεντάλ του γκαζιού περισσότερο και με μεγαλύτερο ρυθμό όσο πιο γρήγορα επιθυμεί το όχημα να επιταχυνθεί από την ακινησία. Αυτή η διαφοροποίηση στο πάτημα του πεντάλ του γκαζιού πρέπει να λαμβάνεται υπόψη από το σύστημα ελέγχου, το οποίο θα πρέπει να τροποποιεί αναλόγως τη διαδικασία της εκκίνησης.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος μεταφοράς ισχύος καθορίζεται από τους βαθμούς απόδοσης των επιμέρους υποσυστημάτων του (π.χ. συμπλέκτης, κιβώτιο, διαφορικό, τελική σχέση κλπ.) και λαμβάνοντας υπόψη όλες τις επιμέρους απώλειες ισχύος (βλ. Εικόνα 1.5). Παραδοσιακά, οι μεγαλύτερες απώλειες αφορούν απώλειες λόγω τριβής ή λόγω ροής ιξώδους ρευστού (σύστημα λίπανσης), και εντοπίζονται στις οδοντώσεις, στις εδράσεις, στις στεγανώσεις και σε διάφορα βοηθητικά υποσυστήματα [1]. Οι απώλειες εξαρτώνται από το φορτίο και τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής.



Εικόνα 1.5: Παράδειγμα κατανομής απωλειών ισχύος σε σύστημα μετάδοσης κίνησης: 6-τάχυτο κιβώτιο στην τέταρτη σχέση και σε φορτίο 50% [1]

Όσον αφορά το περιβαλλοντικό αποτύπωμα οχήματος που λειτουργεί με ΜΕΚ, οι βασικοί δείκτες που το χαρακτηρίζουν είναι οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και άλλων επικίνδυνων αερίων και σωματιδίων (CO₂, NO_x, SO₂, PM) καθώς και η κατανάλωση καυσίμου. Η ανάγκη μείωσης των εκπομπών στη σημερινή πραγματικότητα είναι επιτακτική και γι' αυτό υπάρχει διαρκής προσπάθεια βελτίωσης του βαθμού απόδοσης των επιμέρους στοιχείων των συστημάτων μετάδοσης κίνησης. Μελέτες που έχουν γίνει την τελευταία δεκαετία [2],[3] υποστηρίζουν ότι η βελτιστοποίηση του συστήματος μεταφοράς ισχύος και του σασί μπορεί να επιφέρει σημαντική μείωση των εκπομπών CO₂, της τάξης του 30% με 60%. Επίσης, επιδιώκεται η

αύξηση των σχέσεων μετάδοσης στα κιβώτια έτσι ώστε ο κινητήρας να λειτουργεί για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα κοντά στο αποδοτικότερο σημείο λειτουργίας του.

Ως προς τις λειτουργικές απαιτήσεις που αναφέρθηκαν, τα κιβώτια που παρουσιάζουν τις καλύτερες επιδόσεις είναι τα κιβώτια διπλού συμπλέκτη, καθώς συνδυάζουν τα πλεονεκτήματα των χειροκίνητων και των αυτόματων κιβωτίων. Αρχικά, σε σύγκριση με τα χειροκίνητα κιβώτια, τα κιβώτια διπλού συμπλέκτη οδηγούν σε αποδοτικότερη λειτουργία του κινητήρα καθώς η λειτουργία τους ως αυτόματα επιτρέπει την επιλογή της καταλληλότερης σχέσης μετάδοσης μέσω του αντίστοιχου λογισμικού. Επίσης, στα κιβώτια διπλού συμπλέκτη η αλλαγή σχέσης μετάδοσης γίνεται πολύ γρηγορότερα και χωρίς διακοπή της μεταφοράς ισχύος στους τροχούς. Τα μόνο μειονεκτήματα που παρουσιάζουν σε σχέση με τα χειροκίνητα κιβώτια είναι η κατανάλωση ενέργειας από τους επενεργητές, ειδικά όταν αυτοί είναι υδραυλικοί, και οι απώλειες στον απεμπλεγμένο συμπλέκτη (αν αυτός είναι υγρής τριβής). Η επίδραση αυτών, όμως, στο συνολικό βαθμό απόδοσης του συστήματος υπερκαλύπτεται από την αποδοτικότερη διαχείριση του κινητήρα όπως αναφέρθηκε παραπάνω.

Τα αυτόματα κιβώτια έχουν και αυτά τα πλεονεκτήματα της αποδοτικότερης διαχείρισης του κινητήρα και της αλλαγής της σχέσης μετάδοσης χωρίς διακοπή της μεταφοράς της ισχύος. Ωστόσο, η παρουσία του υδροδυναμικού συμπλέκτη οδηγεί σε αυξημένες απώλειες σε σχέση με αυτές του υγρού συμπλέκτη του ενός κιβωτίου διπλού συμπλέκτη, οπότε και σε μειωμένο συνολικό βαθμό απόδοσης. Ακόμα, η μεγάλη ροπή αδράνειας του υδροδυναμικού συμπλέκτη οδηγεί σε μεγαλύτερους χρόνους αλλαγής της σχέσης μετάδοσης.

Στα κιβώτια συνεχούς μεταβολής της σχέσης μετάδοσης, η διαχείριση του κινητήρα είναι η βέλτιστη σε σχέση με τα υπόλοιπα κιβώτια. Σε σχέση με ένα κιβώτιο διπλού συμπλέκτη, όμως, οι απώλειες λόγω της τριβής του μεταλλικού ιμάντα στις τροχαλίες και λόγω της χρήσης υδραυλικών επενεργητών υψηλής πίεσης, οδηγούν σε σημαντικά μικρότερο βαθμό απόδοσης.

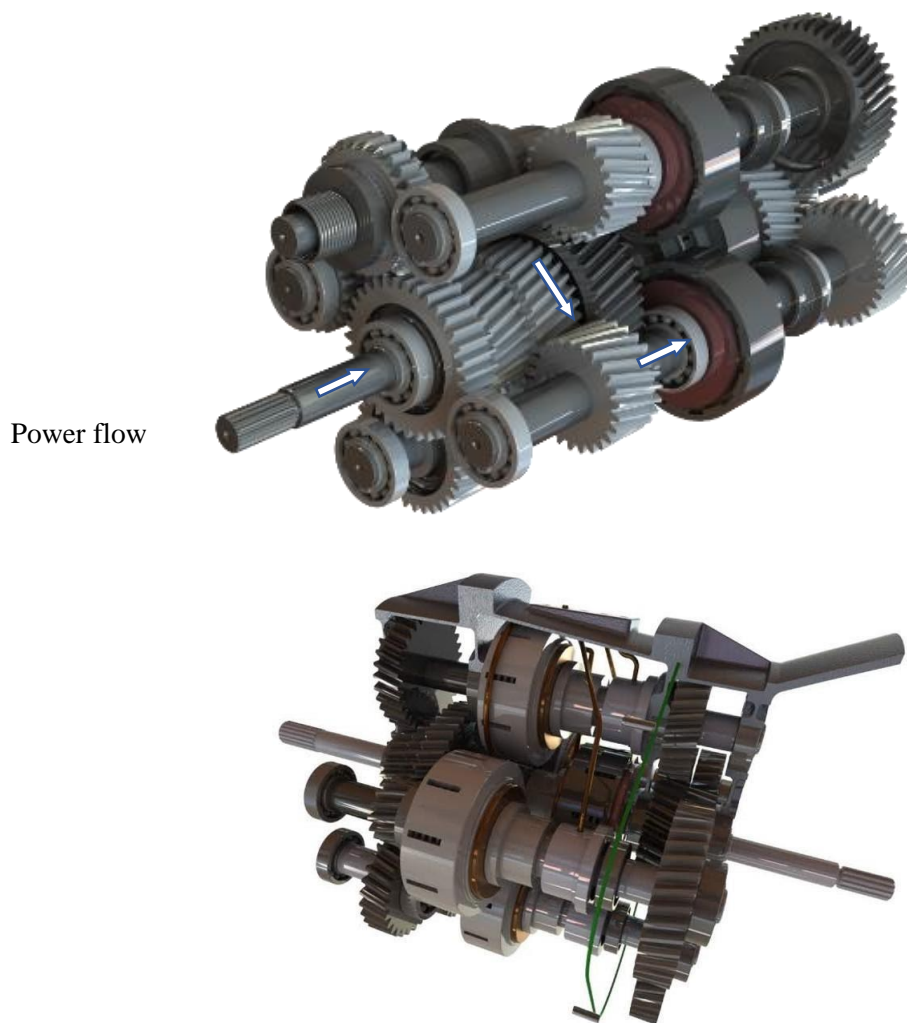
Τέλος, τα αυτοματοποιημένα χειροκίνητα κιβώτια συνδυάζουν το πλεονέκτημα του πολύ καλού βαθμού απόδοσης των μηχανικών κιβωτίων με την καλύτερη διαχείριση του κινητήρα ενός αυτόματου κιβωτίου. Ωστόσο, όπως και στα χειροκίνητα κιβώτια, κατά την αλλαγή σχέσης μετάδοσης υπάρχει διακοπή της μεταφερόμενης ροπής, γεγονός που έχει αρνητική επίδραση στην οδηγική άνεση και στην οδηγισιμότητα του οχήματος.

1.3 Κιβώτια ταχυτήτων πολλαπλού συμπλέκτη

Όπως αναλύθηκε παραπάνω, τα κιβώτια διπλού συμπλέκτη προσφέρουν τον καλύτερο συνδυασμό οδηγικών επιδόσεων, άνεσης και οικονομίας καυσίμου. Ωστόσο, παρά τις εξαιρετικές τους αυτές επιδόσεις και τις σημαντικές βελτιώσεις της τεχνολογίας τους όσον αφορά την απόδοση και την οδηγισιμότητα, εξακολουθούν να φέρουν σημαντικά μειονεκτήματα των κλασικών χειροκίνητων κιβωτίων όπως περίπλοκος σχεδιασμός, δύσκολη συναρμολόγηση, αυξημένο κόστος, καθώς και σφάλματα που μπορεί να προκληθούν από τη μονάδα ελέγχου. Κλασικό παράδειγμα περιορισμού της αποτελεσματικότητας των κιβωτίων διπλού συμπλέκτη, αποτελεί η απαίτηση για γρήγορη, μη-σειριακή αλλαγή, με παράλειψη μίας ενδιάμεσης σχέσης μετάδοσης, που μπορεί να προκύψει σε μια δύσκολη κατάσταση οδήγησης, όπως για παράδειγμα σε ένα απότομο φρενάρισμα ή μία απότομη κλειστή στροφή. Σε μια τέτοια περίπτωση, η αρχική και τελική σχέση μετάδοσης αντιστοιχούν στον ίδιο συμπλέκτη, έτσι δεν είναι δυνατή η από πριν εμπλοκή του αντίστοιχου συγχρονιστή. Έτσι, η εμπλοκή αυτού συμπεριλαμβάνεται στη διαδικασία της αλλαγής της σχέσης μετάδοσης και ταυτόχρονα απαιτούνται περισσότερες διαδοχικές ενέργειες των συμπλεκτών. Συνεπώς, η συνολική διαδικασία είναι πιο σύνθετη και πιο χρονοβόρα.

Προκειμένου να αντιμετωπιστούν αυτά τα ζητήματα, θα προταθεί μια καινοτόμος διάταξη η οποία ονομάζεται: **Σύστημα Πολλαπλού Συμπλέκτη σε Διάταξη Αστέρα (ΣΠΣ/ STAR)**. Το STAR βασίζεται στην αρχή λειτουργίας της τεχνολογίας DCT ωστόσο, ενσωματώνει ακόμα μεγαλύτερη ευελιξία μέσα από την ένταξη ξεχωριστών (πολύδισκων) συμπλεκτών υγρής τριβής, έναν για κάθε σχέση μετάδοσης. Στόχος είναι να προσφέρει πιο συμπαγή σχεδιασμό, με λιγότερα κινητά μέρη καθώς και μεγαλύτερη ευελιξία με τη δυνατότητα για πιο ακριβή έλεγχο. Ενσωματώνοντας έναν ξεχωριστό συμπλέκτη για κάθε σχέση μετάδοσης, πολλά κλασικά συστατικά στοιχεία του κιβωτίου όπως οι συγχρονιστές, οι φουρκέτες, οι μετωπικοί συμπλέκτες (dog clutches) και τα πιρούνια (forks) καθίστανται περιττά και η λειτουργία τους αντικαθίστανται

πλήρως από την ταυτόχρονη δράση των συμπλεκτών. Επιπλέον, αίρεται η πολυπλοκότητα στη μη σειριακή αλλαγή σχέσης όπως συμβαίνει στα DCT καθώς πλέον μπορεί να πραγματοποιηθεί αλλαγή μεταξύ οποιονδήποτε σχέσεων μέσω της ίδιας διαδικασίας. Ο σχεδιασμός του STAR απεικονίζεται στην εικόνα 1.6.



Εικόνα 1.6: Κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη STAR. Πάνω διακρίνεται η ροή ισχύος και κάτω το σύστημα πολύδισκων συμπλεκτών υγρής τριβής

1.4 Γενικές αρχές αλλαγής σχέσης μετάδοσης από συμπλέκτη σε συμπλέκτη (clutch-to-clutch shift)

Από τα κιβώτια που παρουσιάστηκαν, τα κιβώτια διπλού και πολλαπλού συμπλέκτη και τα αυτόματα κιβώτια έχουν ένα πολύ σημαντικό κοινό χαρακτηριστικό. Αυτό είναι πως η αλλαγή της σχέσης μετάδοσης γίνεται όπως λέγεται- από συμπλέκτη σε συμπλέκτη, δηλαδή η νέα και η τρέχουσα σχέση μετάδοσης εμπλέκεται και απεμπλέκεται αντιστοίχως μέσω των αντίστοιχων συμπλεκτών. Κατά τη διαδικασία αυτή, υπάρχει αλληλοεπικάλυψη της μεταφερόμενης ροπής των συμπλεκτών, με αποτέλεσμα να μη διακόπτεται η ροή ισχύος μεταξύ κινητήρα και κιβωτίου.

Είδη αλλαγής σχέσης μετάδοσης από συμπλέκτη σε συμπλέκτη

Όπως προαναφέρθηκε, σε κιβώτια που η αλλαγή της σχέσης μετάδοσης γίνεται από συμπλέκτη σε συμπλέκτη υπάρχει συνεχής ροή ισχύος μεταξύ κινητήρα και κιβωτίου. Όταν, το γκάτσι στον κινητήρα είναι

μηδενικό παράγει αρνητική ροπή και λειτουργεί ως πέδη απορροφώντας ισχύ από το όχημα. Στη περίπτωση αυτή, η ροή ισχύος γίνεται από τους τροχούς του οχήματος προς τον κινητήρα. Στη περίπτωση που το γκάζι είναι μη μηδενικό, ο κινητήρα παράγει θετική ροπή προσφέροντας ισχύ στο όχημα, οπότε η μεταφορά ισχύος γίνεται από τον κινητήρα προς τους τροχούς. Με βάση τις παραπάνω παρατηρήσεις, διακρίνονται τα εξής είδη αλλαγής σχέσης μετάδοσης:

- Αλλαγή σε υψηλότερη ταχύτητα (μικρότερη σχέση μετάδοσης) με μεταφορά ισχύος από τον κινητήρα προς τους τροχούς (power-on upshift): Μια τέτοια αλλαγή έχει ως σκοπό τη μείωση των στροφών του κινητήρα έτσι ώστε να λειτουργεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης, ενώ παράλληλα το όχημα επιταχύνεται.
- Αλλαγή σε χαμηλότερη ταχύτητα (μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης) με μεταφορά ισχύος από τον κινητήρα προς τους τροχούς (power-on downshift): Μια τέτοια αλλαγή πραγματοποιείται όταν υπάρχει ανάγκη για αύξηση της μεταφερόμενης ροπής στους τροχούς, όπως σε περίπτωση προσπέρασης ή οδήγησης σε ανωφέρεια μεγάλης κλίσης. Οι στροφές του κινητήρα αυξάνονται ώστε να βρεθεί σε σημείο λειτουργίας που παρέχει μεγαλύτερη ροπή.
- Αλλαγή σε υψηλότερη ταχύτητα (μικρότερη σχέση μετάδοσης) με μεταφορά ισχύος από τους τροχούς προς τον κινητήρα (power-off upshift): Κατά τη διάρκεια μίας αλλαγής αυτού του είδους, οι στροφές του κινητήρα μειώνονται ενώ ο ίδιος λειτουργεί με μηδενικό γκάζι για οικονομικότερη λειτουργία. Μια τέτοια αλλαγή πραγματοποιείται συνήθως μετά την ολοκλήρωση μιας προσπέρασης σε αυτοκινητόδρομο ή στην αρχή μίας κατωφέρειας μεγάλου μήκους.
- Αλλαγή σε χαμηλότερη ταχύτητα (μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης) με μεταφορά ισχύος από τους τροχούς προς τον κινητήρα (power-off downshift): Σε αυτή τη περίπτωση, οι στροφές του κινητήρα αυξάνονται ενώ αυτός λειτουργεί με μηδενικό γκάζι. Σκοπός αυτής της αλλαγής είναι η συνεισφορά του κινητήρα στην επιβράδυνση του οχήματος, μέσω της αρνητικής ροπής που παράγει. Μία τέτοια αλλαγή πραγματοποιείται όταν ο οδηγός επιθυμεί να επιβραδύνει γρήγορα το όχημα.

Φάσεις αλλαγής σχέσης μετάδοσης από συμπλέκτη σε συμπλέκτη

Η διαδικασία αλλαγής από την τρέχουσα σχέση μετάδοσης (offcoming) στην επιθυμητή, επόμενη ή προηγούμενη σχέση (oncoming), αποτελείται από τρεις διακριτές φάσεις:

- Τη φάση προετοιμασίας του προς εμπλοκή συμπλέκτη (filling phase), όπου αρχικά ο θάλαμος του επενεργητή και το περιβλήμα του συμπλέκτη γεμίζουν με το εργαζόμενο ρευστό και στη συνέχεια η πίεση στον προς εμπλοκή συμπλέκτη αυξάνεται σταδιακά ούτως ώστε υπερνικηθεί η δύναμη των ελατηρίων επαναφοράς και να υπάρχει οριακά επαφή μεταξύ των δίσκων.
- Τη φάση μεταβίβασης της ροπής από τον αρχικά εμπλεγμένο στον προς εμπλοκή συμπλέκτη (torque phase). Σε αυτή τη φάση η ροπή που μεταφέρει ο προς απεμπλοκή (offcoming) συμπλέκτης μεταφέρεται σταδιακά στον προς εμπλοκή (oncoming) συμπλέκτη.
- Τη φάση του συγχρονισμού των γωνιακών ταχυτήτων του προς εμπλοκή συμπλέκτη με τον κινητήρα (inertia phase). Σε αυτή τη φάση, έχουμε μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα ώστε να συγχρονιστεί με τον προς εμπλοκή συμπλέκτη.

Η φάση προετοιμασίας προηγείται πάντα της φάσης μεταβίβασης της ροπής ενώ η αλληλουχία της φάσης του συγχρονισμού και της φάσης μεταβίβασης της ροπής εξαρτάται από το είδος της αλλαγής ταχύτητας. Πιο συγκεκριμένα, στις αλλαγές σε μεγαλύτερες ταχύτητες (upshifts), δηλαδή σε μικρότερες σχέσεις μετάδοσης, ο κινητήρας περιστρέφεται με μεγαλύτερη γωνιακή ταχύτητα από τον προς εμπλοκή συμπλέκτη, συνεπώς αν ξεκινήσει η εμπλοκή του, η ροή ισχύος θα πραγματοποιείται από τον κινητήρα προς τους τροχούς. Άρα, στα power-on upshift, η φάση μεταβίβασης της ροπής προηγείται της φάσης συγχρονισμού. Στα power-off upshift, όμως, η ταχύτητα περιστροφής του προς εμπλοκή συμπλέκτη πρέπει να γίνει μικρότερη ή ίση από

αυτή του κινητήρα για να έχουμε ροή ισχύος από τους τροχούς προς τον κινητήρα. Συνεπώς, η φάση συγχρονισμού θα προηγείται της φάσης μεταβίβασης της ροπής. Ακολουθώντας την ίδια συλλογιστική πορεία, γίνεται εύκολα κατανοητό ότι στα power-on downshifts προηγείται η φάση συγχρονισμού, ενώ στα power-off downshifts προηγείται η φάση μεταβίβασης της ροπής.

1.5 Αντικείμενο και δομή εργασίας

Στην παρούσα εργασία μελετώνται ως προς τη δυναμική τους συμπεριφορά ένα κιβώτιο διπλού συμπλέκτη έξι ταχυτήτων και για ένα κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη πέντε ταχυτήτων. Για τη σύγκριση της δυναμικής τους συμπεριφοράς, θεωρείται ότι και τα δύο κιβώτια είναι εγκατεστημένα σε επιβατηγό, προσθιοκίνητο όχημα. Μοντελοποιώντας τα επιμέρους στοιχεία αυτών των κιβωτίων, καταστρώνονται τα συνολικά τους μοντέλα. Με βάση αυτά προσομοιώνεται η δυναμική συμπεριφορά τους κατά την αλλαγή σχέσης μετάδοσης στο λογισμικό Simulink-Matlab και εντοπίζονται τα βασικά χαρακτηριστικά αυτής. Επίσης, αναδεικνύονται τα συγκριτικά πλεονεκτήματα του κιβωτίου πολλαπλού συμπλέκτη έναντι του κιβωτίου διπλού συμπλέκτη, σε ειδικές περιπτώσεις αλλαγής της σχέσης μετάδοσης.

Η δομή της εργασίας είναι η ακόλουθη:

Κεφάλαιο 2:

Παρουσιάζεται η μοντελοποίηση των κυριότερων επιμέρους στοιχείων των κιβωτίου που μελετήθηκαν. Τα στοιχεία αυτά είναι ο κινητήρας ΜΕΚ, ο υγρός πολύδισκος συμπλέκτης, οι άτρακτοι, το όχημα και ο ηλεκτροϋδραυλικός επεργητής του συμπλέκτη. Για κάθε στοιχείο από αυτά εξάγονται οι εξισώσεις που είναι απαραίτητες για τη περιγραφή της δυναμικής του συνολικού συστήματος. Επίσης, παρουσιάζονται επιμέρους ενδεικτικά αποτελέσματα.

Κεφάλαιο 3:

Καταστρώνονται τα συνολικά μοντέλα για το κιβώτιο διπλού και πολλαπλού συμπλέκτη. Οι εξισώσεις που προέκυψαν από τη μοντελοποίηση των επιμέρους στοιχείων, συνδυάζονται κατάλληλα ώστε να προκύψει το συνολικό σύστημα που περιγράφει τη δυναμική συνολικού συστήματος. Επίσης, παρατίθεται η βασική δομή των μοντέλων που καταστρώθηκαν στο λογισμικό Simulink-Matlab.

Κεφάλαιο 4:

Παρατίθενται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των δυναμικών μοντέλων των δύο κιβωτίων, για διάφορες περιπτώσεις αλλαγής σχέσης μετάδοσης.

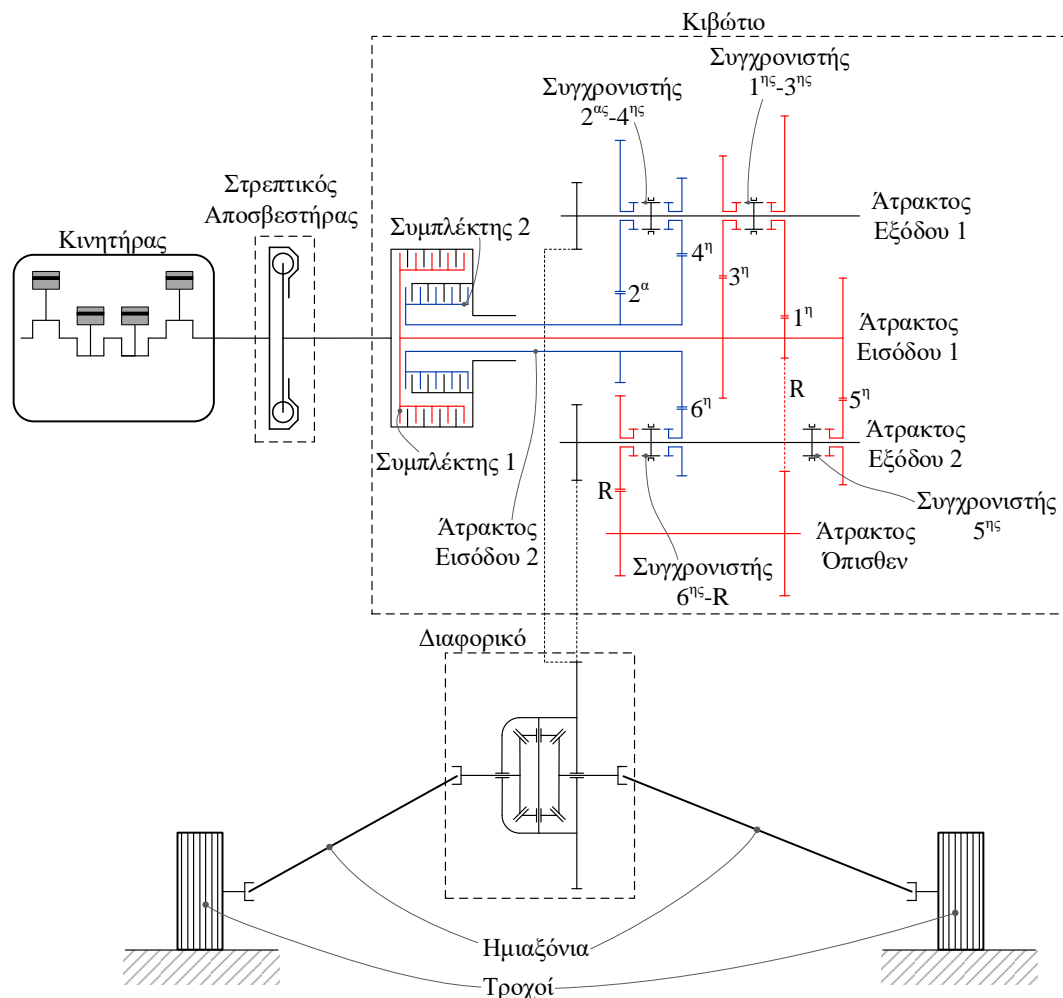
Κεφάλαιο 5:

Παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την εργασία και οι προτάσεις για βελτιώσεις και περαιτέρω έρευνα.

2 Μοντελοποίηση Επιμέρους Στοιχείων

Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης που μελετώνται αποτελούνται από διάφορα εξαρτήματα και συναρμολογήματα τα οποία ως σύνολο καθορίζουν τη δυναμική συμπεριφορά του συνολικού συστήματος. Τέτοια στοιχεία είναι τα εξής (σχήμα 2.1) :

- Κινητήρας
- Στρεπτικός αποσβεστήρας (Σφόνδυλος Διπλής Μάζας)
- Συμπλέκτης
- Ηλεκτροϋδραυλικοί επενεργητές
- Άτρακτοι/ημιαξόνια
- Συγχρονιστές (μόνο για το κιβώτιο διπλού συμπλέκτη)
- Έδρανα
- Οδοντώσεις
- Διαφορικό
- Τροχοί-όχημα



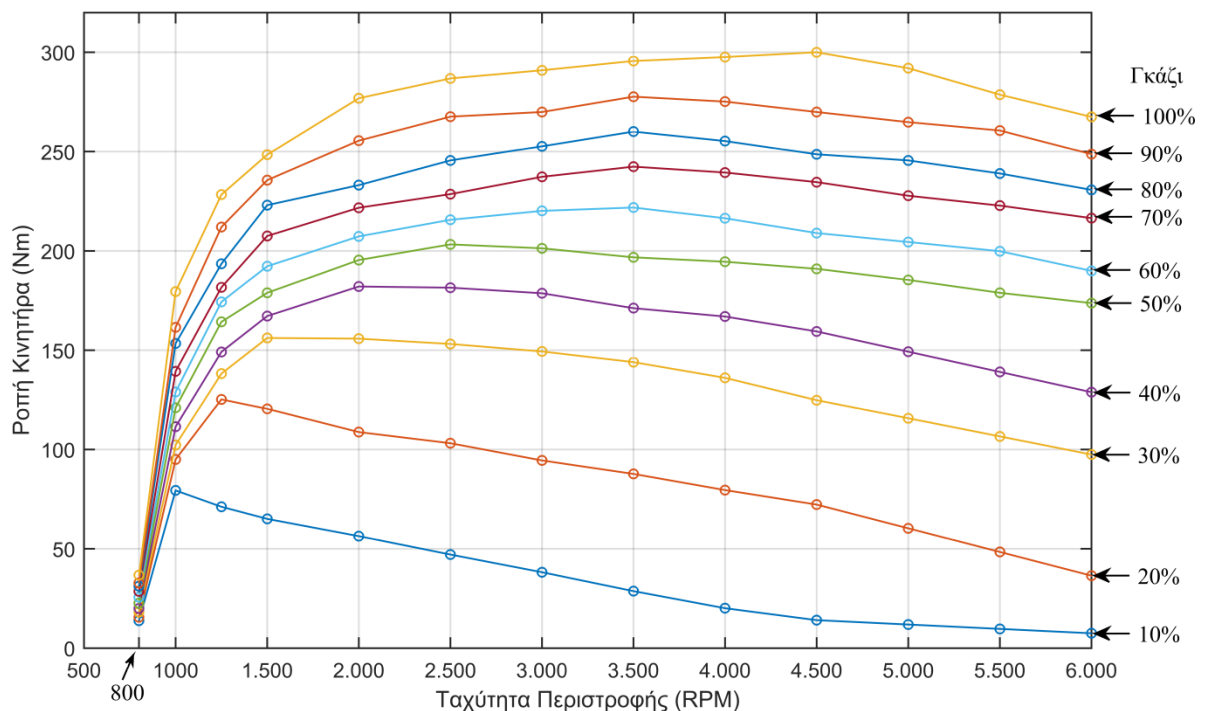
Σχήμα 2.1: Συνολικό σύστημα μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

Για να εξαχθεί το σύνολο των εξισώσεων που περιγράφει τη δυναμική του συνολικού συστήματος αναπτύσσεται το μοντέλο των επιμέρους στοιχείων αυτού. Στο πλαίσιο αυτής της εργασίας, γίνονται οι εξής παραδοχές:

- Θεωρείται ότι η επιρροή των εδράνων στη δυναμική συμπεριφορά του συστήματος μπορεί να αμεληθεί.
- Για το κιβώτιο διπλού συμπλέκτη θεωρείται ότι πριν την έναρξη της διαδικασίας αλλαγής της σχέσης μετάδοσης ο συγχρονιστής που αντιστοιχεί στην νέα σχέση μετάδοσης είναι ήδη εμπλεγμένος, οπότε δεν εξετάζεται η διαδικασία εμπλοκής του. Επίσης, οι συγχρονιστές θεωρούνται άκαμπτα στοιχεία.
- Οι οδοντωτοί τροχοί θεωρούνται άκαμπτοι και φαινόμενα που σχετίζονται με τη συνεργασία τους, όπως η απώλεια επαφής λόγω ακτινικής χάρις, δεν εξετάζονται καθώς δεν έχουν σημαντική επίδραση στη οδηγισιμότητα του οχήματος αλλά σχετίζονται κυρίως με την ακουστική και το θόρυβο του κιβωτίου. Έτσι, κάθε ζεύγος οδοντώσεων θεωρείται ότι έχει σταθερό λόγο μετάδοσης.
- Για το όχημα εξετάζεται μόνο η διαμήκης δυναμική και όχι η εγκάρσια. Επίσης, θεωρείται ότι δεν υπάρχει ολίσθηση στους τροχούς.
- Η προηγούμενη παραδοχή έχει ως άμεση συνέπεια το διαφορικό να λειτουργεί ως «κλειδωμένο», δηλαδή και τα δύο ημιαξόνια περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα.
- Τέλος, θεωρείται ότι τα δύο ημιαξόνια είναι όμοια.

2.1 Μοντελοποίηση μηχανής εσωτερικής καύσης

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας μελετάται η περίπτωση οχήματος εφοδιασμένο με Μηχανή Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ). Για τον κινητήρα απαιτείται μοντέλο που προβλέπει την παραγωγή ροπής, διαδικασία πολύ σύνθετη καθώς συμπεριλαμβάνει διακριτά γεγονότα (εισαγωγή, συμπίεση, εκτόνωση, εξαγωγή) και τη δυναμική διαφόρων φυσικών φαινομένων (ροή του αέρα στην εισαγωγή μέσω της βαλβίδας, εξάτμιση του καυσίμου, καύση, ροή μίγματος/καυσαερίων μέσω των βαλβίδων εισαγωγής/εξαγωγής).



Διάγραμμα 2.1: «Χάρτης ροπής» ΜΕΚ: Αποδιδόμενη ροπή συναρτήσει της γωνιακής ταχύτητας και του ποσοστού γκαζιού

Ως γνωστόν, η ροπή που παράγεται από μία ΜΕΚ παρουσιάζει ταλαντώσεις οι οποίες για να προβλεφθούν απαιτούνται μοντέλα με μεγάλη πολυπλοκότητα. Επειδή, οι ταλαντώσεις αυτές είναι αρκετά υψίσυχνες δεν επηρεάζουν την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος και γι' αυτό χρησιμοποιούνται μοντέλα που προβλέπουν τη μέση τιμή της παραγόμενης ροπής. Στην εργασία αυτή, υπολογίζεται η μέση ροπή του κινητήρα ως συνάρτηση του ποσοστιαίου γκαζιού και των στροφών του κινητήρα μέσω του «χάρτη ροπής» του κινητήρα:

$$T_e = f_e(\omega_e, \gamma) \quad (2.1)$$

Ο «χάρτης» ροπής-στροφών-γκαζιού του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε δίνεται στο διάγραμμα (2.1).

2.2 Μοντελοποίηση στρεπτικού αποσβεστήρα

Ο στρεπτικός αποσβεστήρας παρεμβάλλεται μεταξύ κινητήρα και κιβωτίου και λειτουργεί ως στοιχείο που απομονώνει το υπόλοιπο σύστημα από τις ταλαντώσεις του κινητήρα. Συνήθως αποτελείται από δύο σφονδύλους που συνδέονται μεταξύ τους με ελατήρια. Στη βιβλιογραφία [6] τα πιο λεπτομερή μοντέλα αναπαριστούν το στρεπτικό αποσβεστήρα ως ένα ζεύγος ελατηρίου-ιξώδους απόσβεσης με τη σταθερά ελατηρίου να μεταβάλλεται συναρτήσει της γωνίας στροφής. Στο πλαίσιο αυτής της εργασίας χρησιμοποιείται το μοντέλο ελατηρίου-ιξώδους απόσβεσης με την απλοποίηση της μη μεταβαλλόμενης σταθεράς ελατηρίου, με βάση το οποίο η ροπή αυτού του στοιχείου υπολογίζεται ως:

$$T_{fw} = K_{fw}(\theta_e - \theta_{fw}) + C_{fw}(\omega_e - \omega_{fw}) \quad (2.2)$$

θ_e, θ_{fw} : η γωνία στροφής της πλευράς του κινητήρα και του κιβωτίου αντιστοίχως

ω_e, ω_{fw} : η γωνία ταχύτητα της πλευράς του κινητήρα και του κιβωτίου αντιστοίχως

K_{fw} : η σταθερά δυσκαμψίας

C_{fw} : η σταθερά απόσβεσης

2.3 Μοντελοποίηση συμπλέκτη υγρής τριβής

Στο πλαίσιο αυτής της διπλωματικής εργασίας, η μοντελοποίηση του συμπλέκτη εστιάζει στις περιοχές της υδροδυναμικής λίπανσης, η οποία παρατηρείται κυρίως κατά τη φάση προετοιμασίας του συμπλέκτη (filling phase) και σε αυτήν της επαφής, η οποία αφορά την φάση μεταφοράς της ροπής και συγχρονισμού των γωνιακών ταχυτήτων. Η επιλογή αυτή τεκμηριώνεται ακολούθως:

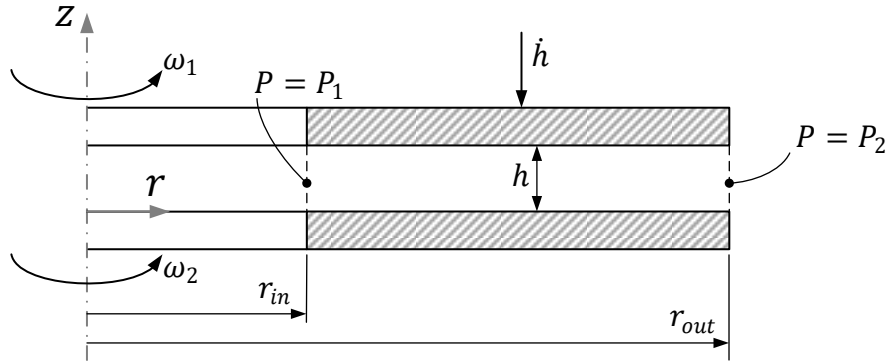
Αρχικά, κατά τη φάση προετοιμασίας του συμπλέκτη (filling phase), η συμπεριφορά του ρευστού μπορεί να περιγραφεί πλήρως από τη θεωρία της υδροδυναμικής λίπανσης. Αυτό γίνεται διότι σε αυτή τη φάση λειτουργίας τα διάκενα είναι σχετικά μεγάλα (>0.2 mm) και επομένως, παραδοχές που οδηγούν στην κατάστροψη εξισώσεων μικτής και οριακής λίπανσης καθίστανται μη αποδεκτές. Επιπλέον, οι ταχύτητες κλεισίματος και οι επιταχύνσεις των δίσκων λαμβάνουν υψηλές τιμές οδηγώντας έτσι σε σημαντική επίδραση των όρων αδράνειας. Επομένως γίνεται η παραδοχή ότι κατά τη φάση γεμίσματος η θεωρία υδροδυναμικής λίπανσης μπορεί να περιγράψει πλήρως τη ρευστοδυναμική συμπεριφορά του συστήματος.

Ακολούθως, κατά το στάδιο μεταφοράς της ροπής (torque phase) και συγχρονισμού των γωνιακών ταχυτήτων (inertia phase) τα επιμέρους φαινόμενα μπορούν να περιγραφούν από θεωρίας μεικτής και οριακής λίπανσης καθώς και από θεωρίες επαφής. Ωστόσο, οι δυνάμεις και ροπές του ρευστού συνεισφέρουν κατά ένα πολύ μικρό ποσοστό στη μεταφερόμενη ροπή. Επομένως αμελούνται και η ανάλυση εστιάζεται στα φαινόμενα επαφής μοντελοποιώντας κατάλληλα το συντελεστή τριβής.

Ακολούθως διατυπώνονται οι εξισώσεις που περιγράφουν κάθε περιοχή και εξηγείται η λογική βάση της οποίας υλοποιείται η μετάβαση από κατάσταση ολίσθησης (sliding) σε κατάσταση εμπλοκής (locked).

2.3.1 Περιοχή υδροδυναμικής λίπανσης

Για τη μοντελοποίηση της δυναμικής συμπεριφοράς του συμπλέκτη σε καθεστώς υδροδυναμικής λίπανσης εξετάζεται το πρόβλημα της ροής μεταξύ δύο περιστρεφόμενων και αξονικά κινούμενων δίσκων που παρουσιάζεται στο σχήμα (2.2).



Σχήμα 2.2: Μοντέλο περιστρεφόμενων και αξονικά κινούμενων δίσκων συμπλέκτη υγρής τριβής

Το πρόβλημα αυτό θεωρείται αξονοσυμμετρικό (αμελείται η επιρροή πιθανών αυλακώσεων των δίσκων) και επίσης, θεωρείται, χωρίς βλάβη της γενικότητας, ότι ο ένας δίσκος έχει μηδενική αξονική ταχύτητα. Η επίλυση του γίνεται μέσω των εξισώσεων Navier-Stokes, αφού απλοποιηθούν κατάλληλα. Η συνολική διαδικασία περιγράφεται αναλυτικά στο [5] και τελικά προκύπτουν εκφράσεις για την πίεση, την δύναμη αντίστασης του ρευστού και την αναπτυσσόμενη ροπή λόγω διατμητικών τάσεων.

Η έκφραση της πίεσης είναι:

$$P(r) = \left[3\mu \frac{\dot{h}}{h^3} + \frac{\rho}{20} (3\omega_1^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_2^2) \right] \left[r^2 - r_{out}^2 + \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \ln\left(\frac{r_{out}}{r}\right) \right] + P_1 \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} + P_2 \frac{\ln\left(\frac{r}{r_{in}}\right)}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \quad (2.3)$$

Η δύναμη αντίστασης του ρευστού προκύπτει ως:

$$F_{fl} = \int_0^{2\pi} \int_{r_{in}}^{r_{out}} P(r) dA = 2\pi \int_{r_{in}}^{r_{out}} P(r) r dr \Rightarrow F_{fl} = -a \left[3\mu \frac{\dot{h}}{h^3} + \frac{\rho}{20} (3\omega_1^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_2^2) \right] + K_{P_1} P_1 + K_{P_2} P_2 \quad (2.4)$$

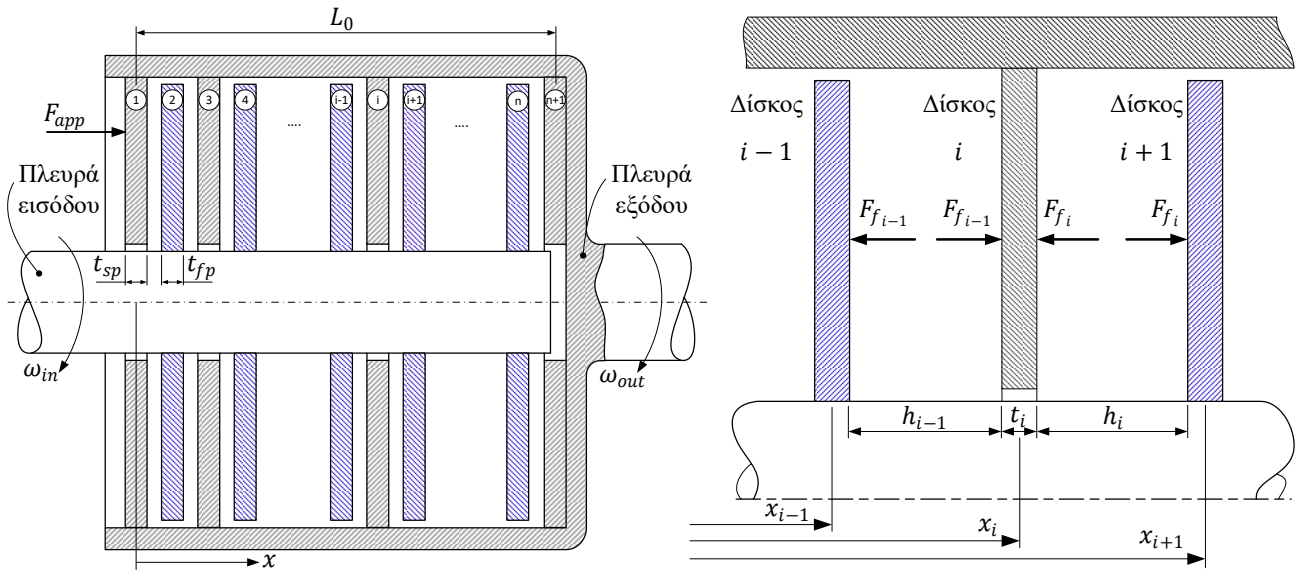
Όπου:

$$a = \frac{\pi}{2} (r_{out}^2 - r_{in}^2) \left[r_{out}^2 + r_{in}^2 - \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right], \quad K_{P_1} = \pi \left[-r_{in}^2 + \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right], \quad K_{P_2} = \pi \left[r_{out}^2 - \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right]$$

Η αναπτυσσόμενη ροπή προκύπτει:

$$T = \frac{\pi \mu (\omega_1 - \omega_2) (r_{out}^4 - r_{in}^4)}{2h} \quad (2.5)$$

Με βάση το μοντέλο των δύο περιστρεφόμενων και αξονικά κινούμενων δίσκων, καταστρώνεται το μοντέλο του πολύδισκου συμπλέκτη στο καθεστώς της υδροδυναμικής λίπανσης. Έτσι, εξετάζεται η περίπτωση του συμπλέκτη ($n + 1$) δίσκων του σχήματος (2.3).



Σχήμα 2.3: Μοντέλο πολύδισκου συμπλέκτη υγρής τριβής

Οι δίσκοι με άρτιο αύξοντα αριθμό είναι όμοιοι μεταξύ τους και περιστρέφονται με ίδια γωνιακή ταχύτητα με την πλευρά εισόδου του συμπλέκτη. Ομοίως, οι δίσκοι με περιττό αύξοντα αριθμό είναι όμοιοι μεταξύ τους και περιστρέφονται με ίδια γωνιακή ταχύτητα με την πλευρά εξόδου του συμπλέκτη. Αυτά εκφράζονται μέσω των παρακάτω σχέσεων:

$$\begin{cases} \omega_i = \omega_{out} \\ t_i = t_{sp} \end{cases} \quad i = 1, 3, 5 \dots n + 1 \quad (2.6)$$

$$\begin{cases} \omega_i = \omega_{in} \\ t_i = t_{fp} \end{cases} \quad i = 2, 4, 6 \dots n \quad (2.7)$$

Θεωρείται πολικό σύστημα συντεταγμένων (x, r) , όπου η αρχή των αξόνων ορίζεται στην αρχή του πρώτου δίσκου, σε απόσταση L_0 από τον τελευταίο δίσκος οποίος είναι πακτωμένος στην πλευρά εξόδου του συμπλέκτη. Η θέση του κάθε δίσκου ορίζεται από τη μέση επιφάνειά του. Με βάση τα παραπάνω, το διάκενο μεταξύ των δίσκων $i + 1$ και i είναι :

$$h_i = x_{i+1} - x_i - \frac{t_i + t_{i+1}}{2} = x_{i+1} - x_i - \frac{t_{sp} + t_{fp}}{2} = x_{i+1} - x_i - t_{pm} \quad (2.8)$$

Όπου: $t_{pm} = \frac{t_{sp} + t_{fp}}{2}$

Θεωρώντας ότι η πίεση στην εσωτερική και εξωτερική ακτίνα των δίσκων είναι μηδενική, από τις σχέσεις (2.4)-(2.8), η δύναμη του ρευστού στο διάκενο i είναι:

$$F_{fi} = -a \left[3\mu \frac{\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i}{(x_{i+1} - x_i - t_{pm})^3} + \frac{\rho}{20} (3\omega_{in}^2 + 4\omega_{in}\omega_{out} + 3\omega_{out}^2) \right]$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} (r_{out}^2 - r_{in}^2) \left[r_{out}^2 + r_{in}^2 - \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \right]$$

Οι εξισώσεις κίνησης των δίσκων βρίσκονται εφαρμόζοντας τον 2^ο Νόμο του Νεύτωνα για κάθε έναν από αυτούς, εκτός από τον τελευταίο που θεωρείται πακτωμένος στο κέλυφος του συμπλέκτη.

Δίσκος 1:

$$\ddot{x}_1 = \frac{F_{app} - F_{fl1}}{m_{cp1}} = \frac{F_{app}}{m_{cp1}} + \frac{3\alpha\mu}{m_{cp1}} \frac{\dot{x}_2 - \dot{x}_1}{(x_2 - x_1 - t_{pm})^3} + \frac{\alpha\rho}{20m_{cp1}} (3\omega_{in}^2 + 4\omega_{in}\omega_{out} + 3\omega_{out}^2) \quad (2.9\alpha)$$

Δίσκος $i, i \in (2,3,4 \dots n)$:

$$\ddot{x}_i = \frac{F_{fl_{i-1}} - F_{fl_i}}{m_{cp_i}} = \frac{3\alpha\mu}{m_{cp_i}} \left[\frac{\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i}{(x_{i+1} - x_i - t_{pm})^3} - \frac{\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}}{(x_i - x_{i-1} - t_{pm})^3} \right] \quad (2.9\beta)$$

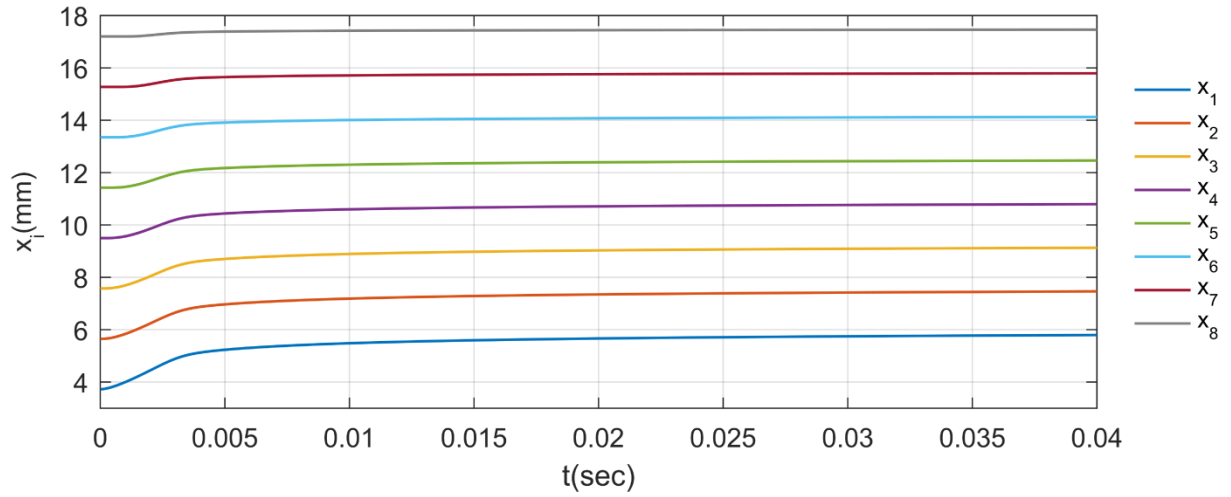
Όπου: $x_n(t) = L_0, \dot{x}_n(t) = 0, \forall t$ και $m_{cp_i} = \begin{cases} m_{sp} & i = 1,3,5 \dots n + 1 \\ m_{fp} & i = 2,4,6 \dots n \end{cases}$

Η αναπτυσσόμενη ροπή, προκύπτει ως το άθροισμα των ρομών που αναπτύσσονται στο κάθε διάκενο. Οπότε βάσει της σχέσης (2.5) :

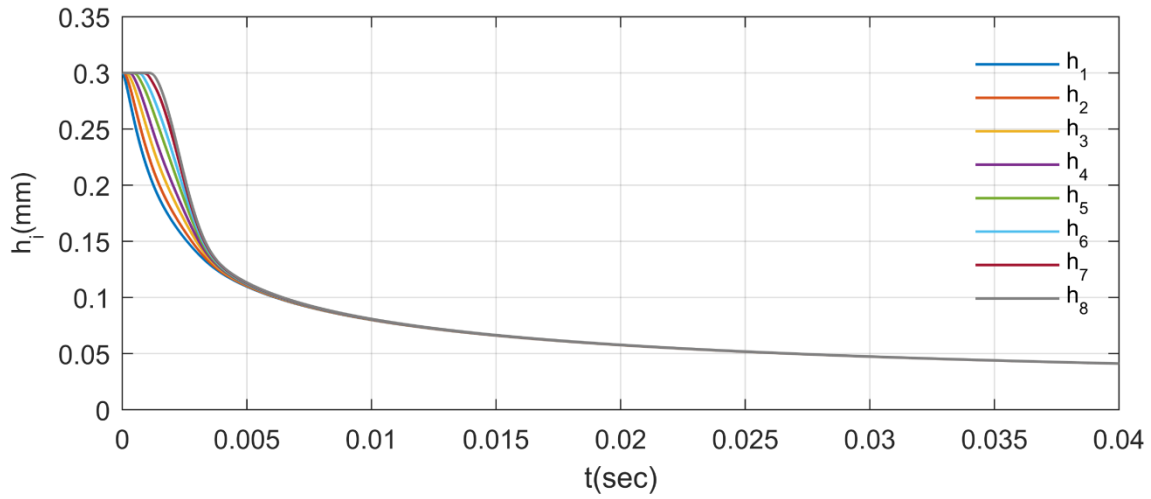
$$T_C = \sum_{i=1}^n T_{h_i} = \frac{\pi\mu(\omega_{in} - \omega_{out})(r_{out}^4 - r_{in}^4)}{2} \sum_{i=1}^n \frac{1}{h_i} \quad (2.10)$$

2.3.2 Προσομοίωση και αποτελέσματα

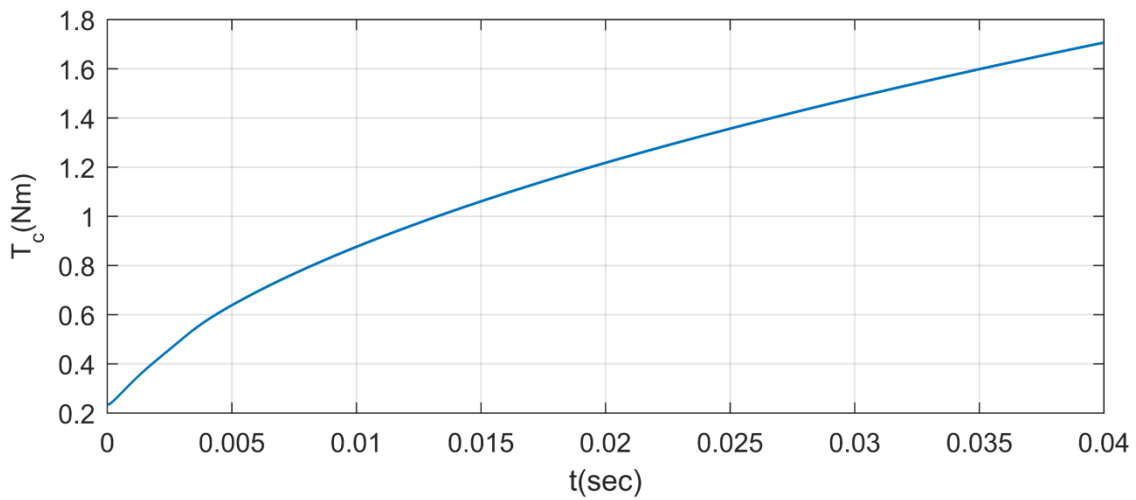
Το μοντέλο του συμπλέκτη στο καθεστώς υδροδυναμικής λίπανσης περιγράφεται από τις εξισώσεις (2.9)-(2.10). Το μοντέλο αυτό υλοποιήθηκε στο λογισμικό Simulink-Matlab για τη περίπτωση συμπλέκτη με 8 διεπιφάνειες τριβής και προσομοιώθηκε για βηματική είσοδο δύναμης στον πρώτο δίσκο $F_{app} = 100 \text{ N}$.



(α)



(β)



(γ)

Διάγραμμα 2.2: Αποκρίσεις μοντέλου πολύδισκου συμπλέκτη στο καθεστώς υδροδυναμικής λίπανσης:
(α) θέσεις δίσκων, (β) διάκενα, (γ) συνολική αναπτυσσόμενη ροπή

Οι ταχύτητα περιστροφής της πλευράς εισόδου και εξόδου λήφθηκε σταθερή και ίσες με $n_{in} = 3000 \text{ rpm}$ & $n_{out} = 2000 \text{ rpm}$ αντιστοίχως. Επίσης, η αρχική τιμή των διακένων θεωρήθηκε 0.3 mm . Οι υπόλοιποι παράμετροι της προσομοίωσης δίνονται στο παράρτημα Δ.1. Στο διάγραμμα (2.2) παρουσιάζονται οι αποκρίσεις των θέσεων των δίσκων, των διακένων και της συνολικής ροπής. Από τα διαγράμματα των διακένων παρατηρείται ότι αρχικά, το πάχος των διάκενων που βρίσκονται πλησιέστερα στο δίσκο κλείνουν με μεγαλύτερο ρυθμό, ωστόσο αρκετά γρήγορα όλα συγκλίνουν μεταξύ τους και τείνουν ασυμπτωτικά στο μηδέν. Ταυτόχρονα, οι θέσεις των δίσκων συγκλίνουν στις τελικές τους τιμές. Επίσης, όπως είναι αναμενόμενο, παρατηρείται ότι η αναπτυσσόμενη ροπή αυξάνεται διαρκώς.

2.3.3 Καθεστώς οριακής λίπανσης και επαφής

Όταν το διάκενο μεταξύ δύο δίσκων γίνει μικρότερο από μία οριακή τιμή, το καθεστώς λίπανσης αλλάζει, μεταβαίνοντας από μικτή σε οριακή λίπανση και επαφή. Στην οριακή λίπανση η αναπτυσσόμενη ροπή οφείλεται κατά κύριο λόγο στην τριβή λόγω επαφής των επιφανειών και όχι στη διάτμηση του ρευστού. Για το καθεστώς αυτό επιλέγεται ως μοντέλο τριβής, τριβή Coulomb με μεταβλητό συντελεστή τριβής ολίσθησης ως προς την ταχύτητα ολίσθησης. Τότε, η ροπή που αναπτύσσεται στη διεπιφάνεια ενός ζεύγους δίσκων του συμπλέκτη είναι:

$$T = \iint_A \text{sign}(\Delta\omega)\mu(\Delta\omega)rP(r)dA$$

Όπου, $\mu(\Delta\omega)$: ο συντελεστής τριβής

Θεωρώντας, ότι η πίεση $P(r)$, είναι σταθερή στην επιφάνεια του δίσκου, έχουμε:

$$P(r) = P_{app}$$

$$T = 2\pi \text{sign}(\Delta\omega)\mu(\Delta\omega)P_{app} \int_{r_{in}}^{r_{out}} r^2 dr$$

Οπότε:

$$T = \frac{2\pi}{3} (r_{out}^3 - r_{in}^3) \text{sign}(\Delta\omega)\mu(\Delta\omega)P_{app} \quad (2.11)$$

Η δύναμη που ασκείται στους δίσκους είναι:

$$F_{app} = \int_0^{2\pi} \int_{r_{in}}^{r_{out}} P(r)r dr d\theta = \pi(r_{out}^2 - r_{in}^2)P_{app} \quad (2.12)$$

Συνεπώς, μέσω των σχέσεων (2.11),(2.12) η ροπή που αναπτύσσεται εκφράζεται ως:

$$T = \text{sign}(\Delta\omega)\mu(\Delta\omega)r_m F_{app}$$

Όπου:

$$r_m = \frac{2}{3} \left(\frac{r_{out}^3 - r_{in}^3}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right) \quad (2.13)$$

Τελικά, για n διεπιφάνειες τριβής, η ροπή του συμπλέκτη είναι:

$$T_C = \text{sign}(\Delta\omega)n\mu(\Delta\omega)r_m F_{app} \quad (2.14)$$

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [6] ο συντελεστή τριβής ολίσθησης μ_{sl} σε συμπλέκτες υγρής τριβής μπορεί προσεγγιστεί με ικανοποιητική ακρίβεια με πολυώνυμο 5^{ου} βαθμού ως προς την ταχύτητα ολίσθησης στην ισοδύναμη ακτίνα r_m :

$$\mu_{sl}(\Delta\omega) = \alpha_5 v_s^5(r_m) + \alpha_4 v_s^4(r_m) + \alpha_3 v_s^3(r_m) + \alpha_2 v_s^2(r_m) + \alpha_1 v_s(r_m) + \alpha_0 \quad (2.15)$$

Όπου, η ταχύτητα ολίσθησης στην ισοδύναμη ακτίνα είναι:

$$v_s(r_m) = r_m \Delta\omega$$

Η τελική έκφραση του συντελεστή τριβής προκύπτει εισάγοντας την απότομη μεταβολή από στατική τριβή σε τριβή ολίσθησης κατά το μοντέλο Stribeck ως:

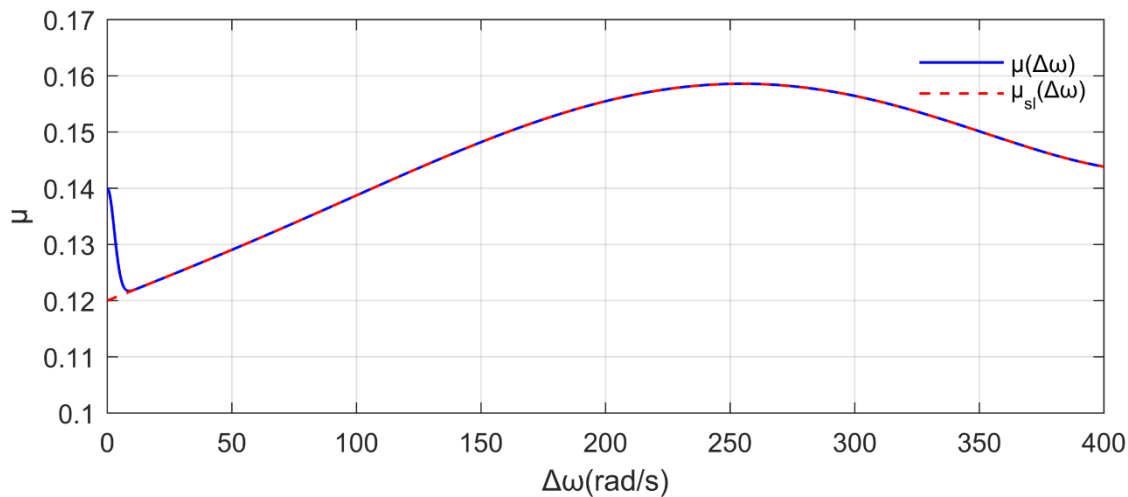
$$\mu(\Delta\omega) = \mu_{sl}(\Delta\omega) + [\mu_{st} - \mu_{sl}(\Delta\omega)]e^{-\left(\frac{|\Delta\omega|}{\omega_s}\right)^\delta} \quad (2.16)$$

Όπου:

μ_{st} : ο συντελεστής στατικής τριβής

δ, ω_s : παράμετροι που καθορίζουν το πόσο γρήγορα πραγματοποιείται η μετάβαση από στατική τριβή σε τριβή ολίσθησης.

Μια τυπική καμπύλη μεταβολής του συντελεστή τριβής που προκύπτει από τη σχέση (2.16) δίνεται στο διάγραμμα (2.2).



Διάγραμμα 2.3: Μεταβολή συντελεστή τριβής συναρτήσει γωνιακής ταχύτητας ολίσθησης

2.3.4 Λογική εμπλοκής και απεμπλοκής συμπλέκτη

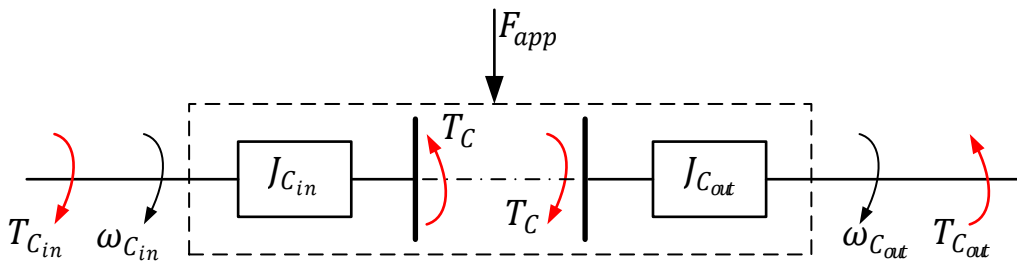
Ο συμπλέκτης παρουσιάζει δύο καταστάσεις λειτουργίας, αυτή της ολίσθησης και αυτή της εμπλοκής. Στην πρώτη, ο συμπλέκτης ολισθαίνει, δηλαδή οι δύο πλευρές του περιστρέφονται με διαφορετική γωνιακή

ταχύτητα, ενώ στη δεύτερη περιστρέφονται με την ίδια, ως ένα σώμα. Για να εξαχθεί η λογική της μετάβασης από τη μία κατάσταση στην άλλη εξετάζεται ο συμπλέκτης του σχήματος (2.4). Σε αυτό διακρίνονται η πλευρά εισόδου και εξόδου του συμπλέκτη που έχουν τις αντίστοιχες ροπές αδράνειας $J_{C_{in}}, J_{C_{out}}$ και δέχονται εξωτερικές ροπές $T_{C_{in}}, T_{C_{out}}$.

Εφαρμόζοντας τον 2° Νόμο του Νεύτωνα σε κάθε πλευρά του συμπλέκτη θα είναι:

$$J_{C_{in}} \dot{\omega}_{C_{in}} = T_{C_{in}} - T_C \quad (2.17)$$

$$J_{C_{out}} \dot{\omega}_{C_{out}} = T_C - T_{C_{out}} \quad (2.18)$$



Σχήμα 2.4: Διάγραμμα ελευθέρου σώματος συμπλέκτη

Όταν ο συμπλέκτης είναι σε κατάσταση εμπλοκής ισχύει:

$$\dot{\omega}_{C_{in}} = \dot{\omega}_{C_{out}} = \dot{\omega}_C \quad (2.19)$$

Τότε, με πρόσθεση κατά μέλη των εξισώσεων (2.17),(2.18), προκύπτει:

$$(J_{C_{in}} + J_{C_{out}}) \dot{\omega}_C = T_{C_{in}} - T_{C_{out}} \quad (2.20)$$

Η ροπή που μεταφέρει ο συμπλέκτης σε κατάσταση εμπλοκής προκύπτει από τις εξισώσεις (2.17),(2.18),(2.19) ως εξής:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_C = \dot{\omega}_{C_{in}} = \frac{T_{C_{in}} - T_C}{J_{C_{in}}} \\ \dot{\omega}_C = \dot{\omega}_{C_{out}} = \frac{T_C - T_{C_{out}}}{J_{C_{out}}} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{T_{C_{in}} - T_C}{J_{C_{in}}} = \frac{T_C - T_{C_{out}}}{J_{C_{out}}}$$

Οπότε, επιλύοντας ως προς T_C , προκύπτει:

$$T_C = T_C^{locked} = \frac{J_{C_{in}} T_{C_{out}} + J_{C_{out}} T_{C_{in}}}{J_{C_{in}} + J_{C_{out}}} \quad (2.21)$$

Στην κατάσταση ολίσθησης η ροπή του συμπλέκτη καθορίζεται από την εφαρμοζόμενη δύναμη και την ταχύτητα ολίσθησης σύμφωνα με τη σχέση (2.14).

Οπότε, οι δύο καταστάσεις λειτουργίας του συμπλέκτη μπορούν να περιγραφούν με τις εξής εξισώσεις :

<u>Κατάσταση ολίσθησης</u>	<u>Κατάσταση εμπλοκής</u>
$J_{C_{in}} \dot{\omega}_{C_{in}} = T_{C_{in}} - T_C$	$(J_{C_{in}} + J_{C_{out}}) \dot{\omega}_c = T_{C_{in}} - T_{C_{out}}$
$J_{C_{out}} \dot{\omega}_{C_{out}} = T_C - T_{C_{out}}$	$\omega_{C_{in}} = \omega_{C_{out}} = \omega_c$
$T_C = T_C^{slipping} = f(\Delta\omega, F_{app})$	$T_C = T_C^{locked} = \frac{J_{C_{in}} T_{C_{out}} + J_{C_{out}} T_{C_{in}}}{J_{C_{in}} + J_{C_{out}}}$

Η μετάβαση από τη μία κατάσταση στην άλλη γίνεται με βάση την εξής λογική:

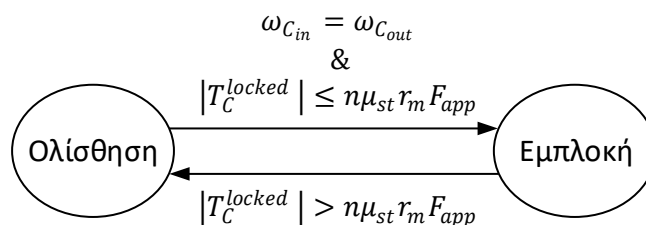
- Αν ο συμπλέκτης είναι αρχικά σε κατάσταση εμπλοκής θα μεταβεί σε κατάσταση ολίσθησης αν η μεταφερόμενη ροπή είναι κατά απόλυτη τιμή μεγαλύτερη από τη μέγιστη δυνατή μεταφερόμενη ροπή αυτού σε κατάσταση εμπλοκής.
- Αν ο συμπλέκτης είναι αρχικά σε κατάσταση ολίσθησης θα μεταβεί σε κατάσταση εμπλοκής αν υπάρχει συγχρονισμός, δηλαδή $\omega_{C_{in}} = \omega_{C_{out}}$ και τη στιγμή του συγχρονισμού η μέγιστη δυνατή μεταφερόμενη ροπή αυτού είναι κατά απόλυτη τιμή μεγαλύτερη από αυτή που θα μεταφέρει αν μεταβεί σε κατάσταση εμπλοκής.

Η μέγιστη δυνατή μεταφερόμενη ροπή του συμπλέκτη, $T_{C_{cap}}$, είναι ίση με αυτή που μεταφέρει όταν αυτός βρίσκεται σε κατάσταση ολίσθησης, ενώ σε κατάσταση εμπλοκής είναι αυτή που αντιστοιχεί στη μέγιστη στατική τριβή, δηλαδή:

$$|T_{C_{cap}}^{slipping}| = |T_C^{slipping}| = |f(\Delta\omega, F_{app})| \quad (2.22)$$

$$|T_{C_{cap}}^{locked}| = n\mu_{st}r_m F_{app} \quad (2.23)$$

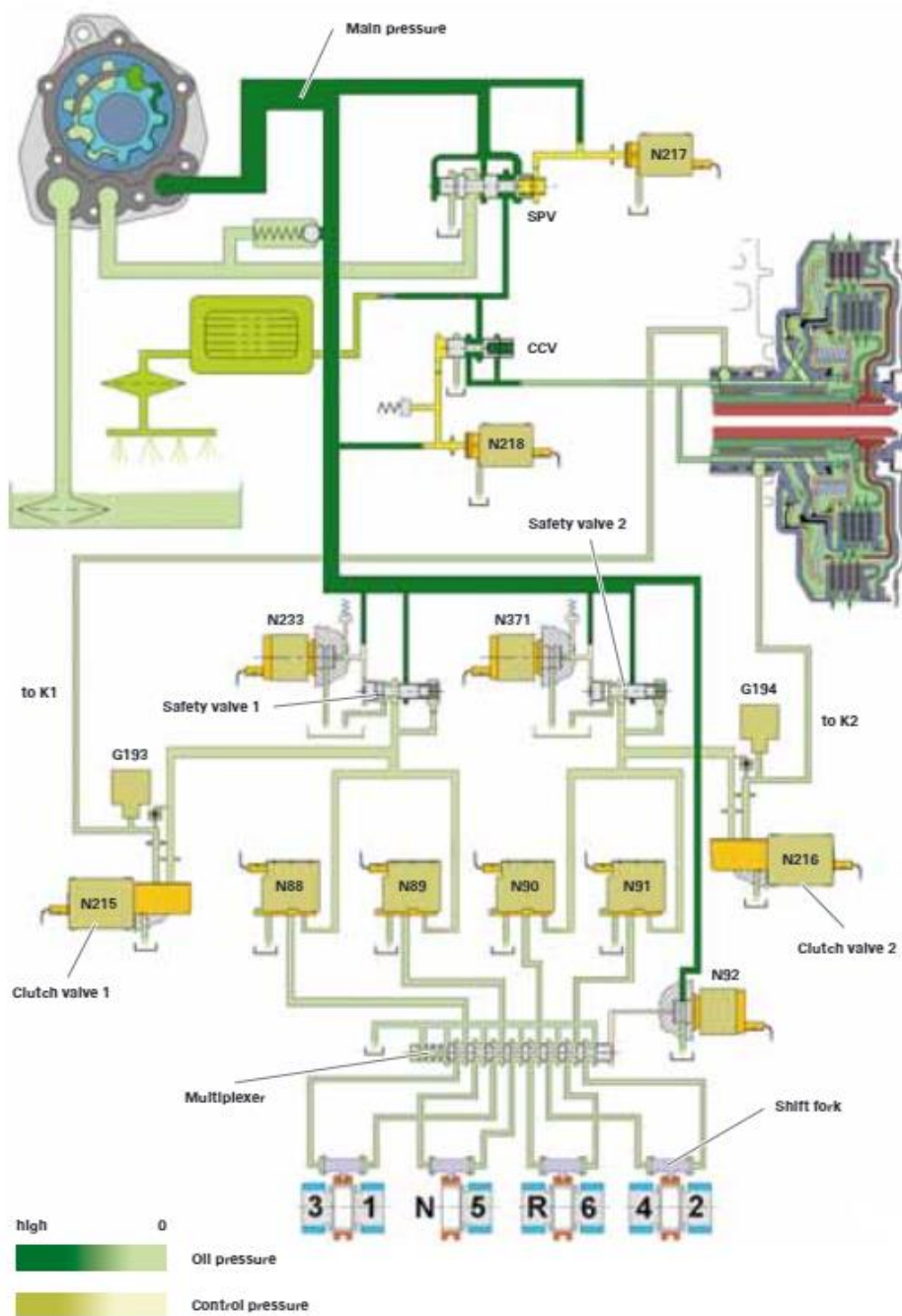
Η λογική εμπλοκής-απεμπλοκής που περιγράφηκε, φαίνεται στο σχήμα (2.5).



Σχήμα 2.5: Λογική εμπλοκής-απεμπλοκής συμπλέκτη

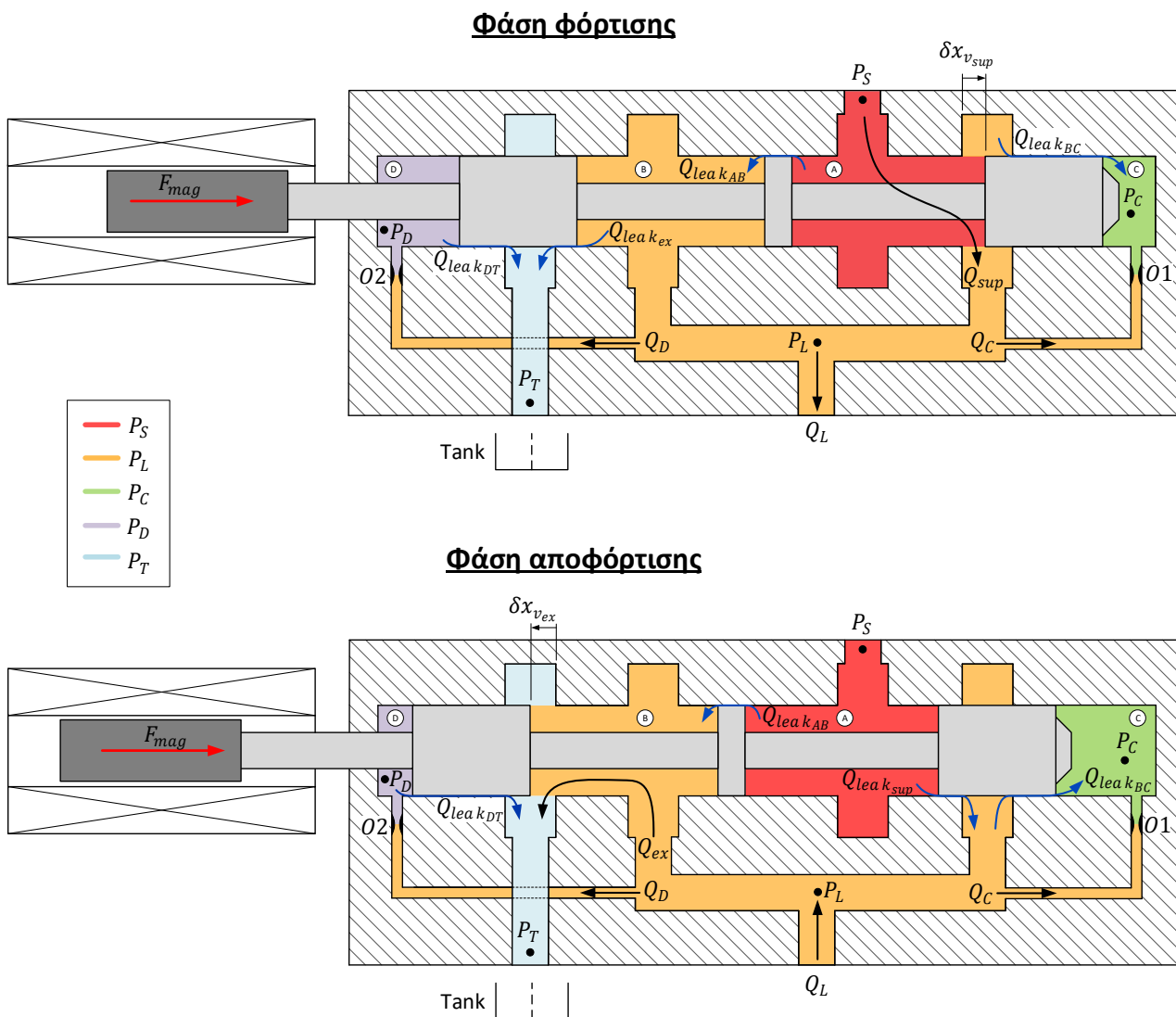
2.4 Μοντελοποίηση επενεργητή συμπλέκτη

Το υποσύστημα των επενεργητών του κιβωτίου ενσωματώνει ένα υδραυλικό κύκλωμα το οποίο παρέχει τις απαραίτητες δυνάμεις επένεργησης στο συμπλέκτη και στους συγχρονιστές και ταυτόχρονα τροφοδοτεί το συμπλέκτη και τα διάφορα εξαρτήματα του κιβωτίου με το ρευστό που απαιτείται για τη ψύξη και τη λίπανση αυτών. Η απαραίτητη υδραυλική ισχύς δημιουργείται από αντλία θετικής μετατόπισης που λαμβάνει ισχύ από τον κινητήρα και διοχετεύεται στους διάφορους επενεργητές και επιμέρους υποσυστήματα μέσω βαλβίδων κατεύθυνσης της ροής. Για τον έλεγχο του συμπλέκτη και των επενεργητών χρησιμοποιούνται συνήθως σωληνοειδείς βαλβίδες ελέγχου πίεσης. Ένα τέτοιο υδραυλικό σύστημα κιβωτίου διπλού συμπλέκτη φαίνεται στο σχήμα (2.6).



Σχήμα 2.6: Ηλεκτρουδραυλικό σύστημα ελέγχου κιβωτίου διπλού συμπλέκτη

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής θα μοντελοποιηθεί μόνο ο επενεργητής του συμπλέκτη και γι'αυτό γίνεται η παραδοχή ότι το υδραυλικό σύστημα τροφοδοτεί τη βαλβίδα ελέγχου του συμπλέκτη με σταθερή πίεση. Η βαλβίδα που μελετάται πρόκειται για μία βαλβίδα ολισθαίνοντος εμβόλου δύο θέσεων. Στη μία επιτρέπει τη ροή ρευστού από την κατάθλιψη προς το θάλαμο του επενεργητή του συμπλέκτη μέσω της θυρίδας τροφοδοσίας, ενώ στην άλλη επιτρέπει τη ροή του ρευστού από αυτόν προς τη δεξαμενή μέσω της θυρίδας επιστροφής. Μια τέτοια βαλβίδα φαίνεται στο σχήμα (2.7). Επίσης, για ευκολότερη αναφορά σε αυτές, οι βασικές γεωμετρικές παράμετροι της βαλβίδας που θα χρησιμοποιηθούν στην ανάλυση δίνονται στο σχήμα (2.8).

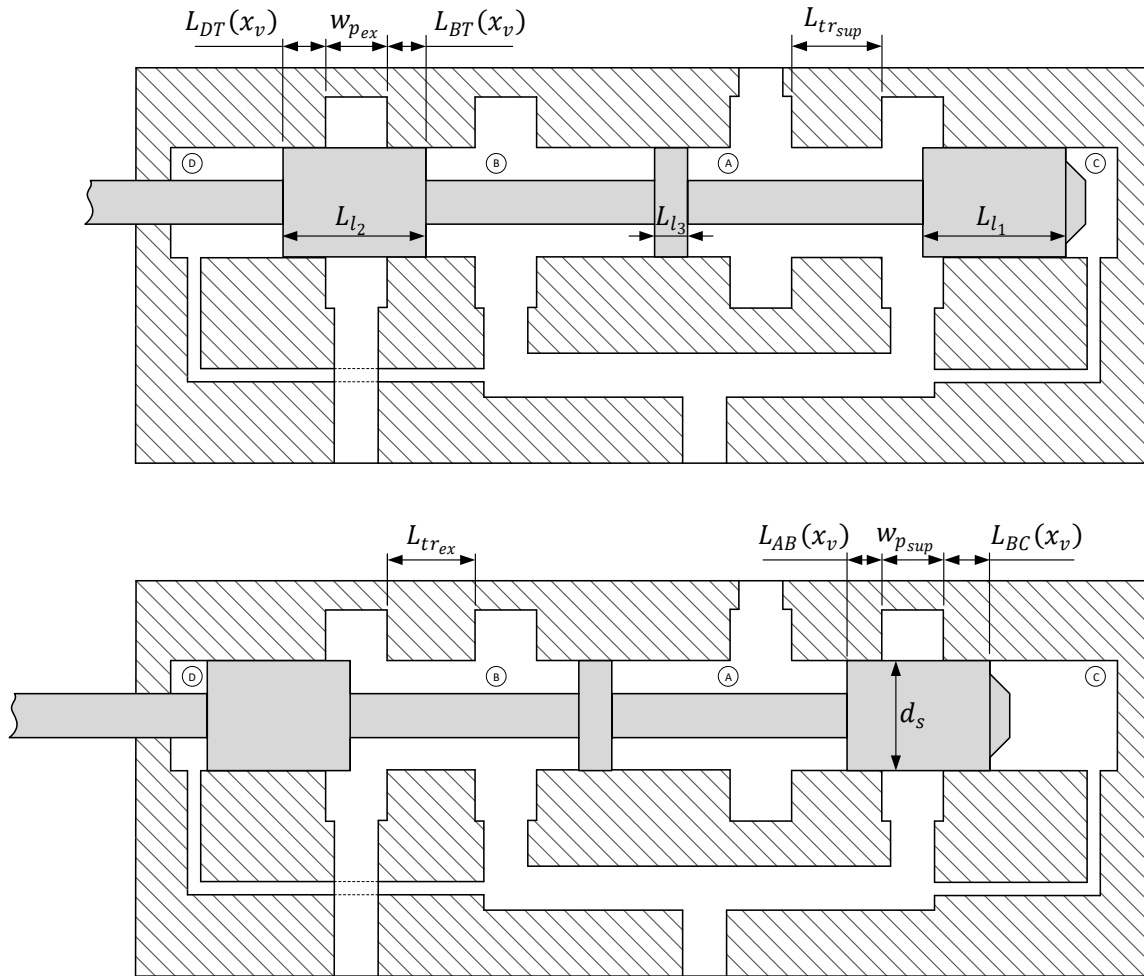


Σχήμα 2.7: Βαλβίδα ελέγχου ροής. Πάνω: φάση φόρτισης και κάτω: φάση αποφόρτισης

2.4.1 Άνοιγμα των θυρίδων της βαλβίδας-διατομές ροής

Θεωρώντας θετική μετατόπιση του εμβόλου αυτή που οδηγεί στο άνοιγμα της θυρίδας τροφοδοσίας, η αρχή μέτρησης της μετατόπισης ορίζεται συμμετρικά ως προς τη ζώνη επικάλυψης των θυρίδων. Δηλαδή, αν η επικάλυψη των θυρίδων είναι u , τότε η θυρίδα τροφοδοσίας ανοίγει στο σημείο $x_v = x_{v_{sup.o}} = \frac{u}{2}$, ενώ η

θυρίδα επιστροφής κλείνει στο σημείο $x_v = x_{v_{exc}} = -\frac{u}{2}$. Η παραπάνω σύμβαση δίνεται γραφικά στο σχήμα (2.9).



Σχήμα 2.8: Βαλβίδα ελέγχου ροής. Βασικές διαστάσεις

Με βάση τα παραπάνω, τα ανοίγματα και οι αντίστοιχες ταχύτητες ανοίγματος των θυρίδων είναι:

Θυρίδα τροφοδοσίας:

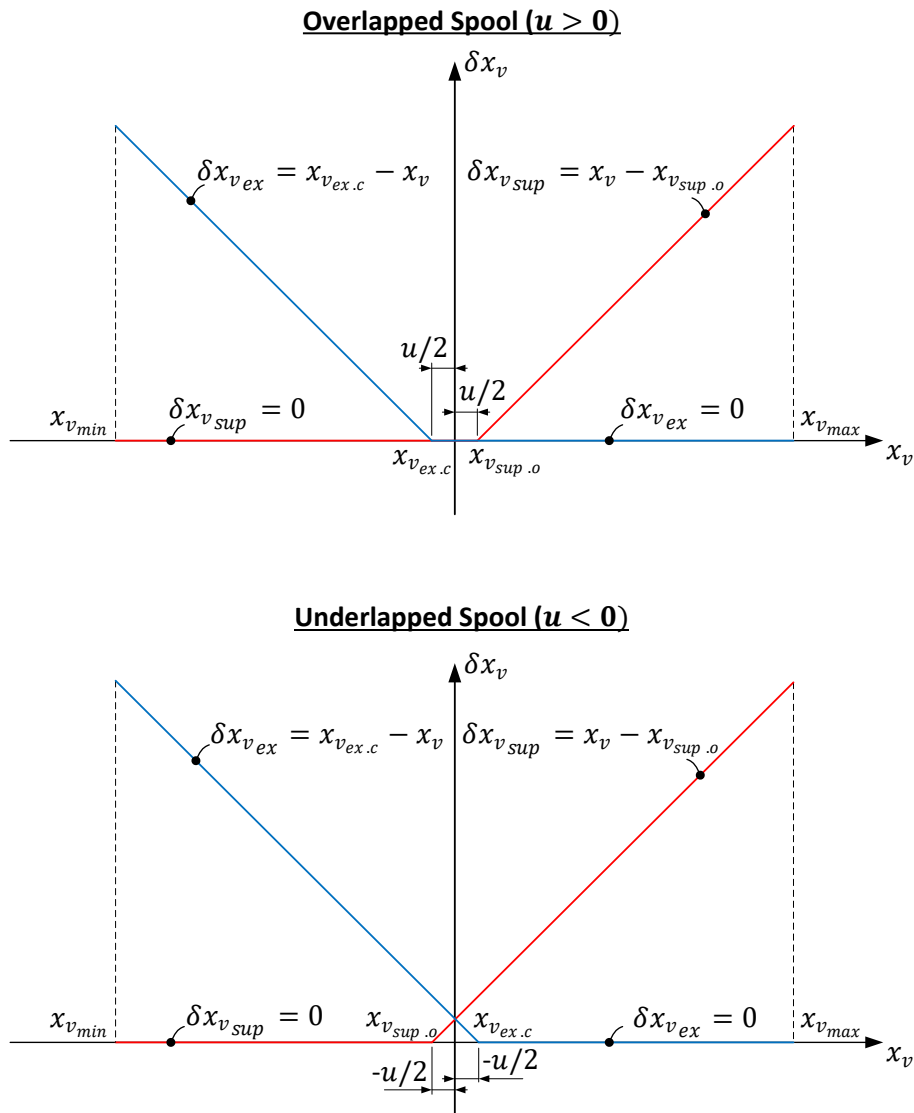
$$\delta x_{v_{sup}} = \delta x_{v_{sup}}(x_v) = \begin{cases} 0 & x_v < x_{v_{sup.o}} \\ x_v - x_{v_{sup.o}} & x_{v_{sup.o}} \leq x_v \leq x_{v_{max}} \end{cases} \quad (2.24\alpha)$$

$$\dot{\delta} x_{v_{sup}} = \dot{\delta} x_{v_{sup}}(\dot{x}_v) = \begin{cases} 0 & x_v < x_{v_{sup.o}} \\ \dot{x}_v & x_{v_{sup.o}} \leq x_v \leq x_{v_{max}} \end{cases} \quad (2.24\beta)$$

Θυρίδα επιστροφής:

$$\delta x_{v_{ex}} = \delta x_{v_{ex}}(x_v) = \begin{cases} x_{v_{exc}} - x_v & x_{v_{min}} \leq x_v < x_{v_{exc}} \\ 0 & x_v \geq x_{v_{exc}} \end{cases} \quad (2.25\alpha)$$

$$\delta x_{v_{ex}} = \delta x_{v_{ex}}(\dot{x}_v) = \begin{cases} -\dot{x}_v & x_{v_{min}} \leq x_v < x_{v_{ex.c}} \\ 0 & x_v \geq x_{v_{ex.c}} \end{cases} \quad (2.25\beta)$$



Σχήμα 2.9: Άνοιγμα των θυρίδων της βαλβίδας για θετική και αρνητική επικάλυψη

Οι διατομές ροής των θυρίδων τροφοδοσίας και επιστροφής είναι:

$$A_{v_{sup}} = \pi d_s \sqrt{\delta x_{v_{sup}}^2 + c_s^2} \quad (2.26)$$

$$A_{v_{ex}} = \pi d_s \sqrt{\delta x_{v_{ex}}^2 + c_s^2} \quad (2.27)$$

Όπου, c_s : η ακτινική χάρη μεταξύ εμβόλου και κελύφους

2.4.2 Εξίσωση κίνησης του εμβόλου

Οι δυνάμεις που επιδρούν στο ολισθαίνον έμβολο είναι:

- Η μαγνητική δύναμη του σωληνοειδούς, F_{mag}
- Η δύναμη λόγω της ροής του ρευστού, F_{fl}
- Η δύναμη ανάδρασης, F_{fb}

Οπότε, αν το έμβολο έχει μάζα m_s και υφίσταται ιξώδη τριβή με συντελεστή b_s , η εξίσωση κίνησής του είναι:

$$m_s \ddot{x}_v + b_s \dot{x}_v = F_{mag} + F_{fl} + F_{fb} \quad (2.28)$$

Μαγνητική δύναμη

Η μαγνητική δύναμη του σωληνοειδούς εξαρτάται από το ρεύμα που το διαρρέει και από τη θέση του εμβόλου και αν αγνοηθούν φαινόμενα υστέρησης κορεσμού, προκύπτει ως [8]:

$$F_{mag} = \frac{k_a i^2}{(k_b + x_v)^2} \quad (2.29)$$

Όπου: k_a και k_b σταθερές

Δύναμη λόγω της ροής του ρευστού

Καθώς το ρευστό ακολουθεί τις διαθέσιμες διόδους της βαλβίδας αναπτύσσονται επί του εμβόλου δυνάμεις λόγω της μεταβολής της ορμής του ρευστού τόσο κατά μέτρο όσο και διεύθυνση. Έτσι, κατά τη ροή του ρευστού μέσω μίας θυρίδας το έμβολο δέχεται μία δύναμη από το ρευστό που διαχωρίζεται σε δύο συνιστώσες, τη δύναμη λόγω μόνιμης ροής και τη δύναμη λόγω μεταβατικής ροής:

$$F_{fl} = F_{fl.st} + F_{fl.tr}$$

Δύναμη μόνιμης ροής

Η δύναμη μόνιμης ροής προκύπτει από τη μεταβολή της ορμής του ρευστού λόγω της αλλαγής της διεύθυνσης ροής του και έχει τέτοια κατεύθυνση ώστε να αντιτίθεται στο άνοιγμα της θυρίδας μέσω της οποίας διέρχεται το ρευστό. Για τη ροή μέσω της θυρίδας τροφοδοσίας και μέσω της θυρίδας επιστροφής, οι δυνάμεις μόνιμης ροής είναι αντιστοίχως:

$$F_{fl.st_{sup}} = -k_{fl.st} A_{v_{sup}} |P_s - P_L| = -k_{fl.st} \pi d_s \sqrt{\delta x_{v_{sup}}^2 + c_s^2} \cdot |P_s - P_L| \quad (2.30)$$

$$F_{fl.st_{ex}} = k_{fl.st} A_{v_{ex}} |P_L - P_T| = k_{fl.st} \pi d_s \sqrt{\delta x_{v_{ex}}^2 + c_s^2} \cdot |P_L - P_T| \quad (2.31)$$

Όπου, $k_{fl.st}$ σταθερά που λαμβάνεται συνήθως περίπου ίση με 0.43 (βλ. παράρτημα Β) [16].

Οπότε, η συνολική δύναμη μόνιμης ροής είναι:

$$F_{fl.st} = F_{fl.st_{sup}} + F_{fl.st_{ex}}$$

Δύναμη μεταβατικής ροής

Η δύναμη μεταβατικής κατάστασης προκύπτει από τη μεταβολή της ορμής του ρευστού λόγω της χρονικής μεταβολής της παροχής που διέρχεται μέσω της θυρίδας. Για τη ροή μέσω της θυρίδας τροφοδοσίας και μέσω της θυρίδας επιστροφής, οι δυνάμεις μεταβατικής ροής είναι αντιστοίχως:

$$F_{fl.tr_{sup}} = -\rho L_{tr_{sup}} \frac{\partial Q_{sup}}{\partial t}$$

$$F_{fl.tr_{ex}} = -\rho L_{tr_{ex}} \frac{\partial Q_{ex}}{\partial t}$$

Η παροχή μέσω των θυρίδων υπολογίζεται μέσω του μοντέλου της ροής μέσω ιδανικού διαφράγματος, οπότε:

$$Q_{sup} = C_d A_{v_{sup}} (\delta x_{v_{sup}}) \text{sign}(P_S - P_L) \sqrt{\frac{2|P_S - P_L|}{\rho}}$$

$$Q_{ex} = C_d A_{v_{ex}} (\delta x_{v_{ex}}) \text{sign}(P_L - P_T) \sqrt{\frac{2|P_L - P_T|}{\rho}}$$

Όπου: C_d ο συντελεστής παροχής

Μέσω των παραπάνω σχέσεων, οι δυνάμεις μεταβατικής κατάστασης γράφονται ως:

$$F_{fl.tr_{sup}} = -\rho L_{tr_{sup}} \left[\frac{\partial Q_{sup}}{\partial (\delta x_{v_{sup}})} \delta \dot{x}_{v_{sup}} + \frac{\partial Q_{sup}}{\partial P_L} \dot{P}_L \right]$$

$$F_{fl.tr_{ex}} = -\rho L_{tr_{ex}} \left[\frac{\partial Q_{ex}}{\partial (\delta x_{v_{ex}})} \delta \dot{x}_{v_{ex}} + \frac{\partial Q_{ex}}{\partial P_L} \dot{P}_L \right]$$

Οι όροι της πίεσης στις παραπάνω εξισώσεις είναι πολύ μικρότεροι από τους υπόλοιπους, οπότε μπορούν να αμεληθούν [16],[17] και έχουμε:

$$F_{fl.st_{sup}} = -C_d L_{tr_{sup}} \sqrt{2\rho} \text{sign}(P_S - P_L) \sqrt{|P_S - P_L|} \cdot \frac{\partial A_{v_{sup}}}{\partial (\delta x_{v_{sup}})} \delta \dot{x}_{v_{sup}}$$

$$F_{fl.st_{ex}} = -C_d L_{tr_{ex}} \sqrt{2\rho} \text{sign}(P_L - P_T) \sqrt{|P_L - P_T|} \cdot \frac{\partial A_{v_{ex}}}{\partial (\delta x_{v_{ex}})} \delta \dot{x}_{v_{ex}}$$

Οπότε, τελικά λαμβάνεται:

$$F_{fl.tr_{sup}} = -k_{fl.tr_{sup}} \text{sign}(P_S - P_L) \sqrt{|P_S - P_L|} \cdot \frac{\delta x_{v_{sup}}}{\sqrt{\delta x_{v_{sup}}^2 + c_s^2}} \delta \dot{x}_{sup} \quad (2.32)$$

$$F_{fl.tr_{ex}} = -k_{fl.tr_{ex}} \text{sign}(P_L - P_T) \sqrt{|P_L - P_T|} \cdot \frac{\delta x_{v_{ex}}}{\sqrt{\delta x_{v_{ex}}^2 + c_s^2}} \delta \dot{x}_{ex} \quad (2.33)$$

Όπου:

$$k_{fl.tr.sup} = C_d L_{tr.sup} \pi d_s \sqrt{2\rho}$$

$$k_{fl.tr.ex} = C_d L_{tr.ex} \pi d_s \sqrt{2\rho}$$

Η συνολική δύναμη μεταβατικής ροής είναι:

$$F_{fl.tr} = F_{fl.tr.sup} + F_{fl.tr.ex}$$

Περισσότερες λεπτομέρειες για την εξαγωγή των εκφράσεων για τις δυνάμεις ροής δίνονται στο Παράρτημα Β.

Δύναμη ανάδρασης

Καθώς αυξάνεται η πίεση στη βαλβίδα, οι διαφορετικές μετωπικές επιφάνειες του ολισθαίνοντος εμβόλου στους θαλάμους D και C έχουν ως αποτέλεσμα στην ανάπτυξης μίας δύναμης επί αυτού που λειτουργεί ως ανάδραση στο σύστημα, βελτιώνοντας σημαντικά τη δυναμική του συμπεριφορά. Η δύναμη αυτή προκύπτει ως:

$$F_{fb} = P_D A_D - P_C A_C \quad (2.34)$$

2.4.3 Δυναμική των πιέσεων των θαλάμων

Η δυναμική της πίεσης του κάθε θαλάμου προκύπτει από την εξίσωση της συνέχειας στον αντίστοιχο θάλαμο, θεωρώντας τη συμπιεστότητα του ρευστού. Έτσι, θα είναι:

Εξίσωση συνέχειας στο θάλαμο Β:

$$Q_{in} + Q_{leak_{AB}} = Q_C + Q_D + Q_L + Q_{out} + Q_{leak_{BC}} + \frac{V_B}{\beta} \frac{dP_L}{dt} \Rightarrow$$

$$\frac{dP_L}{dt} = \frac{\beta}{V_B} (Q_{in} + Q_{leak_{AB}} - Q_C - Q_D - Q_L - Q_{out} - Q_{leak_{BC}}) \quad (2.35)$$

Εξίσωση συνέχειας στο θάλαμο C:

$$Q_C + Q_{leak_{BC}} = \frac{V_C(x_v)}{\beta} \frac{dP_C}{dt} - A_C \dot{x}_v \Rightarrow$$

$$\frac{dP_C}{dt} = \frac{\beta}{V_C(x_v)} (Q_C + Q_{leak_{BC}} + A_C \dot{x}_v) \quad (2.36)$$

Εξίσωση συνέχειας στο θάλαμο D:

$$Q_D = \frac{V_D(x_v)}{\beta} \frac{dP_D}{dt} + Q_{leak_{DT}} + A_D \dot{x}_v \Rightarrow$$

$$\frac{dP_D}{dt} = \frac{\beta}{V_D(x_v)} (Q_D - Q_{leak_{DT}} - A_D \dot{x}_v) \quad (2.37)$$

Εξίσωση συνέχειας στο θάλαμο του επενεργητή του συμπλέκτη:

$$Q_L = \frac{V_P(x_P)}{\beta} \frac{dP_P}{dt} + A_P \dot{x}_P \Rightarrow$$

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{\beta}{V_P(x_P)} (Q_L - A_P \dot{x}_P) \quad (2.38)$$

Όπου, V_C, V_D, V_B, V_P οι όγκοι των αντίστοιχων θαλάμων, για τους οποίους ισχύει:

$$V_C(x_v) = V_{C_0} - A_C x_v$$

$$V_D(x_v) = V_{D_0} + A_D x_v$$

$$V_P(x_P) = V_{P_0} + A_P x_P$$

Επισημαίνεται ότι όγκος του θαλάμου B δεν μεταβάλλεται.

Στις εξισώσεις (2.35)-(2.38), οι διάφορες παροχές είναι (αναφορά στο σχήμα (2.7)):

- Q_{in}, Q_{out} : οι παροχές μέσω των θυρίδων τροφοδοσίας-επιστροφής
- $Q_{leak_{AB}}, Q_{leak_{BC}}, Q_{leak_{DT}}$: οι διαρροές μεταξύ των θαλάμων $A - B, B - C, D - T$
- Q_C, Q_D : οι παροχές προς τους θαλάμους ανάδρασης C, D
- Q_L : η παροχή προς το θάλαμο του επενεργητή του συμπλέκτη

2.4.4 Εξισώσεις υπολογισμού των παροχών

Ροή μέσω των θυρίδων

Η ροή μέσω των θυρίδων τροφοδοσίας και επιστροφής, θεωρείται πως περιγράφεται από τρία καθεστάτα. Πιο συγκεκριμένα, όταν η θυρίδα δεν είναι ανοικτή η ροή πρόκειται για διαρροή οπότε αντιμετωπίζεται ως ροή Haggen-Poiseuille. Οπότε, για τη θυρίδα τροφοδοσίας και επιστροφής σε καθεστώς διαρροών έχουμε:

$$Q_{in} = Q_{leak_{sup}} = \frac{\pi d_s c_s^3 (P_S - P_L)}{12 \mu L_{AB}(x_v)} = k_l \frac{P_S - P_L}{L_{AB}(x_v)} \quad (2.39)$$

$$Q_{out} = Q_{leak_{ex}} = \frac{\pi d_s c_s^3 (P_L - P_T)}{12 \mu L_{BT}(x_v)} = k_l \frac{P_L - P_T}{L_{BT}(x_v)} \quad (2.40)$$

Όπου:

$$L_{AB}(x_v) = x_{v_{sup.o}} - x_v, \quad x_v < x_{v_{sup.o}}$$

$$L_{BT}(x_v) = x_v - x_{v_{ex.c}}, \quad x_v > x_{v_{ex.c}}$$

$$k_l = \frac{\pi d_s c_s^3}{12 \mu}$$

Όταν η θυρίδα είναι ανοικτή, χρησιμοποιείται το μοντέλο ροής μέσω ιδανικού διαφράγματος, όπως προαναφέρθηκε, οπότε οι παροχές υπολογίζονται ως:

$$Q_{in} = Q_{sup} = C_d A_{v_{sup}} (\delta x_{v_{sup}}) \text{sign}(P_S - P_L) \sqrt{\frac{2|P_S - P_L|}{\rho}} \quad (2.41)$$

$$Q_{out} = Q_{ex} = C_d A_{v_{ex}} (\delta x_{v_{ex}}) \text{sign}(P_L - P_T) \sqrt{\frac{2|P_L - P_T|}{\rho}} \quad (2.42)$$

Τέλος, θεωρείται ότι η μετάβαση από το ένα καθεστώς ροής στο άλλο δεν πραγματοποιείται στο σημείο που η θυρίδα οριακά ανοίγει, αλλά ορίζεται μια μεταβατική περιοχή. Η μεταβατική περιοχή αυτή, για τη θυρίδα τροφοδοσίας και επιστροφής αντιστοίχως, ορίζεται ως:

$$x_v \in [x_{v_{sup.o}} - \varepsilon_{s_1}, x_{v_{sup.o}} + \varepsilon_{s_2}] \quad \varepsilon_{s_1}, \varepsilon_{s_2} > 0$$

$$x_v \in [x_{v_{ex.c}} - \varepsilon_{ex_1}, x_{v_{ex.c}} + \varepsilon_{ex_2}] \quad \varepsilon_{ex_1}, \varepsilon_{ex_2} > 0$$

Οι αντίστοιχες παροχές υπολογίζονται μέσω γραμμικής παρεμβολής ως:

$$Q_{in} = Q_{sup_{tr}} = (1 - N_{sup}(x_v)) \cdot Q_{leak_{sup}}(x_{v_{sup.o}} - \varepsilon_{s_1}, P_S - P_L) + N_{sup}(x_v) \cdot Q_{sup}(x_{v_{sup.o}} + \varepsilon_{s_2}, P_S - P_L) \quad (2.43)$$

$$Q_{out} = Q_{ex_{tr}} = (1 - N_{ex}(x_v)) \cdot Q_{ex}(x_{v_{ex.c}} - \varepsilon_{ex_1}, P_L - P_T) + N_{ex}(x_v) \cdot Q_{leak_{ex}}(x_{v_{ex.c}} + \varepsilon_{ex_2}, P_L - P_T) \quad (2.44)$$

Όπου:

$$N_{sup}(x_v) = \frac{x_v - x_{v_{sup.o}} + \varepsilon_{s_1}}{\varepsilon_{s_1} + \varepsilon_{s_2}}, \quad N_{ex}(x_v) = \frac{x_v - x_{v_{ex.c}} + \varepsilon_{ex_1}}{\varepsilon_{ex_1} + \varepsilon_{ex_2}}$$

Οπότε, τελικά, οι παροχές μέσω των θυρίδων για κάθε θέση x_v του εμβόλου υπολογίζονται ως:

$$Q_{in}(x_v, P_S - P_L) = \begin{cases} Q_{leak_{sup}}(x_v, P_S - P_L) & x_v < x_{v_{sup.o}} - \varepsilon_{s_1} \\ Q_{sup_{tr}}(x_v, P_S - P_L) & x_{v_{sup.o}} - \varepsilon_{s_1} \leq x_v \leq x_{v_{sup.o}} + \varepsilon_{s_2} \\ Q_{sup}(x_v, P_S - P_L) & x_v > x_{v_{sup.o}} + \varepsilon_{s_2} \end{cases} \quad (2.45)$$

$$Q_{out}(x_v, P_L - P_T) = \begin{cases} Q_{ex}(x_v, P_L - P_T) & x_v < x_{v_{ex.c}} - \varepsilon_{ex_1} \\ Q_{ex_{tr}}(x_v, P_L - P_T) & x_{v_{ex.c}} - \varepsilon_{ex_1} \leq x_v \leq x_{v_{ex.c}} + \varepsilon_{ex_2} \\ Q_{leak_{ex}}(x_v, P_L - P_T) & x_v > x_{v_{ex.c}} + \varepsilon_{ex_2} \end{cases} \quad (2.46)$$

Ροή προς τους θαλάμους ανάδρασης και το θάλαμο του επενεργητή

Για τη ροή μέσω των αντίστοιχων στενώσεων προς τους θαλάμους ανάδρασης και το θάλαμο του επενεργητή του συμπλέκτη, χρησιμοποιείται το μοντέλο ροής μέσω ιδανικού διαφράγματος, οπότε οι παροχές υπολογίζονται ως:

$$Q_C = C_d A_{o_1} \text{sign}(P_L - P_C) \sqrt{\frac{2|P_L - P_C|}{\rho}} \quad (2.47)$$

$$Q_D = C_d A_{o_2} \text{sign}(P_L - P_D) \sqrt{\frac{2|P_L - P_D|}{\rho}} \quad (2.48)$$

$$Q_L = C_d A_{o_3} \text{sign}(P_L - P_P) \sqrt{\frac{2|P_L - P_P|}{\rho}} \quad (2.49)$$

Όπου: $A_{o_1}, A_{o_2}, A_{o_3}$, οι διατομές των στενώσεων:

$$A_{o_i} = \frac{\pi d_{o_i}^2}{4} \quad i = 1, 2, 3$$

Διαρροές μεταξύ των θαλάμων της βαλβίδας

Όπως και για τις διαρροές μέσω των κλειστών θυρίδων, για τον υπολογισμό της παροχής των διαρροών μεταξύ των θαλάμων η ροή αντιμετωπίζεται ως Hagen–Poiseuille, οπότε:

$$Q_{leak_{AB}} = k_l \frac{P_s - P_L}{L_{l_3}} \quad (2.50)$$

$$Q_{leak_{BC}} = k_l \frac{P_L - P_C}{L_{BC}(x_v)} \quad (2.51)$$

$$Q_{leak_{DT}} = k_l \frac{P_D - P_T}{L_{DT}(x_v)} \quad (2.52)$$

Όπου:

$$k_l = \frac{\pi d_s^3 c_s^3}{12\mu}$$

$$L_{BC}(x_v) = L_{l_1} - w_{p_{sup}} + x_{v_{sup}} - x_{v_{sup.o}}$$

$$L_{DT}(x_v) = L_{l_2} - w_{p_{ex}} + x_{v_{ex.c}} - x_v$$

2.4.5 Εξίσωση κίνησης εμβόλου του επενεργητή

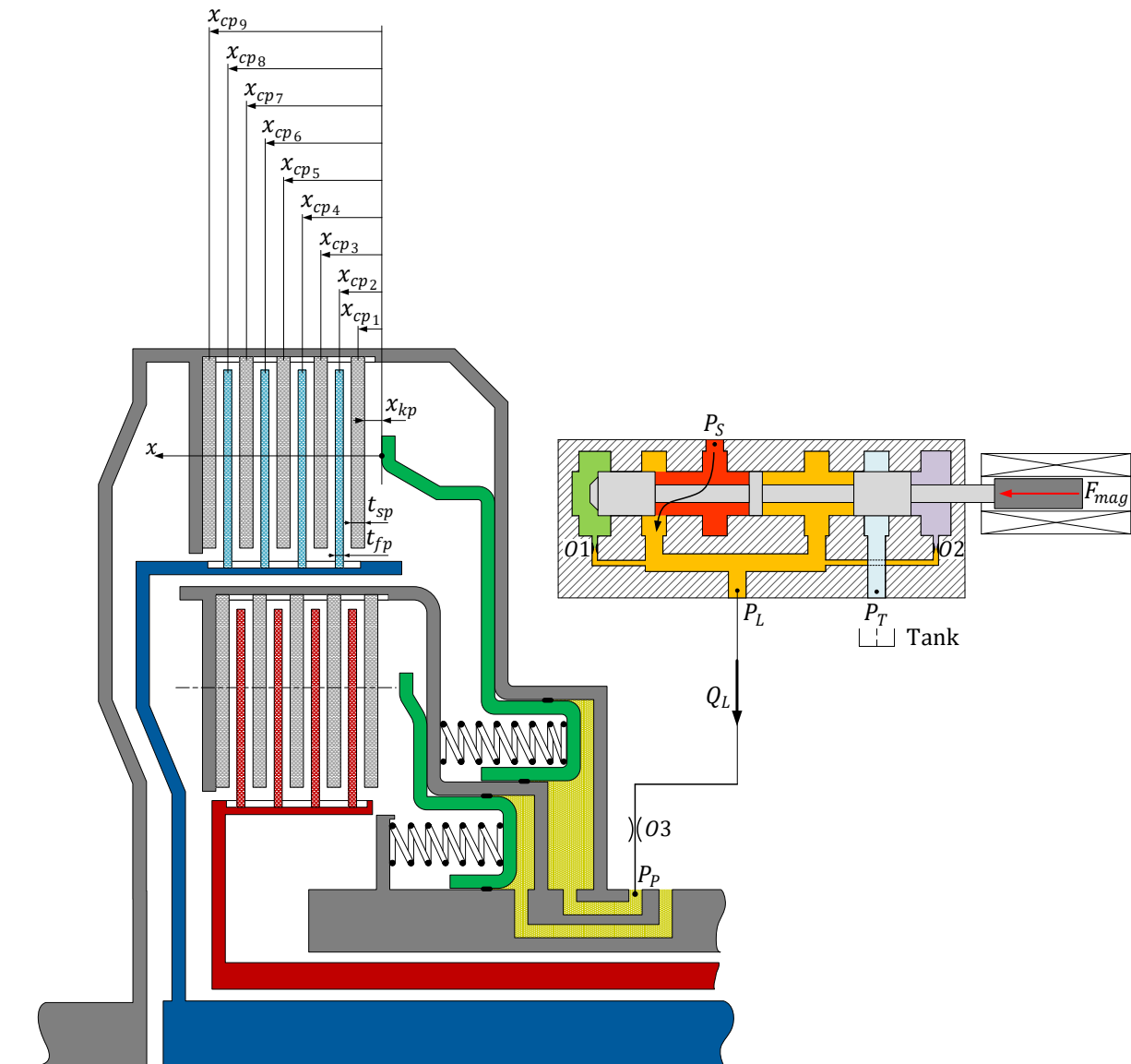
Οι δυνάμεις που επιδρούν στο έμβολο του επενεργητή είναι:

- Η δύναμη λόγω πίεσης του ρευστού : $A_p P_p$
- Η δύναμη από το ελατήριο επαναφοράς μαζί με τη προένταση αυτού : $k_p x_p + F_{pr}$
- Η δύναμη επαφής από τον πρώτο δίσκο του συμπλέκτη, αν αυτός βρίσκεται σε επαφή με το έμβολο : F_N

Αρχικά, το έμβολο συγκρατείται στην αρχική του θέση από τη δύναμη προέντασης του ελατηρίου επαναφοράς. Καθώς ανοίγει η βαλβίδα, αναπτύσσεται πίεση στο θάλαμο του επενεργητή κι όταν η δύναμη λόγω της πίεσης του ρευστού υπερνικήσει τη δύναμη προέντασης το έμβολο ξεκινά να κινείται. Συνεπώς, για το διάστημα που το έμβολο δεν έχει φτάσει τον πρώτο δίσκο του συμπλέκτη, η εξίσωση κίνησής του μπορεί να γραφεί ως:

$$x_p = 0 \quad \text{αν} \quad A_p P_p < F_{pr}$$

$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p = A_p P_p - F_{pr} \quad \text{αν} \quad A_p P_p \geq F_{pr}$$



Σχήμα 2.10: Επενεργητής διπλού συμπλέκτη

Όπως, φαίνεται στο σχήμα (2.10), το έμβολο θα συναντήσει το πρώτο δίσκο του συμπλέκτη όταν:

$$x_p - x_{cp_1} = \frac{t_{sp}}{2}$$

Η εξίσωση κίνησης του πρώτου δίσκου με βάση την ανάλυση που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 2.3.1, δίνεται από τη σχέση (2.9α):

$$m_{cp_1} \ddot{x}_{cp_1} = F_N + 3\alpha\mu \frac{\dot{x}_{cp_2} - \dot{x}_{cp_1}}{(x_{cp_2} - x_{cp_1} - t_{pm})^3} + \frac{a\rho}{20} (3\omega_{in}^2 + 4\omega_{in}\omega_{out} + 3\omega_{out}^2) \quad (2.53\alpha)$$

Η

$$\ddot{x}_{cp_1} = \frac{1}{m_{cp_1}} F_N + \frac{3\alpha\mu}{m_{cp_1}} \frac{\dot{x}_{cp_2} - \dot{x}_{cp_1}}{(x_{cp_2} - x_{cp_1} - t_{pm})^3} + \frac{a\rho}{20m_{cp_1}} (3\omega_{in}^2 + 4\omega_{in}\omega_{out} + 3\omega_{out}^2) \quad (2.53\beta)$$

Η εξίσωση κίνησης του εμβόλου θα είναι:

$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p = A_p P_p - F_N - F_{pr} \quad (2.54\alpha)$$

Η

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} (-b_p \dot{x}_p - k_p x_p + A_p P_p - F_N - F_{pr}) \quad (2.54\beta)$$

Αν το έμβολο και ο πρώτος δίσκος κινούνται ως ένα σώμα, τότε η εξίσωση κίνησής τους προκύπτει προσθέτοντας κατά μέλη τις σχέσεις (2.53α),(2.54α) και θεωρώντας $\dot{x}_p = \dot{x}_{cp_1} = \dot{x}_c$ και $\ddot{x}_p = \ddot{x}_{cp_1} = \ddot{x}_c$:

$$\ddot{x}_c = \frac{1}{m_p + m_{cp_1}} \left[A_p P_p - b_p \dot{x}_c + 3\alpha\mu \frac{\dot{x}_{cp_2} - \dot{x}_c}{(x_{cp_2} - x_{cp_1} - t_{pm})^3} - F_{pr} + \frac{a\rho}{20} (3\omega_{in}^2 + 4\omega_{in}\omega_{out} + 3\omega_{out}^2) \right] \quad (2.55)$$

Η δύναμη F_N που αναπτύσσεται μεταξύ του εμβόλου και του δίσκου υπολογίζεται εξισώνοντας τα δεξιά μέλη των εξισώσεων (2.53β),(2.54β) και επιλύοντας ως προς αυτή. Συνεπώς, προκύπτει:

$$F_N = \frac{m_{cp_1}}{m_{cp_1} + m_p} [A_p P_p - b_p \dot{x}_c - F_{pr}] - \frac{m_p}{m_{cp_1} + m_p} \left[3\alpha\mu \frac{\dot{x}_{cp_2} - \dot{x}_c}{(x_{cp_2} - x_{cp_1} - t_{pm})^3} + \frac{a\rho}{20} (3\omega_{in}^2 + 4\omega_{in}\omega_{out} + 3\omega_{out}^2) \right] \quad (2.56)$$

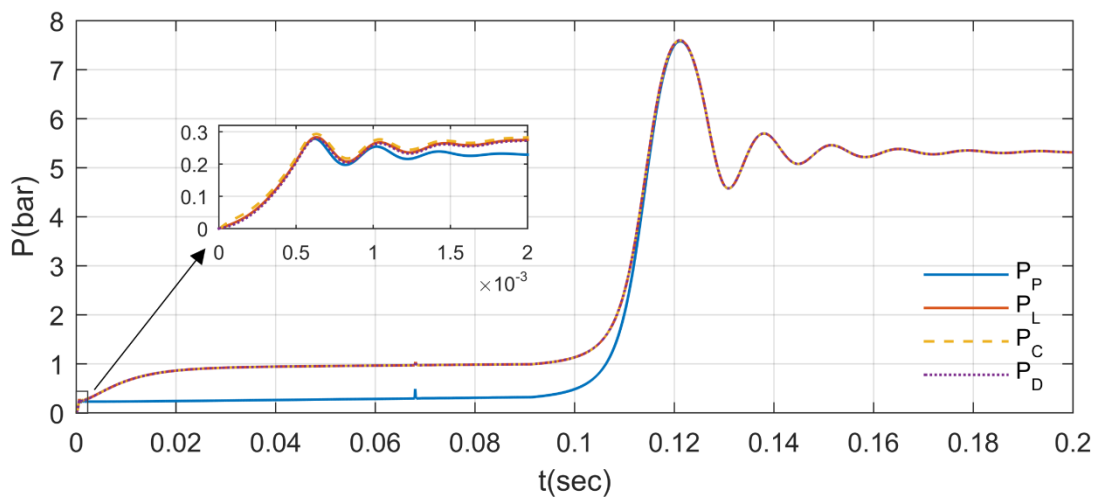
Για να μη διαχωρίζονται τα σώματα πρέπει $F_N > 0$. Αν δεν πληρείται αυτή η συνθήκη, τότε τα σώματα διαχωρίζονται και οι εξισώσεις κίνησής τους προκύπτουν από τις σχέσεις (2.53),(2.54) θέτοντας $F_N = 0$.

Τέλος, το σύστημα των εξισώσεων συμπληρώνεται εισάγοντας τις εξισώσεις κίνησης των υπόλοιπων δίσκων (σχέση (2.9β)) :

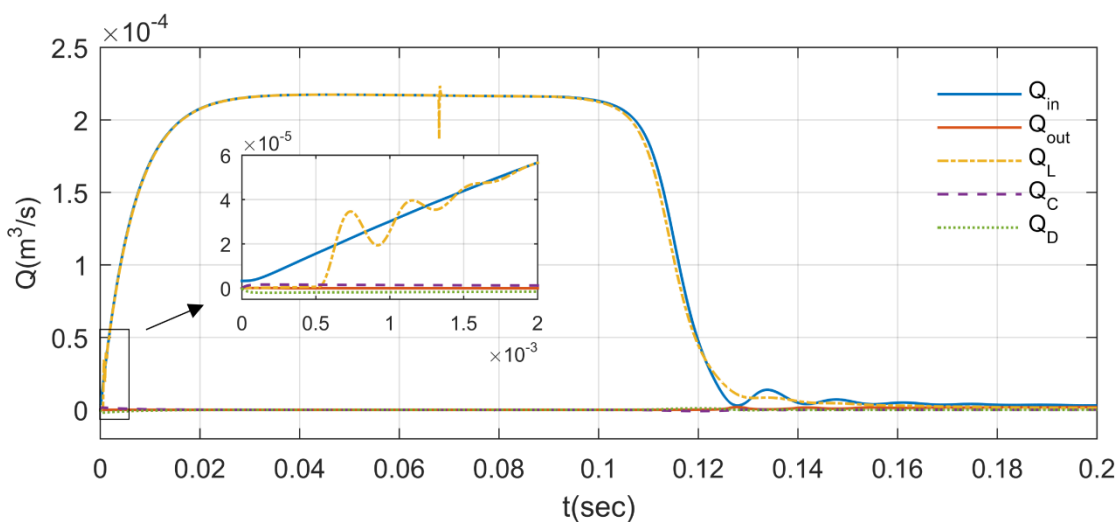
$$\ddot{x}_{cp_i} = \frac{3\alpha\mu}{m_{cp_i}} \left[\frac{\dot{x}_{cp_{i+1}} - \dot{x}_{cp_i}}{(x_{cp_{i+1}} - x_{cp_i} - t_{pm})^3} - \frac{\dot{x}_{cp_i} - \dot{x}_{cp_{i-1}}}{(x_{cp_i} - x_{cp_{i-1}} - t_{pm})^3} \right]$$

2.4.6 Προσομοίωση και αποτελέσματα

Το συνολικό μοντέλο του επενεργητή που αναλύθηκε, υλοποιήθηκε στο λογισμικό Matlab-Simulink και μετά την εισαγωγή παραμέτρων (παρατίθενται στο παράρτημα Δ.2) προσομοιώθηκε η απόκριση του συστήματος σε βηματική είσοδο ρεύματος 0.4 A. Παρακάτω, δίνονται τα διαγράμματα των πιέσεων των θαλάμων της βαλβίδας και του επενεργητή, οι παροχές δια μέσω των θυρίδων και των θαλάμων, η θέση και ταχύτητα του εμβόλου του επενεργητή και τα διάκενα μεταξύ των δίσκων του συμπλέκτη.

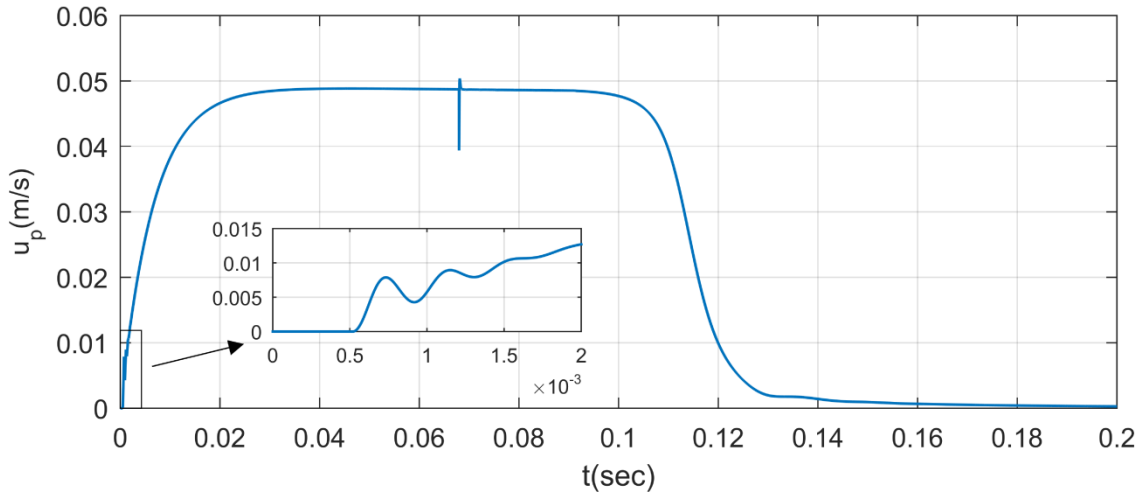


(α)

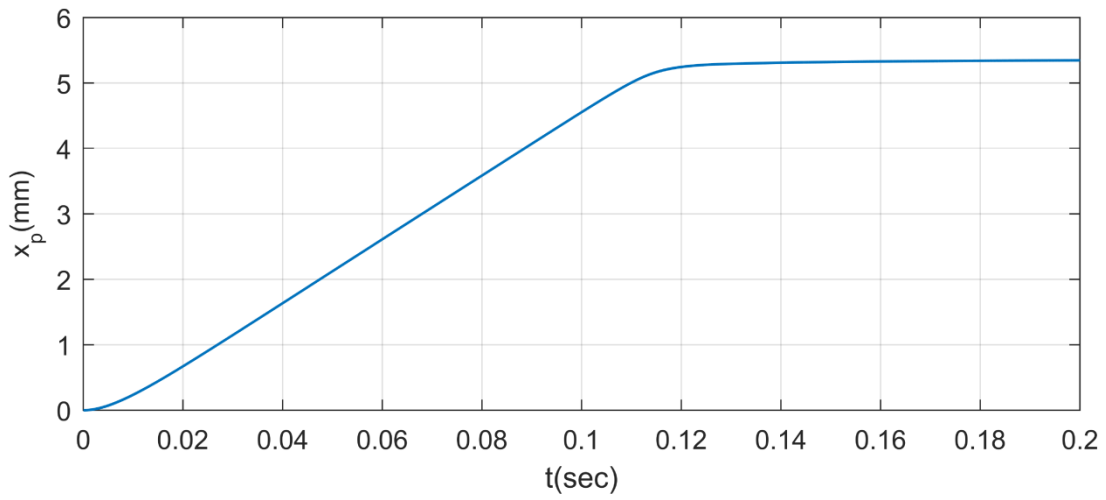


(β)

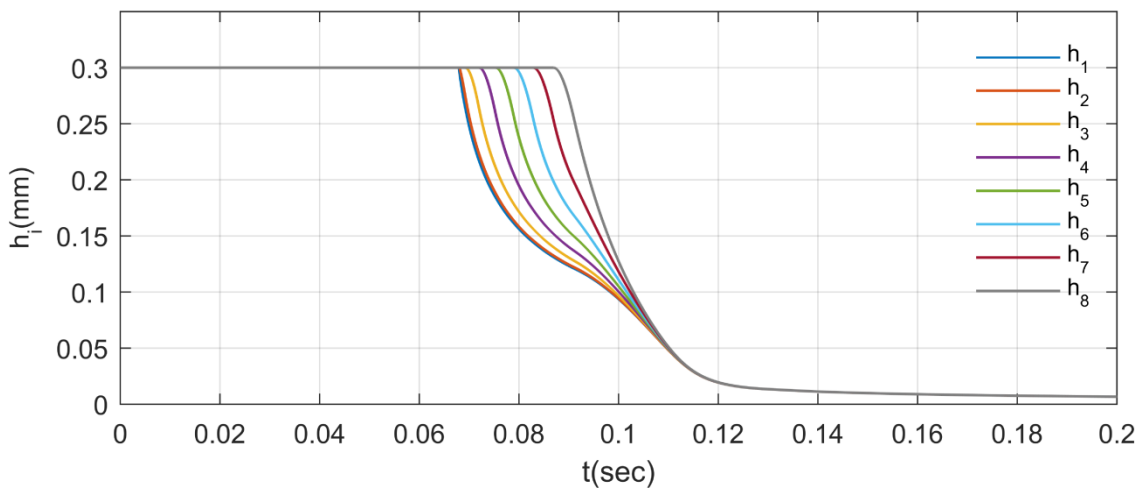
Διάγραμμα 2.4: Αποκρίσεις: (α) της πίεσης των διαφόρων θαλάμων, (β) των παροχών



(α)



(β)



(γ)

Διάγραμμα 2.5: Αποκρίσεις: (α) της ταχύτητας του εμβόλου, (β) της θέσης του εμβόλου, (γ) των διακένων μεταξύ των δίσκων του συμπλέκτη

Εξετάζοντας τις αποκρίσεις των πιέσεων (διάγραμμα 2.4(α)) και της ταχύτητας του εμβόλου (διάγραμμα 2.5(α)) παρατηρείται ότι καθώς η βαλβίδα ανοίγει και τροφοδοτείται με ρευστό ο θάλαμος του επενεργητή του συμπλέκτη, για ένα πολύ μικρό χρονικό διάστημα η ταχύτητα του εμβόλου παραμένει μηδενική (βλ. μεγεθυμένο τμήμα διαγράμματος 2.5(α)). Σε αυτό το διάστημα οι πιέσεις στους θαλάμους της βαλβίδας και του επενεργητή του συμπλέκτη αυξάνονται ραγδαία μέχρι η προκύπτουσα δύναμη στο έμβολο αυτού να υπερνικήσει τη δύναμη προέντασης του ελατηρίου επαναφοράς (βλ. μεγεθυμένο τμήμα διαγράμματος 2.4(α)). Όταν συμβεί αυτό ($t \approx 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$), το έμβολο αρχίζει να επιταχύνεται και οι πιέσεις αυξάνονται με ομαλότερο ρυθμό. Μετά από ένα χρονικό διάστημα η πίεση στο έμβολο εξισορροπεί τις δυνάμεις που αντιτίθενται στην κίνησή του και έτσι αυτό κινείται με σταθερή ταχύτητα. Καθώς το έμβολο συνεχίζει την κίνησή του προς τους δίσκους του συμπλέκτη, κάποια στιγμή ($t \approx 0.67 \text{ s}$) συγκρούεται με τον πρώτο δίσκο του συμπλέκτη και έπειτα τα δύο σώματα κινούνται ως ένα. Το συμβάν αυτό φαίνεται στα διαγράμματα της ταχύτητας του εμβόλου ως μια απότομη μείωση και κατόπιν αύξηση της ταχύτητάς του. Το ίδιο παρατηρείται και για τη παροχή προς το θάλαμο του συμπλέκτη Q_L (διάγραμμα 2.4(β)), ενώ στις πιέσεις παρατηρείται μια απότομη στιγμιαία αύξηση. Έμβολο και πρώτος δίσκος κινούνται πλέον ως ένα σώμα και τα διάκενα μεταξύ των δίσκων αρχίζουν να μειώνονται, ενώ ταυτόχρονα αυξάνεται η δύναμη αντίστασης του ρευστού. Έτσι, το συσσωμάτωμα εμβόλου-πρώτου δίσκου σταδιακά επιβραδύνεται, ενώ στις πιέσεις παρατηρείται ραγδαία αύξηση, πριν σταθεροποιηθούν στην τελική τους τιμή. Τα διάκενα μεταξύ των δίσκων συγκλίνουν ασυμπτωτικά στο μηδέν (διάγραμμα 2.5(γ)), όπως περιγράφηκε και στα αποτελέσματα του κεφαλαίου 2.3.1, ενώ ταυτόχρονα η θέση του εμβόλου συγκλίνει ασυμπτωτικά στην τελική της τιμή (διάγραμμα 2.5(β)).

Σχετικά με τις αποκλίσεις μεταξύ των πιέσεων των θαλάμων παρατηρείται ότι οι πιέσεις του κύριου θαλάμου και των θαλάμων ανάδρασης της βαλβίδας (P_L, P_C, P_D) παρουσιάζουν αμελητέες αποκλίσεις μεταξύ τους και πρακτικά ταυτίζονται. Αυτό οφείλεται σε δύο παράγοντες:

1. Οι θάλαμοι ανάδρασης έχουν πολύ μικρότερο όγκο από τον κύριο θάλαμο της βαλβίδας με αποτέλεσμα η απόκρισή τους να είναι πολύ ταχύτερη από αυτή του κεντρικού θαλάμου.
2. Οι διακινούμενες παροχές από και προς τους θαλάμους ανάδρασης είναι πολύ μικρές με αποτέλεσμα η πτώση πίεσης που δημιουργείται στις αντίστοιχες στενώσεις (O_1, O_2 στα σχήματα 2.7 και 2.10) να είναι αμελητέες.

Η απόκλιση της πίεσης στο θάλαμο του επενεργητή του συμπλέκτη από τις υπόλοιπες επηρεάζεται σημαντικά, όπως είναι αναμενόμενο, από τη διακινούμενη παροχή από και προς τον αντίστοιχο θάλαμο. Έτσι, παρατηρώντας τα διαγράμματα 2.4(α) και 2.4(β), διαπιστώνεται ότι όταν η παροχή Q_L δια μέσω της στένωσης του θαλάμου του επενεργητή (O_3 στο σχήμα 2.10) είναι μεγάλη τότε η πίεση σε αυτό το θάλαμο αποκλίνει σημαντικά από αυτές των άλλων θαλάμων λόγω των απωλειών που δημιουργούνται σε αυτή τη στένωση. Αντιθέτως, όταν η παροχή αυτή είναι μικρή, η δημιουργούμενη πτώση πίεσης είναι μικρή και η απόκλιση της πίεσης στο θάλαμο του επενεργητή μειώνεται σημαντικά.

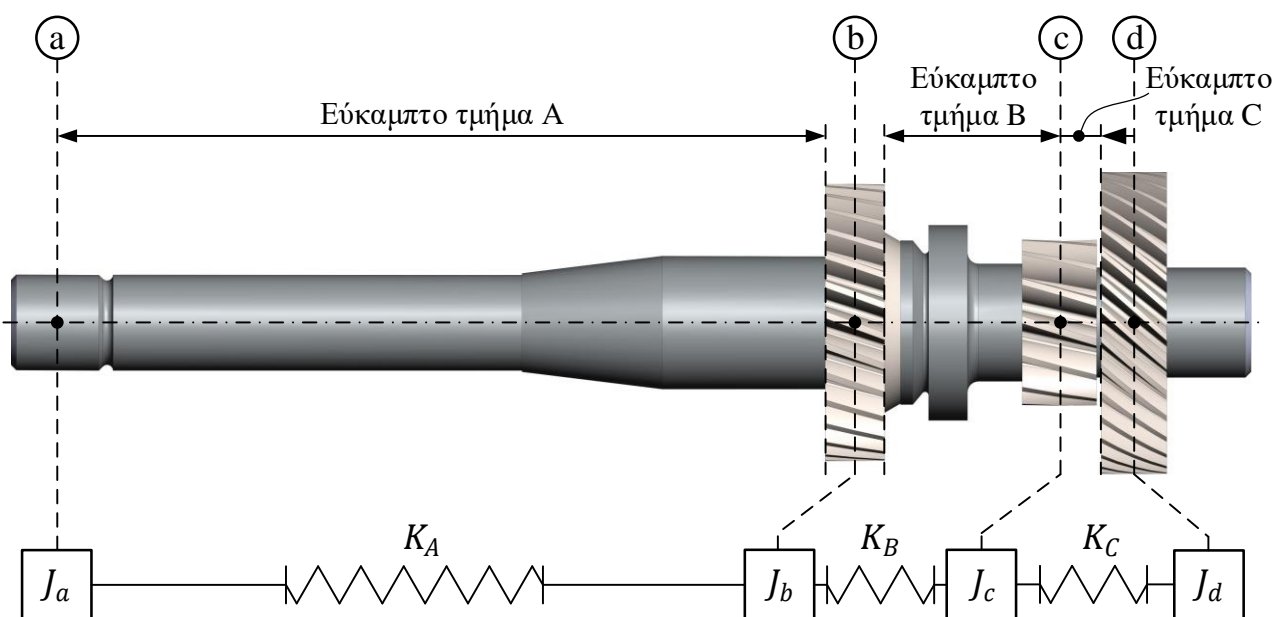
2.5 Μοντελοποίηση ατράκτων

Οι άτρακτοι μοντελοποιούνται με τη χρήση στοιχείων συγκεντρωμένων ιδιοτήτων. Για να γίνει αυτό, το συνεχές σύστημα που αποτελεί η κάθε άτρακτος μετατρέπεται σε διακριτό, ορίζοντας τους κατάλληλους βαθμούς ελευθερίας στους οποίους κατανέμεται η συνολική ροπή αδράνειας της ατράκτου. Οι βαθμοί ελευθερίας επιλέγονται έτσι ώστε να αντιστοιχούν σε σημεία της ατράκτου τα οποία έχουν λειτουργική σημασία όπως σημεία σύνδεσης με άλλα στοιχεία του κιβωτίου (π.χ. σημεία σύνδεσης οδοντωτών τροχών) ή σε σημεία στα οποία υπάρχει κάποιο στοιχείο που δρα ως συγκεντρωμένη αδράνεια (π.χ. οδοντωτός τροχός μεγάλης διαμέτρου και μικρού πάχους). Οι επιμέρους αδράνειες που προκύπτουν «συνδέονται» μέσω στρεπτικών ελατηρίων που μοντελοποιούν την ελαστικότητα των αντίστοιχων τμημάτων της ατράκτου. Ακόμα, επισημαίνεται ότι για οδοντωτούς τροχούς που είναι είτε «σκαλιστοί», είτε συνδέονται με την άτρακτο μέσω πολύσφηνων, θεωρείται πως μαζί με αυτή αποτελούν ενιαίο σώμα. Τέλος, αν ένας οδοντωτός τροχός μιας ατράκτου έχει διάμετρο σημαντικά μεγαλύτερη από αυτή της ατράκτου, τότε αυτός και το τμήμα της ατράκτου με το οποίο συνδέεται θεωρούνται ένα άκαμπτο στοιχείο.

Για να γίνουν σαφή τα παραπάνω εξετάζεται το παράδειγμα μίας ατράκτου του κιβωτίου διπλού συμπλέκτη που μελετήθηκε, η οποία φαίνεται στο σχήμα 2.11. Το τμήμα μεταξύ του αριστερού της άκρου μέχρι το πρώτη εγκοπή πρόκειται για το τμήμα σύνδεσης, μέσω πολύσφηνου, αυτής με τον φορέα των δίσκων του ενός εκ των δύο συμπλεκτών. Η άτρακτος φέρει τρεις οδοντωτούς τροχούς, εκ των οποίων οι δύο με τη μεγαλύτερη διάμετρο θεωρούνται άκαμπτοι ενώ ο άλλος ελαστικός. Με βάση αυτά που προαναφέρθηκαν οι βαθμοί ελευθερίας θεωρούνται οι γωνίες στροφής των μέσων επιπέδων (a,b,c,d) των οδοντωτών τροχών και του τμήματος σύνδεσης με το φορέα των δίσκων του συμπλέκτη. Σε κάθε έναν από αυτούς αντιστοιχεί μία ροπή αδράνειας. Μέσω της διαδικασίας που αναλύεται παρακάτω, η συνολική ροπή αδράνειας της ατράκτου κατανέμεται στους βαθμούς ελευθερίας που ορίστηκαν. Το μοντέλο της ατράκτου ολοκληρώνεται εισάγοντας τις ελαστικότητες των τμημάτων της ατράκτου που ορίζονται από τους βαθμούς ελευθερίας (a-b,b-c,c-d).

Άτρακτοι κιβωτίου διπλού συμπλέκτη

Οι άτρακτοι του κιβωτίου διπλού συμπλέκτη που μελετήθηκε παρουσιάζουν αρκετά σύνθετη γεωμετρία και γι'αυτό η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την μοντελοποίηση τους συμπεριλαμβάνει ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων με το λογισμικό ANSYS.



Σχήμα 2.11: Διακριτοποίηση ατράκτου

Αρχικά, οι σταθερές δυσκαμψίας των ελαστικών τμημάτων των ατράκτων υπολογίζονται μέσω ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων. Στη συνέχεια, πραγματοποιείται ιδιοσυχνοτική ανάλυση και εντοπίζεται η πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα. Μέσω της ανάλυσης αυτής υπολογίζεται ο λόγος των πλατών ταλάντωσης των σημείων της ατράκτου που αντιστοιχούν στους βαθμούς ελευθερίας που έχουν οριστεί για το διακριτοποιημένο μοντέλο.

Στη συνέχεια, εξετάζεται το πρόβλημα της ελεύθερης ταλάντωσης του αντίστοιχου διακριτοποιημένου μοντέλου. Το πρόβλημα αυτό περιγράφεται από την εξίσωση:

$$J\ddot{\theta} + K\theta = 0 \quad (2.57)$$

Όπου, για τη περίπτωση n βαθμών ελευθερίας, J και K είναι το μητρώο αδράνειας και στιβαρότητας αντιστοίχως και θ το διάνυσμα των γωνιών στροφής.

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & J_{n-1} & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & J_n \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & k_{n-2} + k_{n-1} & -k_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_{n-1} & k_{n-1} \end{bmatrix}$$

Στην ελεύθερη ταλάντωση οι γωνίες στροφής είναι της μορφής:

$$\boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_{n-1} \\ A_n \end{bmatrix} \sin(\omega_n t)$$

Οπότε:

$$\ddot{\boldsymbol{\theta}} = \begin{bmatrix} -\omega_n^2 A_1 \\ -\omega_n^2 A_2 \\ \vdots \\ -\omega_n^2 A_{n-1} \\ -\omega_n^2 A_n \end{bmatrix} \sin(\omega_n t)$$

Εισάγοντας τις εκφράσεις στην εξίσωση (2.54), λαμβάνουμε :

$$\left(J \begin{bmatrix} -\omega_n^2 A_1 \\ -\omega_n^2 A_2 \\ \vdots \\ -\omega_n^2 A_{n-1} \\ -\omega_n^2 A_n \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_{n-1} \\ A_n \end{bmatrix} \right) \sin(\omega_n t) = 0 \Rightarrow J \begin{bmatrix} -\omega_n^2 A_1 \\ -\omega_n^2 A_2 \\ \vdots \\ -\omega_n^2 A_{n-1} \\ -\omega_n^2 A_n \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_{n-1} \\ A_n \end{bmatrix} = 0$$

Ορίζοντας τους λόγους των πλατών ταλάντωσης ως:

$$a_i = \frac{A_i}{A_1}$$

Η παραπάνω εξίσωση γίνεται:

$$J \begin{bmatrix} -\omega_n^2 \alpha_1 \\ -\omega_n^2 \alpha_2 \\ \vdots \\ -\omega_n^2 \alpha_{n-1} \\ -\omega_n^2 \alpha_n \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \vdots \\ \alpha_{n-1} \\ \alpha_n \end{bmatrix} = 0 \quad (2.58)$$

Η οποία δίνει:

- Για $i = 1$:

$$-J_1\omega_n^2 a_1 + k_1(a_1 - a_2) = 0$$

- Για $i \in (2, 3, 4 \dots n - 1)$:

$$-J_i\omega_n^2 a_i - k_{i-1}a_{i-1} + (k_{i-1} + k_i)a_i - k_i a_{i+1} = 0$$

- Για $i = n$:

$$-J_n\omega_n^2 a_n - k_{n-1}(a_{n-1} - a_n) = 0$$

Στις παραπάνω εξισώσεις, ορίζονται $c_i = J_i\omega_n^2$ και τότε, με βάση τους γνωστούς λόγους πλατών ταλάντωσης a_i , από την ιδιοσυχνοτική ανάλυση οι όροι c_i υπολογίζονται εύκολα ως:

- Για $i = 1$:

$$c_1 = \frac{k_1(a_1 - a_2)}{a_1} = k_1(1 - a_2) \quad (2.59\alpha)$$

- Για $i \in (2, 3, 4 \dots n - 1)$:

$$c_i = -\frac{k_{i-1}a_{i-1} - (k_{i-1} + k_i)a_i + k_i a_{i+1}}{a_i} \quad (2.59\beta)$$

- Για $i = n$:

$$c_n = -k_{n-1} \frac{a_{n-1} - a_n}{a_n} \quad (2.59\gamma)$$

Έχοντας υπολογίσει τους όρους c_i , υπολογίζονται οι αδράνειες J_i του ισοδύναμου διακριτού μοντέλου ως εξής:

$$\frac{J_i}{J_{tot}} = \frac{J_i}{\sum_{i=1}^n J_i} = \frac{J_i\omega_n^2}{\sum_{i=1}^n (J_i\omega_n^2)} \Rightarrow$$

$$J_i = \left(\frac{c_i}{\sum_{i=1}^n c_i} \right) J_{tot} \quad (2.60)$$

Συνεπώς, μέσω της παραπάνω διαδικασία η συνολική αδράνεια της ατράκτου έχει καταναμηθεί στους βαθμούς ελευθερίας στους οποίους αυτή έχει διακριτοποιηθεί. Η ιδιοσυχνότητα του ισοδύναμου μοντέλο συγκεντρωμένων ιδιοτήτων μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$J_{tot}\omega_n^2 = \sum_{i=1}^n J_i\omega_n^2 = \sum_{i=1}^n c_i \Rightarrow \omega_n^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{J_{tot}} \Rightarrow$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n c_i}{J_{tot}}} \quad (2.61)$$

Όπως φαίνεται από τις εξισώσεις (2.56α)-(2.56γ), οι όροι c_i καθορίζονται από τους λόγους πλατών ταλάντωσης a_i και τις σταθερές στιβαρότητας k_i και ενδέχεται κάποιος να προκύψει αρνητικός. Σε αυτή τη περίπτωση, η αντίστοιχη αδράνεια J_i , θα προκύπτει και αυτή αρνητική βάση της εξίσωσης (2.60). Προφανώς, αυτή είναι μια μη αποδεκτή λύση. Ορίζονται λοιπόν οι ανηγμένες αποκλίσεις των λόγων πλατών ε_i για $i > 1$ καθώς εξ' ορισμού $\alpha_1 = 1$, ως:

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta\alpha_i}{\alpha_i} = \frac{\hat{a}_i - a_i}{a_i}$$

Τότε, οι μη ακριβείς τιμές των λόγων πλατών ταλάντωσης είναι:

$$\hat{a}_i = (1 + \varepsilon_i)a_i$$

Έχοντας ορίσει αυτά τα μεγέθη, το συνολικό σφάλμα προσέγγισης της δυναμικής συμπεριφοράς του συνεχούς μέσου από το διακριτό μοντέλο μπορεί να εκφραστεί ως:

$$E = \sum_{i=2}^n |\varepsilon_i| + \left| 1 - \frac{\omega_n(\varepsilon_2, \varepsilon_3, \dots, \varepsilon_n)}{\omega_{n_0}} \right|$$

Όπου, ω_{n_0} η ιδιοσυχνότητα που έχει υπολογιστεί από την ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων.

Με βάση τα παραπάνω, η διαδικασία υπολογισμού των αδρανειών J_i , μπορεί να εκτελεστεί επαναληπτικά για διαφορετικά ε_i και από το σύνολο των ε_i που δίνουν αποδεκτές τιμές J_i , εντοπίζονται αυτά που δίνουν το ελάχιστο συνολικό σφάλμα E .

Άτρακτοι κιβωτίου πολλαπλού συμπλέκτη

Οι άτρακτοι του κιβωτίου πολλαπλού συμπλέκτη που μελετήθηκε παρουσιάζουν απλούστερη γεωμετρία και κυκλική διατομή με αμελητέες μεταβολές της διαμέτρου κατά το μήκος της, οπότε ο υπολογισμός της σταθεράς ελατηρίου έγινε αναλυτικά σύμφωνα με τη σχέση :

$$K = \frac{GI_p}{L} \quad (2.62)$$

Όπου:

G : το μέτρο διάτμησης του υλικού

I_p : η πολική ροπή αδράνειας της διατομής της ατράκτου

L : το μήκος της ατράκτου

Επίσης, η δομή και τα εξαρτήματα του κιβωτίου είναι τέτοια που οι άτρακτοι συνδέονται στα άκρα τους με στοιχεία πολύ μεγαλύτερης ροπής αδράνειας (οδοντώσεις, συμπλέκτες) που δρουν ως συγκεντρωμένες αδράνεις. Συνεπώς, επιλέγεται η ροπή αδράνειας τους να κατανεμηθεί ισόποσα στους δύο βαθμούς ελευθερίας τους.

Απόσβεση Ατράκτων

Σε κάθε ελαστικό τμήμα των ατράκτων, θεωρείται παράλληλα με το αντίστοιχο στρεπτικό ελατήριο, του οποίου η σταθερά υπολογίζεται ως:

$$C = 2\zeta \sqrt{K \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}} \quad (2.63)$$

Όπου:

K : η σταθερά ελατηρίου του αντίστοιχου τμήματος της ατράκτου

J_1, J_2 : οι ροπές αδράνειας που «συνδέει» το τμήμα της ατράκτου αυτό

Το ζ πρόκειται για σταθερά που στους χάλυβες κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 0.005 και 0.075. Στην εργασία αυτή λαμβάνεται $\zeta = 0.04$.

Ροπή ελαστικού τμήματος ατράκτου

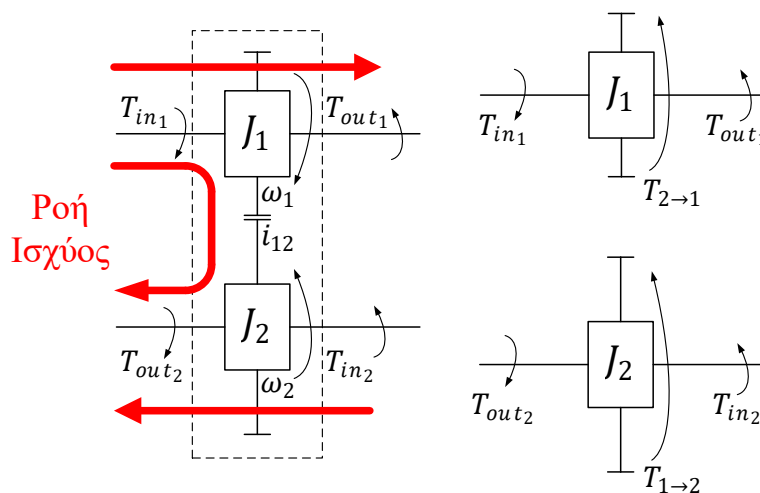
Μετά τη διακριτοποίηση των ατράκτων, κάθε μία από αυτές έχει μετατραπεί σε ένα σύστημα συγκεντρωμένων ροπών αδράνειας που συνδέονται μεταξύ τους μέσω των αντίστοιχων ελαστικών τμημάτων. Αν K, C οι σταθερές ελατηρίου και απόσβεσης ενός ελαστικού τμήματος, τότε η ροπή που αναπτύσσεται σε αυτό είναι:

$$T = K\Delta\theta + C\Delta\dot{\theta} \quad (2.64)$$

Όπου: $\Delta\theta$: η γωνία στροφής του τμήματος

2.6 Μοντελοποίηση ζεύγους οδοντωτών τροχών

Όπως προαναφέρθηκε, οι οδοντωτοί τροχοί θεωρούνται άκαμπτοι ενώ η απώλεια επαφής λόγω ακτινικής χάρης αμελείται. Έτσι, κάθε ζεύγος οδοντώσεων θεωρείται ότι έχει σταθερό λόγο μετάδοσης.



Σχήμα 2.12: Ζεύγος οδοντωτών τροχών και διάγραμμα ελευθέρου σώματος του καθενός

Εξετάζεται η γενική περίπτωση ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών που βρίσκονται σε συνεργασία όπως φαίνεται στο σχήμα 2.12. Οι ροπές αδράνειας J_1, J_2 αντιστοιχούν στη ροπή αδράνειας των οδοντωτών τροχών 1 και 2 αντιστοίχως. Κάθε οδοντωτός τροχός θεωρείται ότι δέχεται μια ροπή εισόδου και μία εξόδου, σύμφωνα με τη ροή ισχύος που έχει υποθεθεί χωρίς βλάβη της σχετικότητας. Η ισορροπία ροπών στον κάθε οδοντωτό τροχό δίνει:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = T_{in_1} - T_{out_1} - T_{2 \rightarrow 1} \quad (2.65)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = T_{in_2} - T_{out_2} + T_{1 \rightarrow 2} \quad (2.66)$$

Η ροπή $T_{2 \rightarrow 1}$ είναι αυτή που ασκείται από τον τροχό 2 στον 1 και η $T_{1 \rightarrow 2}$ το αντίστροφο.

Για το λόγο μετάδοσης ισχύει:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_{1 \rightarrow 2}}{T_{2 \rightarrow 1}} \quad (2.67)$$

Με βάση τη σχέση (2.67), η σχέση (2.66) γίνεται:

$$\begin{aligned} \frac{J_2}{i_{12}} \dot{\omega}_1 &= T_{in_2} - T_{out_2} + i_{12} T_{2 \rightarrow 1} \Rightarrow \\ \frac{J_2}{i_{12}^2} \dot{\omega}_1 &= \frac{T_{in_2} - T_{out_2}}{i_{12}} + T_{2 \rightarrow 1} \end{aligned} \quad (2.68)$$

Προσθέτοντας κατά μέλη τις σχέσεις (2.62) και (2.65) προκύπτει:

$$\left(J_1 + \frac{J_2}{i_{12}^2} \right) \dot{\omega}_1 = T_{in_1} - T_{out_1} + \frac{T_{in_2} - T_{out_2}}{i_{12}} \quad (2.69)$$

Η εξίσωση (2.69) αποτελεί την ισοδύναμη εξίσωση ισορροπίας για το ζεύγος οδοντωτών τροχών, εκφρασμένη ως προς τη ταχύτητα περιστροφής του τροχού 1. Όπως φαίνεται, η ισοδύναμη ροπή αδράνειας του ζεύγους των τροχών, εκφρασμένη ως προς τον 1 είναι:

$$J_{12eq}^{(1)} = J_1 + \frac{J_2}{i_{12}^2} \quad (2.70)$$

2.7 Μοντελοποίηση οχήματος

Όπως προαναφέρθηκε, εξετάζεται μόνο η διαμήκης δυναμική του οχήματος και θεωρείται ότι οι τροχοί δεν ολισθαίνουν στο οδόστρωμα. Στη γενική περίπτωση, τα εξωτερικά φορτία που ασκούνται στο όχημα είναι:

- Η αντίσταση κύλισης, F_{roll}
- Η συνιστώσα του βάρους του λόγω κλίσης του οδοστρώματος, F_w
- Η αεροδυναμική αντίσταση, F_{drag}

Οι δυνάμεις αυτές υπολογίζονται ως:

$$F_{roll} = C_R m_v g \cos \varphi \quad (2.71)$$

$$F_w = m_v g \sin \varphi \quad (2.72)$$

$$F_{drag} = \frac{1}{2} \rho_{air} C_{dr} A_{front} (v_v - v_{air})^2 \quad (2.73)$$

Όπου:

C_R : ο συντελεστής αντίστασης κύλισης

m_v : η μάζα του οχήματος

φ : η κλίση του οδοστρώματος

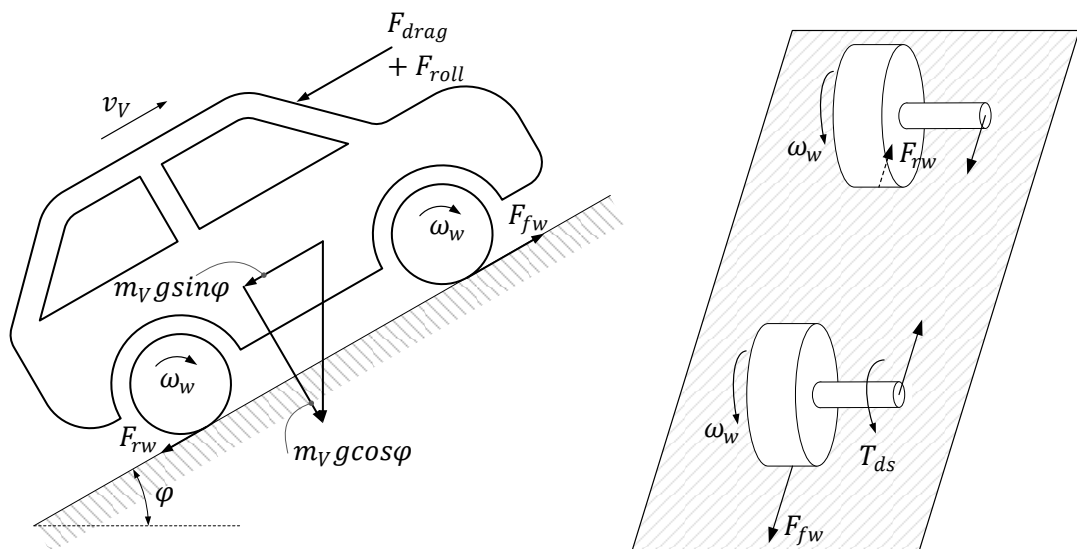
ρ_{air} : η πυκνότητα του αέρα

C_{dr} : ο συντελεστής οπισθέλκουσας του οχήματος

A_{front} : η μετωπική επιφάνεια του οχήματος

v_v : η ταχύτητα του οχήματος

v_{air} : η ταχύτητα του αέρα



Σχήμα 2.13: Διάγραμμα ελευθέρου σώματος οχήματος και τροχών

Με βάση τα διαγράμματα ελευθέρου σώματος του οχήματος και των τροχών στο σχήμα (2.12), έχουμε:

Εξίσωση ισορροπίας οχήματος:

$$2F_{fw} - 2F_{rw} - F_{drag} - F_{roll} - F_w = m_v a_v$$

Εξίσωση ισορροπίας κινητήριου τροχού

$$T_{ds} - r_w F_{fw} = J_w \dot{\omega}_w$$

Εξίσωση ισορροπίας άεργου τροχού

$$r_w F_{rw} = J_w \dot{\omega}_w$$

Όπου:

r_w : η ακτίνα των τροχών

J_w : η ροπή αδράνειας των τροχών

Θεωρώντας πως δεν υπάρχει ολίσθηση, η επιτάχυνση και η ταχύτητα του οχήματος είναι:

$$a_v = \dot{\omega}_w r_w$$

$$v_v = \omega_w r_w$$

Οπότε, από τις παραπάνω εξισώσεις, η δυναμική του οχήματος μπορεί να εκφραστεί μέσω της εξίσωσης :

$$2T_{ds} - T_L = J_{veq} \dot{\omega}_w \quad (2.74)$$

Όπου:

$J_{veq} = m_v r_w^2 + 4J_w$: η ισοδύναμη ροπή αδράνειας του οχήματος ως προς τη γωνιακή ταχύτητα των τροχών

T_L : η ροπή του φορτίου, που υπολογίζεται ως:

$$T_L = r_w (F_{drag} + F_{roll} + F_w) \quad (2.75)$$

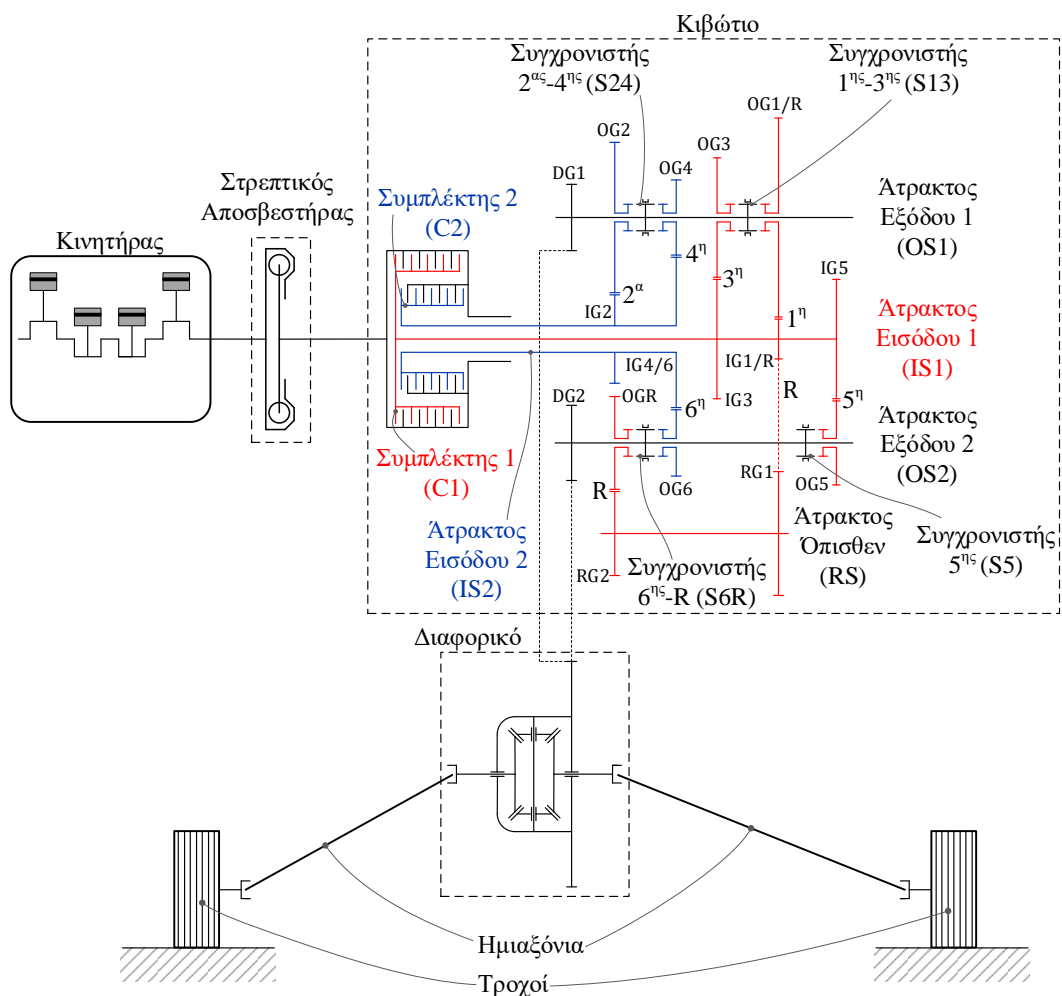
3 Συνολικό Μοντέλο Συστήματος Μετάδοσης με Κιβώτιο Διπλού και Πολλαπλού Συμπλέκτη

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται τα συνολικά μοντέλα των δύο συστημάτων κίνησης που μελετήθηκαν. Πιο συγκεκριμένα, με βάση τα μοντέλα των επιμέρους στοιχείων που αναπτύχθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, δομείται το σύστημα διαφορικών εξισώσεων που περιγράφει τη δυναμική συμπεριφορά του κάθε συστήματος. Τα συστήματα μετάδοσης που εξετάζονται είναι ένα κιβώτιο διπλού συμπλέκτη και ένα κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη σε διάταξη αστέρα, τα οποία είναι και τα δύο εγκατεστημένα σε επιβατηγό προσθιοκίνητο όχημα. Για να είναι εφικτή η σύγκριση της συμπεριφοράς τους, θεωρείται ότι τα οχήματα στα οποία είναι εγκατεστημένα τα κιβώτια και οι υπόλοιπες συνιστώσες των μεταδόσεων (κινητήρας, στρεπτικός αποσβεστήρας, ημιαξόνια, διαφορικό, τροχοί) είναι πανομοιότυπα και στις δύο περιπτώσεις.

3.1 Σύστημα μετάδοσης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

3.1.1 Διάταξη του συστήματος μετάδοσης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

Στο σύστημα μετάδοσης κίνησης που εξετάζεται, του οποίου η δομή φαίνεται στο σχήμα 3.1, ο κινητήρας συνδέεται με τον διπλό συμπλέκτη του κιβωτίου μέσω του στρεπτικού αποσβεστήρα. Ο διπλός συμπλέκτης ενσωματώνει δύο πολύδισκους συμπλέκτες (C1,C2) υγρής τριβής οι οποίοι είναι συνδεδεμένοι με τις δύο άτρακτους εισόδου αντιστοίχως. Για λόγους χωροταξίας, η άτρακτος 2 είναι κοίλη και η άτρακτος 1 διέρχεται μέσω αυτής.

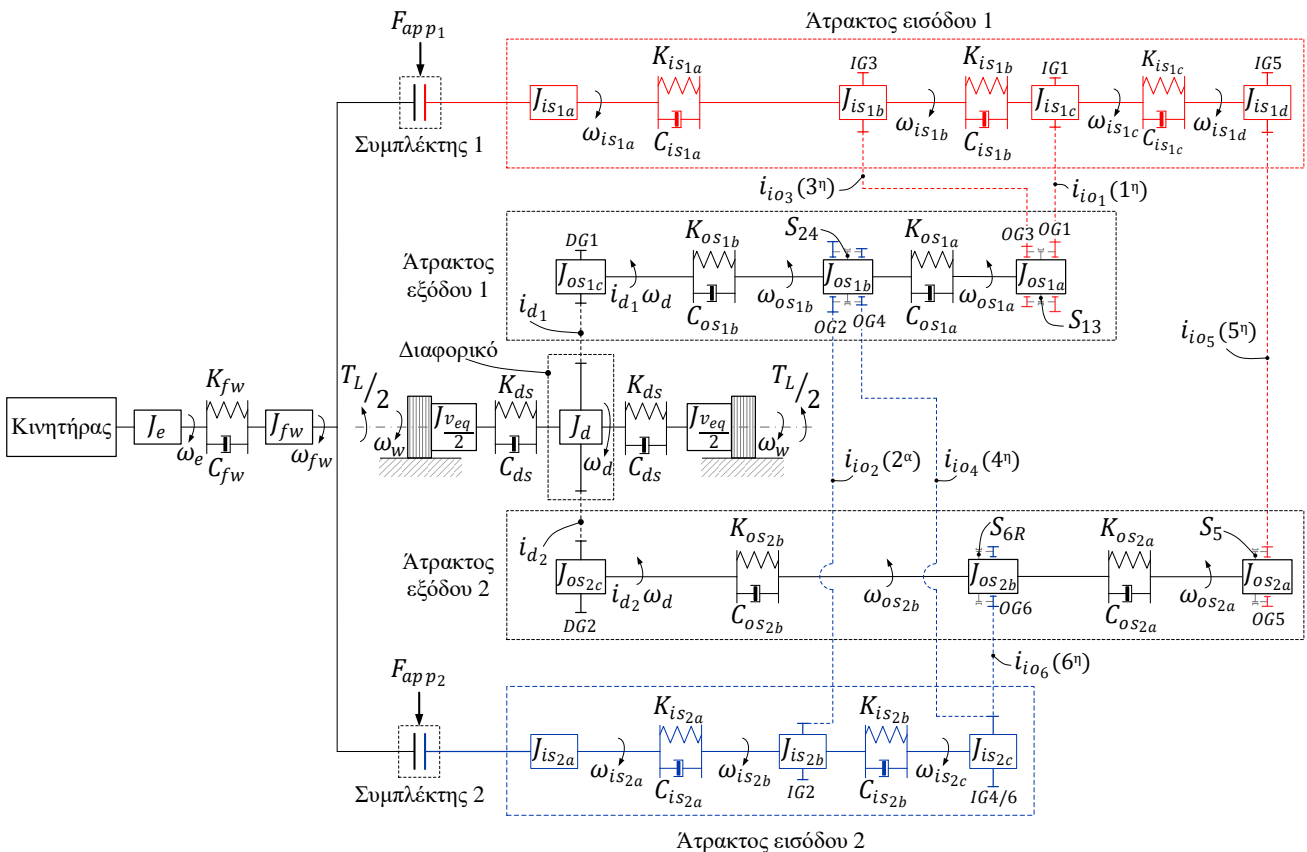


Σχήμα 3.1: Σύστημα μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

Σε αυτές τις ατράκτους βρίσκονται σταθερά συνδεδεμένοι οδοντωτοί τροχοί, τρεις στην άτρακτο εισόδου 1 (IG1/R,IG3,IG5) που αντιστοιχούν στις περιττές σχέσεις μετάδοσης και δύο στην άτρακτο εισόδου 2 (IG2,IG4/6) που αντιστοιχούν στις άρτιες σχέσεις μετάδοσης. Κάθε ένας από αυτούς είναι σε μόνιμη εμπλοκή με έναν ή δύο οδοντωτούς τροχούς (σημειώνονται στο σχήμα 3.1 με το πρόθεμα OG) οι οποίοι εδράζονται ελεύθερα σε δύο επιπλέον ατράκτους, τις ατράκτους εξόδου 1 και 2. Τα προκύπτοντα ζεύγη οδοντωτών τροχών υλοποιούν τις έξι διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης του κιβωτίου. Η εμπλοκή της επιθυμητής σχέσης μετάδοσης επιτυγχάνεται εμπλέκοντας το κατάλληλο ζεύγος οδοντωτών τροχών μέσω του αντίστοιχου συγχρονιστή. Η σύζευξη του κιβωτίου με το διαφορικό γίνεται μέσω των ατράκτων εξόδου, καθώς κάθε μία φέρει έναν οδοντωτό τροχό (DG1,DG2) που βρίσκεται σε μόνιμη εμπλοκή με τη κορώνα του διαφορικού. Το τελικό στοιχείο του συστήματος, οι τροχοί, συνδέονται με το διαφορικό μέσω των δύο ημιαξονίων.

3.1.2 Λεπτομερές μοντέλο

Το μοντέλο συγκεντρωμένων ιδιοτήτων της διάταξης που περιγράφηκε παραπάνω, προκύπτει με βάση την μοντελοποίηση των επιμέρους στοιχείων του που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 2. Οι βαθμοί ελευθερίας του μοντέλου, θεωρώντας ότι δύο συγχρονιστές είναι μόνιμως εμπλεγμένοι, είναι 13. Η δομή του προκύπτοντος μοντέλου φαίνεται στο σχήμα 3.2.



Σχήμα 3.2: Μοντέλο συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

Επισημαίνεται ότι κάθε ροπή αδράνειας που ορίζεται στο μοντέλο του σχήματος 3.2 αποτελεί την συνολική ροπή αδράνειας των στοιχείων που περιστρέφονται με την αντίστοιχη κοινή γωνιακή ταχύτητα ή την ισοδύναμη ροπή αδράνειας στοιχείων που «συνδέονται» μέσω κάποιας σχέσης μετάδοσης. Για να γίνει σαφής η παραπάνω επισήμανση, παραθέτονται τα εξής δύο παραδείγματα:

- Η τιμή της ροπής αδράνειας J_e προκύπτει ως το άθροισμα των ροπών αδράνειας του κινητήρα και της πλευράς του στρεπτικού αποσβεστήρα που συνδέεται με αυτόν, καθώς και τα δύο στοιχεία αυτά περιστρέφονται με την ταχύτητα του κινητήρα.
- Η τιμή της ροπής αδράνειας $J_{is_{1b}}$ προκύπτει προσθέτοντας στη ροπή αδράνειας που έχει προκύψει από τη διαδικασία κατανομής της συνολικής ροπής αδράνειας της ατράκτου, την ισοδύναμη ροπή αδράνειας του οδοντωτού τροχού OG3, καθώς αυτά τα δύο στοιχεία «συνδέονται» μέσω της σχέσης μετάδοσης i_{io_3} . Η ισοδύναμη ροπή αδράνειας του OG3 είναι: $J_{OG_3}/i_{io_3}^2$

Οι εξισώσεις που περιγράφουν τη δυναμική του συστήματος προκύπτουν εφαρμόζοντας την ισορροπία ροπών στην κάθε ροπή αδράνειας. Ξεκινώντας από την εξίσωση ισορροπίας ροπών για τον κινητήρα, λαμβάνουμε :

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{fw} \quad (3.1)$$

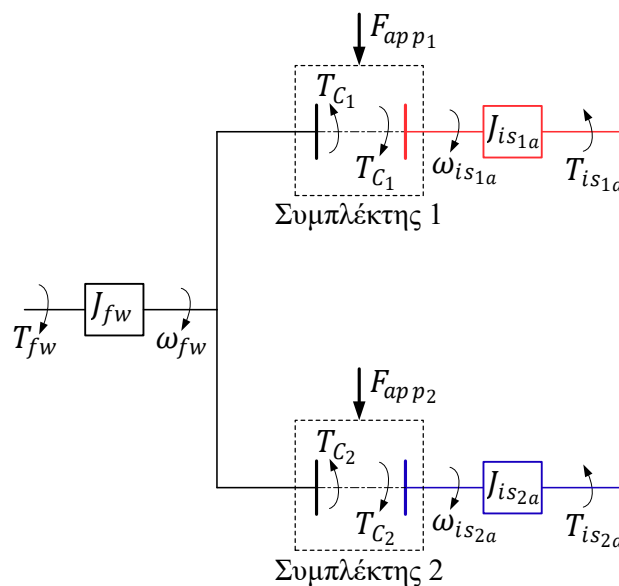
Η ροπή του κινητήρα T_e , υπολογίζεται ως συνάρτηση της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα με βάση το «χάρτη ροπής» του κινητήρα, όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 2.1. Ο «χάρτης» που χρησιμοποιήθηκε παρατίθεται στο ίδιο κεφάλαιο.

$$T_e = f_e(\omega_e, \gamma) \quad (3.2)$$

Η ροπή του στρεπτικού αποσβεστήρα υπολογίζεται ως (σχέση 2.2) :

$$T_{fw} = K_{fw}(\theta_e - \theta_{fw}) + C_{fw}(\omega_e - \omega_{fw}) \quad (3.3)$$

Στη συνέχεια καταστρώνονται οι εξισώσεις που αφορούν τον διπλό συμπλέκτη. Οι εξισώσεις αυτές διαφοροποιούνται ανάλογα με το ποιος συμπλέκτης είναι εμπλεγμένος. Η ανάλυση της διαφοροποίησης των εξισώσεων για ένα συμπλέκτη, ανάλογα με την κατάσταση λειτουργίας του, έχει παρουσιαστεί στο κεφάλαιο 2.3.4.



Σχήμα 3.3: Διάγραμμα ελευθέρου σώματος διπλού συμπλέκτη

Με βάση αυτή την ανάλυση, διακρίνονται οι δυνατές καταστάσεις λειτουργίας του διπλού συμπλέκτη και καταστρώνονται οι αντίστοιχες εξισώσεις.

- Οι δύο συμπλέκτες ολισθαίνουν:

Η ισορροπία ροπών στην προς τον κινητήρα πλευρά του διπλού συμπλέκτη δίνει:

$$J_{fw}\dot{\omega}_{fw} = T_{fw} - T_{C_1} - T_{C_2} \quad (3.4a)$$

Αντιστοίχως, η ισορροπία ροπών για την προς το κιβώτιο πλευρά του κάθε συμπλέκτη δίνει:

$$J_{is_{1a}}\dot{\omega}_{is_{1a}} = T_{C_1} - T_{is_{1a}} \quad (3.5a)$$

$$J_{is_{2a}}\dot{\omega}_{is_{2a}} = T_{C_2} - T_{is_{2a}} \quad (3.6a)$$

Η ροπή του κάθε συμπλέκτη στη κατάσταση ολίσθησης υπολογίζεται με βάση τις σχέσεις (2.14)-(2.16), ως:

$$T_{C_1} = T_{C_1}^{slipping} = \text{sign}(\Delta\omega_{C_1})n_1\mu_1(\Delta\omega_{C_1})r_{m_1}F_{app_1} \quad (3.7)$$

$$T_{C_2} = T_{C_2}^{slipping} = \text{sign}(\Delta\omega_{C_2})n_2\mu_2(\Delta\omega_{C_2})r_{m_2}F_{app_2} \quad (3.8)$$

Όπου, $\Delta\omega_{C_1}, \Delta\omega_{C_2}$ οι γωνιακές ταχύτητες ολίσθησης των συμπλεκτών 1 και 2 αντίστοιχως, ο οποίες ορίζονται ως:

$$\Delta\omega_{C_1} = \omega_{fw} - \omega_{is_{1a}}$$

$$\Delta\omega_{C_2} = \omega_{fw} - \omega_{is_{2a}}$$

- Ο συμπλέκτης 1 βρίσκεται σε κατάσταση εμπλοκής ενώ ο συμπλέκτης 2 ολισθαίνει:

Στη περίπτωση αυτή οι ροπές αδράνειας $J_{fw}, J_{is_{1a}}$ έχουν κοινή γωνιακή ταχύτητα και οι εξισώσεις (3.4a),(3.5a) αντικαθίστανται από τις παρακάτω:

$$(J_{is_{1a}} + J_{fw})\dot{\omega}_{fw} = T_{fw} - T_{C_2} - T_{is_{1a}} \quad (3.4\beta)$$

$$\omega_{is_{1a}} = \omega_{fw} \quad (3.5\beta)$$

Η εξίσωση (3.6a) εξακολουθεί να ισχύει για την ταχύτητα $\omega_{is_{2a}}$.

Η ροπή που μεταφέρει ο συμπλέκτης 1 σε κατάσταση εμπλοκής είναι:

$$T_{C_1} = T_{C_1}^{locked} = \frac{J_{is_{1a}}(T_{fw} - T_{C_2}) + J_{fw}T_{is_{1a}}}{J_{fw} + J_{is_{1a}}} \quad (3.9)$$

Η ροπή του συμπλέκτη 2 υπολογίζεται και σε αυτή τη περίπτωση από τη σχέση (3.8).

- Ο συμπλέκτης 2 βρίσκεται σε κατάσταση εμπλοκής ενώ ο συμπλέκτης 1 ολισθαίνει:

Στη περίπτωση αυτή οι ροπές αδράνειας J_{fw}, J_{is2a} έχουν κοινή γωνιακή ταχύτητα και οι εξισώσεις (3.4α),(3.5α) αντικαθίστανται από τις παρακάτω:

$$(J_{is2a} + J_{fw})\dot{\omega}_{fw} = T_{fw} - T_{C_1} - T_{is2a} \quad (3.4\gamma)$$

$$\omega_{is2a} = \omega_{fw} \quad (3.5\gamma)$$

Η εξίσωση (3.5α) εξακολουθεί να ισχύει για την ταχύτητα ω_{is1a} .

Η ροπή που μεταφέρει ο συμπλέκτης 2 σε κατάσταση εμπλοκής είναι:

$$T_{C_2}^{locked} = \frac{J_{is2a}(T_{fw} - T_{C_1}) + J_{fw}T_{is2a}}{J_{fw} + J_{is2a}} \quad (3.10)$$

Η ροπή του συμπλέκτη 1 υπολογίζεται και σε αυτή τη περίπτωση από τη σχέση (3.7).

Επισημαίνεται ότι το ενδεχόμενο και οι δύο συμπλέκτες να είναι σε κατάσταση εμπλοκής δεν είναι δυνατό κατά τη λειτουργία του κιβωτίου με μία εμπλεγμένη σχέση μετάδοσης ή κατά την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης. Συνεπώς, η περίπτωση αυτή δεν λαμβάνεται υπόψη.

Μεταξύ των παραπάνω τριών καταστάσεων δεν είναι κάθε μετάβαση δυνατή. Πιο συγκεκριμένα, η διαδικασία της αλλαγής σχέσης μετάδοσης επιβάλλει οι δυνατές μεταβάσεις να είναι από την κατάσταση ολίσθησης και των δύο συμπλεκτών στην κατάσταση εμπλοκής ενός από αυτών και το αντίστροφο. Δεν είναι δυνατό, δηλαδή, να έχουμε απευθείας μετάβαση από την κατάσταση εμπλοκής του ενός στην κατάσταση εμπλοκής του άλλου. Η μετάβαση αυτή πραγματοποιείται μεταβαίνοντας πρώτα στη κατάσταση ολίσθησης και των δύο συμπλεκτών.

Η λογική μετάβασης μεταξύ των τριών καταστάσεων λειτουργίας του διπλού συμπλέκτη, βασίζεται στη λογική μετάβασης μεταξύ των καταστάσεων εμπλοκής και κατάστασης ολίσθησης για ένα συμπλέκτη, που αναπτύχθηκε στο κεφάλαιο 2.3.4.

- Εκκινώντας από την κατάσταση ολίσθησης και των δύο συμπλεκτών, έχουμε:

- Μετάβαση στην κατάσταση εμπλοκής του συμπλέκτη 1 αν:

$$\begin{aligned} \omega_{fw} &= \omega_{is1a} \\ &\& \\ |T_{C_1}^{locked}| &\leq n_1 \mu_{st1} r_{m1} F_{app1} \end{aligned}$$

Όπου η ροπή του συμπλέκτη 1 αν αυτός εμπλακεί, $T_{C_1}^{locked}$, δίνεται από την σχέση (3.9).

- Μετάβαση στην κατάσταση εμπλοκής του συμπλέκτη 2 αν:

$$\begin{aligned} \omega_{fw} &= \omega_{is2a} \\ &\& \\ |T_{C_2}^{locked}| &\leq n_2 \mu_{st2} r_{m2} F_{app2} \end{aligned}$$

Όπου η ροπή του συμπλέκτη 2 αν αυτός εμπλακεί, $T_{C_2}^{locked}$, δίνεται από την σχέση (3.10).

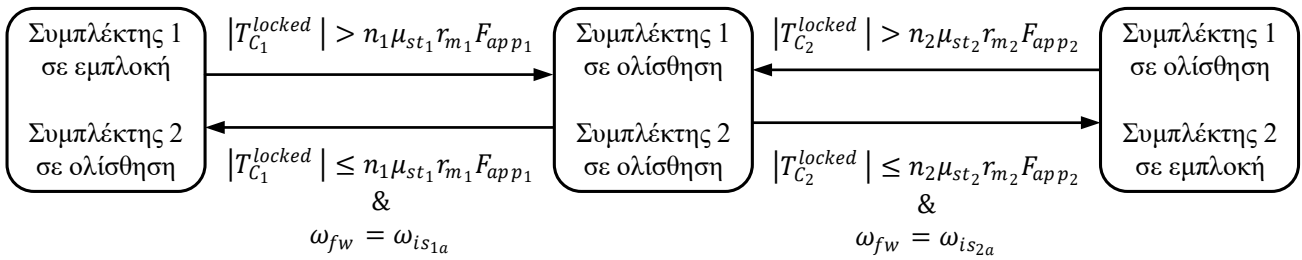
- Εκκινώντας από την κατάσταση εμπλοκής του συμπλέκτη 1, έχουμε μετάβαση στη κατάσταση ολίσθησης και των δύο συμπλεκτών αν:

$$|T_{C_1}^{locked}| > n_1 \mu_{st_1} r_{m_1} F_{app_1}$$

- Εκκινώντας από την κατάσταση εμπλοκής του συμπλέκτη 2, έχουμε μετάβαση στη κατάσταση ολίσθησης και των δύο συμπλεκτών αν:

$$|T_{C_2}^{locked}| > n_2 \mu_{st_2} r_{m_2} F_{app_2}$$

Η παραπάνω λογική παρουσιάζεται συγκεντρωτικά στο σχήμα 3.4.



Σχήμα 3.4: Λογική μετάβασης μεταξύ καταστάσεων λειτουργίας διπλού συμπλέκτη

Στη συνέχεια γράφονται οι εξισώσεις ισορροπίας ροπών των αδρανειών που αντιστοιχούν στις ατράκτους εισόδου και εξόδου. Οι εξισώσεις αυτές διαφοροποιούνται ανάλογα με τις σχέσεις μετάδοσης μεταξύ των οποίων γίνεται αλλαγή. Για την καλύτερη οργάνωση των διαφόρων περιπτώσεων που προκύπτουν, οι εξισώσεις συγκεντρώνονται σε δύο ομάδες. Η πρώτη περιλαμβάνει αυτές που διαφοροποιούνται ανάλογα με την περιττή σχέση μετάδοσης που είναι εμπλεγμένη και η δεύτερη περιλαμβάνει αυτές που διαφοροποιούνται ανάλογα με την άρτια σχέση μετάδοσης που είναι εμπλεγμένη.

Οι εξισώσεις που σχετίζονται με τις περιττές σχέσεις μετάδοσης αφορούν τις αδράνειες $J_{is_{1b}}, J_{is_{1c}}, J_{is_{1d}}, J_{os_{1a}}, J_{os_{2a}}$. Υπενθυμίζεται ότι η δομή του κιβωτίου διπλού συμπλέκτη είναι τέτοια που δεν είναι δυνατό να είναι εμπλεγμένες ταυτόχρονα δύο περιττές ή άρτιες σχέσεις μετάδοσης, αλλά μόνο μια περιττή και μία άρτια. Έτσι, διακρίνουμε τις εξής περιπτώσεις:

- Καμία εκ των περιττών σχέσεων μετάδοσης δεν είναι εμπλεγμένη: Αυτή η περίπτωση δεν μπορεί να προκύψει κατά τη διαδικασία αλλαγής σχέσης μετάδοσης, ωστόσο καταγράφονται οι εξισώσεις που αντιστοιχούν σε αυτή για να χρησιμοποιηθούν ως αναφορά για τις διαφοροποιήσεις που προκύπτουν στις άλλες περιπτώσεις. Οι εξισώσεις ισορροπίας για τις αδράνειες $J_{is_{1b}}, J_{is_{1c}}, J_{is_{1d}}, J_{os_{1a}}, J_{os_{2a}}$ στη δεδομένη περίπτωση είναι:

$$J_{is_{1b}} \dot{\omega}_{is_{1b}} = T_{is_{1a}} - T_{is_{1b}} \quad (3.11)$$

$$J_{is_{1c}} \dot{\omega}_{is_{1c}} = T_{is_{1b}} - T_{is_{1c}} \quad (3.12)$$

$$J_{is_{1d}} \dot{\omega}_{is_{1d}} = T_{is_{1c}} \quad (3.13)$$

$$J_{os_{1a}} \dot{\omega}_{os_{1a}} = -T_{os_{1a}} \quad (3.14)$$

$$J_{oS_{2a}} \dot{\omega}_{oS_{2a}} = -T_{oS_{2a}} \quad (3.15)$$

- Εμπλεγμένη η 1^η σχέση μετάδοσης: Η 1^η σχέση μετάδοσης ενεργοποιείται με την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού OG1 στην άτρακτο εξόδου 1 μέσω του συγχρονιστή S13 (αναφορά στα σχήματα 3.1,3.2). Τότε, οι ταχύτητες περιστροφής των αδρανείων $J_{iS_{1c}}$, $J_{oS_{1a}}$ δεν είναι γραμμικά ανεξάρτητες, αλλά σχετίζονται μέσω του λόγου μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG1-OG1. Με βάση τη σχέση (2.69) και όσα αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο 2.6, η εξίσωση ισορροπίας για τις αδράνειες $J_{iS_{1c}}$, $J_{oS_{1a}}$, εκφρασμένη ως προς την ταχύτητα περιστροφής της πρώτης είναι:

$$\left(J_{iS_{1c}} + \frac{J_{oS_{1a}}}{i_{iO_1}^2} \right) \dot{\omega}_{iS_{1c}} = T_{iS_{1b}} - T_{iS_{1c}} - \frac{T_{oS_{1a}}}{i_{iO_1}} \quad (3.16)$$

Όπου: i_{iO_1} : η σχέσης μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG1-OG1

Η ταχύτητα περιστροφής της αδράνειας $J_{oS_{1a}}$ προκύπτει ως:

$$\omega_{oS_{1a}} = \frac{\omega_{iS_{1c}}}{i_{iO_1}} \quad (3.17)$$

Οι εξισώσεις (3.16),(3.17) αντικαθιστούν τις εξισώσεις (3.12) και (3.14). Οι υπόλοιπες εξισώσεις, (3.11),(3.13) και (3.15), εξακολουθούν να ισχύουν.

- Εμπλεγμένη η 3^η σχέση μετάδοσης: Η 3^η σχέση μετάδοσης ενεργοποιείται με την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού OG3 στην άτρακτο εξόδου 1 μέσω του συγχρονιστή S13. Άρα, μέσω του ζεύγους οδοντώσεων IG3-OG3 «συνδέονται» οι αδράνειες $J_{iS_{1b}}$, $J_{oS_{1a}}$ και λαμβάνουμε:

$$\left(J_{iS_{1b}} + \frac{J_{oS_{1a}}}{i_{iO_3}^2} \right) \dot{\omega}_{iS_{1b}} = T_{iS_{1a}} - T_{iS_{1b}} - \frac{T_{oS_{1a}}}{i_{iO_1}} \quad (3.18)$$

Όπου: i_{iO_3} : η σχέσης μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG3-OG3.

$$\omega_{oS_{1a}} = \frac{\omega_{iS_{1b}}}{i_{iO_3}} \quad (3.19)$$

Οι εξισώσεις (3.18),(3.19) αντικαθιστούν τις εξισώσεις (3.11) και (3.14). Οι υπόλοιπες εξισώσεις, (3.12),(3.13) και (3.15), εξακολουθούν να ισχύουν.

- Εμπλεγμένη η 5^η σχέση μετάδοσης: Η 5^η σχέση μετάδοσης ενεργοποιείται με την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού OG5 στην άτρακτο εξόδου 2 μέσω του συγχρονιστή S5. Άρα, μέσω του ζεύγους οδοντώσεων IG5-OG5 «συνδέονται» οι αδράνειες $J_{iS_{1d}}$, $J_{oS_{2a}}$ και λαμβάνουμε:

$$\left(J_{iS_{1d}} + \frac{J_{oS_{2a}}}{i_{iO_5}^2} \right) \dot{\omega}_{iS_{1d}} = T_{iS_{1c}} - \frac{T_{oS_{2a}}}{i_{iO_5}} \quad (3.20)$$

Όπου: i_{iO_5} : η σχέσης μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG5-OG5.

$$\omega_{oS2a} = \frac{\omega_{iS1d}}{i_{iO_5}} \quad (3.21)$$

Οι εξισώσεις (3.20),(3.21) αντικαθιστούν τις εξισώσεις (3.13) και (3.15). Οι υπόλοιπες εξισώσεις, (3.11),(3.12) και (3.14), εξακολουθούν να ισχύουν.

Η ίδια προσέγγιση ακολουθείται και για τις εξισώσεις που σχετίζονται με τις άρτιες σχέσης μετάδοσης και αφορούν τις αδράνειες J_{iS2b} , J_{iS2c} , J_{oS1b} , J_{oS2b} . Οπότε, διακρίνονται οι εξής περιπτώσεις:

- Καμία εκ των άρτιων σχέσεων μετάδοσης δεν είναι εμπλεγμένη: Οι εξισώσεις ισορροπίας είναι:

$$J_{iS2b} \dot{\omega}_{iS2b} = T_{iS2a} - T_{iS2b} \quad (3.22)$$

$$J_{iS2c} \dot{\omega}_{iS2c} = T_{iS2b} \quad (3.23)$$

$$J_{oS1b} \dot{\omega}_{oS1b} = T_{oS1a} - T_{oS1b} \quad (3.24)$$

$$J_{oS2b} \dot{\omega}_{oS2b} = T_{oS2a} - T_{oS2b} \quad (3.25)$$

- Εμπλεγμένη η 2^η σχέση μετάδοσης: Η 2^η σχέση μετάδοσης ενεργοποιείται με την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού OG2 στην άτρακτο εξόδου 1 μέσω του συγχρονιστή S24. Άρα, μέσω του ζεύγους οδοντώσεων IG2-OG2 «συνδέονται» οι αδράνειες J_{iS2b} , J_{oS1b} και λαμβάνουμε:

$$\left(J_{iS2b} + \frac{J_{oS1b}}{i_{iO_2}^2} \right) \dot{\omega}_{iS2b} = T_{iS2a} - T_{iS2b} + \frac{T_{oS1a} - T_{oS1b}}{i_{iO_2}} \quad (3.26)$$

Όπου: i_{iO_2} : η σχέσης μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG2-OG2.

$$\omega_{oS1b} = \frac{\omega_{iS2b}}{i_{iO_2}} \quad (3.27)$$

Οι εξισώσεις (3.26),(3.27) αντικαθιστούν τις εξισώσεις (3.22) και (3.24). Οι εξισώσεις (3.23),(3.25) εξακολουθούν να ισχύουν.

- Εμπλεγμένη η 4^η σχέση μετάδοσης: Η 4^η σχέση μετάδοσης ενεργοποιείται με την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού OG4 στην άτρακτο εξόδου 1 μέσω του συγχρονιστή S24. Άρα, μέσω του ζεύγους οδοντώσεων IG4/6-OG4 «συνδέονται» οι αδράνειες J_{iS2c} , J_{oS1b} και λαμβάνουμε:

$$\left(J_{iS2c} + \frac{J_{oS1b}}{i_{iO_4}^2} \right) \dot{\omega}_{iS2c} = T_{iS2b} + \frac{T_{oS1a} - T_{oS1b}}{i_{iO_4}} \quad (3.28)$$

Όπου: i_{io_4} : η σχέσης μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG4/6-OG4.

$$\omega_{os_{1b}} = \frac{\omega_{is_{2c}}}{i_{io_4}} \quad (3.29)$$

Οι εξισώσεις (3.28),(3.29) αντικαθιστούν τις εξισώσεις (3.23) και (3.24). Οι εξισώσεις (3.22),(3.25) εξακολουθούν να ισχύουν.

- Εμπλεγμένη η 6^η σχέση μετάδοσης: Η 6^η σχέση μετάδοσης ενεργοποιείται με την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού OG6 στην άτρακτο εξόδου 2 μέσω του συγχρονιστή S6R. Άρα, μέσω του ζεύγους οδοντώσεων IG4/6-OG6 «συνδέονται» οι αδράνειες $J_{is_{2c}}$, $J_{os_{2b}}$ και λαμβάνουμε:

$$\left(J_{is_{2c}} + \frac{J_{os_{2b}}}{i_{io_6}^2} \right) \dot{\omega}_{is_{2c}} = T_{is_{2b}} + \frac{T_{os_{2a}} - T_{os_{2b}}}{i_{io_6}} \quad (3.30)$$

Όπου: i_{io_6} : η σχέσης μετάδοσης του ζεύγους οδοντωτών τροχών IG4/6-OG6.

$$\omega_{os_{2b}} = \frac{\omega_{is_{2c}}}{i_{io_6}} \quad (3.31)$$

Οι εξισώσεις (3.30),(3.31) αντικαθιστούν τις εξισώσεις (3.23) και (3.25). Οι εξισώσεις (3.22),(3.24) εξακολουθούν να ισχύουν.

Οι αδράνειες $J_{os_{1c}}, J_{os_{2c}}$ είναι «συζευγμένες» με αυτή του διαφορικού, J_d , μέσω των σχέσεων μετάδοσης i_{d_1} , i_{d_2} , οι οποίες αντιστοιχούν στη συνεργασία των οδοντωτών τροχών DG1 και DG2 με τη κορώνα του διαφορικού. Συνεπώς, η ισοδύναμη εξίσωση ισορροπίας εκφρασμένη ως προς τη ταχύτητα περιστροφής του διαφορικού ω_d είναι:

$$J_{deq} \dot{\omega}_d = i_{d_1} T_{os_{1b}} + i_{d_2} T_{os_{2b}} - 2T_{ds} \quad (3.32)$$

Όπου: $J_{deq} = J_d + i_{d_1}^2 J_{os_{1c}} + i_{d_2}^2 J_{os_{2c}}$ η ισοδύναμη ροπή αδράνειας του διαφορικού

Ακόμα, οι ταχύτητες περιστροφής των αδρανειών $J_{os_{1c}}, J_{os_{2c}}$ προκύπτουν από την ταχύτητα περιστροφής του διαφορικού ως:

$$\omega_{os_{1c}} = i_{d_1} \omega_d \quad (3.33)$$

$$\omega_{os_{2c}} = i_{d_2} \omega_d \quad (3.34)$$

Στις εξισώσεις που αφορούν τον διπλό συμπλέκτη, τις ατράκτους εισόδου και εξόδου και το διαφορικό, εμφανίζονται οι ροπές των ελαστικών τμημάτων των ατράκτων και των ημιαξονίων. Αυτές υπολογίζονται με βάση τη σχέση (2.64) και είναι:

- Για την άτρακτο εισόδου 1:

$$T_{is_{1a}} = K_{is_{1a}}(\theta_{is_{1a}} - \theta_{is_{1b}}) + C_{is_{1a}}(\omega_{is_{1a}} - \omega_{is_{1b}}) \quad (3.35)$$

$$T_{is_{1b}} = K_{is_{1b}}(\theta_{is_{1b}} - \theta_{is_{1c}}) + C_{is_{1b}}(\omega_{is_{1b}} - \omega_{is_{1c}}) \quad (3.36)$$

$$T_{is_{1c}} = K_{is_{1c}}(\theta_{is_{1c}} - \theta_{is_{1d}}) + C_{is_{1c}}(\omega_{is_{1c}} - \omega_{is_{1d}}) \quad (3.37)$$

- Για την άτρακτο εισόδου 2:

$$T_{is_{2a}} = K_{is_{2a}}(\theta_{is_{2a}} - \theta_{is_{2b}}) + C_{is_{2a}}(\omega_{is_{2a}} - \omega_{is_{2b}}) \quad (3.38)$$

$$T_{is_{2b}} = K_{is_{2b}}(\theta_{is_{2b}} - \theta_{is_{2c}}) + C_{is_{2b}}(\omega_{is_{2b}} - \omega_{is_{2c}}) \quad (3.39)$$

- Για την άτρακτο εξόδου 1:

$$T_{os_{1a}} = K_{os_{1a}}(\theta_{os_{1a}} - \theta_{os_{1b}}) + C_{os_{1a}}(\omega_{os_{1a}} - \omega_{os_{1b}}) \quad (3.40)$$

$$T_{os_{1b}} = K_{os_{1b}}(\theta_{os_{1b}} - \theta_{os_{1c}}) + C_{os_{1b}}(\omega_{os_{1b}} - \omega_{os_{1c}}) \quad (3.41)$$

- Για την άτρακτο εξόδου 2:

$$T_{os_{2a}} = K_{os_{2a}}(\theta_{os_{2a}} - \theta_{os_{2b}}) + C_{os_{2a}}(\omega_{os_{2a}} - \omega_{os_{2b}}) \quad (3.42)$$

$$T_{os_{2b}} = K_{os_{2b}}(\theta_{os_{2b}} - \theta_{os_{2c}}) + C_{os_{2b}}(\omega_{os_{2b}} - \omega_{os_{2c}}) \quad (3.43)$$

- Για το κάθε ημιαξόνιο:

$$T_{ds} = K_{ds}(\theta_d - \theta_w) + C_{ds}(\omega_d - \omega_w) \quad (3.44)$$

Η τελευταία εξίσωση ισορροπίας αφορά τους τροχούς και εκφράζει τη διαμήκη δυναμική του οχήματος σύμφωνα με όσα αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο 2.7, οπότε λαμβάνεται:

$$J_{veq} \dot{\omega}_w = 2T_{ds} - T_L \quad (3.45)$$

Όπου: $J_{veq} = m_v r_W^2 + 4J_W$ η ισοδύναμη ροπή αδράνειας του οχήματος ως προς τη γωνιακή ταχύτητα των τροχών

Η ροπή του φορτίου του οχήματος, T_L , υπολογίζεται με βάση τις σχέσεις (2.71)-(2.73) και (2.75) ως:

$$T_L = r_w \left[\frac{1}{2} \rho_{air} C_{dr} A_{front} (v_v - v_{air})^2 + m_v g (C_R \cos\varphi + \sin\varphi) \right] \quad (3.46)$$

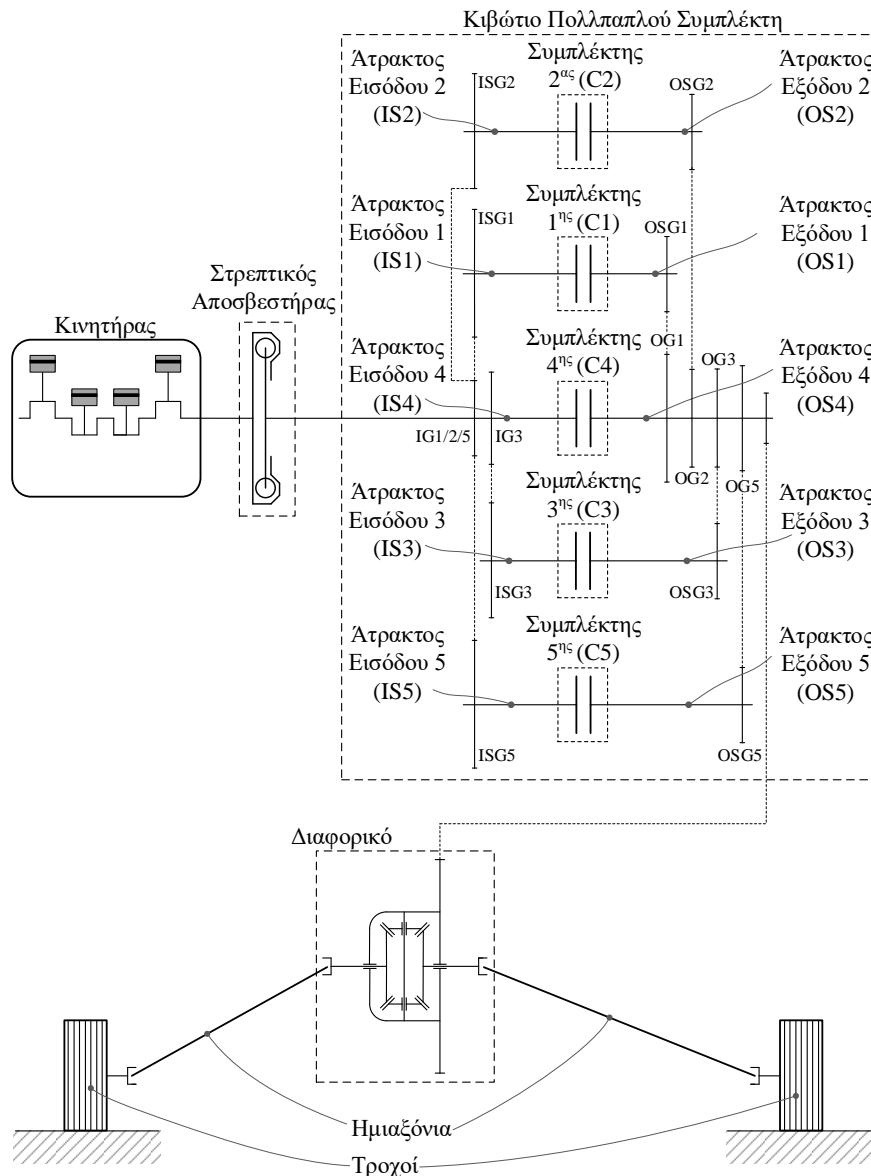
Η ταχύτητα του οχήματος, v_v , αφού έχει θεωρηθεί ότι δεν υπάρχει ολίσθηση στους τροχούς είναι:

$$v_v = r_w \omega_w \quad (3.47)$$

3.2 Σύστημα μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

3.2.1 Διάταξη του συστήματος μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

Στη διάταξη που εξετάζεται (σχήμα 3.7), το κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη περιλαμβάνει πέντε σχέσεις μετάδοσης.



Σχήμα 3.5: Σύστημα μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

Όπως έχει προαναφερθεί, στο κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη δεν υπάρχουν συγχρονιστές και οι σχέσεις μετάδοσης εμπλέκονται μέσω των αντίστοιχων συμπλεκτών. Για κάθε σχέση μετάδοσης υπάρχει μία άτρακτος εισόδου, μία άτρακτος εξόδου και ο αντίστοιχος συμπλέκτης. Η άτρακτος εισόδου συνδέεται με την μία πλευρά του συμπλέκτη και η άτρακτος εξόδου με την άλλη. Η άτρακτος εισόδου 4 (αντιστοιχεί στη 4^η σχέση μετάδοσης) συνδέεται με τον στρεπτικό αποσβεστήρα και φέρει τους οδοντωτούς τροχούς IG1/2/5 και IG3 οι οποίοι βρίσκονται σε μόνιμη εμπλοκή με τους αντίστοιχους οδοντωτούς τροχούς που φέρουν οι υπόλοιπες άτρακτοι εισόδου (ο IG1/2/5 με τους ISG1, ISG2, ISG5 και ο IG3 με τον ISG3). Ομοίως, η άτρακτος εξόδου 4 φέρει τους οδοντωτούς τροχούς OG1, OG2, OG3, OG4 οι οποίοι βρίσκονται σε μόνιμη εμπλοκή με τους αντίστοιχους οδοντωτούς τροχούς που φέρουν οι υπόλοιπες άτρακτοι εξόδου (ο OG1 με τον OSG1, ο OG2 με τον OSG2 και ομοίως για τα υπόλοιπα ζεύγη). Επίσης, η άτρακτος εξόδου φέρει το πινιόν που βρίσκεται σε μόνιμη εμπλοκή με την κορώνα του διαφορικού.

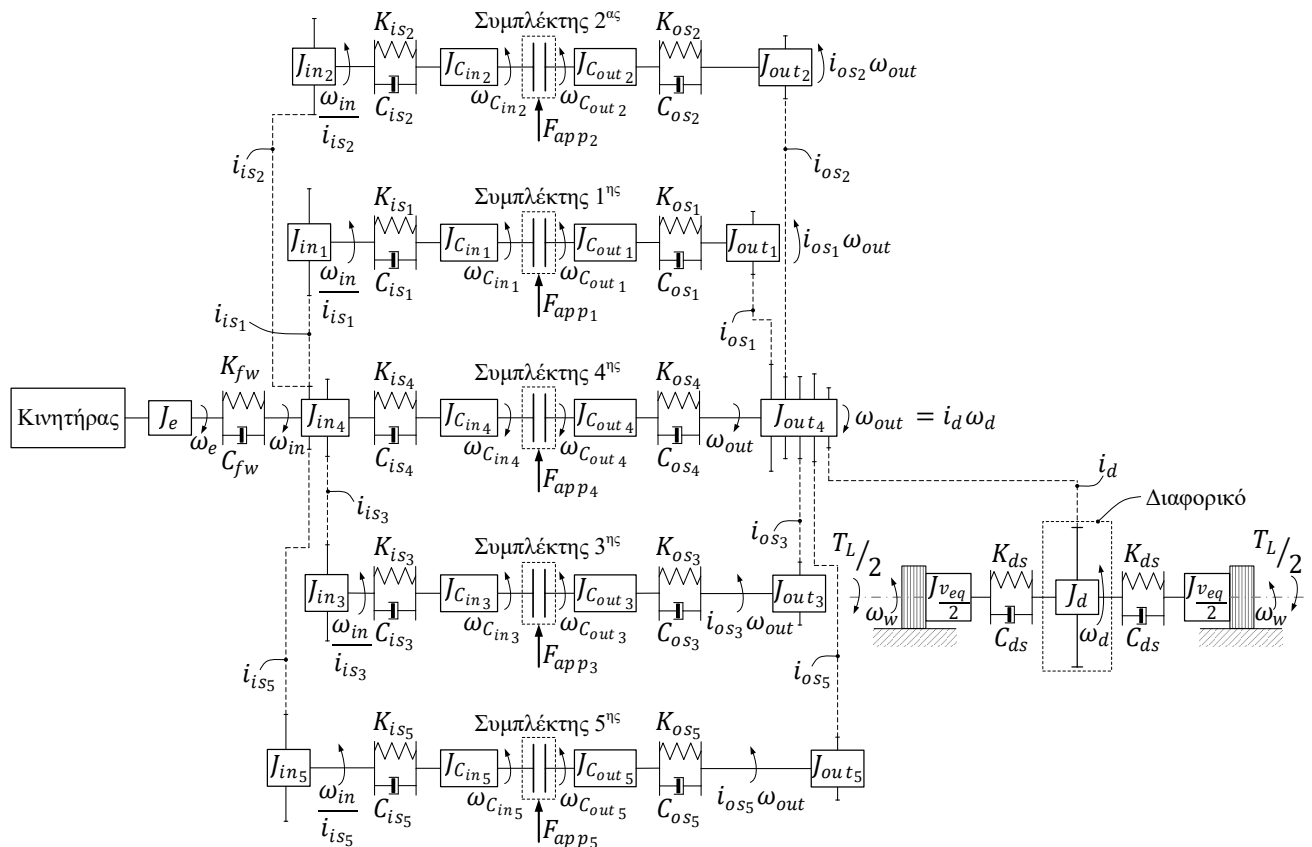
3.2.2 Μοντέλο του συστήματος μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

Από την σύζευξη των μοντέλων των επιμέρους στοιχείων, προκύπτει το μοντέλο 14 βαθμών ελευθερίας της διάταξης που περιγράφηκε (σχήμα 3.8). Οι εξισώσεις που περιγράφουν την δυναμική του συστήματος προκύπτουν και σε αυτή τη περίπτωση εφαρμόζοντας την ισορροπία ροπών στις διάφορες αδράνειες του συστήματος. Έτσι, ξεκινώντας με τον κινητήρα, έχουμε:

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{fw}$$

$$T_e = f_e(\omega_e, \gamma)$$

$$T_{fw} = K_{fw}(\theta_e - \theta_{in}) + C_{fw}(\omega_e - \omega_{in}) \quad (3.56)$$



Σχήμα 3.6: Μοντέλο συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

Συνεχίζοντας με τις ατράκτους, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.8, σε αυτές έχουν αποδοθεί δύο βαθμοί ελευθερίας. Αυτοί για κάθε άτρακτο είναι οι γωνίες στροφής του οδοντωτού τροχού που αυτή φέρει και της πλευράς του συμπλέκτη με την οποία συνδέεται. Στους βαθμούς ελευθερίας της κάθε ατράκτου αποδίδονται οι ροπές αδράνειας των αντίστοιχων στοιχείων ενώ προστίθεται και το ήμισυ της ροπής αδράνειας της ατράκτου. Έτσι, προκύπτουν οι τιμές των ροπών αδράνειας $J_{in_i}, J_{C_{in_i}}, J_{C_{out_i}}, J_{out_i}, i = 1,2 \dots 5$.

Για τις ατράκτους εισόδου, οι ροπές αδράνειας $J_{in_i}, i = 1,2 \dots 5$ είναι «συζευγμένες» μέσω των σχέσεων μετάδοσης $i_{is_i}, i = 1,2,3,5$ οπότε μπορούν να συγκεντρωθούν σε μία ισοδύναμη ροπή αδράνειας. Αυτή επιλέγεται να εκφραστεί ως προς τη ταχύτητα περιστροφής ω_{in} της J_{in_4} , οπότε προκύπτει:

$$J_{ineq} = \sum_{i=1}^5 \frac{J_{is_i}}{i_{is_i}^2} \quad (3.57)$$

Η εξίσωση ισορροπίας για την ισοδύναμη ροπή αδράνειας είναι:

$$J_{ineq} \dot{\omega}_{in} = T_{fw} - \sum_{i=1}^5 \frac{T_{is_i}}{i_{is_i}} \quad (3.58)$$

Οι ταχύτητες περιστροφής και γωνίες στροφής που αντιστοιχούν στις αδράνεις $J_{in_i}, i = 1,2,3,5$ προκύπτουν ως:

$$\omega_{in_i} = \frac{\omega_{in}}{i_{is_i}} \quad (3.59)$$

$$\theta_{in_i} = \frac{\theta_{in}}{i_{is_i}} \quad (3.60)$$

Οι ροπές των ατράκτων εισόδου υπολογίζονται ως:

$$T_{is_i} = K_{is_i} \left(\frac{\theta_{in}}{i_{is_i}} - \theta_{C_{in_i}} \right) + C_{os_i} \left(\frac{\omega_{in}}{i_{is_i}} - \omega_{C_{in_i}} \right) \quad i = 1,2 \dots 5 \quad (3.61)$$

Στις σχέσεις (3.57)-(3.61), για τη σχέση μετάδοσης i_{is_4} , προφανώς ισχύει: $i_{is_4} = 1$

Για τις εξισώσεις που αφορούν τους συμπλέκτες, εφαρμόζονται άμεσα όσα αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο 2.3.4. Έτσι, για τον συμπλέκτη i , οι εξισώσεις διαφοροποιούνται ανάλογα με την κατάσταση λειτουργίας του και διακρίνονται οι εξής δύο περιπτώσεις:

- Ο συμπλέκτης i ολισθαίνει:

Οι εξισώσεις ισορροπίας για τη πλευρά εισόδου και εξόδου του συμπλέκτη δίνουν:

$$J_{C_{in_i}} \dot{\omega}_{C_{in_i}} = T_{is_i} - T_{C_i} \quad (3.62)$$

$$J_{C_{out_i}} \dot{\omega}_{C_{out_i}} = T_{C_i} - T_{os_i} \quad (3.63)$$

Η ροπή του κάθε συμπλέκτη στη κατάσταση ολίσθησης είναι:

$$T_{C_i} = T_{C_i}^{slipping} = \text{sign}(\Delta\omega_{C_i}) n_i \mu_i (\Delta\omega_{C_i}) r_{m_i} F_{app_i} \quad (3.64)$$

- Ο συμπλέκτης i βρίσκεται σε κατάσταση εμπλοκής:

Η πλευρά εισόδου και η πλευρά εξόδου του συμπλέκτη περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα ως ένα σώμα:

$$\omega_{C_{in_i}} = \omega_{C_{out_i}} = \omega_{C_i} \quad (3.65)$$

Οπότε, η εξίσωση ισοροπίας είναι:

$$(J_{C_{in_i}} + J_{C_{out_i}}) \dot{\omega}_{C_i} = T_{is_i} - T_{os_i} \quad (3.66)$$

Η ροπή του συμπλέκτη στη κατάσταση εμπλοκής υπολογίζεται με εφαρμογή της σχέσης (2.21) ως:

$$T_{C_i} = T_{C_i}^{locked} = \frac{J_{C_{out_i}} T_{is_i} + J_{C_{in_i}} T_{os_i}}{J_{C_{in_i}} + J_{C_{out_i}}} \quad (3.67)$$

Η λογική μετάβασης από τη μία κατάσταση στην άλλη έχει αναπτυχθεί στο κεφάλαιο 2.3.4 και εδώ εφαρμόζεται ως εξής:

- Εκκινώντας από την κατάσταση ολίσθησης, ο συμπλέκτης i μεταβαίνει στη κατάσταση εμπλοκής αν:

$$\begin{aligned} \omega_{C_{in_i}} &= \omega_{C_{out_i}} \\ &\& \\ |T_{C_i}^{locked}| &\leq n_i \mu_{st_i} r_{m_i} F_{app_i} \end{aligned}$$

- Εκκινώντας από την κατάσταση εμπλοκής, ο συμπλέκτης i μεταβαίνει στη κατάσταση ολίσθησης αν:

$$|T_{C_i}^{locked}| > n_i \mu_{st_i} r_{m_i} F_{app_i}$$

Συνεχίζοντας με τις ατράκτους εξόδου, ακολουθείται η ίδια προσέγγιση με τις ατράκτους εισόδου. Πιο συγκεκριμένα, οι ροπές αδράνειας J_{out_i} , $i = 1, 2 \dots 5$ είναι «συζευγμένες» μέσω των σχέσεων μετάδοσης i_{os_i} , $i = 1, 2, 3, 5$ οπότε συγχωνεύονται σε μία ισοδύναμη ροπή αδράνειας, εκφρασμένη ως προς τη ταχύτητα περιστροφής ω_{out} της J_{out_4} η οποία προκύπτει ως:

$$J_{out_{eq}} = i_d^2 \sum_{i=1}^5 J_{out_i} i_{os_i}^2$$

Η ροπή αδράνειας $J_{out_{eq}}$ και η ροπή του διαφορικού μπορούν και αυτές να συγχωνευθούν σε μία ισοδύναμη, εκφρασμένη ως προς τη ταχύτητα του διαφορικού ω_d . Αυτή προκύπτει ως:

$$J_{d_{eq}} = J_d + i_d^2 J_{out_{eq}} = J_d + i_d^2 \sum_{i=1}^5 J_{out_i} i_{os_i}^2 \quad (3.68)$$

Συνεπώς, για τις ροπές αδράνειας J_{out_i} , $i = 1, 2 \dots 5$ και J_d , η ισοδύναμη εξίσωση ισορροπίας των ροπών γράφεται ως:

$$J_{d_{eq}} \dot{\omega}_d = i_d \sum_{i=1}^5 T_{os_i} i_{os_i} - 2T_{ds} \quad (3.69)$$

Οι ταχύτητες περιστροφής και γωνίες στροφής που αντιστοιχούν στις αδράνεις J_{out_i} , $i = 1, 2 \dots 5$, υπολογίζονται ως:

$$\omega_{out_i} = i_d i_{os_i} \omega_d \quad (3.70)$$

$$\theta_{out_i} = i_d i_{os_i} \theta_d \quad (3.71)$$

Οι ροπές των ατράκτων εξόδου σε όλες τις εξισώσεις που υπεισέρχονται, υπολογίζονται ως:

$$T_{os_i} = K_{os_i} (\theta_{C_{out_i}} - i_{os_i} i_d \theta_d) + C_{os_i} (\omega_{C_{out_i}} - i_{os_i} i_d \omega_d) \quad (3.72)$$

Στις σχέσεις (3.68)-(3.72), για τη σχέση μετάδοσης i_{os_4} , προφανώς ισχύει: $i_{os_4} = 1$

Το σύστημα ολοκληρώνεται με τις εξισώσεις που αφορούν τη δυναμική του οχήματος, οι οποίες ταυτίζονται με τις εξισώσεις (3.44)-(3.47), του κεφαλαίου 3.1.3. Οπότε, έχουμε:

Εξίσωση ισορροπία των ροπών στους τροχούς:

$$J_{v_{eq}} \dot{\omega}_w = 2T_{ds} - T_L$$

Ταχύτητα οχήματος:

$$v_v = r_w \omega_w$$

Ροπή ημιαξονίων:

$$T_{ds} = K_{ds} (\theta_d - \theta_w) + C_{ds} (\omega_d - \omega_w)$$

Ροπή του φορτίου του οχήματος:

$$T_L = r_w \left[\frac{1}{2} \rho_{air} C_{dr} A_{front} (v_v - v_{air})^2 + m_v g (C_R \cos \varphi + \sin \varphi) \right]$$

4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης των Συνολικών Μοντέλων

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των συνολικών μοντέλων των δύο συστημάτων μετάδοσης κίνησης που μελετήθηκαν. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται προσομοίωση δύο περιπτώσεων αλλαγής σε μεγαλύτερη ταχύτητα (μικρότερη σχέση μετάδοσης) και δύο περιπτώσεις αλλαγής σε μικρότερη ταχύτητα (μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης) για κάθε σύστημα. Πριν την παρουσίαση των αποτελεσμάτων, περιγράφονται οι δράσεις που επιτελούνται για να πραγματοποιηθεί η αλλαγή σχέση μετάδοσης.

4.1 Διαδικασία αλλαγής σχέσης μετάδοσης

Στα κιβώτια διπλού και πολλαπλού συμπλέκτη η αλλαγή σχέση μετάδοσης γίνεται από συμπλέκτη σε συμπλέκτη. Όπως έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 1.4, η συνολική διαδικασία μιας τέτοιου είδους αλλαγής, αποτελείται από τρεις φάσεις, τη φάση προετοιμασίας του προς εμπλοκή συμπλέκτη (filling phase), τη φάση μεταβίβασης της ροπής (torque phase) και τη φάση συγχρονισμού (inertia phase), με την φάση προετοιμασίας να προηγείται των άλλων. Η διαδοχή των άλλων δύο φάσεων διαφοροποιείται ανάλογα το είδος της αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Έτσι, όταν η ισχύς μεταφέρεται από τον κινητήρα στους τροχούς (power-on shift), η φάση μεταβίβασης της ροπής προηγείται για αλλαγή σε μικρότερη σχέση μετάδοσης (upshift), ενώ η φάση συγχρονισμού προηγείται για αλλαγή σε μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης (downshift). Το αντίστροφο συμβαίνει στις αλλαγές κατά τις οποίες η ισχύς μεταφέρεται από τους τροχούς στον κινητήρα (power-off shift).

Επισημαίνεται ότι, στο πλαίσιο αυτής της εργασίας, η φάση προετοιμασίας του συμπλέκτη δεν συμπεριλαμβάνεται στη προσομοίωση και θεωρείται ότι έχει ολοκληρωθεί πριν την έναρξη της διαδικασίας αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Έτσι ο προς εμπλοκή συμπλέκτης θεωρείται έτοιμος να μεταφέρει ροπή με την εφαρμογή δύναμης από τον αντίστοιχο επενεργητή.

Καθώς η διαδοχή των φάσεων μεταβίβασης ροπής και συγχρονισμού διαφοροποιείται ανάλογα με το είδος της αλλαγής σχέσης μετάδοσης που πραγματοποιείται, η διαδικασία που ακολουθείται για την επιτέλεση αυτής διαφοροποιείται κι αυτή. Οι αλλαγές τύπου power-on upshift και power-off downshift, επιτελούνται με διαδικασίες σχεδόν πανομοιότυπες καθώς έχουν την ίδια διαδοχή φάσεων μεταβίβασης ροπής και συγχρονισμού. Το ίδιο συμβαίνει και για τις αλλαγές τύπου power-on downshift και power-off upshift. Για το λόγο αυτό, θα προσομοιωθούν αλλαγές τύπου power-on upshift και power-on downshift καθώς καλύπτουν όλες τις διαφοροποιήσεις της διαδικασίας αλλαγής σχέσης μετάδοσης.

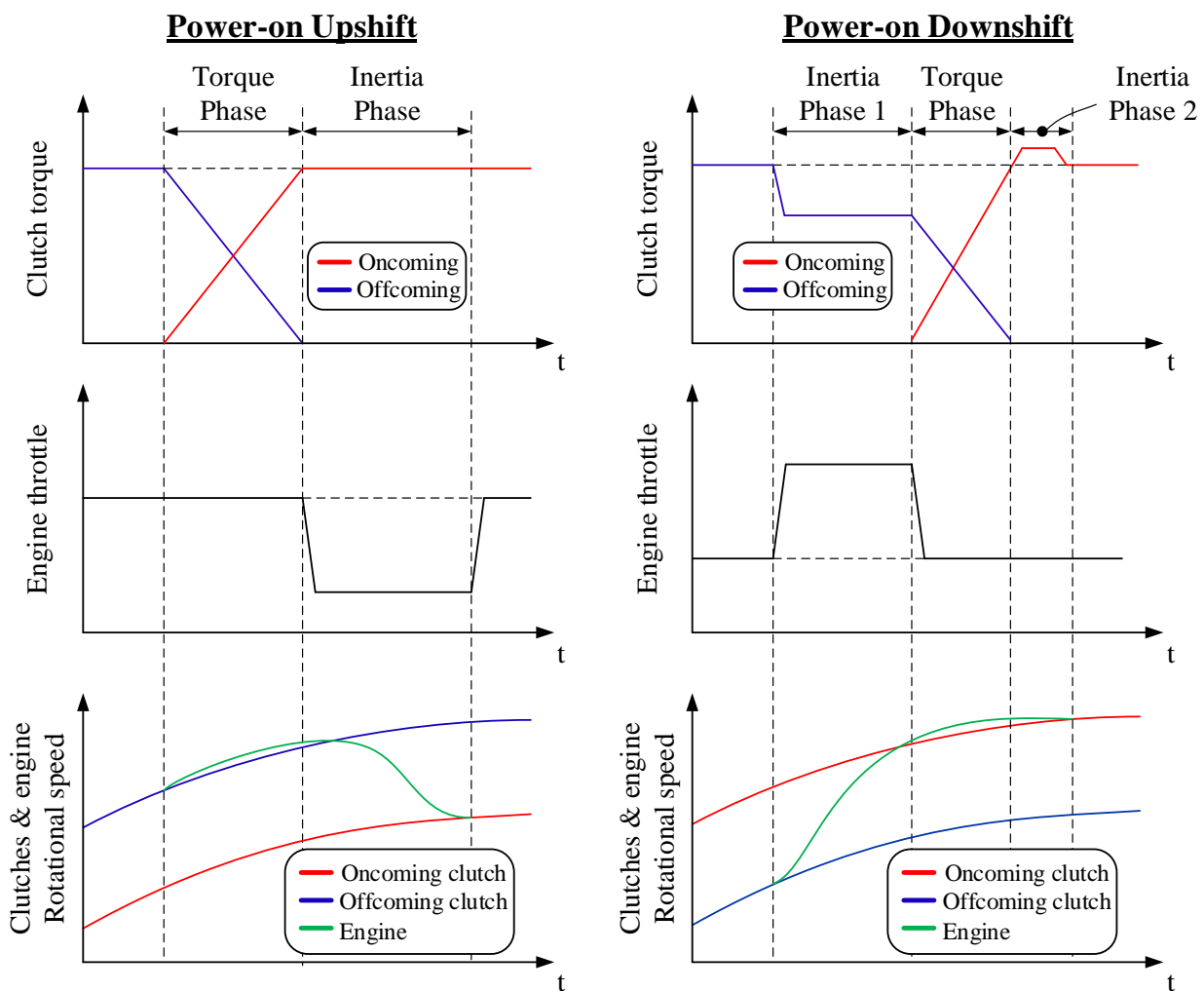
Διαδικασία εκτέλεσης power-on upshift

Αρχικά, η δύναμη του επενεργητή του προς απεμπλοκή συμπλέκτη μειώνεται ραγδαία μέχρι αυτός να αρχίσει να ολισθαίνει. Μόλις συμβεί αυτό, ξεκινάει η φάση μεταβίβασης της ροπής, κατά την οποία η ροπή του προς απεμπλοκή συμπλέκτη μειώνεται ενώ η ροπή του προς εμπλοκή συμπλέκτη αυξάνεται με ίδιο ρυθμό. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται μικρή και σχεδόν σταθερή ολίσθηση του προς απεμπλοκή συμπλέκτη, οπότε κατά τη φάση αυτή η σχέση μετάδοσης δε μεταβάλλεται σημαντικά. Μόλις μηδενιστεί η ροπή του προς απεμπλοκή συμπλέκτη, η φάση μεταβίβασης της ροπής έχει ολοκληρωθεί. Αμέσως μετά, ξεκινάει η φάση συγχρονισμού, κατά την οποία ο κινητήρας συγχρονίζεται με τον προς εμπλοκή συμπλέκτη. Αυτό επιτυγχάνεται διατηρώντας σταθερή τη ροπή αυτού και μειώνοντας το γκάζι του κινητήρα. Μόλις επιτευχθεί ο συγχρονισμός και εμπλακεί ο συμπλέκτης η δύναμη του επενεργητή αυξάνεται ραγδαία στην τιμή της πριν την εκκίνηση της αλλαγής και το γκάζι του κινητήρα επαναφέρεται στο αρχικό του επίπεδο. Μετά από αυτές τις δράσεις η διαδικασία της αλλαγής της σχέσης μετάδοσης έχει ολοκληρωθεί.

Διαδικασία εκτέλεσης power-on downshift

Όπως και στη προηγούμενη περίπτωση, αρχικά μειώνεται ραγδαία η δύναμη του επενεργητή του προς απεμπλοκή συμπλέκτη μέχρι αυτός να αρχίσει να ολισθαίνει. Στο σημείο αυτό ξεκινάει η φάση συγχρονισμού κατά την οποία πρέπει να αυξηθεί η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα μέχρι να γίνει μεγαλύτερη από αυτή του προς εμπλοκή συμπλέκτη. Για να γίνει αυτό, η ροπή του προς απεμπλοκή συμπλέκτη μειώνεται σε χαμηλότερη τιμή από την αρχική ενώ παράλληλα αυξάνεται το γκάζι στον κινητήρα. Μόλις η ταχύτητα του

κινητήρα ξεπεράσει αυτή του προς εμπλοκή συμπλέκτη, δηλαδή μόλις η ταχύτητα ολίσθησης του δεύτερου γίνει θετική, αυτός θα μπορεί να φέρει θετική ροπή οπότε ξεκινά η φάση μεταβίβασης της ροπής. Κατά τη φάση αυτή, αρχικά επαναφέρεται γρήγορα στο αρχικό του επίπεδο το γκάζι του κινητήρα. Παράλληλα, μειώνεται η ροπή του προς απεμπλοκή συμπλέκτη και αυξάνεται αυτή του προς εμπλοκή, με τέτοιο ρυθμό, ώστε όταν η ροπή του πρώτου μηδενιστεί, ο δεύτερος να έχει αναλάβει όλη τη ροπή που μετέφερε ο πρώτος τη στιγμή της έναρξης της διαδικασίας αλλαγής της σχέσης μετάδοσης. Αφού ολοκληρωθεί και αυτή η φάση, ξεκινάει η δεύτερη φάση συγχρονισμού κατά την οποία πρέπει να εξαλειφθεί η μικρή ταχύτητα ολίσθησης του προς εμπλοκή συμπλέκτη που έχει διατηρηθεί από τις προηγούμενες φάσεις. Έτσι, αυξάνεται περαιτέρω η ροπή αυτού και όταν η ταχύτητα ολίσθησης μειωθεί αρκετά, η ροπή του επαναφέρεται στη προηγούμενη τιμή της. Μόλις επιτευχθεί ο συγχρονισμός, αυξάνεται ραγδαία η δύναμη του επενεργητή του προς εμπλοκή συμπλέκτη και η διαδικασία της αλλαγής σχέσης μετάδοσης έχει ολοκληρωθεί.



Σχήμα 4.1: Διαδικασίες εκτέλεσης power-on upshift και downshift

Επισημαίνεται ότι τα μεγέθη τα που αποτελούν τις εισόδους για τον έλεγχο της διαδικασίας της αλλαγής της σχέσης μετάδοσης είναι το ρεύμα στις βαλβίδες των επενεργητών των συμπλεκτών και το γκάζι. Ωστόσο, στο πλαίσιο αυτής της εργασίας αντί των ρευμάτων των βαλβίδων, θα θεωρηθούν οι δυνάμεις των επενεργητών του συμπλέκτη. Επίσης, γίνεται η παραδοχή ότι κάθε στιγμή είναι γνωστός ο συντελεστής τριβής των συμπλεκτών, οπότε οι δυνάμεις των επενεργητών υπολογίζονται έτσι ώστε οι ροπές των συμπλεκτών να ακολουθούν τα επιθυμητά προφίλ του σχήματος 4.1.

4.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης

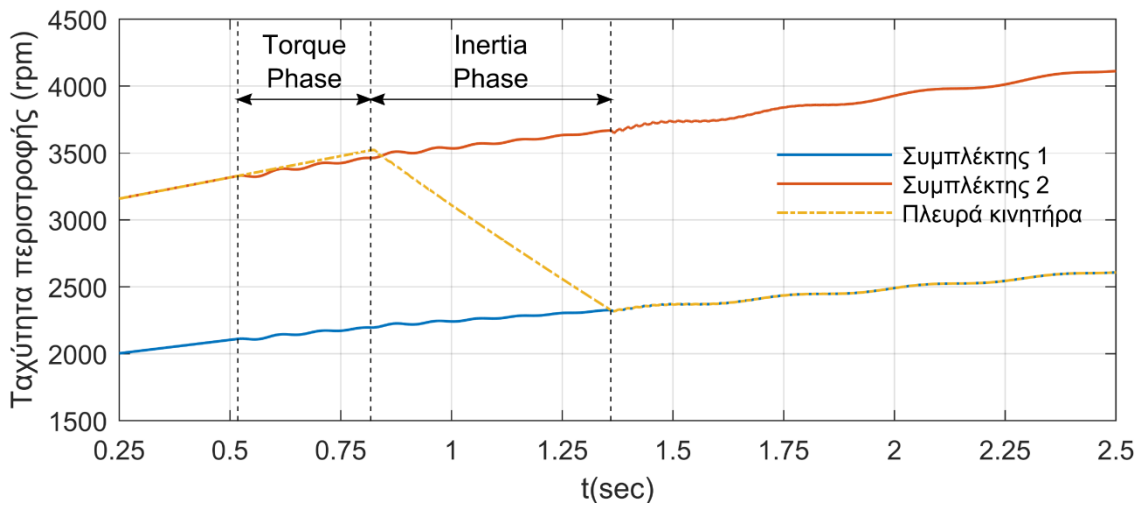
Όπως προαναφέρθηκε, οι προσομοιώσεις που πραγματοποιούνται αφορούν δύο περιπτώσεις power-on upshift και δύο περιπτώσεις power-on downshift για το κάθε σύστημα μετάδοσης κίνησης. Ως αποτελέσματα για την κάθε περίπτωση αλλαγής σχέσης μετάδοσης παρατίθενται τέσσερα διαγράμματα, στα οποία παρουσιάζονται τα εξής μεγέθη:

- οι γωνιακές ταχύτητες των συμπλεκτών και του κινητήρα
- οι ροπές των συμπλεκτών και η ροπή στους τροχούς
- οι δυνάμεις των επενεργητών των συμπλεκτών και το γκάζι του κινητήρα
- η συνολική σχέση μετάδοσης (ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα προς αυτή των τροχών) και η ταχύτητα του οχήματος

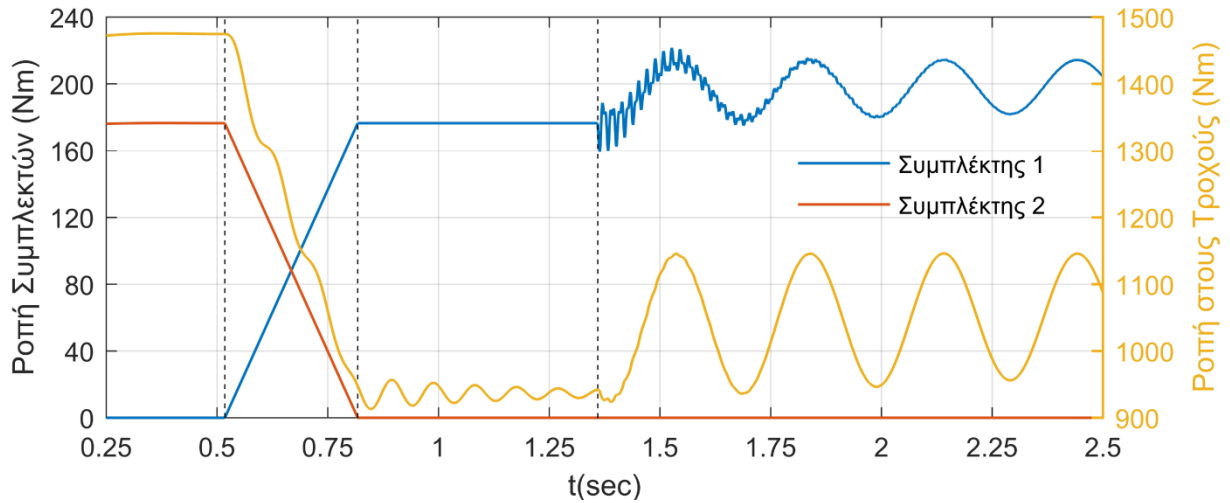
Στα αποτελέσματα της πρώτη περίπτωσης αλλαγής της σχέσης μετάδοσης, παρατίθενται και κάποια επιπλέον διαγράμματα μεγεθών που κρίνεται σκόπιμο να παρουσιαστούν. Δύο από τα μεγέθη που παρουσιάζονται και είναι ιδιαίτερα σημαντικά, είναι η πρώτη χρονική παράγωγος της επιτάχυνσης του οχήματος (jerk) και το έργο της τριβής στους συμπλέκτες. Η πρώτη χρονική παράγωγος της επιτάχυνσης του οχήματος αποτελεί ένα δείκτη του σοκ που αισθάνεται ο οδηγός του οχήματος και συνεπώς ένα δείκτη για την οδηγισιμότητα και την οδηγική άνεση κατά την διαδικασία αλλαγής της σχέσης μετάδοσης (στη βιβλιογραφία αναφέρεται ότι το αποδεκτό όριο αυτής είναι 10 m/s^3 κατά απόλυτη τιμή). Το έργο της τριβής των συμπλεκτών αποτελεί ένα δείκτη της φθοράς που υφίσταται κάθε συμπλέκτης.

4.2.1 Αποτελέσματα προσομοίωσης για τη μετάδοση με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

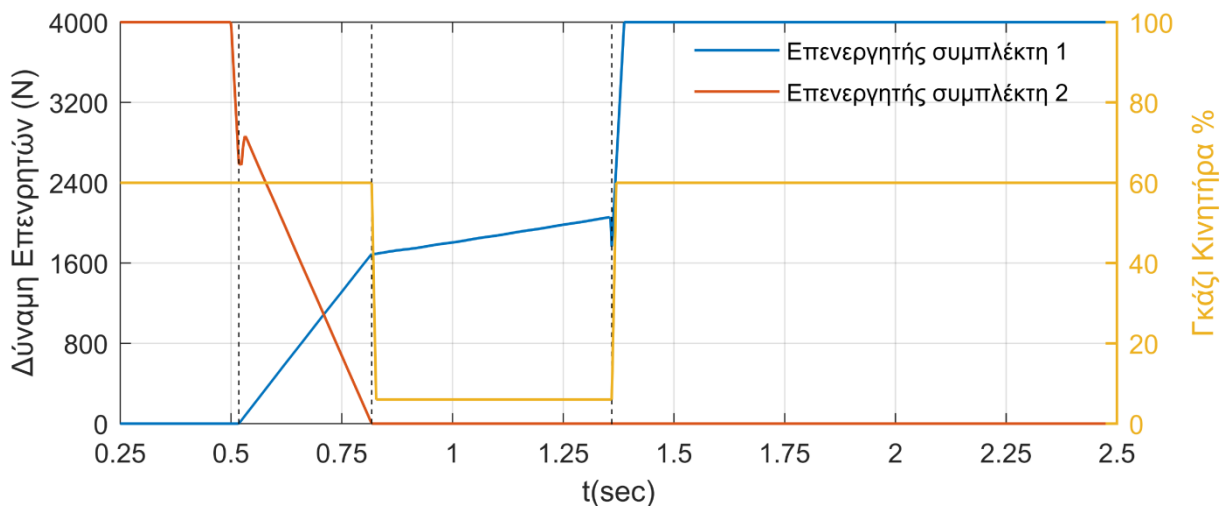
- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 2^η σε 3^η



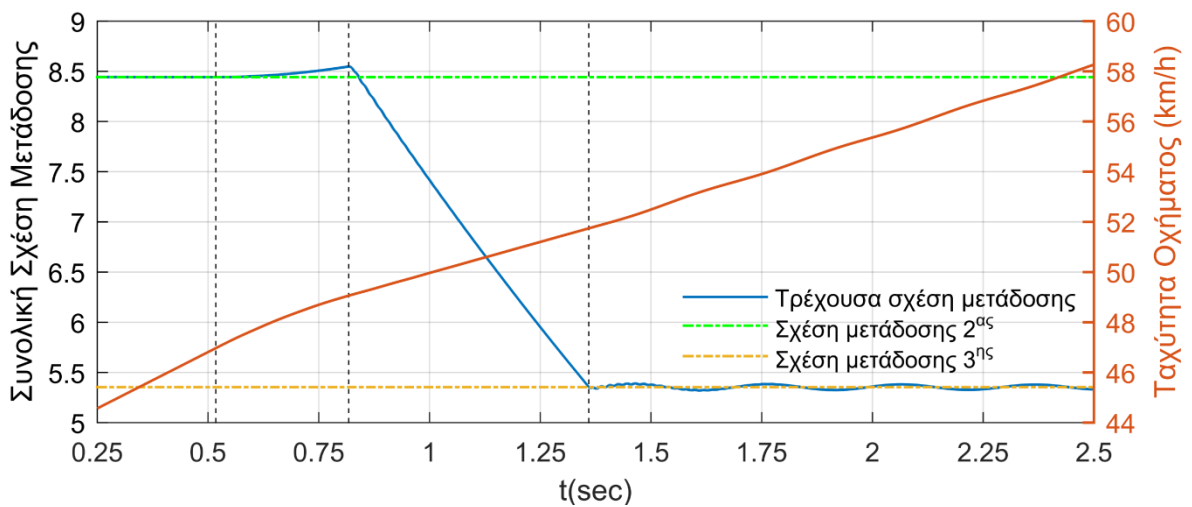
(α)



(β)



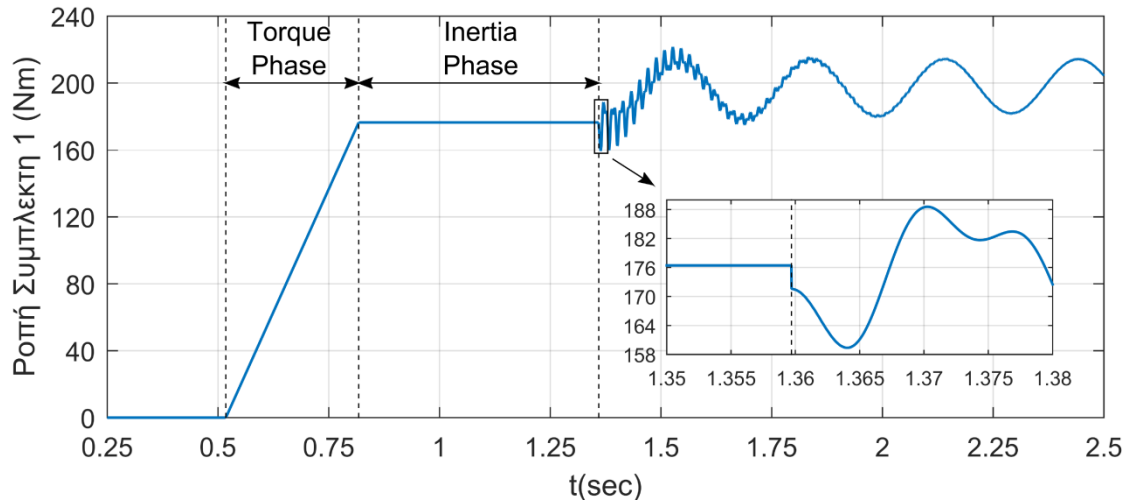
(γ)



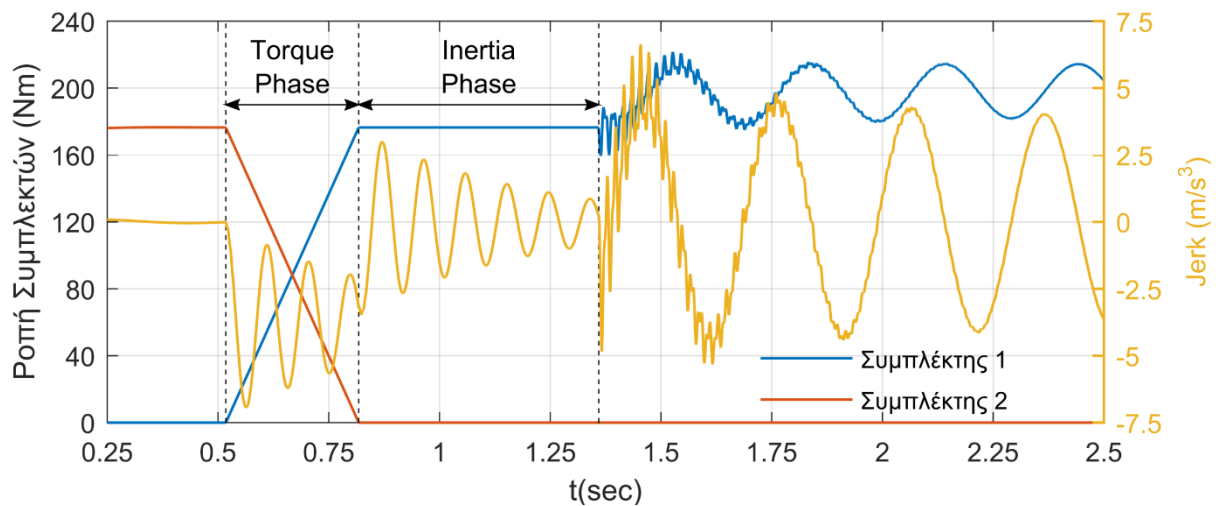
(δ)

Διάγραμμα 4.1: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^α σε 3^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της

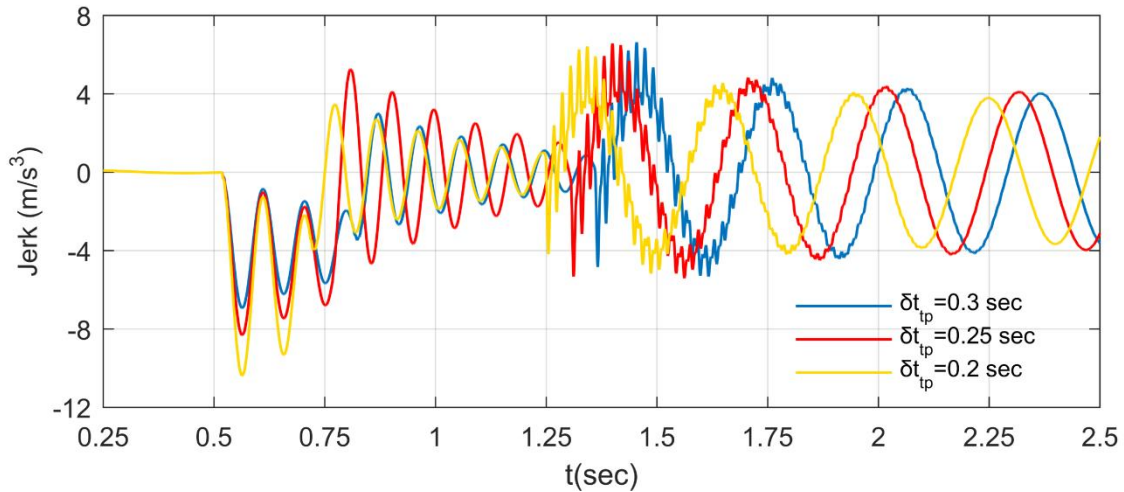
πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.



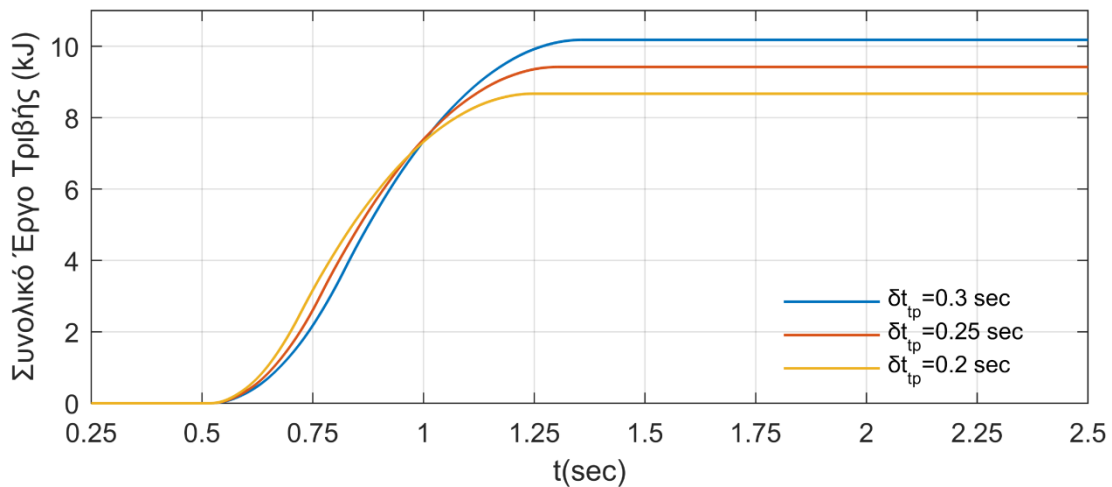
Διάγραμμα 4.2: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη αλλαγή σχέσης από 2^α σε 3^η: Απόκριση της ροπής του πρώτου συμπλέκτη. Διακρίνεται η δημιουργία ταλαντώσεων μετά το πέρας της φάσης συγχρονισμού οι οποίες οφείλονται στην ασυνέχεια της ροπής του συμπλέκτη που παρατηρείται κατά τη μετάβαση από την κατάσταση ολίσθησης στην κατάσταση εμπλοκής.



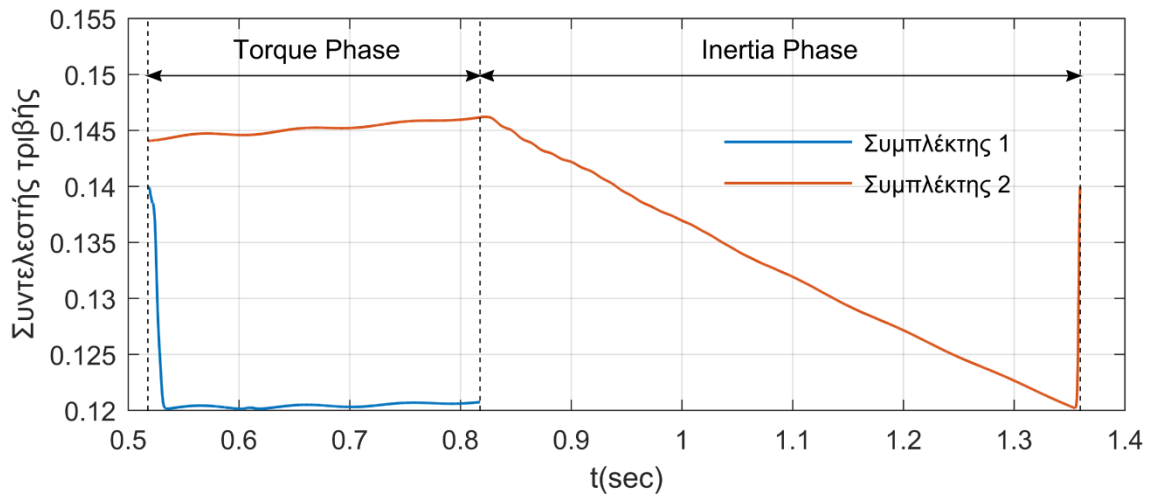
Διάγραμμα 4.3: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^α σε 3^η: Απόκριση της ροπής των συμπλεκτών σε συνδυασμό με την απόκριση της παραγώγου της γραμμικής επιτάχυνσης του οχήματος (jerk).



Διάγραμμα 4.4: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^α σε 3^η: Απόκριση της παραγώγου της γραμμικής επιτάχυνσης του οχήματος (jerk) για διαφορετικούς χρόνους της φάσης μεταφοράς της ροπής (torque phase). Διακρίνεται η επίδραση του χρόνου υλοποίησης της φάσης μεταβίβασης της ροπής στην ελάχιστη τιμή της παραγώγου της επιτάχυνσης: για μικρότερη χρονική διάρκεια μεταφοράς της ροπής, αυτή μειώνεται, αυξάνεται, δηλαδή η αίσθηση του σοκ που αντιλαμβάνεται ο οδηγός.

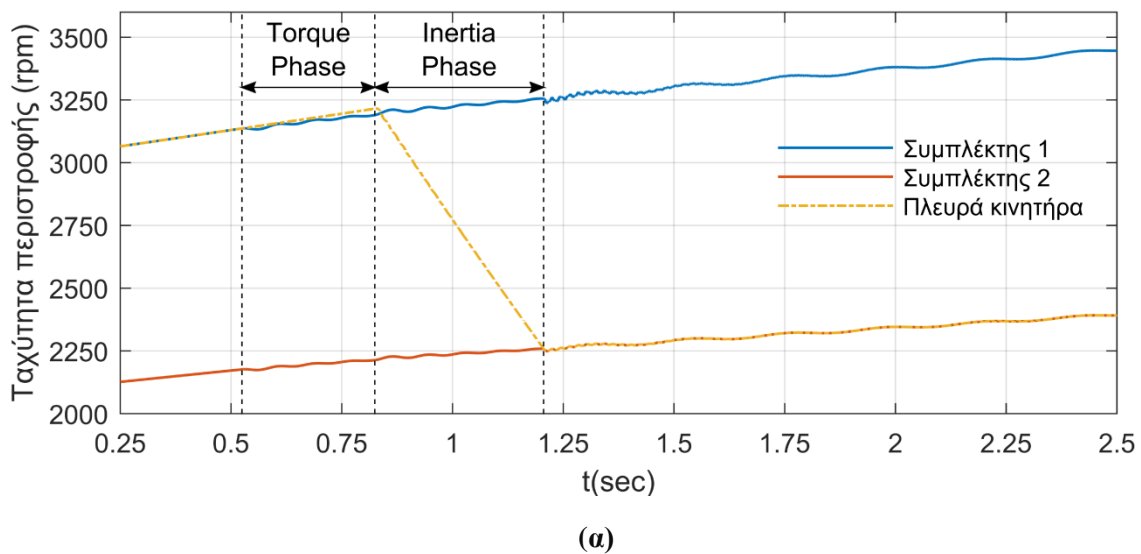


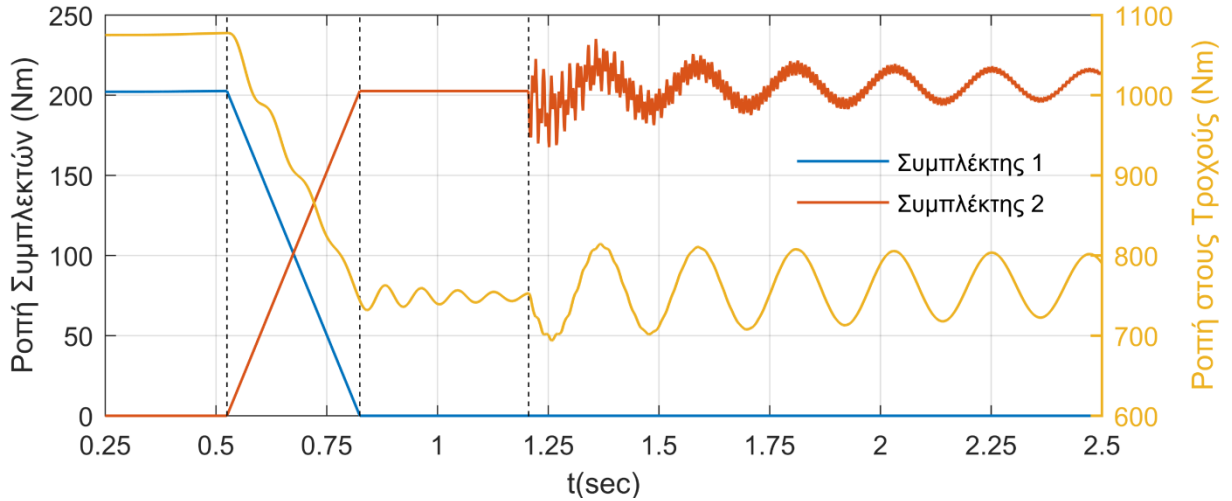
Διάγραμμα 4.5: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^α σε 3^η: Απόκριση του συνολικού έργου τριβής που παράγεται κατά τη φάση μεταφοράς της ροπής (torque phase). Για μικρότερη διάρκεια της φάσης μεταφοράς της ροπής το έργο τριβής μειώνεται και συνεπώς μειώνεται και η φθορά που υφίστανται οι συμπλέκτες.



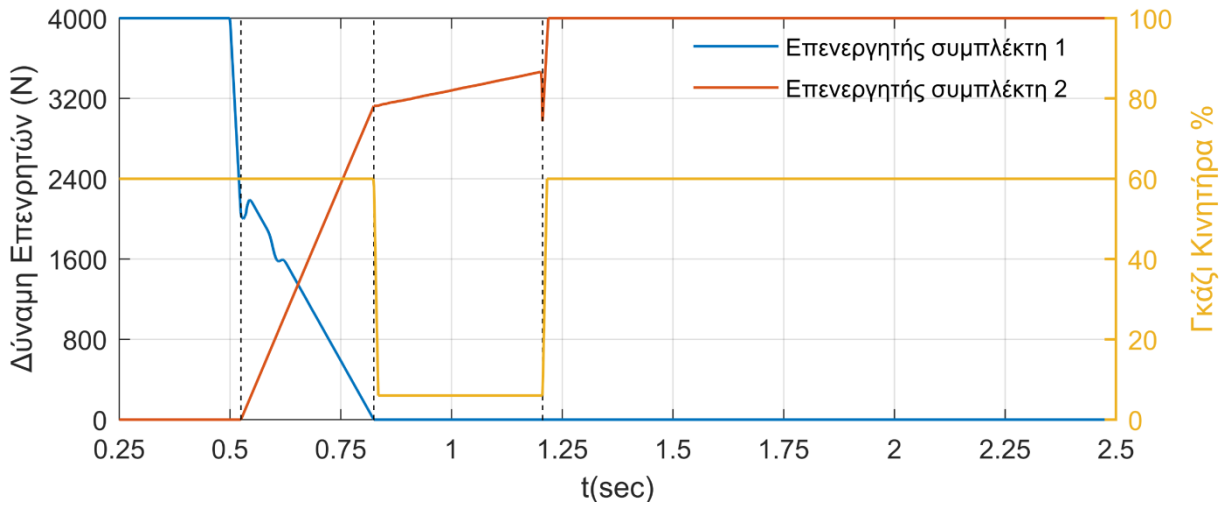
Διάγραμμα 4.6: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^α σε 3^η : Μεταβολή του συντελεστή τριβής για τους δύο συμπλέκτες κατά τη φάση αλλαγής σχέσης.

- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 3^η σε 4^η

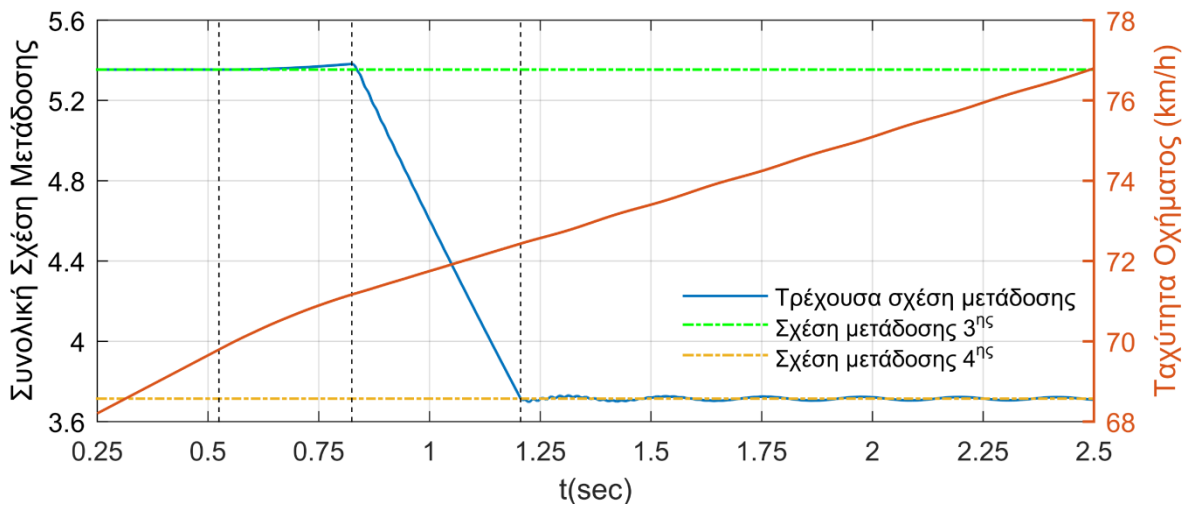




(β)



(γ)

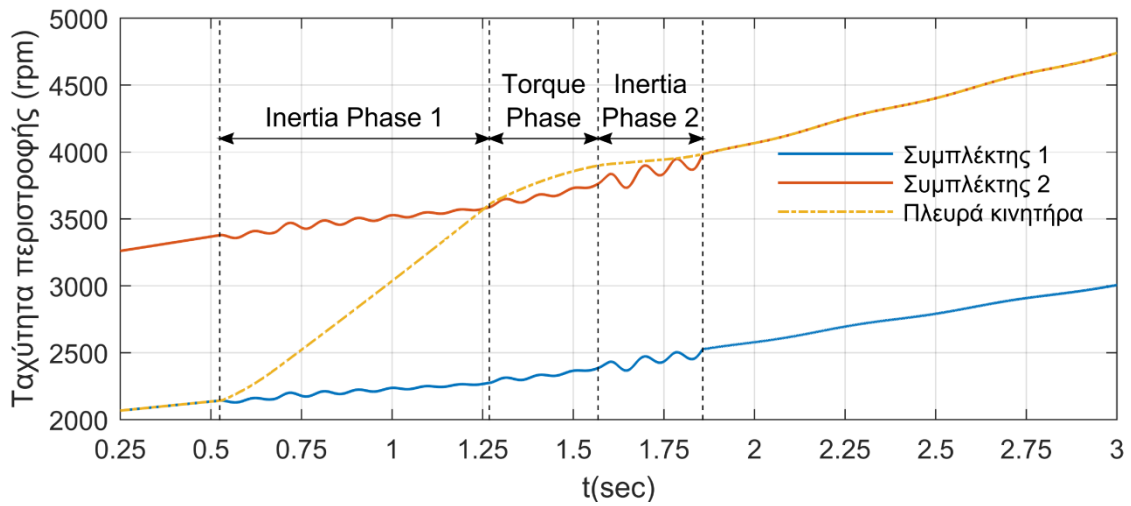


(δ)

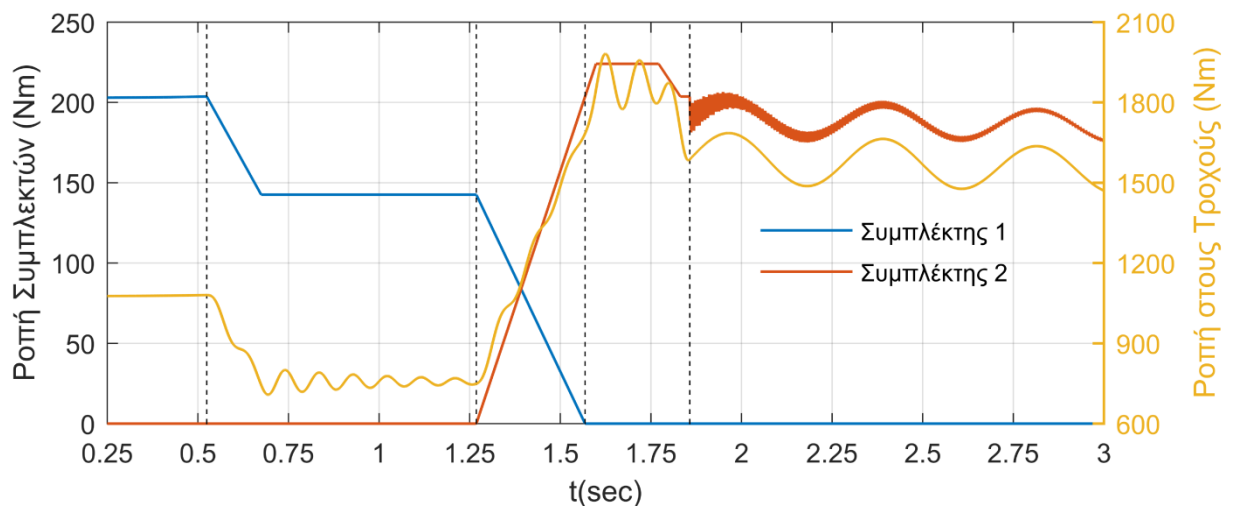
Διάγραμμα 4.7: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 3^η σε 4^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή

στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.

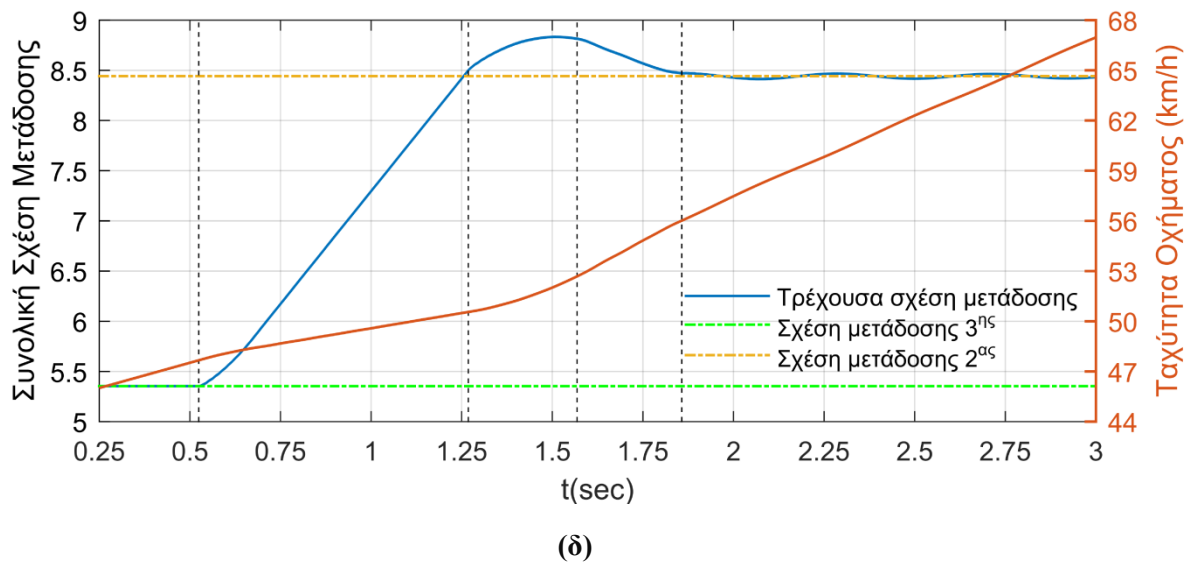
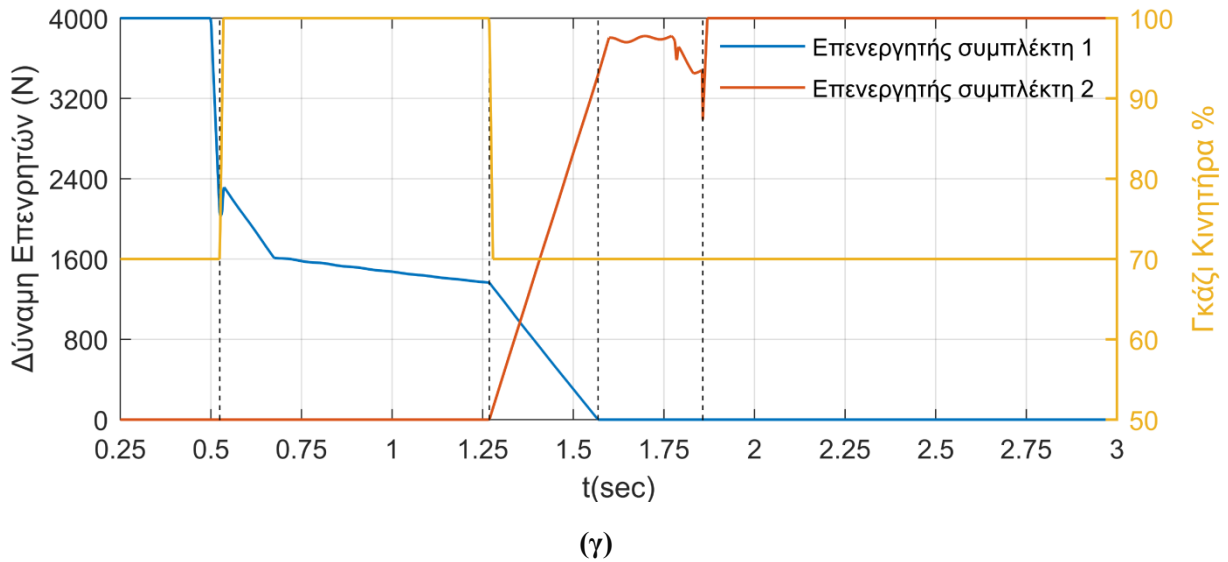
- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 3^η σε 2^η



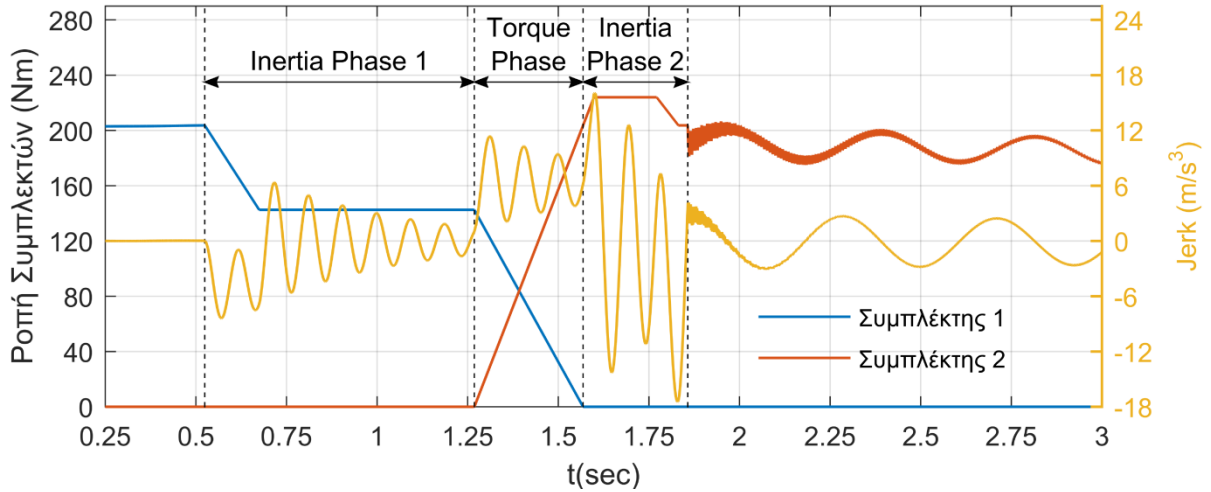
(α)



(β)

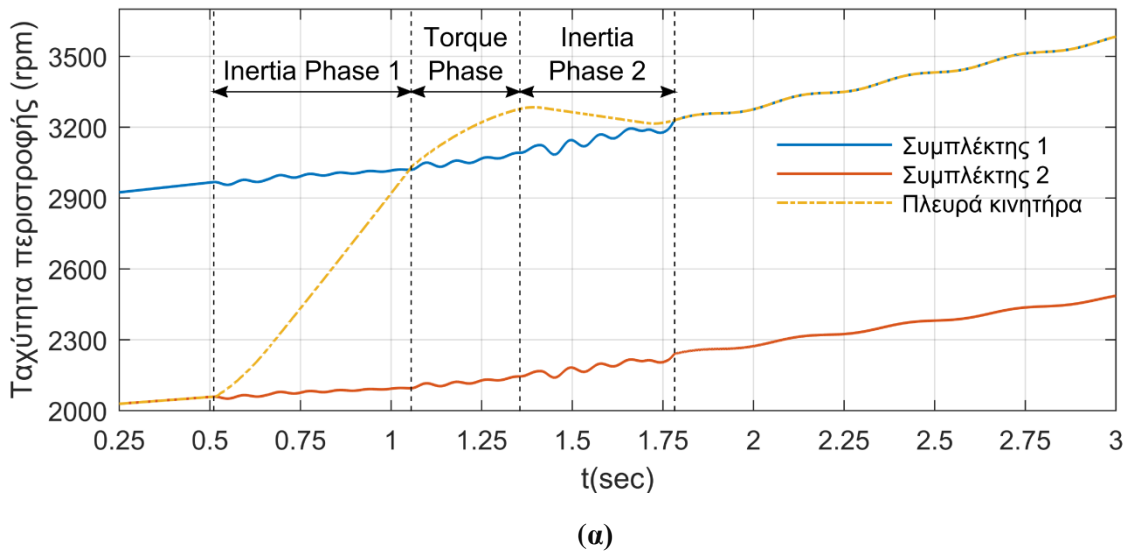


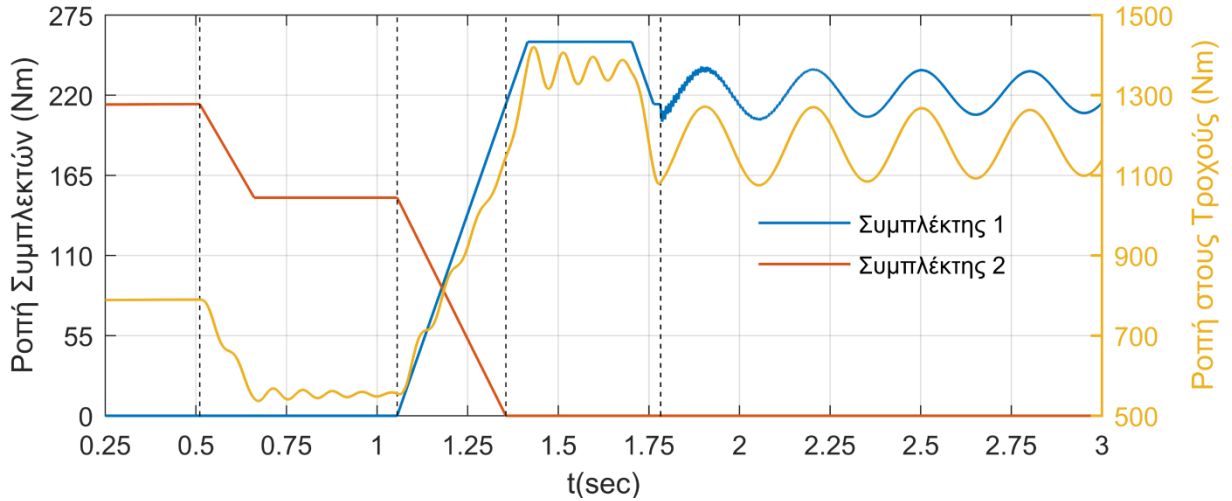
Διάγραμμα 4.8: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 3^η σε 2^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.



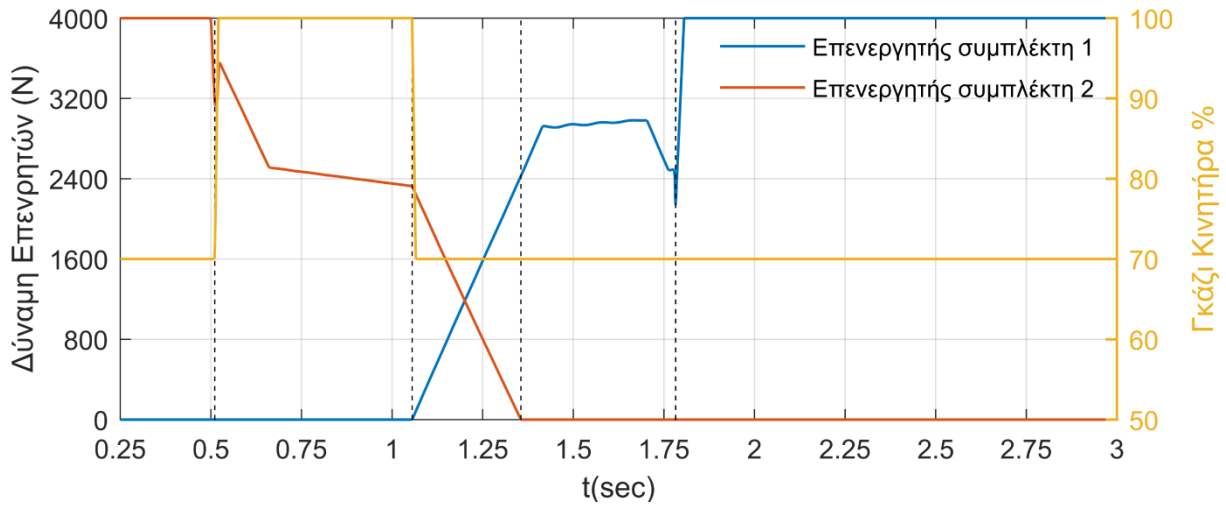
Διάγραμμα 4.9: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 3^η σε 2^η : Απόκριση της ροπής των συμπλεκτών σε συνδυασμό με την απόκριση της παραγώγου της γραμμικής επιτάχυνσης του οχήματος (jerk).

- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 4^η σε 3^η

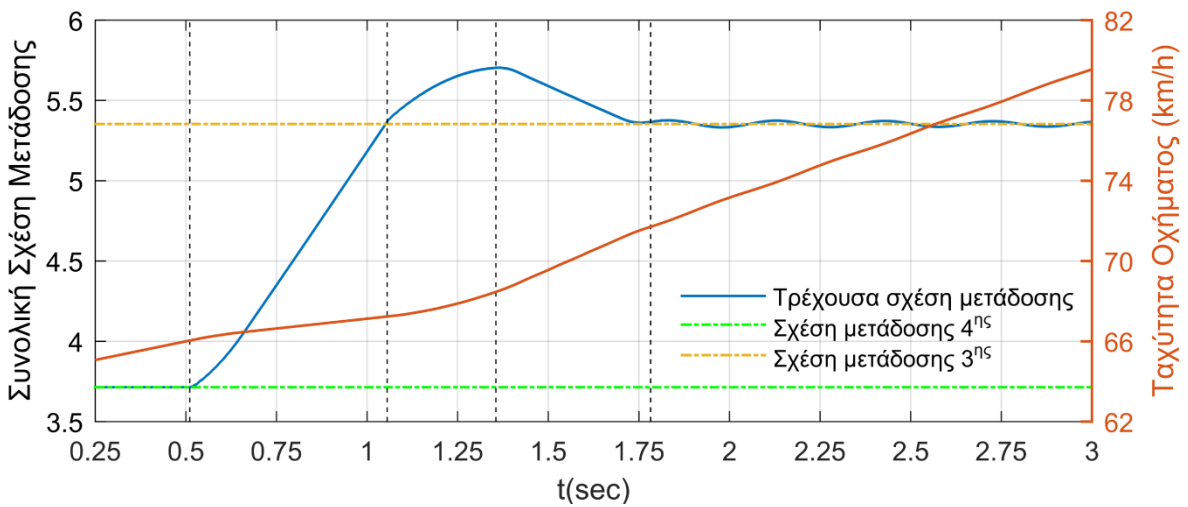




(β)



(γ)



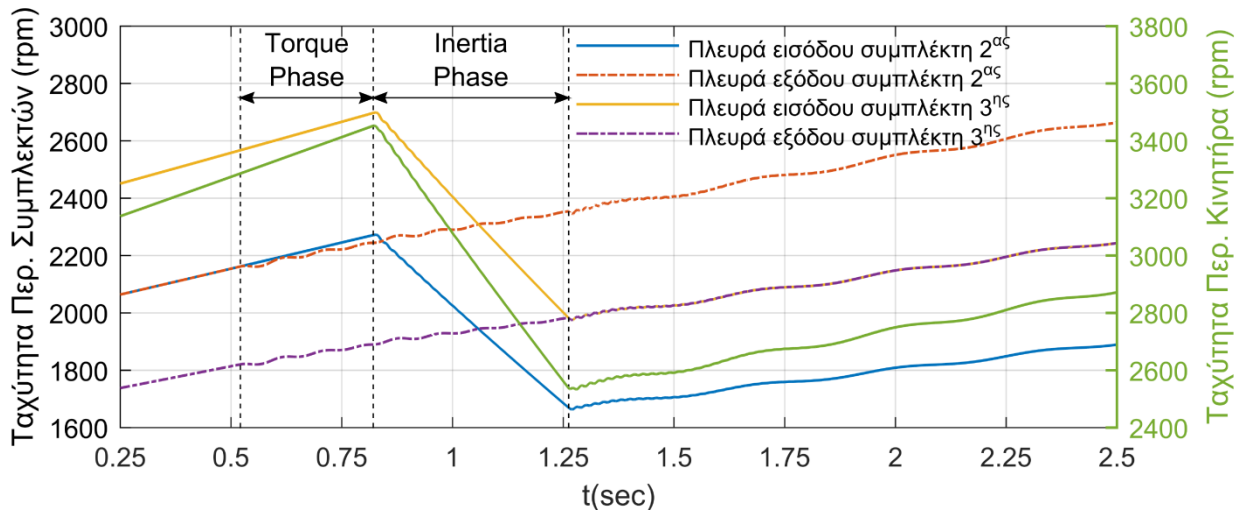
(δ)

Διάγραμμα 4.10: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 4^η σε 3^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της

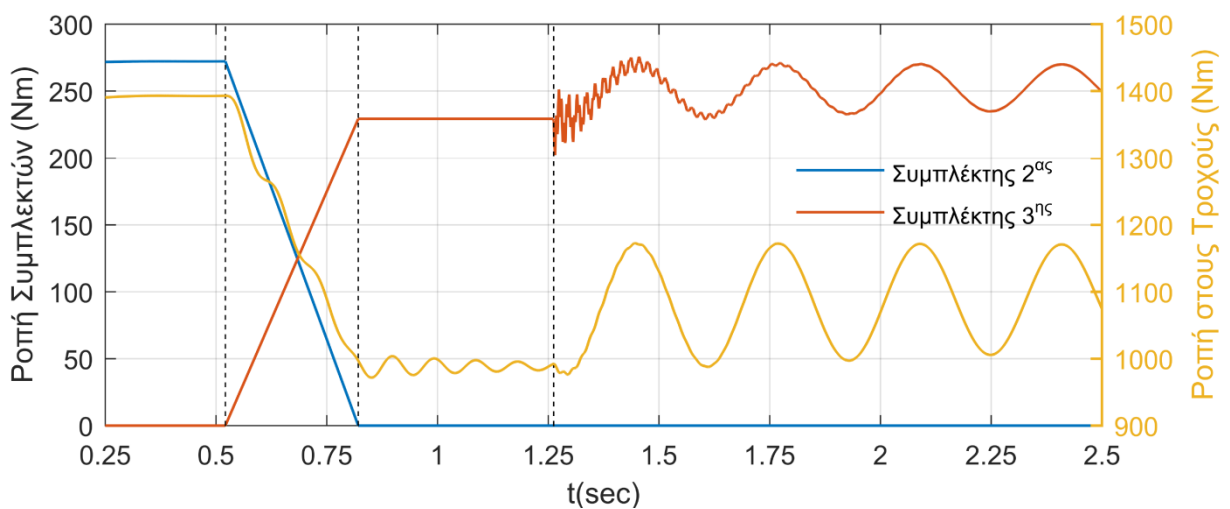
πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.

4.2.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης για τη μετάδοση με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

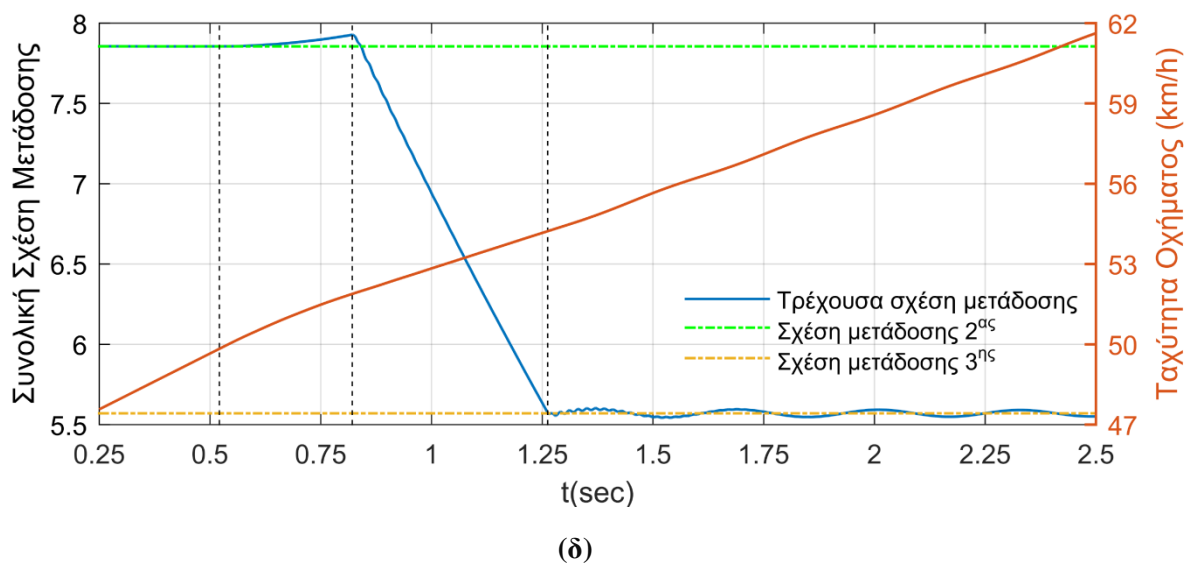
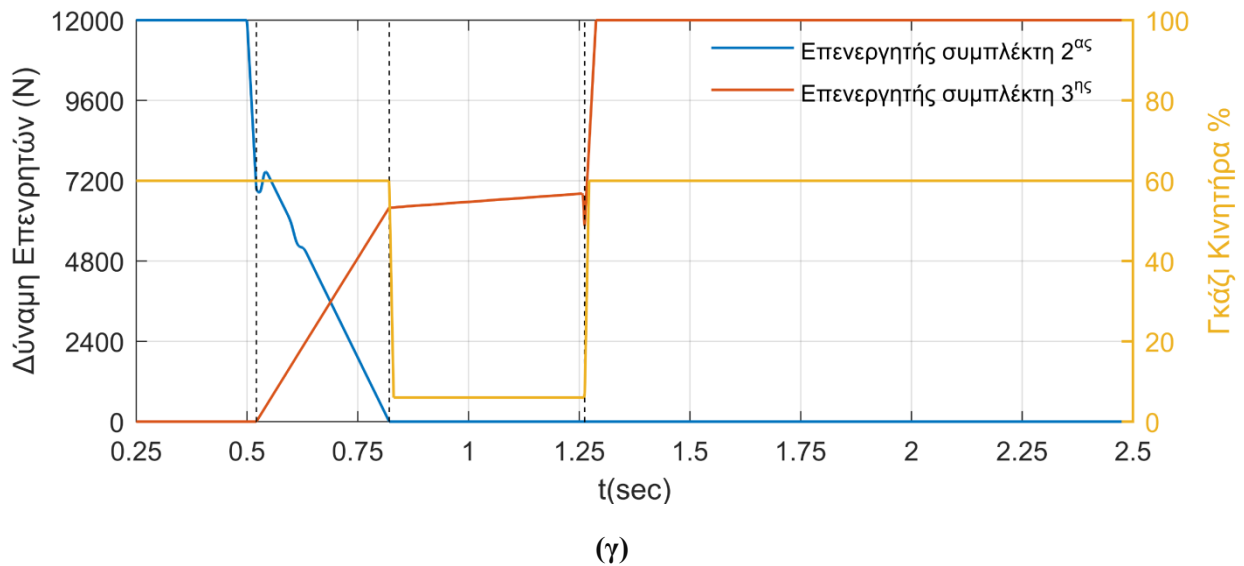
- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 2^η σε 3^η



(α)

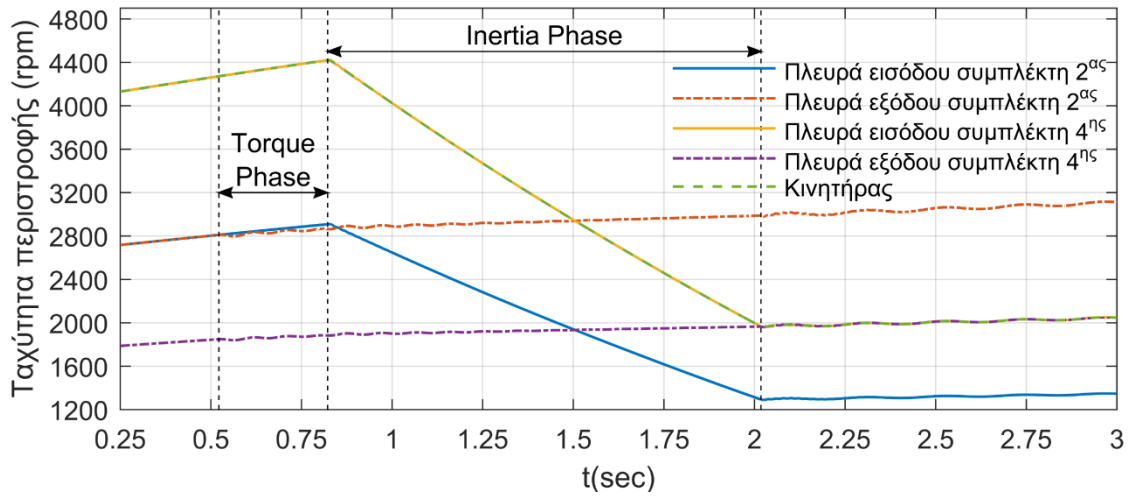


(β)

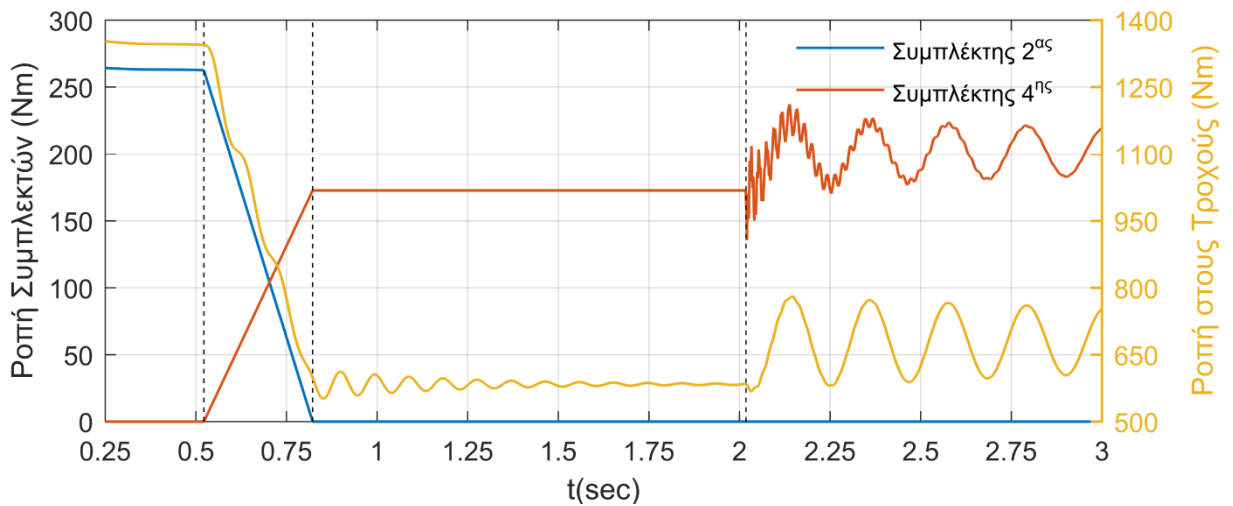


Διάγραμμα 4.11: Σύστημα μετάδοσης πολλαπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^η σε 3^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.

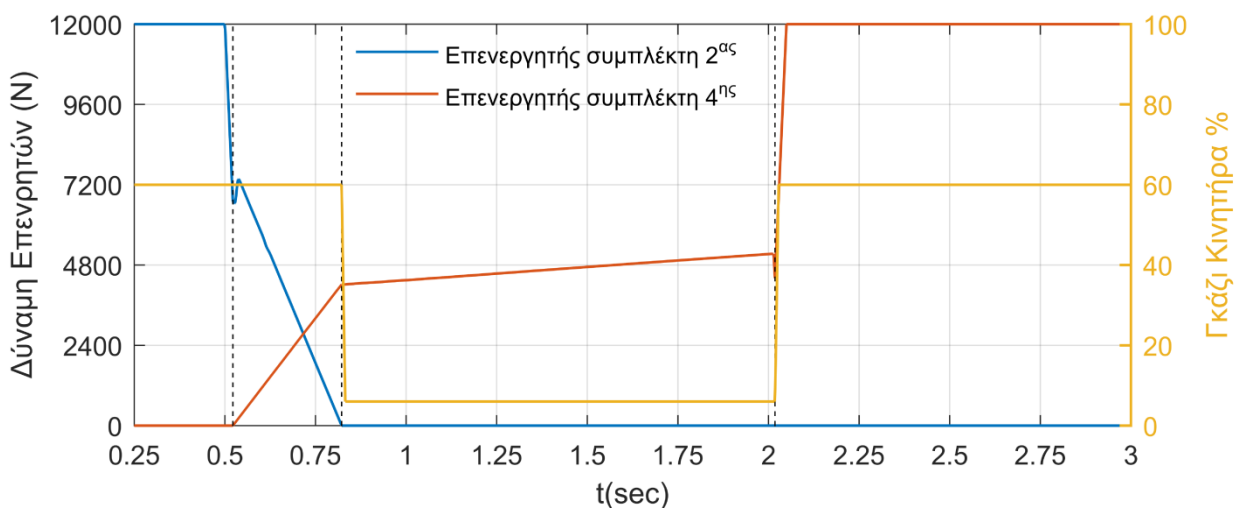
- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 2^α σε 4^η



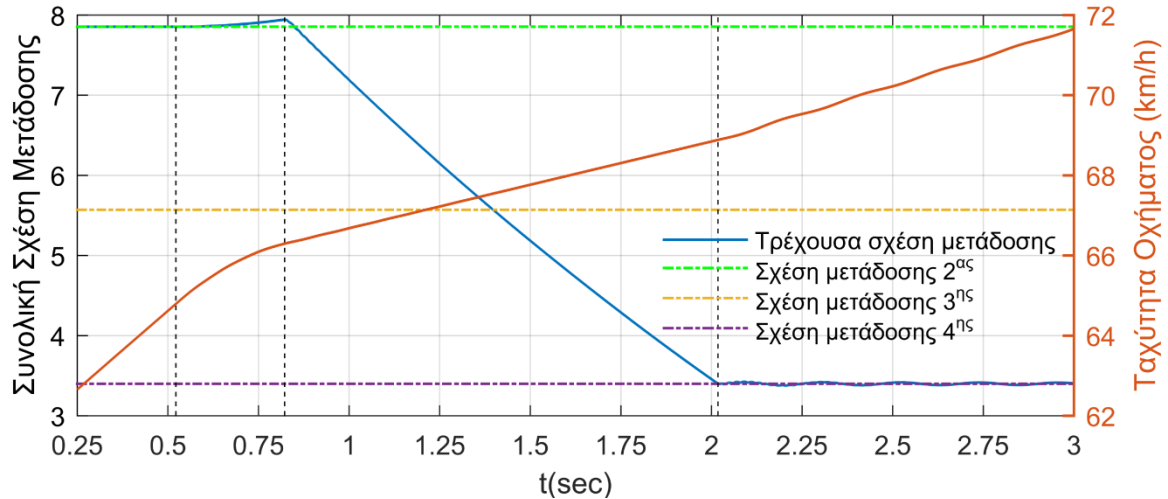
(α)



(β)



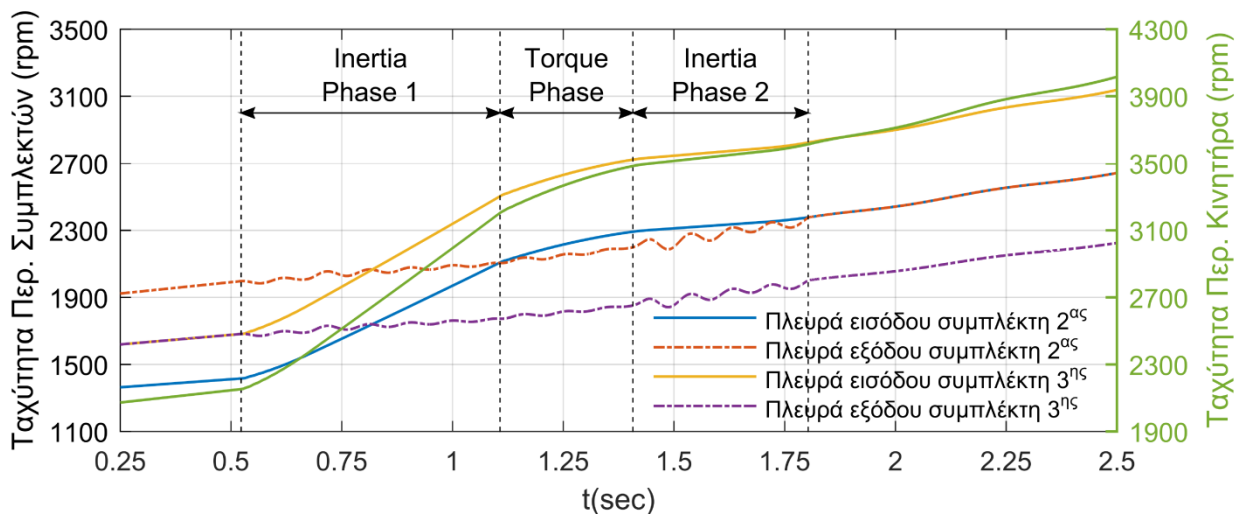
(γ)



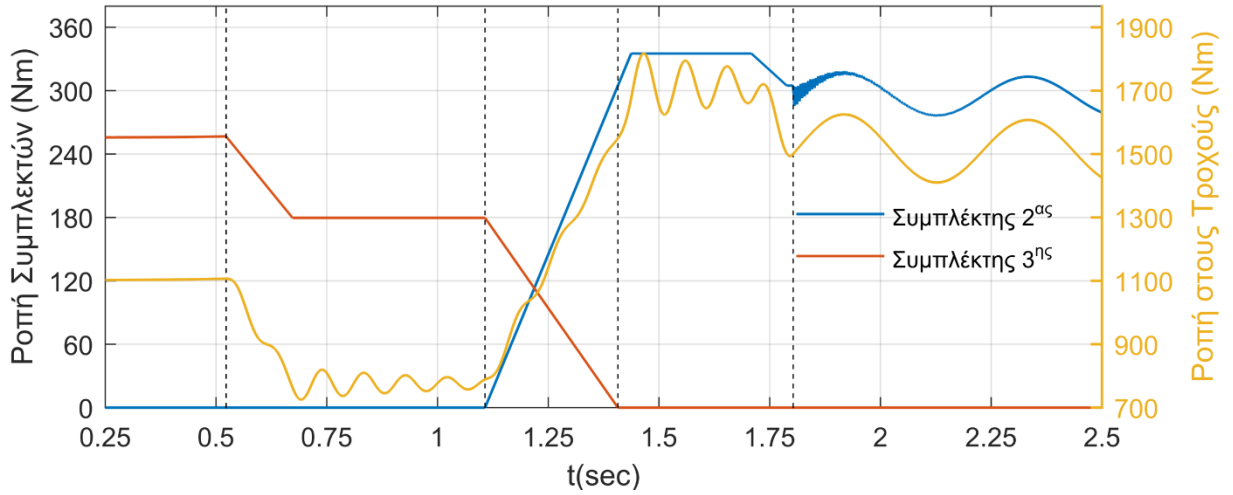
(δ)

Διάγραμμα 4.12: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 2^α σε 4^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.

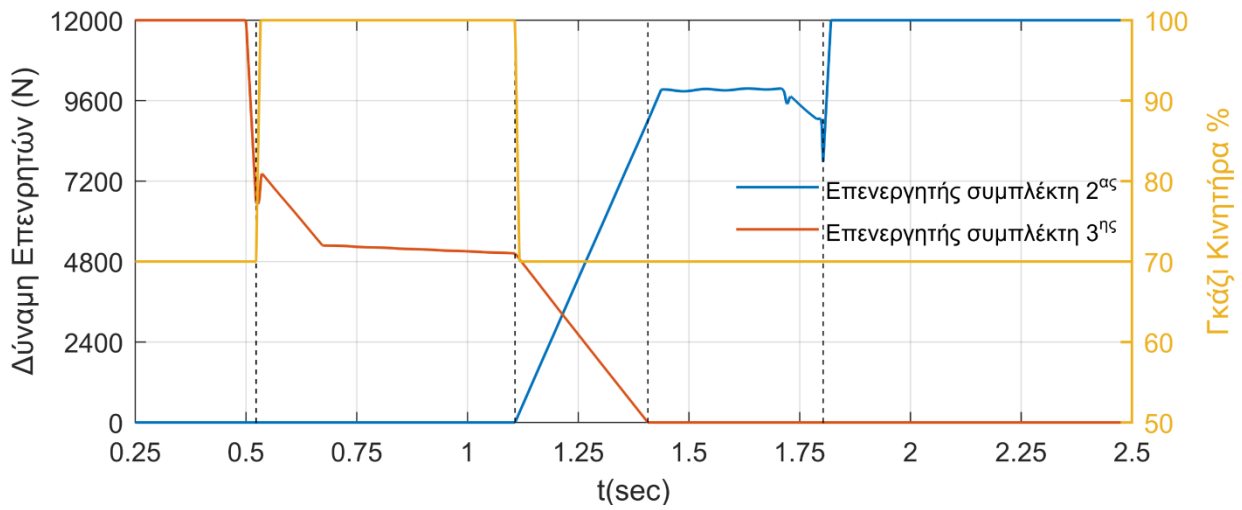
- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 3^η σε 2^α



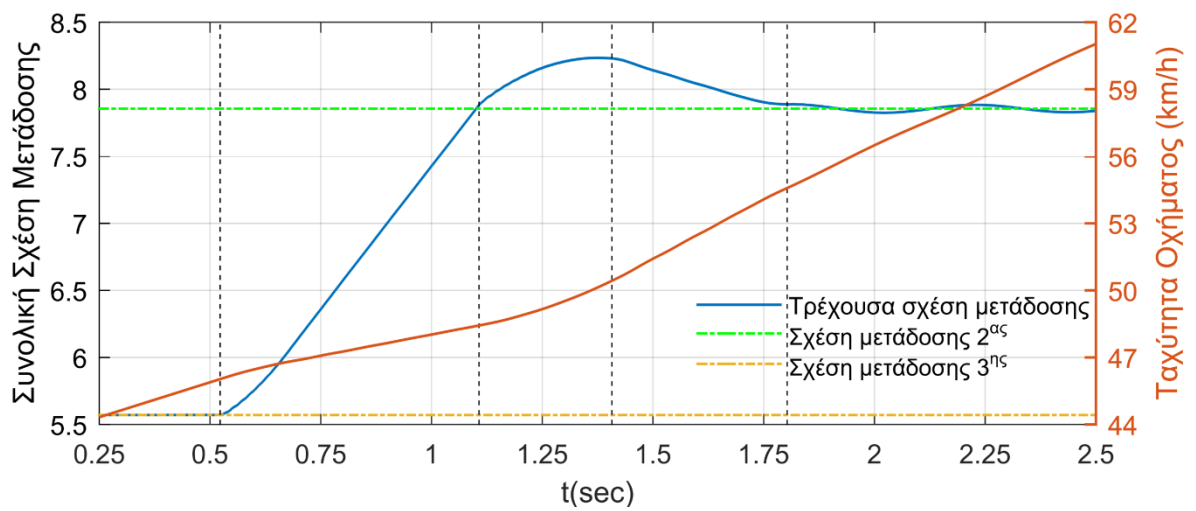
(α)



(β)



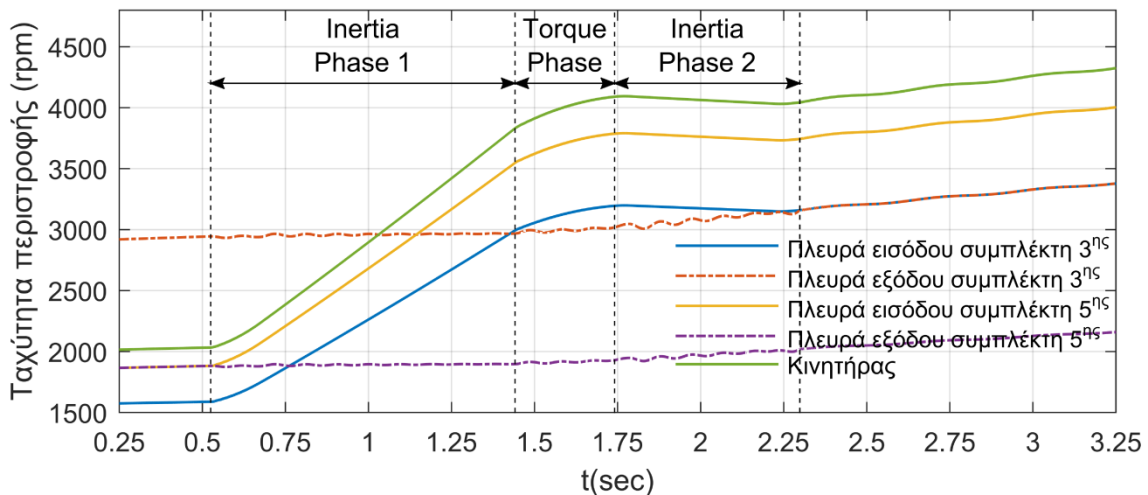
(γ)



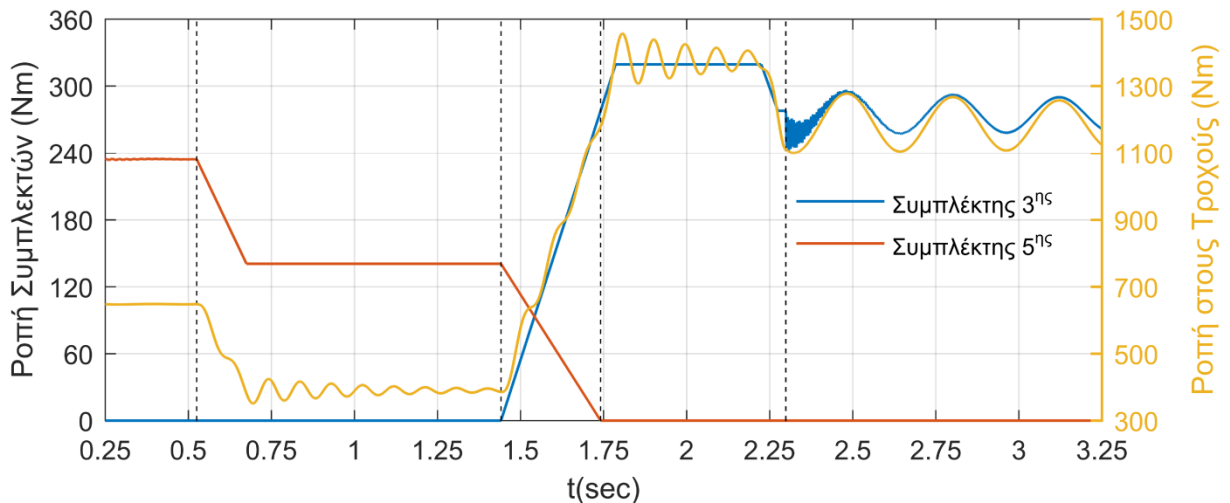
(δ)

Διάγραμμα 4.13: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 3^η σε 2^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.

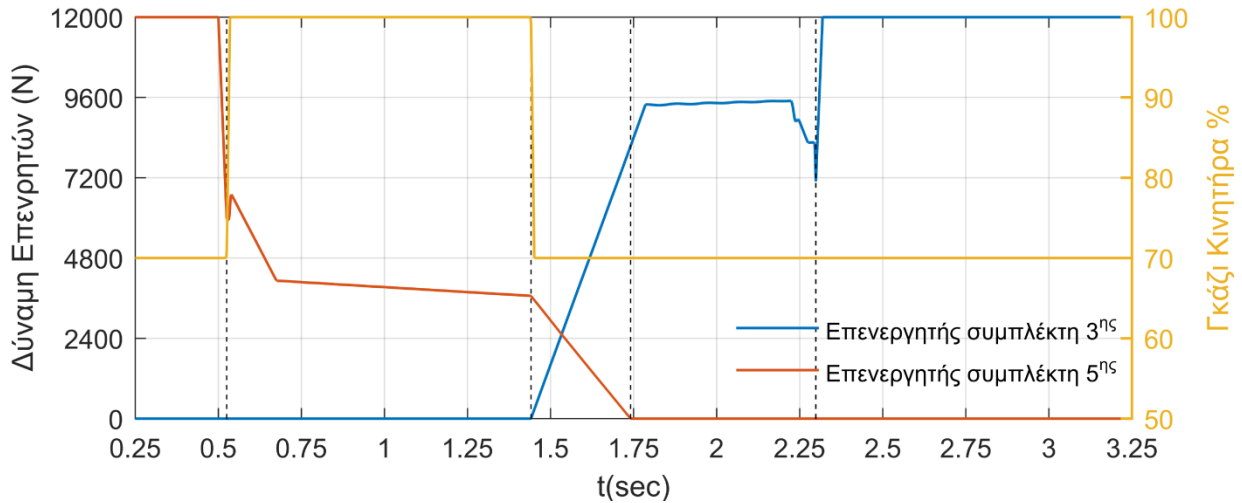
- Αλλαγή σχέσης μετάδοσης από 5^η σε 3^η



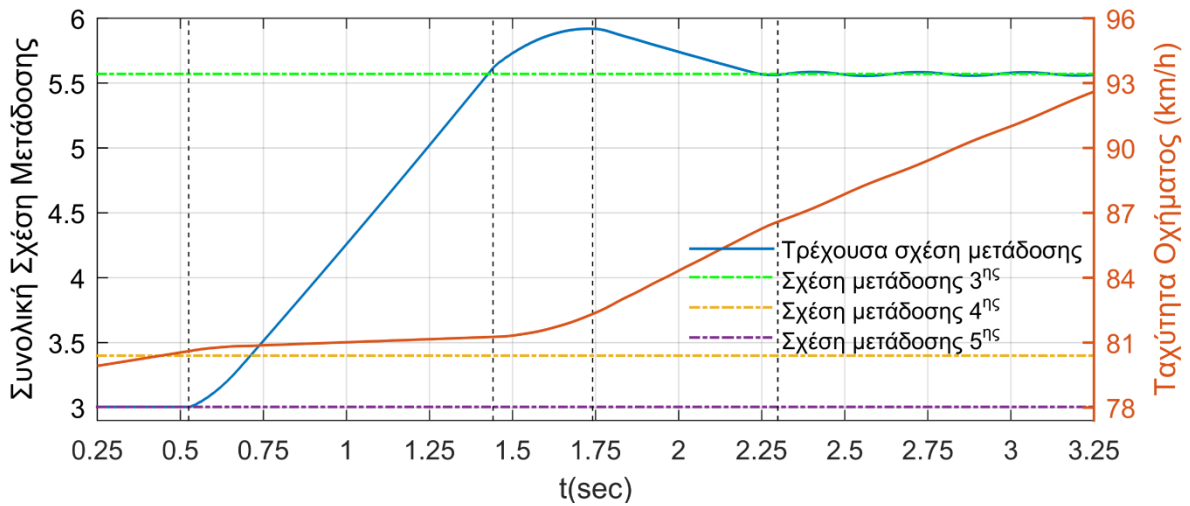
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Διάγραμμα 4.14: Σύστημα μετάδοσης διπλού συμπλέκτη, αλλαγή σχέσης από 5^η σε 3^η: Απόκριση μεγεθών ενδιαφέροντος. Παρουσιάζονται: α) Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής των δύο συμπλεκτών καθώς και της πλευράς του κινητήρα όπου διακρίνονται οι φάσεις μεταφοράς της ροπής και του συγχρονισμού, β) η ροπή στους συμπλέκτες και η ροπή στους τροχούς, γ) η δύναμη των επενεργητών και το ποσοστό γκαζιού (throttle) του κινητήρα και δ) η μεταβολή της συνολικής σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του οχήματος.

5 Συμπεράσματα-Προτάσεις για Βελτιώσεις και Περεταίρω Έρευνα

Στη παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκαν δύο συστήματα μετάδοσης κίνησης οχημάτων, ένα με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη και ένα με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη. Αναπτύχθηκαν τα μοντέλα των κυριότερων επιμέρους στοιχείων και υποσυστημάτων αυτών. Μέσω αυτών συντέθηκαν τα συνολικά μοντέλα των δύο συστημάτων μετάδοσης κίνησης. Για την προσομοίωση αυτών καταστρώθηκαν τα αντίστοιχα μοντέλα στο λογισμικό Matlab-Simulink. Πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις διαφόρων περιπτώσεων αλλαγής της σχέσης μετάδοσης, από τις οποίες εξάχθηκαν τα εξής συμπεράσματα:

- Επιδείχθηκε η δυνατότητα των μοντέλων που αναπτύχθηκαν να προσομοιώνουν με επιτυχία τις διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα κατά την αλλαγή σχέσης μετάδοσης από συμπλέκτη σε συμπλέκτη.
- Αναδείχθηκε ότι η μη ομαλή εμπλοκή του συμπλέκτη οδηγεί σε ασυνέχεια της ροπής του πριν και μετά την εμπλοκή του, με αποτέλεσμα την διέγερση έντονων ταλαντώσεων στο σύστημα.
- Παρουσιάστηκαν οι διαφοροποιήσεις στην διαδικασία επιτέλεσης αλλαγών σχέσης μετάδοσης ανάλογα το είδος αυτών, καθώς και την επίδραση των διαφορετικών δράσεων αυτών στο συνολικό σύστημα.
- Αναδείχθηκε η επιρροή της μείωσης του χρόνου ολοκλήρωσης της αλλαγής σχέσης μετάδοσης στη πρώτη παράγωγο της επιτάχυνσης του οχήματος (αποτελεί μέτρο ομαλότητας της διαδικασίας) καθώς και στο έργο της τριβής των συμπλεκτών (αποτελεί μέτρο της φθοράς τους).
- Επιδείχθηκε η δυνατότητα της μετάδοσης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη επιτέλεσης μη σειριακών αλλαγών της σχέσης μετάδοσης.

Με βάση τα παραπάνω συμπεράσματα και αποτελέσματα προκύπτουν διάφορα θέματα που θα μπορούσαν να αποτελέσουν αντικείμενο περεταίρω μελέτης και βελτίωσης, μερικά από τα οποία είναι:

- Ενσωμάτωση μοντέλου οδοντώσεων.
- Ενσωμάτωση μοντέλου συγχρονιστών και εισαγωγή της διαδικασίας εμπλοκής και απεμπλοκής τους.
- Ενσωμάτωση μοντέλου ελαστικοφόρων τροχών ώστε να ερευνηθεί η επιρροή τους στην απόσβεση που παρουσιάζει το σύστημα.
- Σχεδιασμός ελέγχου κλειστού βρόχου ώστε να βελτιστοποιηθούν οι διάφορες διαδικασίες και να υπάρχει ευρωστία ως προς τις μεταβολές των διαφόρων παραμέτρων του συστήματος.

6 Βιβλιογραφία

1. Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (2010). *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application*. Springer Science & Business Media.
2. Paul, M., H.-J. Domian and M. Mohr. "Challenges of CO2 Reduction: Opportunities Created By Optimization of the Driveline," 6th International CTI-Symposium, Berlin, 2007.
3. Joachim, F. J., et al. (2011). Reduction of power losses in transmissions and gearings. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 86, pp. 883-888). Trans Tech Publications Ltd.
4. Xu, Xiangyang, et al. "Progress in automotive transmission technology." *Automotive Innovation* 1.3 (2018): 187-210.
5. Ρόγκας, Ν. (2017). Μοντελοποίηση και παραμετρική διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς πολύδισκου συμπλέκτη υγράς τριβής με αναλυτικές και αριθμητικές μεθόδους.
6. Goetz, M. "Integrated Powertrain Control for Twin Clutch Transmissions. 2005." University of Leeds.
7. Barr, Matthew Phillip. *Dynamic modeling, friction parameter estimation, and control of a dual clutch transmission*. Diss. The Ohio State University, 2014.
8. ΒΑΤΑΥΣ, Marius-Valentin, and Nicolae Vasiliu. "Modeling of a dual clutch transmission for real-time simulation." (2012).
9. Ahlawat, R., et al. "Modelling and simulation of a dual-clutch transmission vehicle to analyse the effect of pump selection on fuel economy." *Vehicle system dynamics* 48.7 (2010): 851-868.
10. Galvagno, Enrico, Mauro Velardocchia, and Alessandro Vigliani. "Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission." *Mechanism and machine theory* 46.6 (2011): 794-805.
11. Zhang, Jinle, Biao Ma, and Manfred Zehn. "Study on shift dynamics and shift quality of dual clutch transmissions." *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing* 5.2-3 (2010): 103-123.
12. Balau, Andreea-Elena, Constantin-Florin Caruntu, and Corneliu Lazar. "Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch." *Mechanical Systems and Signal Processing* 25.6 (2011): 1911-1922.
13. Hao, Hong Tao, et al. "Modeling of the electro-hydraulic actuator for a dual clutch transmission." *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 742. Trans Tech Publications Ltd, 2015.
14. Walker, Paul D., Bo Zhu, and Nong Zhang. "Nonlinear modeling and analysis of direct acting solenoid valves for clutch control." *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 136.5 (2014): 051023.
15. Manring, Noah D., and Roger C. Fales. *Hydraulic control systems*. John Wiley & Sons, 2019.
16. Rabi, Mahmoud Galal El-Din Mohamed. *Fluid power engineering*. McGraw-Hill Education, 2009.
17. Κωστόπουλος, Θεόδωρος Ν. "Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα." *Εκδόσεις Συμμένων, Αθήνα* (2009).
18. Κωστόπουλος, Θεόδωρος Ν. "Οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών." *Εκδόσεις Συμμένων, Αθήνα* (1991).
19. Κανάραχος, Ανδρέας Ε., and Ιωάννης Αντωνιάδης. "ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΗΧΑΝΩΝ." *Παπασωτηρίου, Αθήνα* (1998).

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: Ανάλυση Πεπερασμένων Στοιχείων στο Λογισμικό ANSYS για τη Μοντελοποίηση των Ατράκτων

Στο παράρτημα αυτό παρατίθενται περαιτέρω στοιχεία για τη μοντελοποίηση των ατράκτων του κιβωτίου διπλού συμπλέκτη και την ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων στο λογισμικό ANSYS που πραγματοποιήθηκε για το σκοπό αυτό. Όπως, περιγράφηκε στο κεφάλαιο 2.5, αρχικά, για κάθε άτρακτο ορίζονται οι βαθμοί ελευθερίας και τα εύκαμπτα τμήματα μεταξύ αυτών. Στη συνέχεια, για τον υπολογισμό των σταθερών ελατηρίου του κάθε εύκαμπτου τμήματος πραγματοποιείται στατική ανάλυση. Τέλος, πραγματοποιείται ιδιοσυχνотική ανάλυση για κάθε άτρακτο, κατά την οποία εντοπίζεται και καταγράφεται η πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα και καταγράφονται ο λόγος πλατών ταλάντωσης των σημείων της ατράκτου που αντιστοιχούν στους βαθμούς ελευθερίας που έχουν οριστεί. Έχοντας υπολογίσει τις σταθερές ελατηρίου των εύκαμπτων τμημάτων και τους λόγους πλατών ταλάντωσης, η συνολική ροπή αδράνειας κατανέμεται στους βαθμούς ελευθερίας που έχουν οριστεί σύμφωνα με τις σχέσεις (2.59)-(2.61).

Υπολογισμός σταθερών ελατηρίου των εύκαμπτων τμημάτων μέσω στατικής ανάλυσης

Το στατικό πρόβλημα για κάθε εύκαμπτο τμήμα της κάθε ατράκτου ορίζεται ως εξής: στο ένα άκρο του τμήματος δεσμεύονται οι βαθμοί ελευθερίας στις κατάλληλες επιφάνειες, ενώ στο άλλο άκρο εφαρμόζεται στρεπτική ροπή M . Από τη λύση του προβλήματος λαμβάνονται οι τιμές της εφαπτομενικής μετατόπισης των κόμβων του πλέγματος. Για τον υπολογισμό της σταθεράς ελατηρίου, επιλέγεται ένας κόμβος στην εξωτερική ακτίνα r_o της διατομής του ελεύθερου άκρου, καταγράφεται η εφαπτομενική του μετατόπιση u_θ και υπολογίζεται η γωνία στροφής του ελεύθερου άκρου ως:

$$\Delta\theta = \frac{u_\theta}{r_o}$$

Οπότε, τελικά η σταθερά ελατηρίου του δεδομένου τμήματος υπολογίζεται ως:

$$K = \frac{M}{\Delta\theta}$$

Ιδιοσυχνотική ανάλυση και καταγραφή λόγων πλατών ταλάντωσης

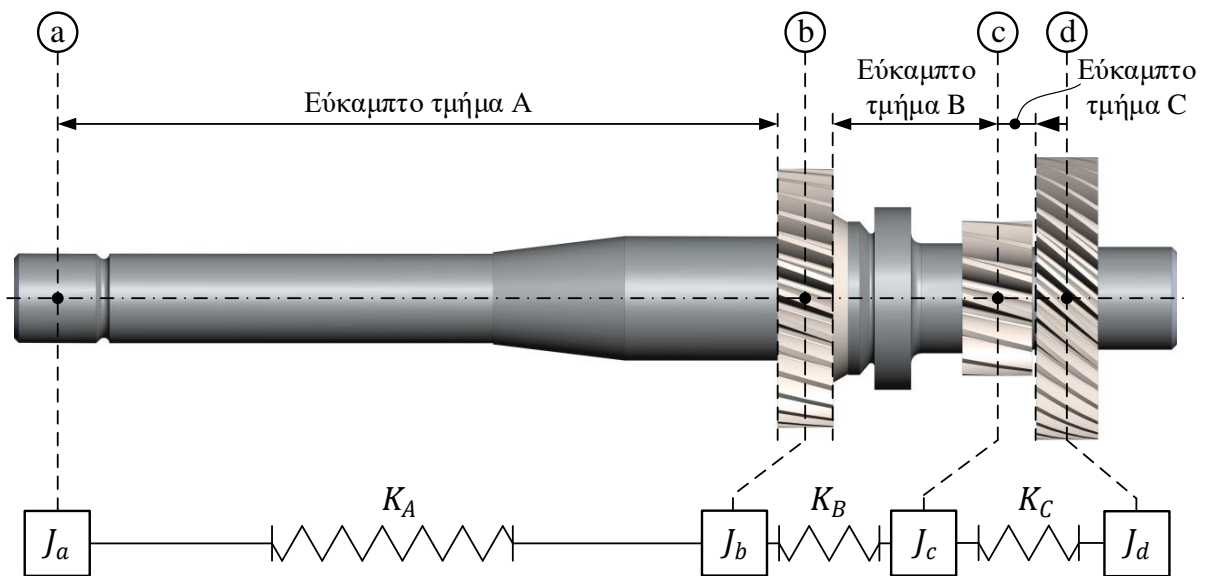
Για την ιδιοσυχνотική ανάλυση των ατράκτων, κάποια στοιχεία αυτών όπως οδοντωτοί τροχοί μεγάλης διαμέτρου και μικρού πάχους καθώς και οι συγχρονιστές λαμβάνονται ως άκαμπτα. Αφού γίνει η ανάλυση και εντοπισθεί η πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα, για αυτή τη περίπτωση ιδιοταλάντωσης λαμβάνονται οι τιμές των πλατών ταλάντωσης κατά την εφαπτομενική διεύθυνση στους κόμβους του πλέγματος. Εδώ σημειώνεται ότι οι τιμές αυτές δεν αποτελούν απόλυτες τιμές, αλλά εκφράζουν αναλογία. Από τα πλάτη ταλάντωσης κατά την εφαπτομενική διεύθυνση, καταγράφονται αυτά των διατομών στις οποίες αντιστοιχούν οι βαθμοί ελευθερίας που έχουν οριστεί και εκφράζονται ως γωνίες. Τέλος, επιλέγεται ένας βαθμός ελευθερίας ως προς τον οποίο υπολογίζονται οι λόγοι των πλατών στρεπτικής ταλάντωσης.

Τόσο για το στατική όσο και για την ιδιοσυχνотική ανάλυση σημειώνονται τα εξής:

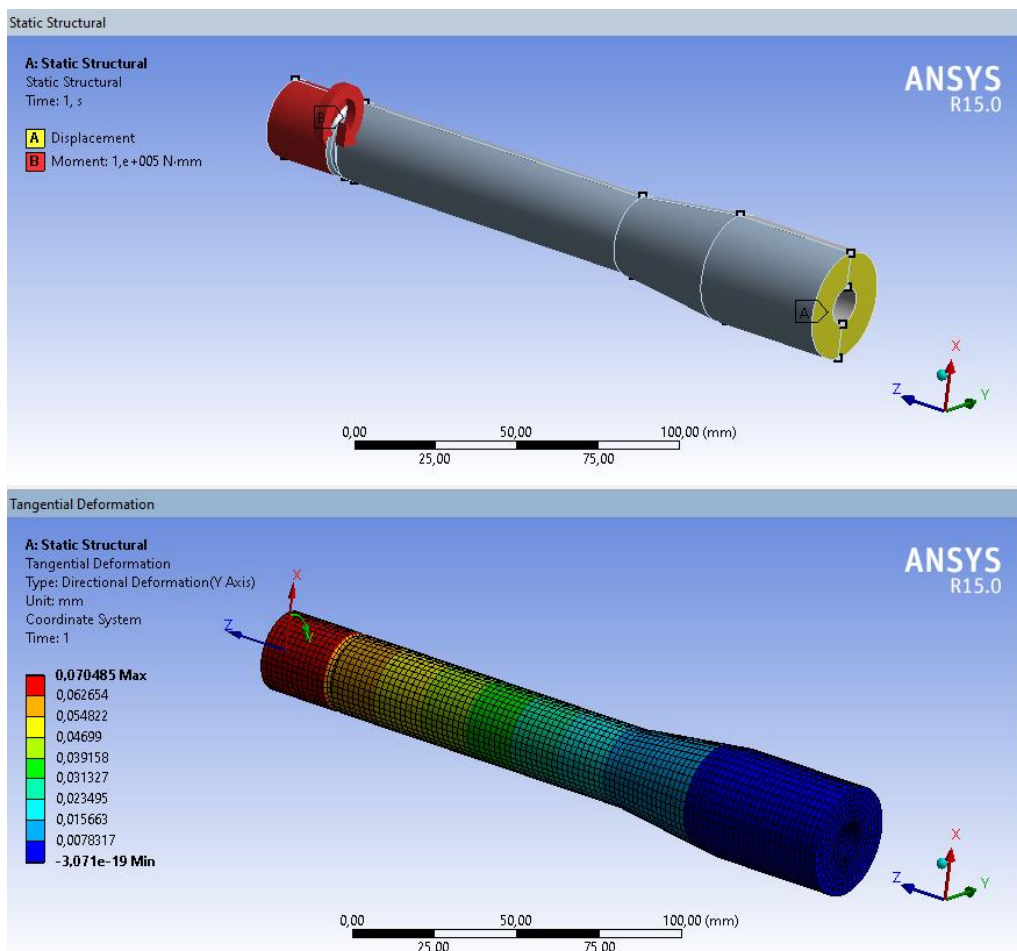
- Το πλέγμα δημιουργείται με τη μέθοδο sweep καθώς έχουμε εκ περιστροφής στερεά.
- Για να διευκολυνθεί η δημιουργία του πλέγματος, οι οδόντες των οδοντωτών τροχών αντικαθίστανται από κυλινδρικό δακτύλιο με ίδιο αξονικό μήκος και εσωτερική διάμετρο ίδια με τη διάμετρο ποδός των οδόντων. Η εξωτερική διάμετρος του δακτυλίου τίθεται τόση ώστε η μαζική ροπή αδράνειας των οδόντων ως προς τον άξονα της ατράκτου να είναι ίση με αυτή του δακτυλίου.

Παρακάτω παρατίθενται για κάθε άτρακτο εικόνες που φαίνονται οι βαθμοί ελευθερίας που έχουν οριστεί και τα μεταξύ τους εύκαμπτα τμήματα καθώς και εικόνες από την στατική και ιδιοσυχνотική ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων στο λογισμικό ANSYS. Τέλος, παρατίθενται τα αποτελέσματα της συνολικής διαδικασίας διακριτοποίησης των ατράκτων.

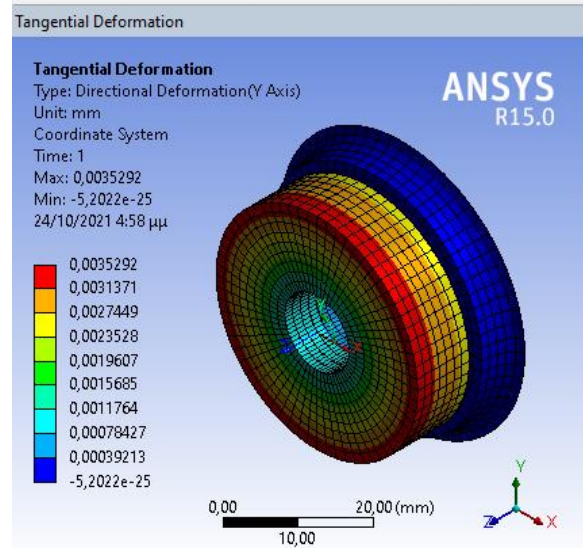
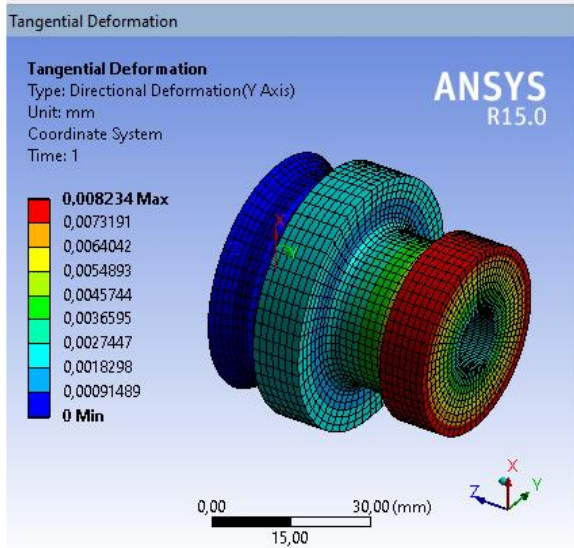
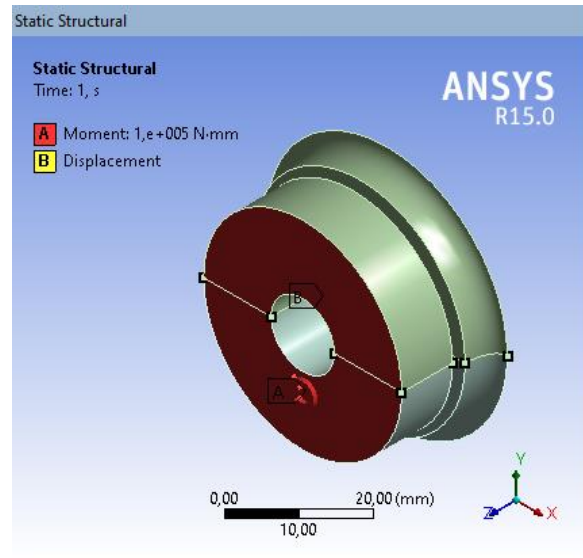
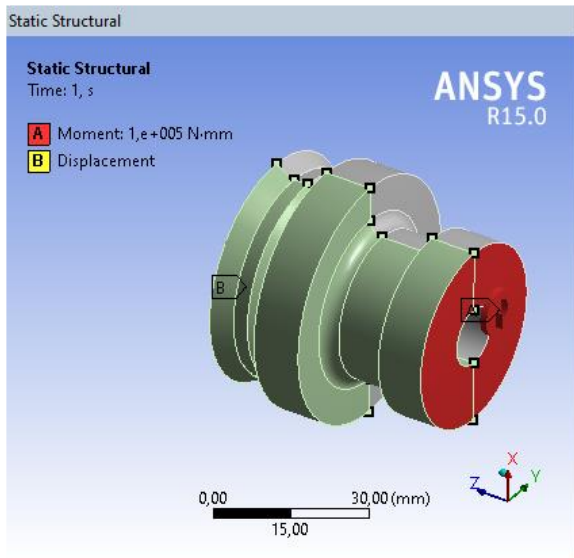
Ατράκτος Εισόδου 1



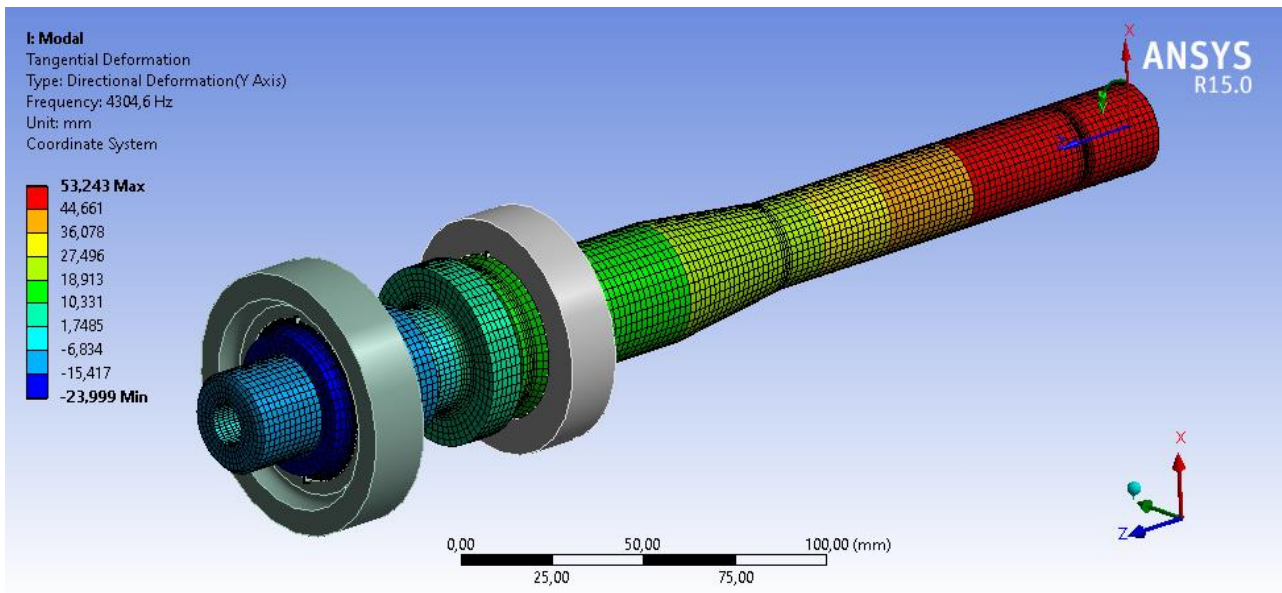
Εικόνα Α.1: Διακριτοποίηση ατράκτου εισόδου 1: βαθμοί ελευθερίας (a,b,c,d) και εύκαμπτα τμήματα (A,B,C)



Εικόνα Α.2: Εύκαμπτο τμήμα A: Στατική ανάλυση
 Πάνω: επιφάνεια δέσμωσης μετατοπίσεων και επιφάνεια εφαρμογής στρεπτικής ροπής
 Κάτω: μετατοπίσεις κατά την εφαπτομενική διεύθυνση

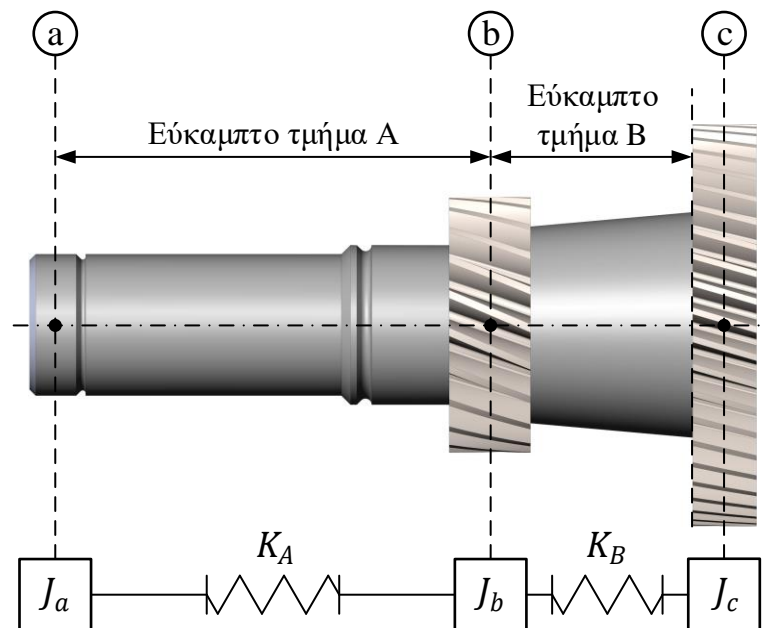


Εικόνα Α. 3: Εύκαμπτο τμήματα Β (αριστερά) και C (δεξιά) : Στατική ανάλυση
Πάνω: επιφάνεια δέσμευσης μετατοπίσεων και επιφάνεια εφαρμογής στρεπτικής ροπής
Κάτω: μετατοπίσεις κατά την εφαπτομενική διεύθυνση

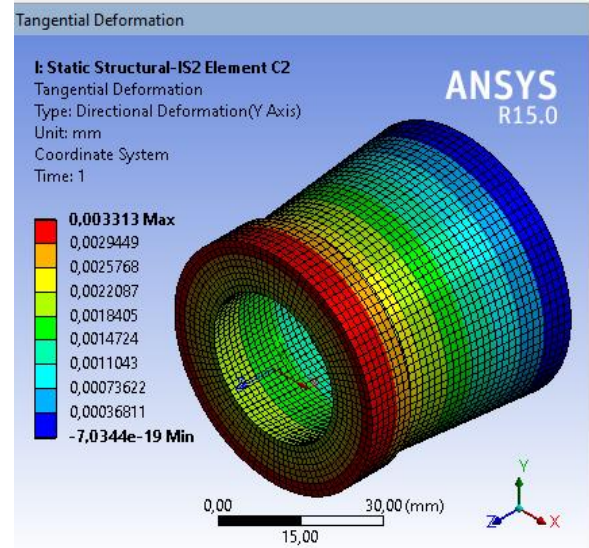
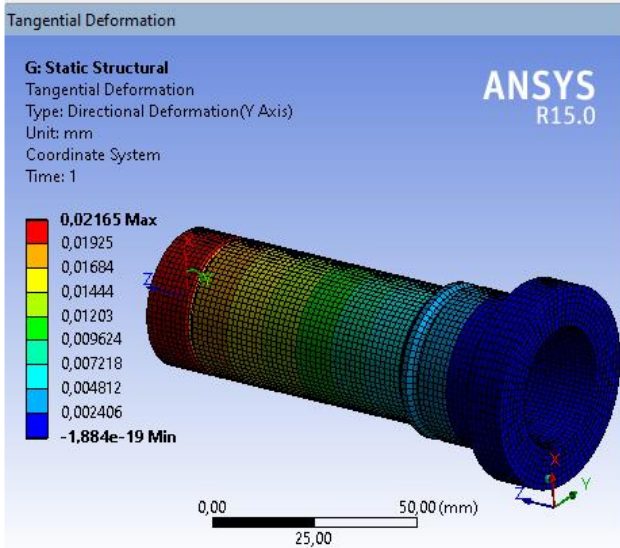
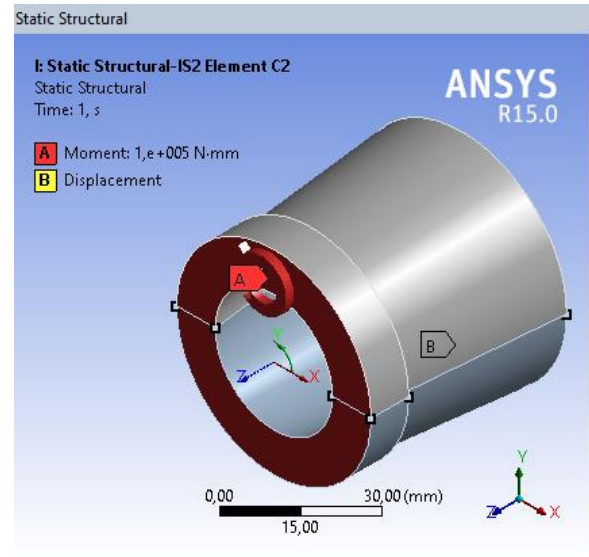
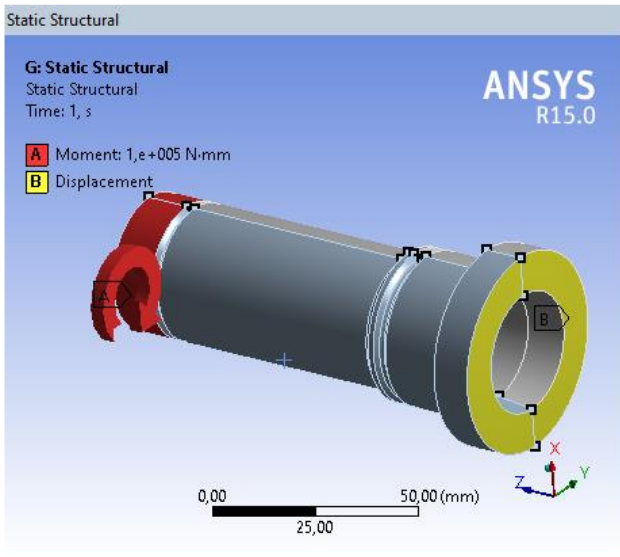


Εικόνα A.4: Ιδιοσυχνотική ανάλυση: Αναλογία πλατών ταλάντωσης κατά την εφαπτομενική διεύθυνση για την πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα

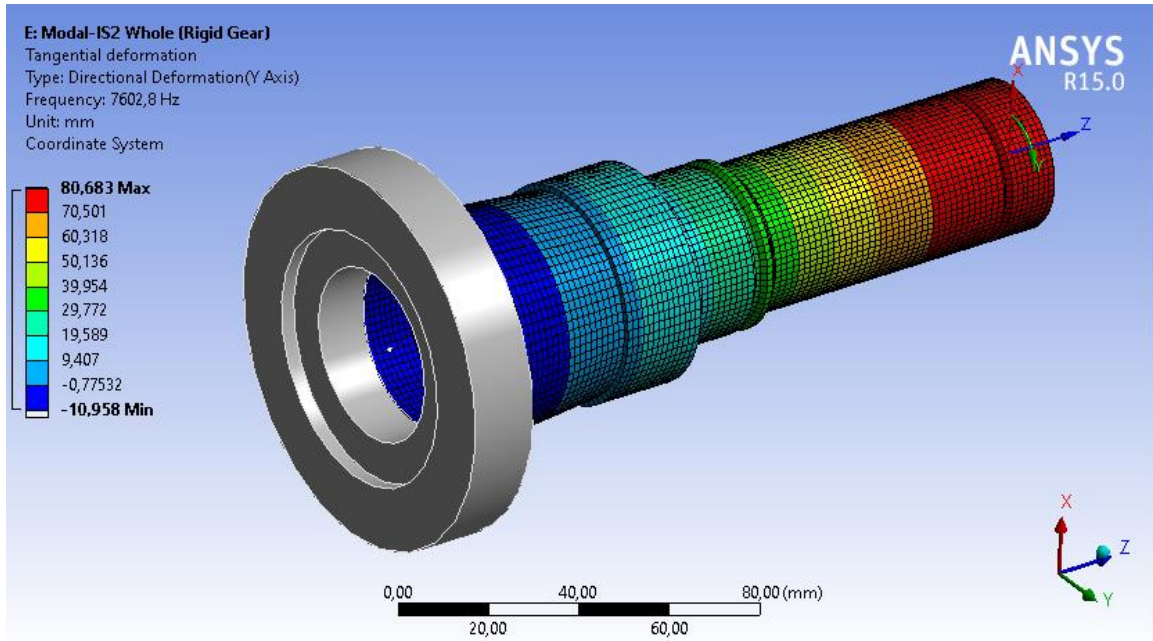
Ατράκτος Εισόδου 2



Εικόνα A.5: Διακριτοποίηση ατράκτου εισόδου 2: βαθμοί ελευθερίας (a,b,c) και εύκαμπτα τμήματα (A,B)

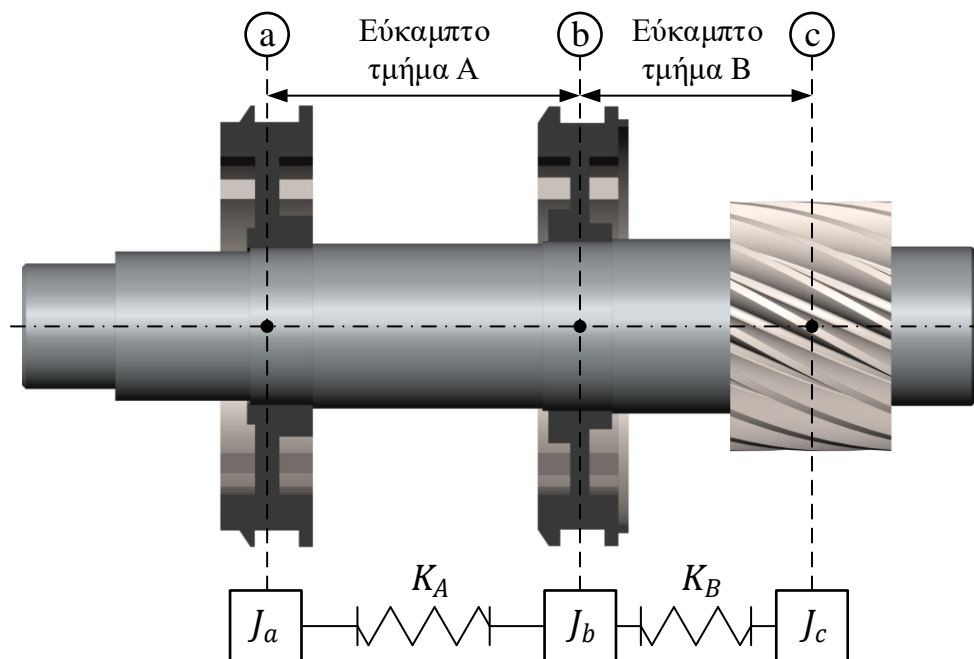


Εικόνα Α.6: Εύκαμπτο τμήματα A (αριστερά) και B (δεξιά) : Στατική ανάλυση
Πάνω: επιφάνεια δέσμευσης μετατοπίσεων και επιφάνεια εφαρμογής στρεπτικής ροπής
Κάτω: μετατοπίσεις κατά την εφαπτομενική διεύθυνση

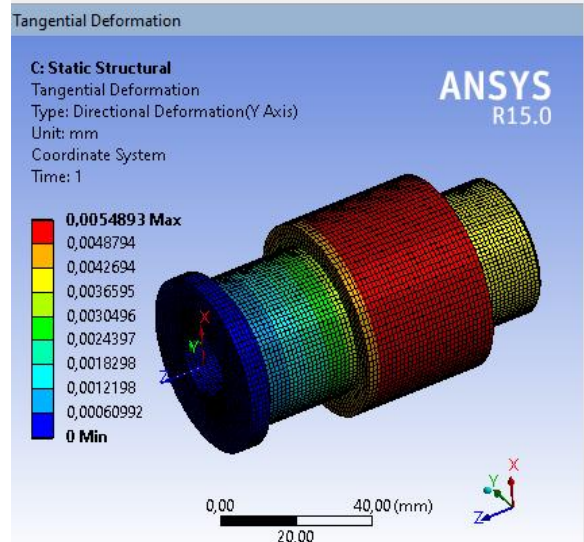
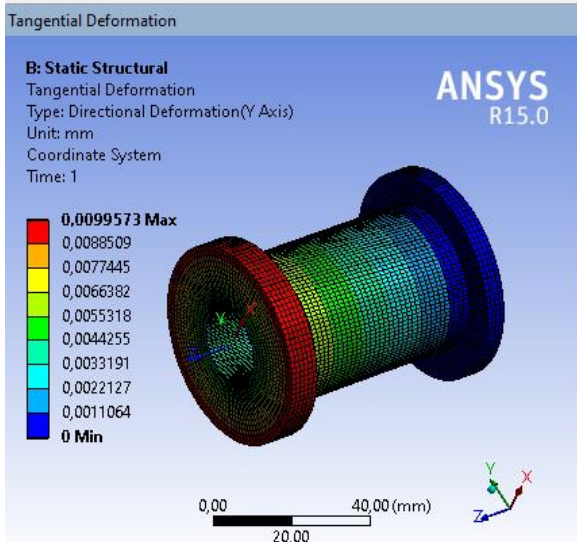
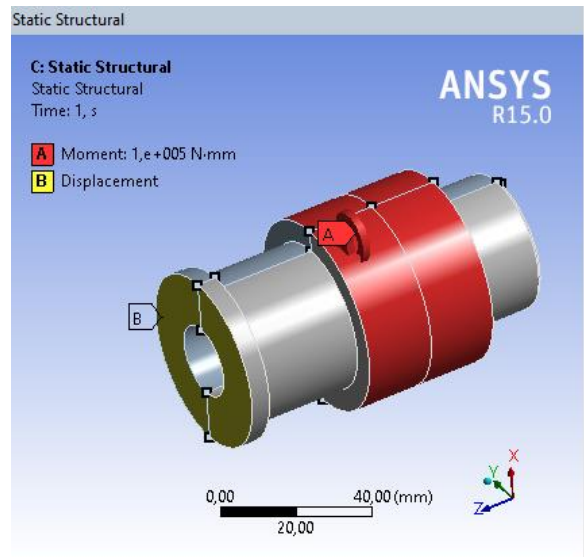
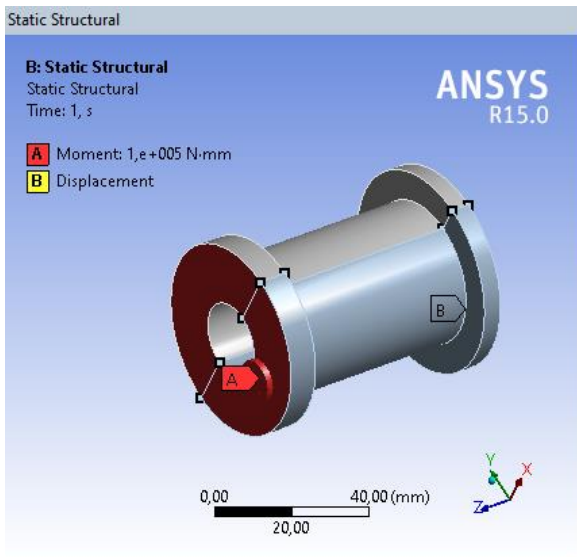


Εικόνα Α.7: Ιδιοσυχνотική ανάλυση: Αναλογία πλατών ταλάντωσης κατά την εφαπτομενική διεύθυνση για την πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα

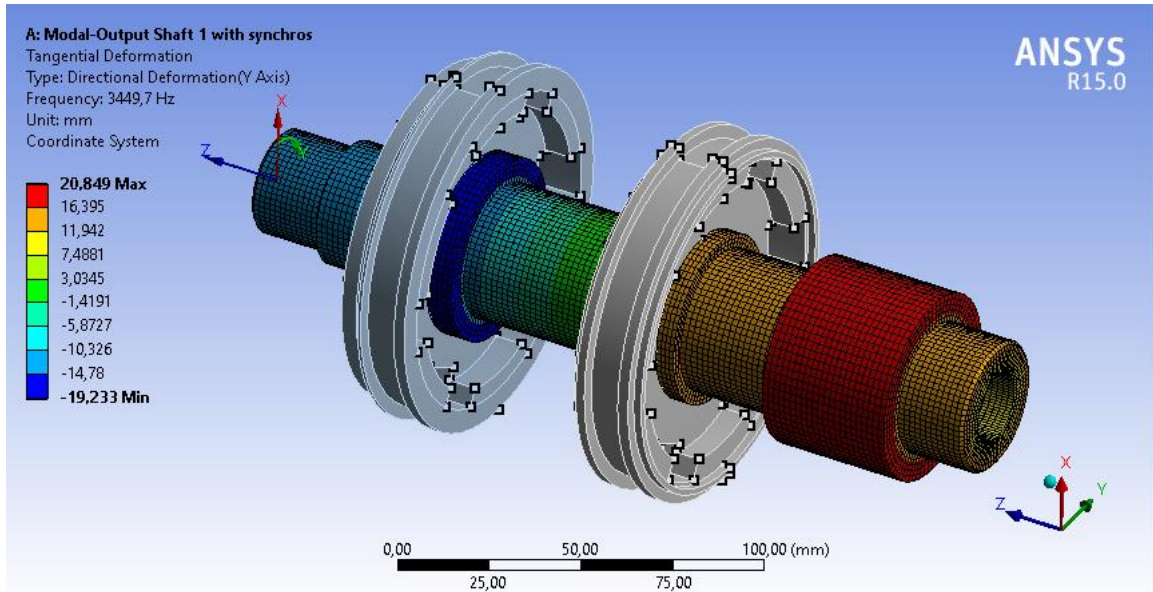
Άτρακτος Εξόδου 1



Εικόνα Α.8: Διακριτοποίηση άτρακτου εξόδου 1: βαθμοί ελευθερίας (a,b,c) και εύκαμπτα τμήματα (A,B)

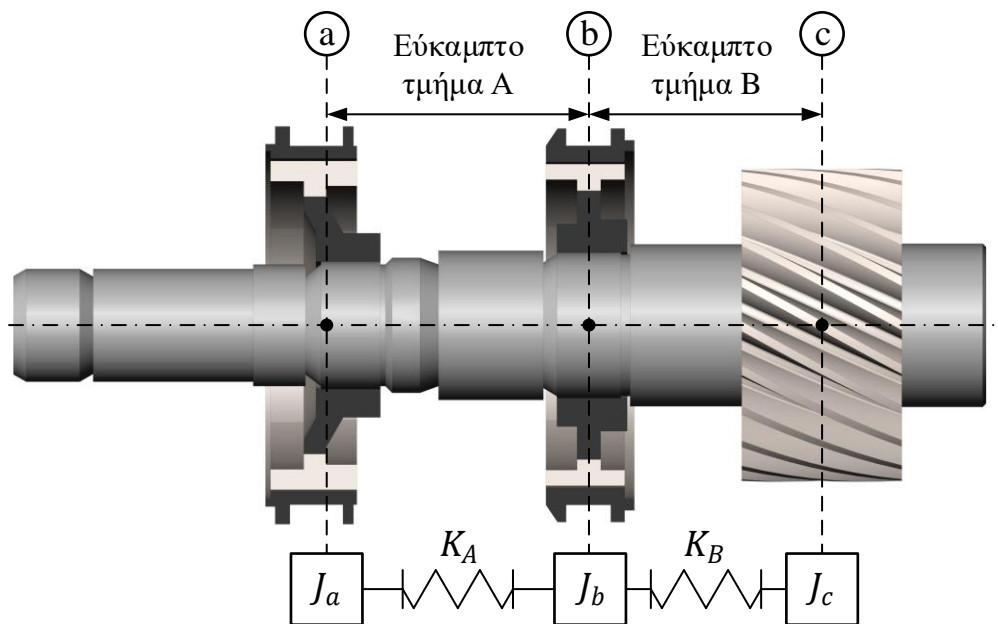


Εικόνα Α.9: Εύκαμπτο τμήματα Α (αριστερά) και Β (δεξιά) : Στατική ανάλυση
Πάνω: επιφάνεια δέσμευσης μετατοπίσεων και επιφάνεια εφαρμογής στρεπτικής ροπής
Κάτω: μετατοπίσεις κατά την εφαπτομενική διεύθυνση

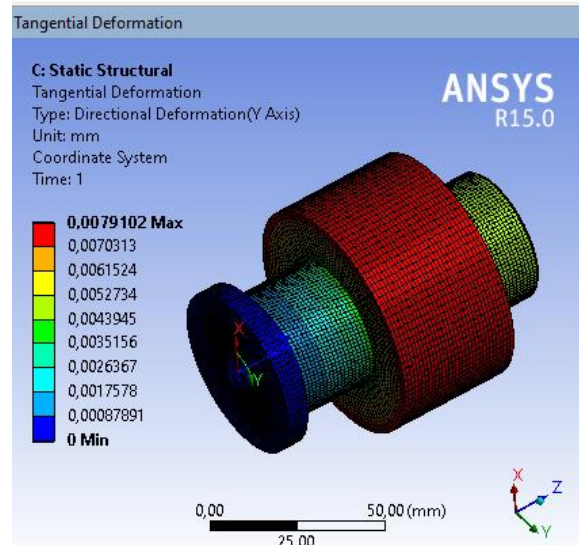
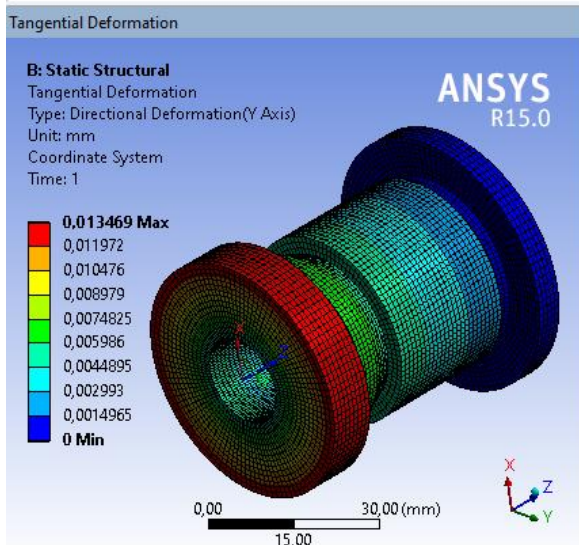
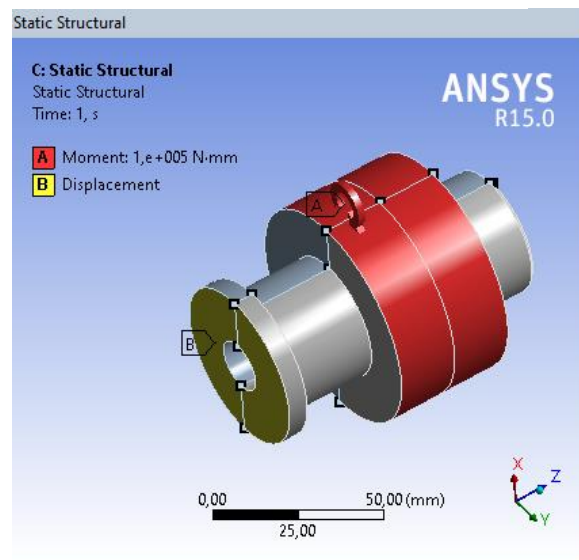
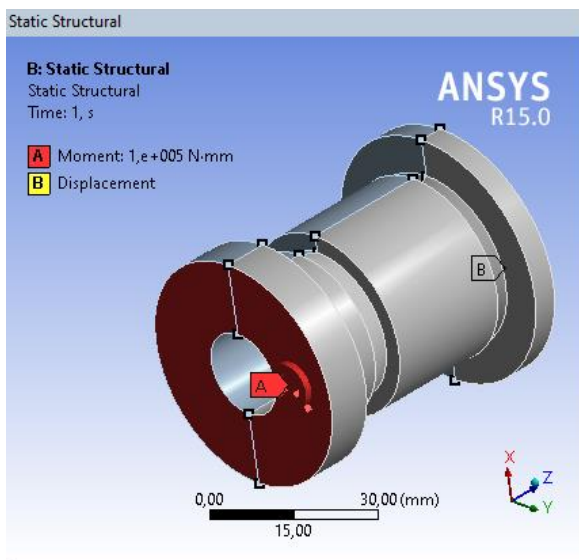


Εικόνα Α.10: Ιδιοσυχνотική ανάλυση: Αναλογία πλατών ταλάντωσης κατά την εφαπτομενική διεύθυνση για την πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα

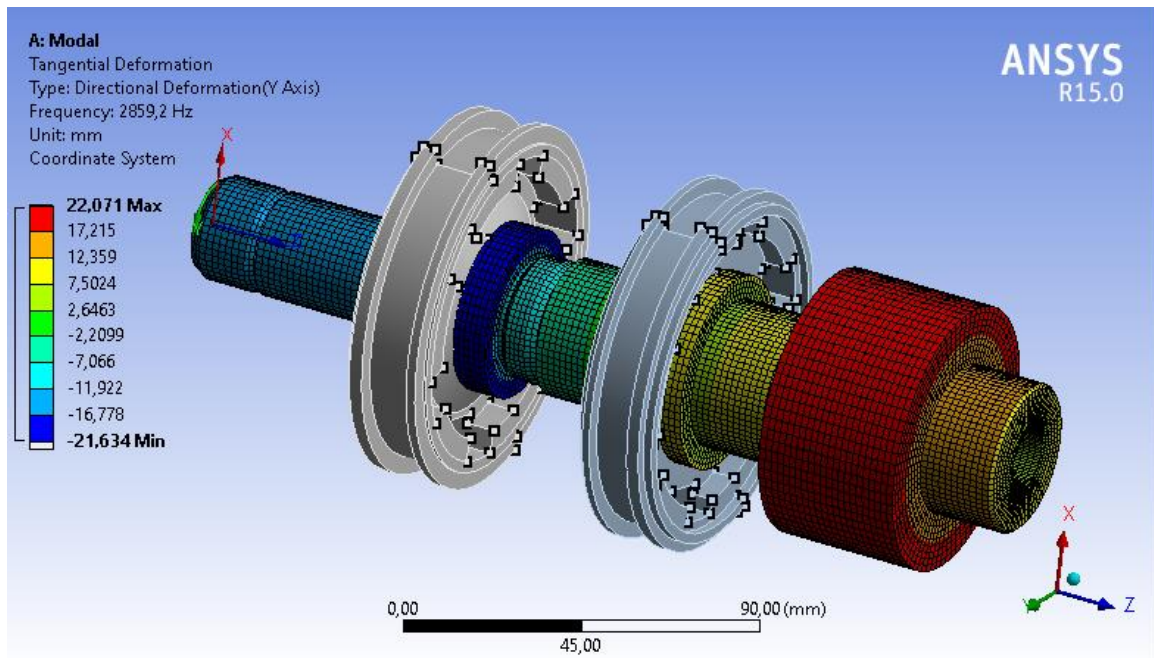
Άτρακτος Εξόδου 2



Εικόνα Α.11: Διακριτοποίηση ατράκτου εξόδου 2: βαθμοί ελευθερίας (a,b,c) και εύκαμπτα τμήματα (A,B)



Εικόνα Α.12: Εύκαμπτο τμήματα Α (αριστερά) και Β (δεξιά) : Στατική ανάλυση
Πάνω: επιφάνεια δέσμησης μετατοπίσεων και επιφάνεια εφαρμογής στρεπτικής ροπής
Κάτω: μετατοπίσεις κατά την εφαπτομενική διεύθυνση



Εικόνα Α.13: Ιδιοσυχνотική ανάλυση: Αναλογία πλατών ταλάντωσης κατά την εφαπτομενική διεύθυνση για την πρώτη στρεπτική ιδιοσυχνότητα

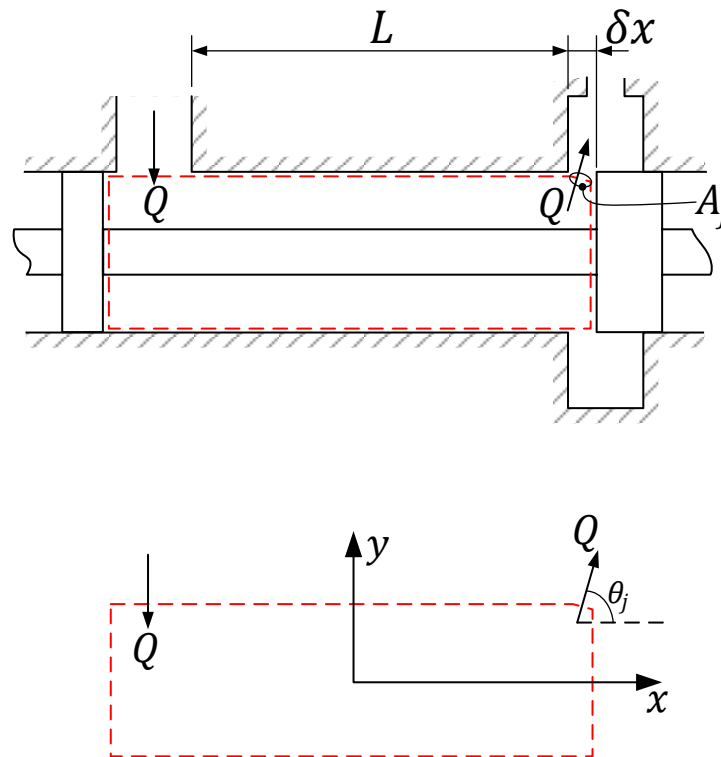
	Ροπές αδράνειας [$10^{-5} kgm^2$]					Σταθερές ελατηρίου εύκαμπτων τμημάτων [$10^4 Nm/rad$]		
	J_{total}	Βαθμών ελευθερίας				K_A	K_B	K_C
		J_a	J_b	J_c	J_d			
Άτρακτος Εισόδου 1	80.64	2.07	43.60	2.73	32.24	1.82	22.88	53.14
Άτρακτος Εισόδου 2	101.48	3.14	28.81	69.53		8.18	76.70	
Άτρακτος Εξόδου 1	227.51	103.37	94.04	30.10		26.56	51.11	
Άτρακτος Εξόδου 2	211.35	68.825	68.69	73.84		16.58	44.62	

Πίνακας Α.1: Προκύπτουσα κατανομή αδρανειών και σταθερές ελατηρίου

	Λόγος πλατών ταλάντωσης			1 ^η Στρεπτική Ιδιοσυχνότητα [Hz]	
	A_b/A_a	A_c/A_a	A_d/A_a	ANSYS	Διακριτοποιημένο Μοντέλο
Άτρακτος Εισόδου 1	0.14052	-0.1311	-0.2430	4304.6	4383.8
Άτρακτος Εισόδου 2	0.9686	-0.08524		7602.8	7726
Άτρακτος Εξόδου 1	-0.7651	-1.044		3449.7	3389.7
Άτρακτος Εξόδου 2	-0.30859	-0.64507		2859.2	2825.8

Πίνακας Α.2: Προκύπτοντες λόγοι πλατών ταλάντωσης και 1^η στρεπτική ιδιοσυχνότητα

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: Εξαγωγή Εκφράσεων για τις Δυνάμεις Ροής επί του Ολισθαίνοντος Εμβόλου Βαλβίδας



Εξετάζεται η ροή μέσω θυρίδας βαλβίδας όπως φαίνεται στο σχήμα. Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στο ρευστό προκύπτουν από την εφαρμογή της διατήρησης της ορμής, η οποία γράφεται στην ολοκληρωματική της μορφή ως εξής:

$$\vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{u} dV + \int_A \rho \vec{u} (\vec{u} \cdot \vec{n}) dA = \vec{F}_{tr} + \vec{F}_{ss}$$

Στην παραπάνω σχέση, ο πρώτος όρος αντιστοιχεί στη δύναμη μεταβατικής ροής, ενώ ο δεύτερος στη δύναμη μόνιμης ροής. Οι δυνάμεις που μας ενδιαφέρουν είναι κατά τη διεύθυνση x , έτσι εξετάζοντας αρχικά τον όρο μόνιμης κατάστασης έχουμε:

$$F_{ssx} = \int_A \rho u_x (\vec{u} \cdot \vec{n}) dA = \int_{A_0} \rho u_x u_n dA = \rho u_x u_n A_0 = \rho \left(\frac{Q}{A_j} \cos \theta_j \right) \left(\frac{Q}{A_j} \right) A_j \Rightarrow$$

$$F_{ssx} = \frac{\rho Q^2}{A_j} \cos \theta_j$$

Αυτή είναι η δύναμη που ασκείται στο ρευστό για μόνιμη ροή, οπότε στο έμβολο θα ασκείται η ίση και αντίθετη, οπότε:

$$F_{st} = -\frac{\rho Q^2}{A_j} \cos \theta_j$$

Η παροχή που διέρχεται από την θυρίδα είναι:

$$Q = C_d A_v \text{sign}(\Delta P) \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}}$$

Όπου, A_v η διατομή ροής της θυρίδας.

Η διατομή A_j , αντιστοιχεί στη διατομή του vena contracta της δέσμης του ρευστού που δημιουργείται στην θυρίδα, οπότε αν C_c ο αντίστοιχος συντελεστής στενώσεως, ισχύει:

$$A_j = C_c A_v$$

Άρα, με βάση τα παραπάνω, η δύναμη μόνιμης ροής προκύπτει ως:

$$F_{st} = -\frac{\rho Q^2}{A_j} \cos \theta_j = -\frac{2 \cos \theta_j C_d^2 A_v^2 |\Delta P|}{A_j} \Rightarrow$$

$$F_{st} = -\frac{2 \cos \theta_j C_d^2 A_v |\Delta P|}{C_c}$$

Όταν η ακτινική χάρη είναι πολύ μικρή σε σχέση με το άνοιγμα της θυρίδας η γωνία τείνει στις 69° , ενώ, για το συντελεστή παροχής και στένωσης οι τιμές που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι:

$$C_d = 0.611$$

$$C_c = 0.62$$

Με βάση τα οποία προκύπτει :

$$F_{st} = -0.43 A_v |\Delta P|$$

Για τη δύναμη μεταβατικής ροής στο ρευστό, λαμβάνεται υπόψη η ορμή αυτού μεταξύ των θυρίδων εισόδου και εξόδου, που αντιστοιχεί στο μήκος L του σχήματος. Τότε, αν η διατομή του εμβόλου είναι A και V ο συνολικός όγκος του ρευστού στο μήκος L , η διατήρηση της ορμής κατά τη διεύθυνση x δίνει:

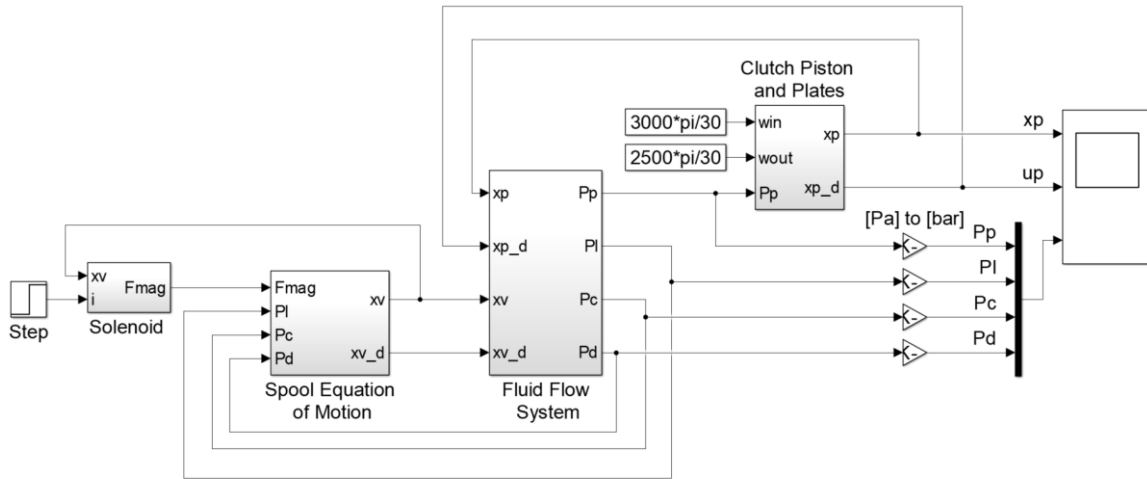
$$F_{tr_x} = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_x dV = \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \frac{Q}{A} V \right) = \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \frac{Q}{A} LA \right) \Rightarrow F_{tr_x} = \rho L \frac{\partial Q}{\partial t}$$

Άρα, η δύναμη μεταβατικής ροής στο έμβολο είναι

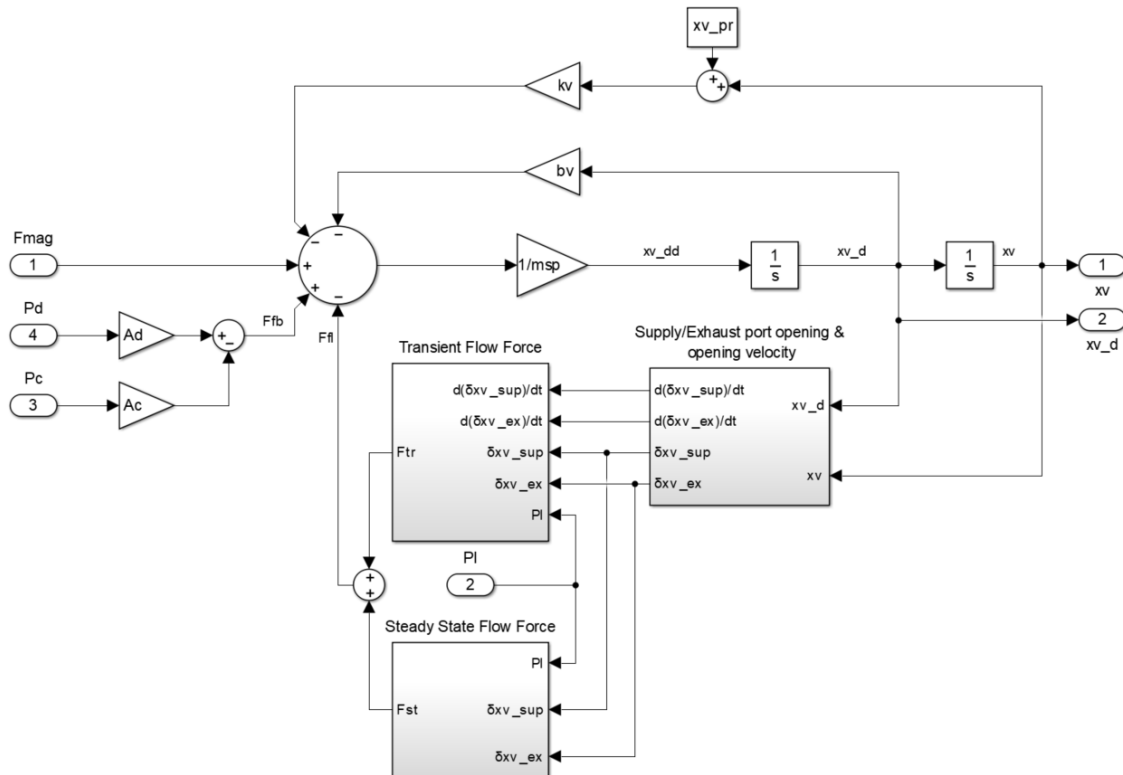
$$F_{tr} = -\rho L \frac{\partial Q}{\partial t}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ: Simulink

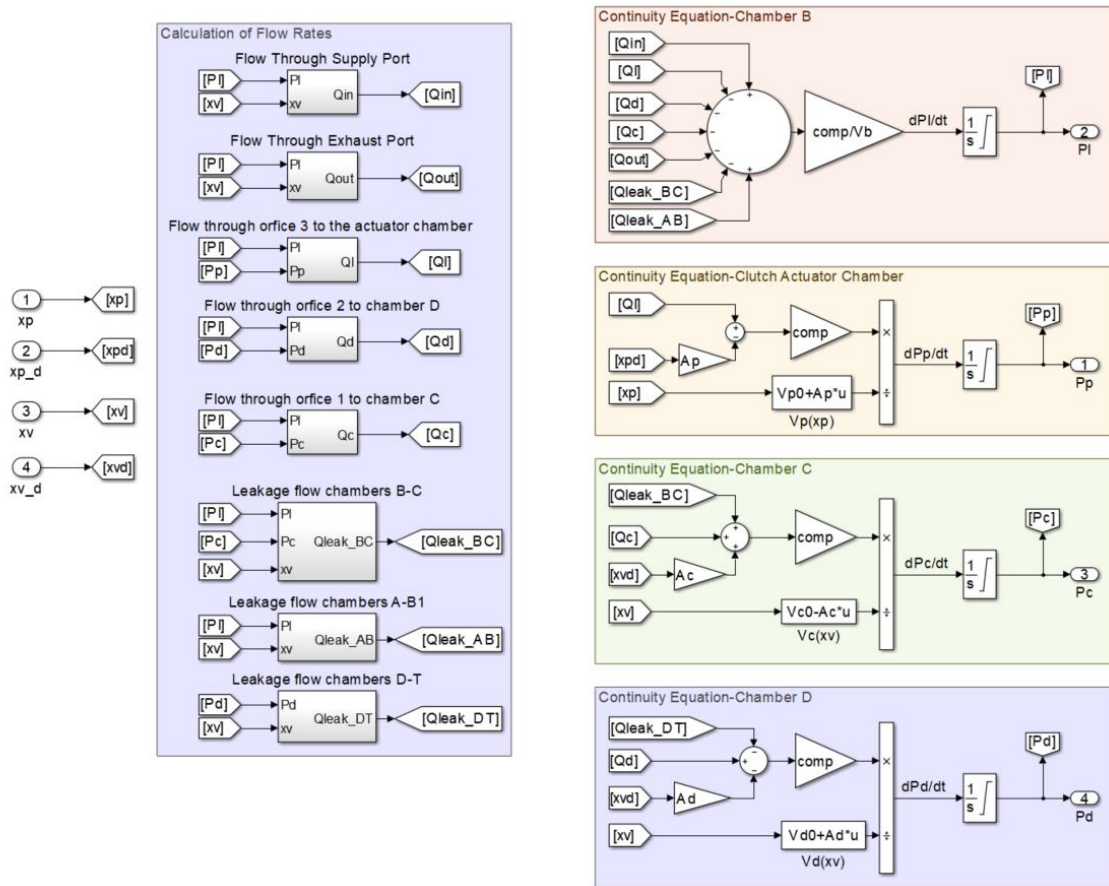
Μοντέλο Simulink επενεργητή συμπλέκτη



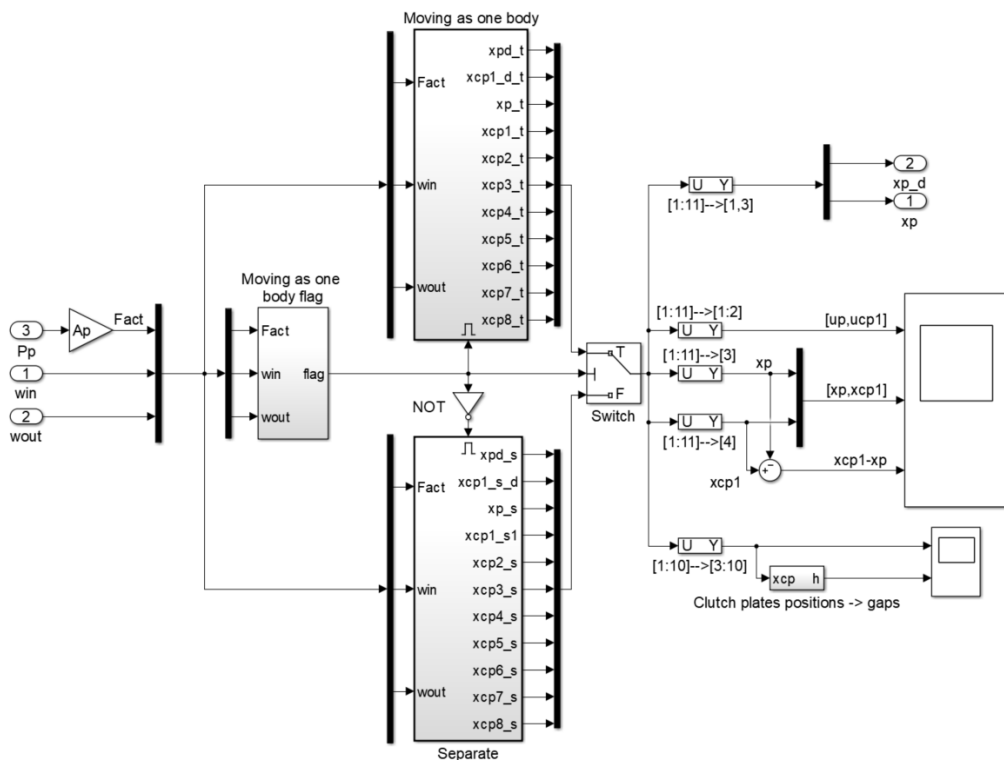
Subsystem: “Spool Equation of Motion”



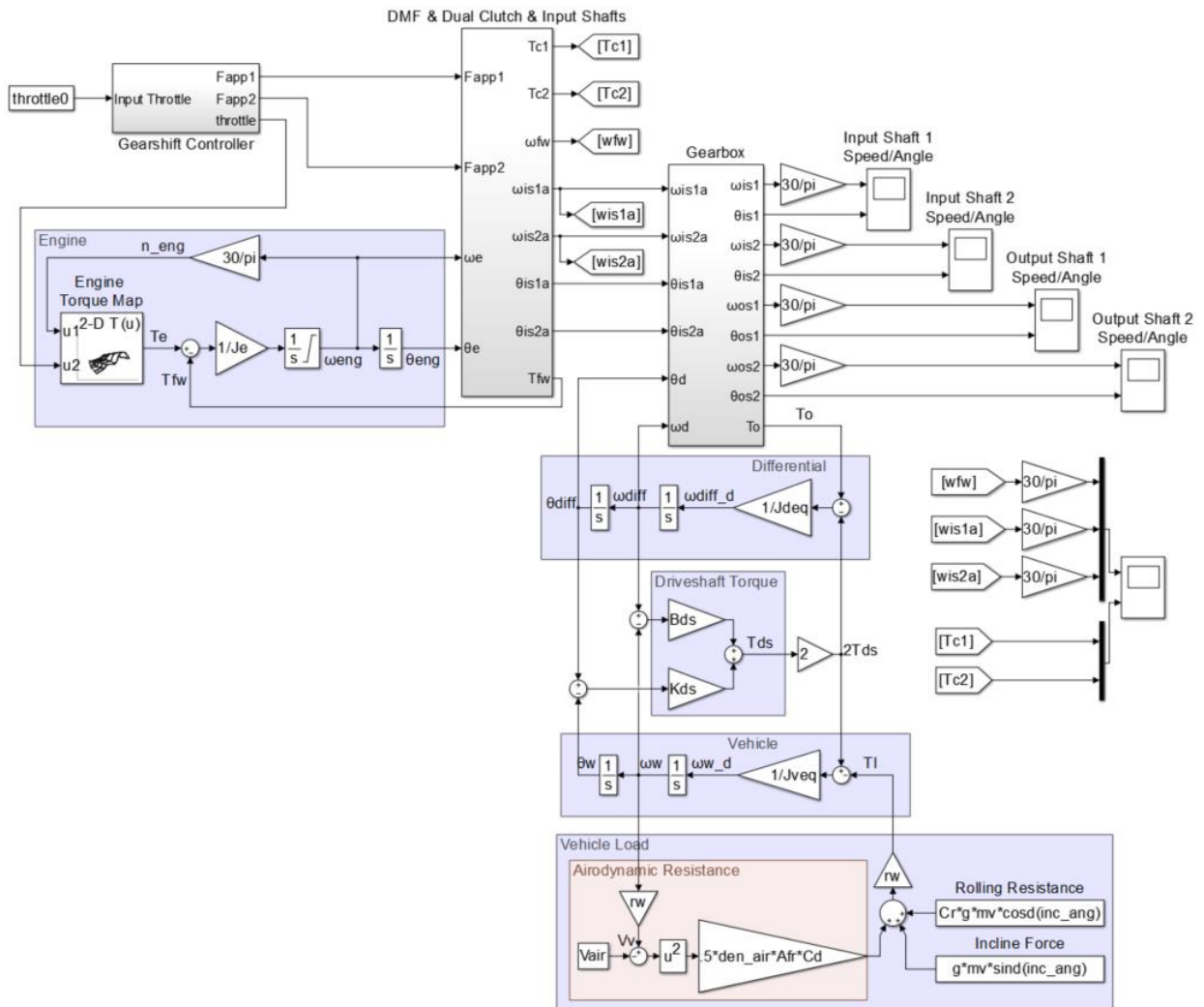
Subsystem: "Fluid Flow System"



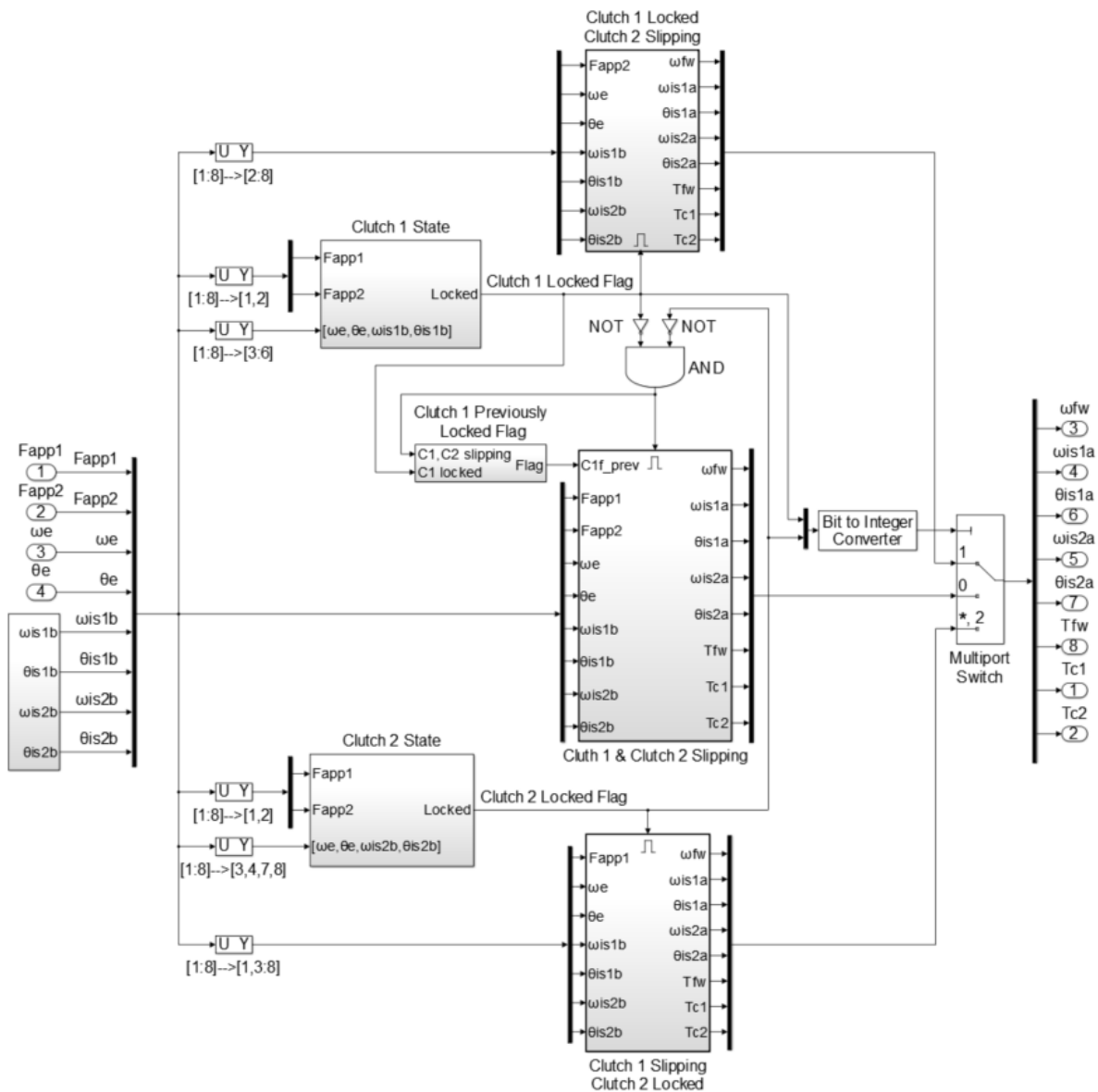
Subsystem: "Clutch Piston and Plates"



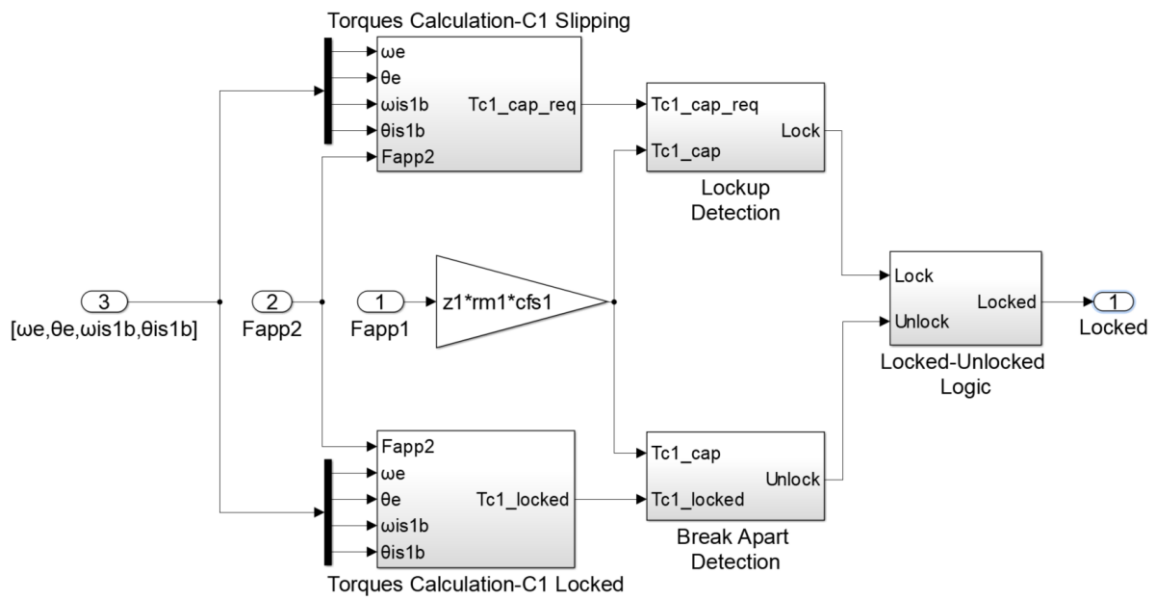
Μοντέλο Simulink συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο διπλού Συμπλέκτη



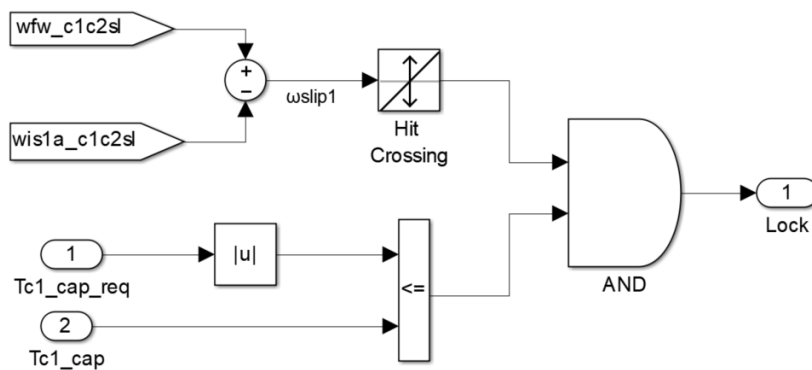
Subsystem: “DMF & Dual Clutch & Input Shafts”



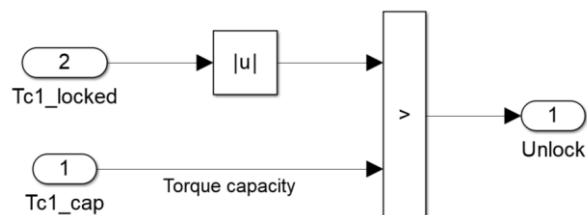
“DMF & Dual Clutch & Input Shafts” → “Clutch 1 State”



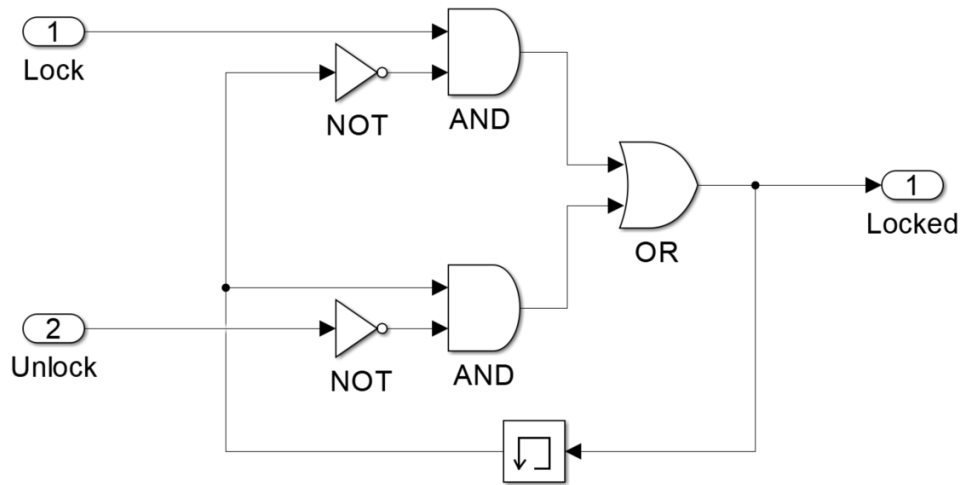
“DMF & Dual Clutch & Input Shafts” → “Clutch 1 State” → “Lockup Detection”



“DMF & Dual Clutch & Input Shafts” → “Clutch 1 State” → “Break Apart Detection”



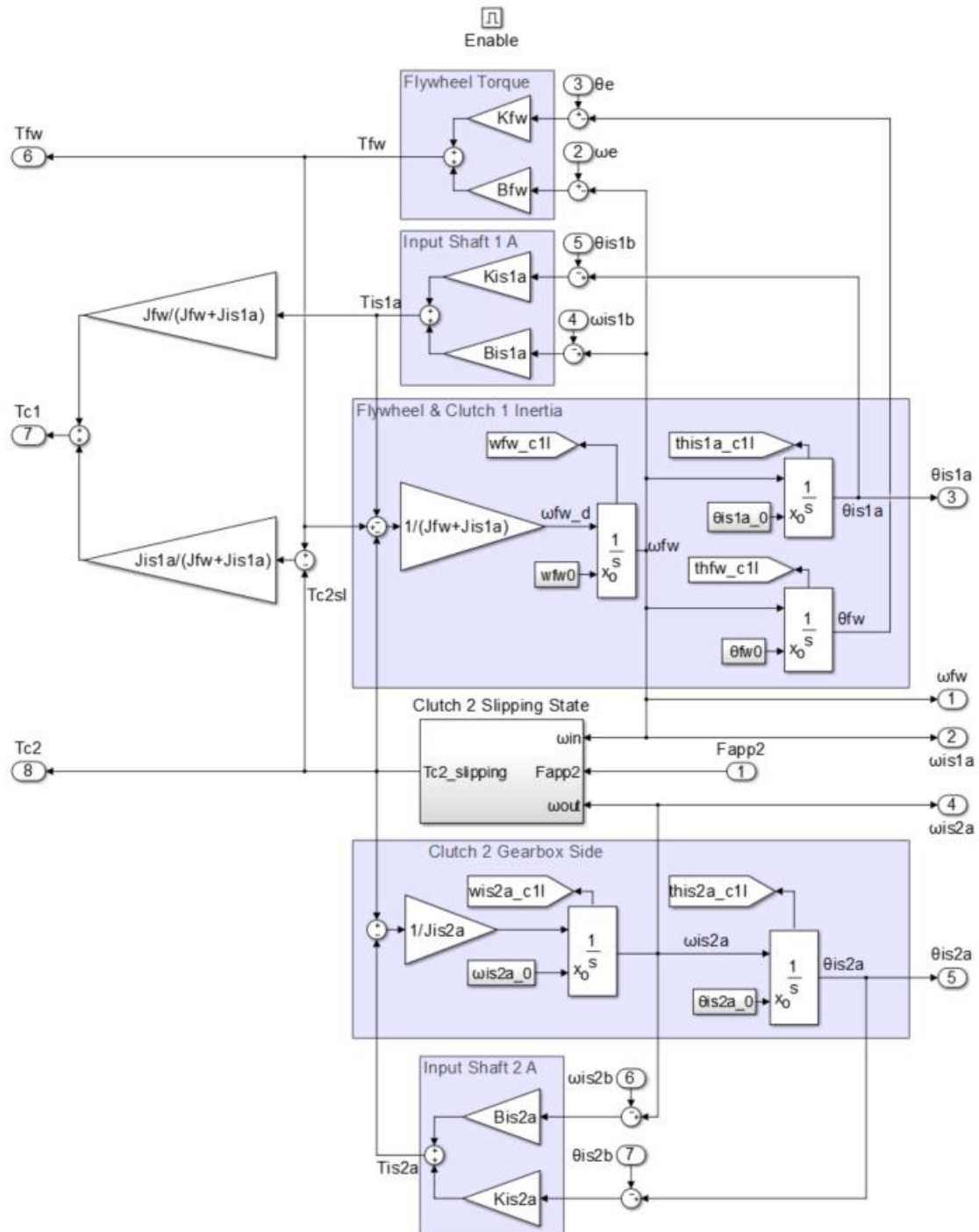
**“DMF & Dual Clutch & Input Shafts” → “Clutch 1 State” → “Locked-
Unlocked Logic”**



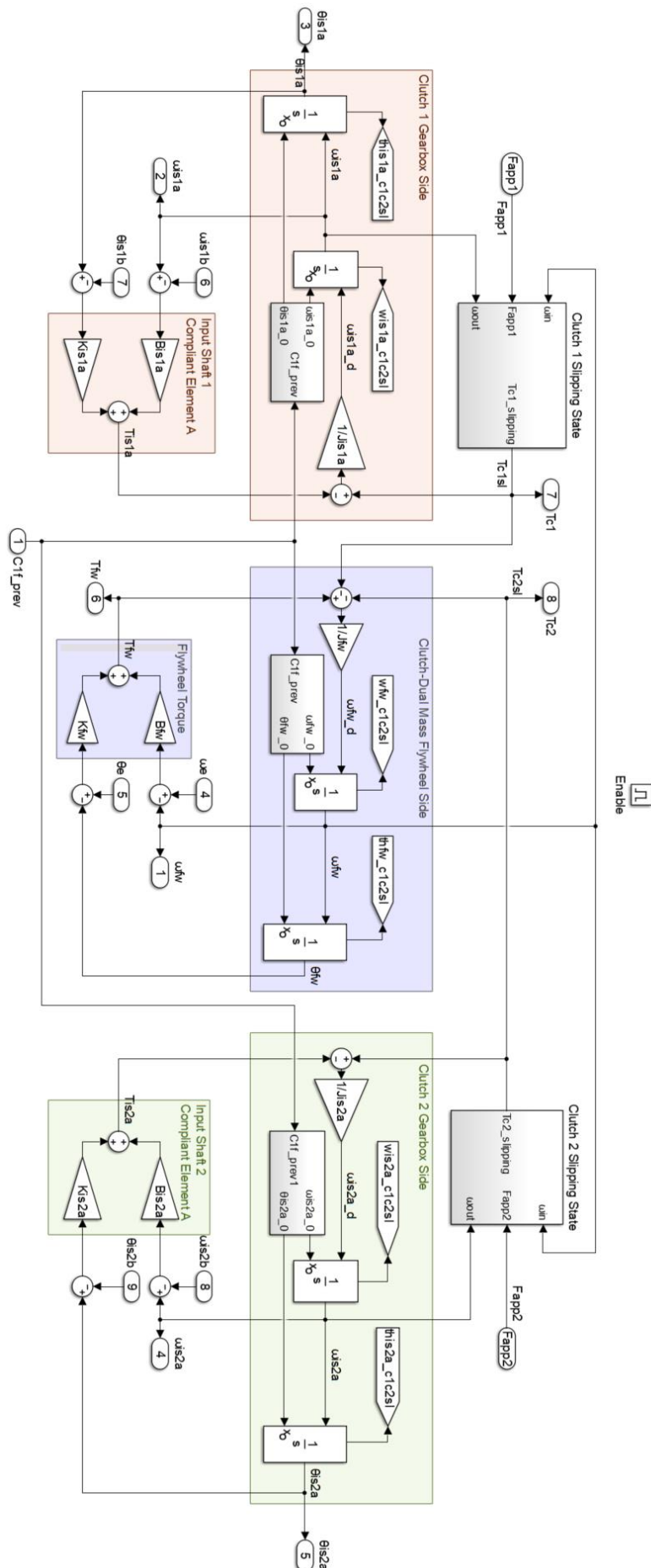
Υλοποιεί τον πίνακα αληθείας:

$Locked(t_{i-1})$	$Lock(t_i)$	$Unlock(t_i)$	$Locked(t_i)$
1	1	1	0
1	1	0	1
1	0	1	0
1	0	0	1
0	1	1	1
0	1	0	1
0	0	1	0
0	0	0	0

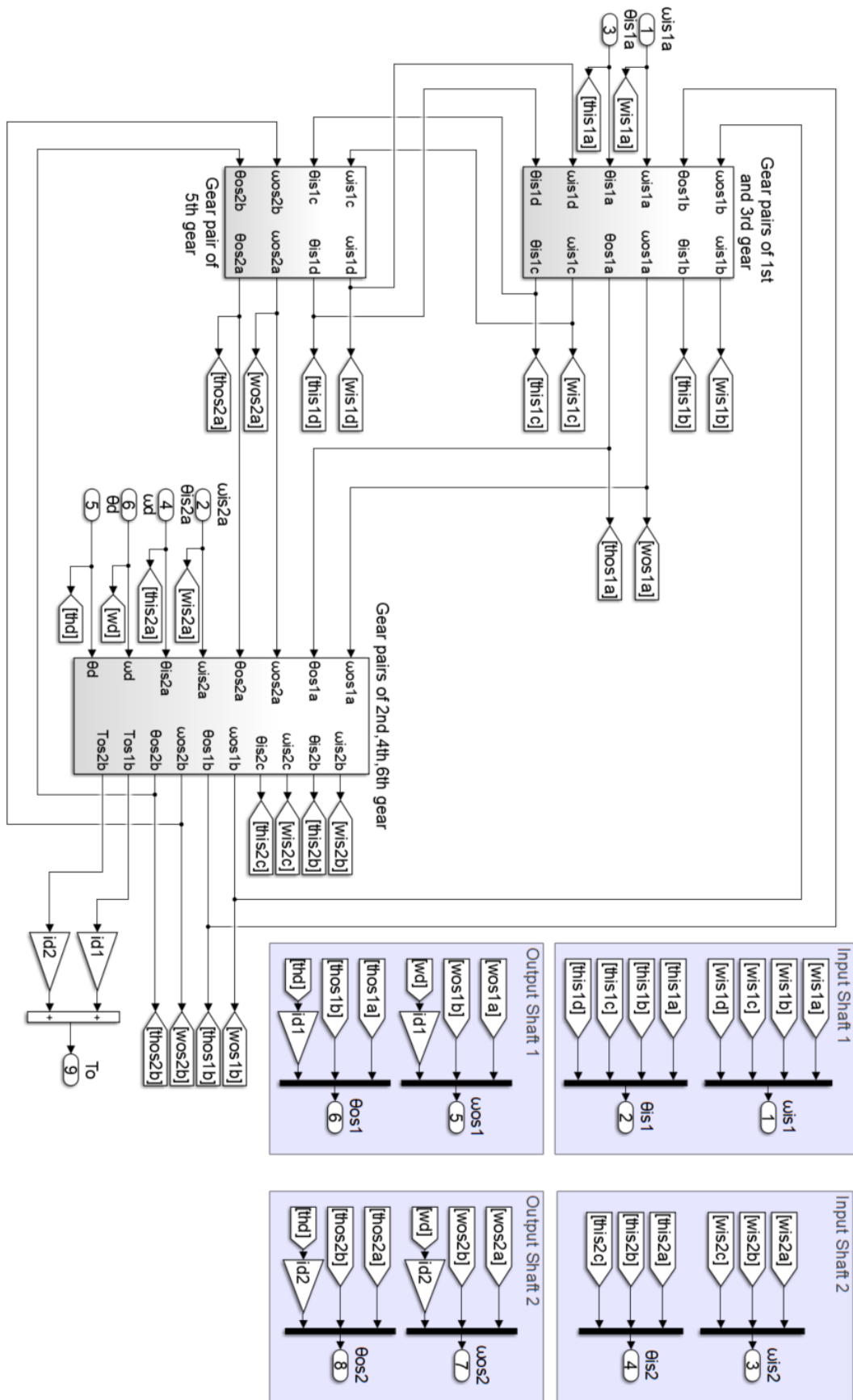
“DMF & Dual Clutch & Input Shafts” → “Clutch 1 Locked, Clutch 2 Slipping”



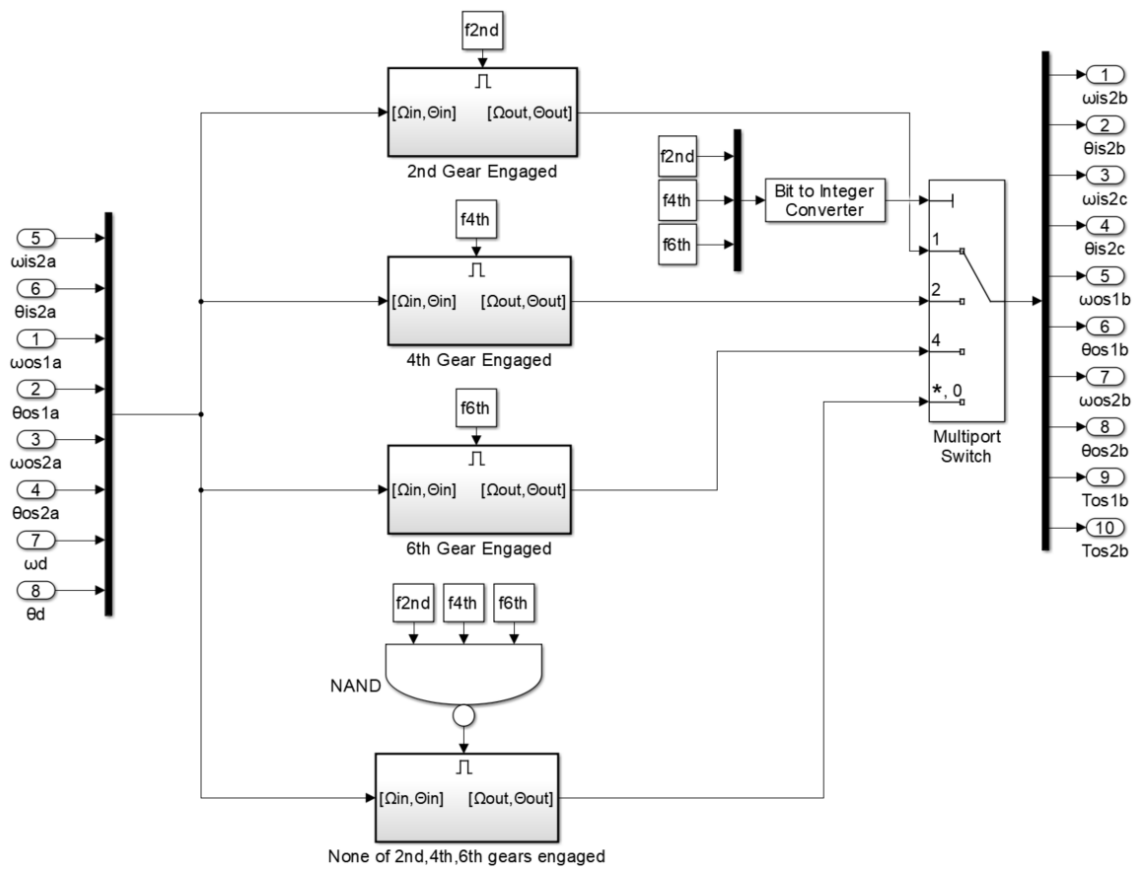
“DMF & Dual Clutch & Input Shafts” → “Clutch 1 Slipping, Clutch 2 Slipping”



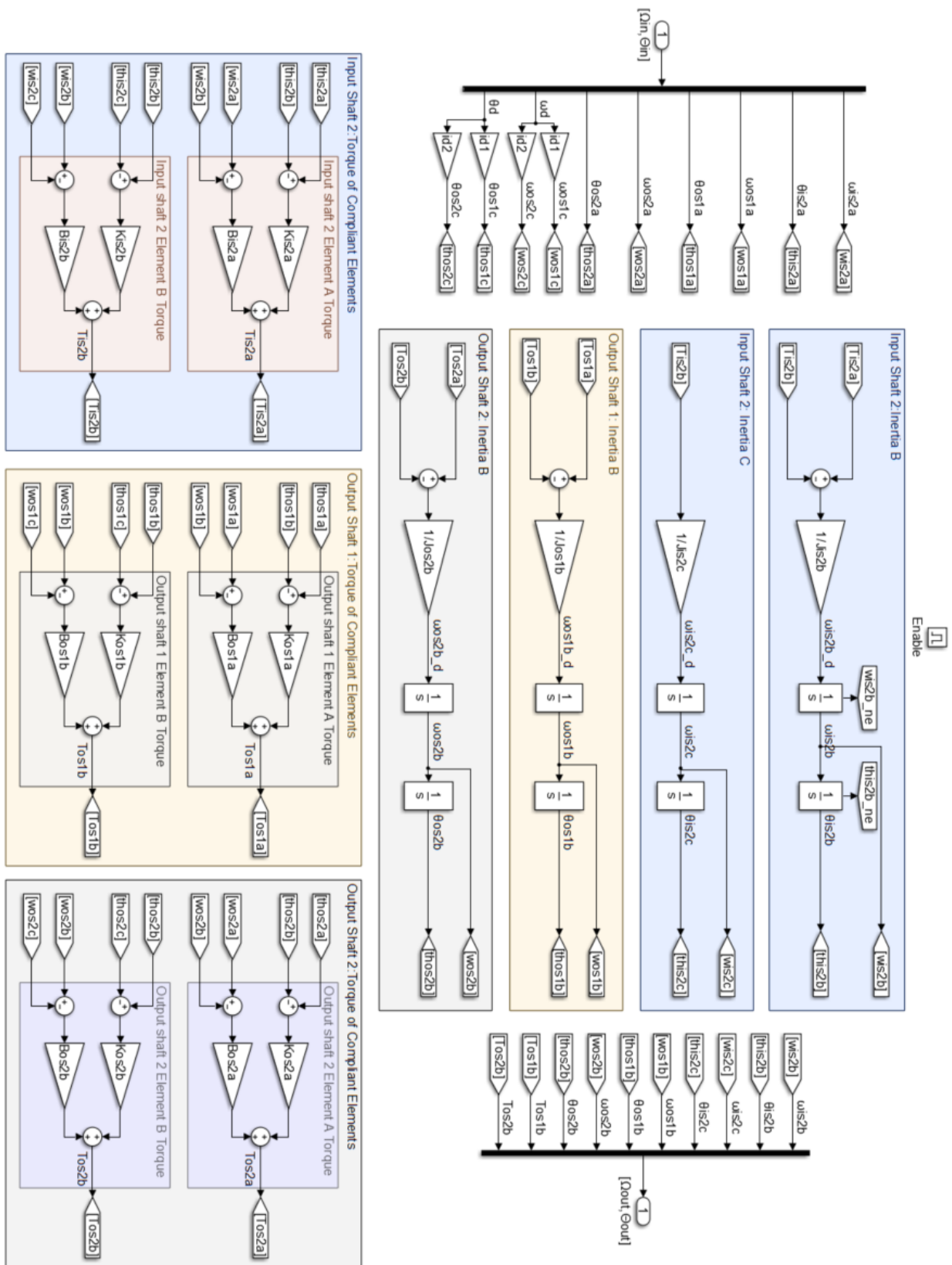
Subsystem: "Gearbox"



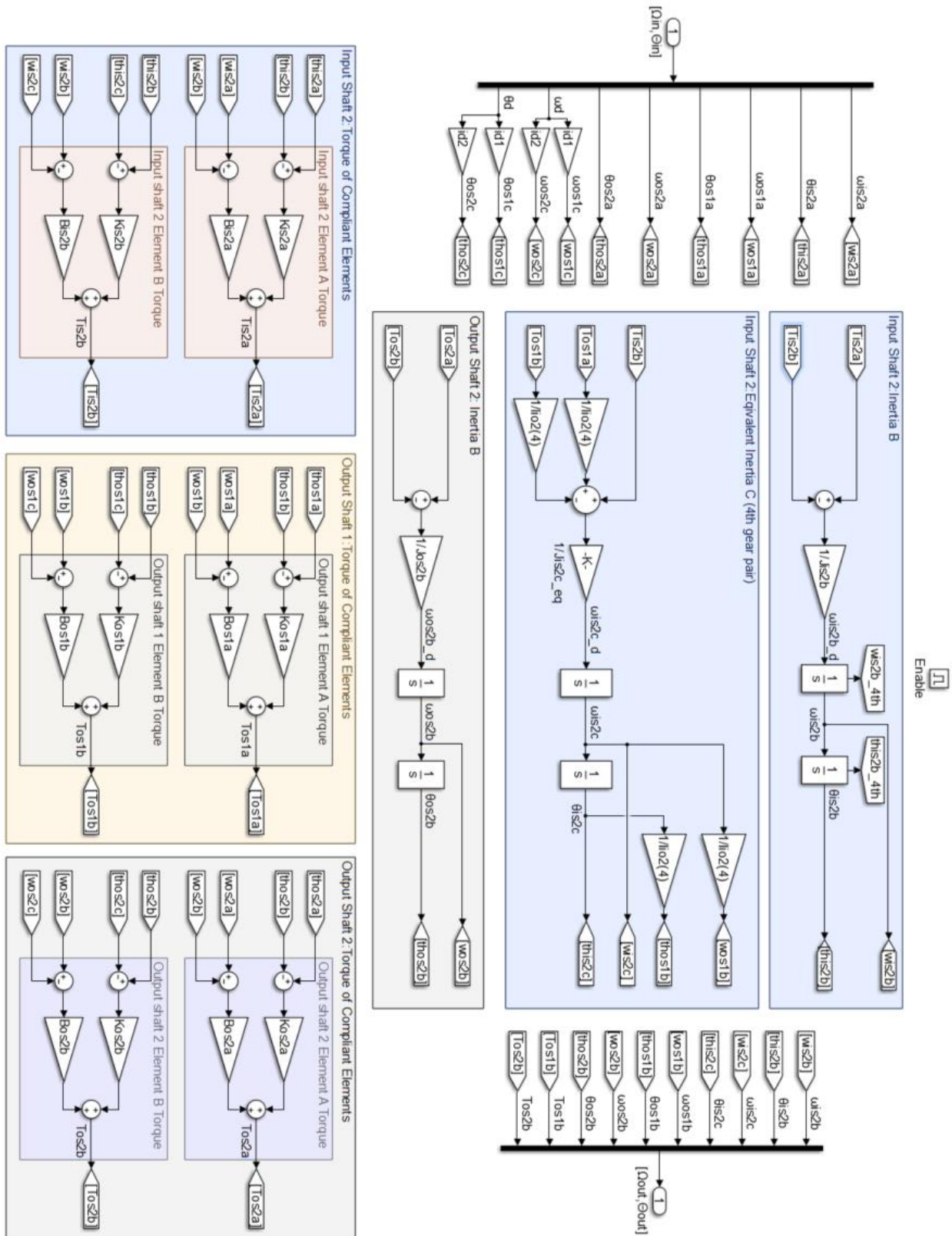
”Gearbox” →”Gear pairs of 2nd,4th,6th gear”



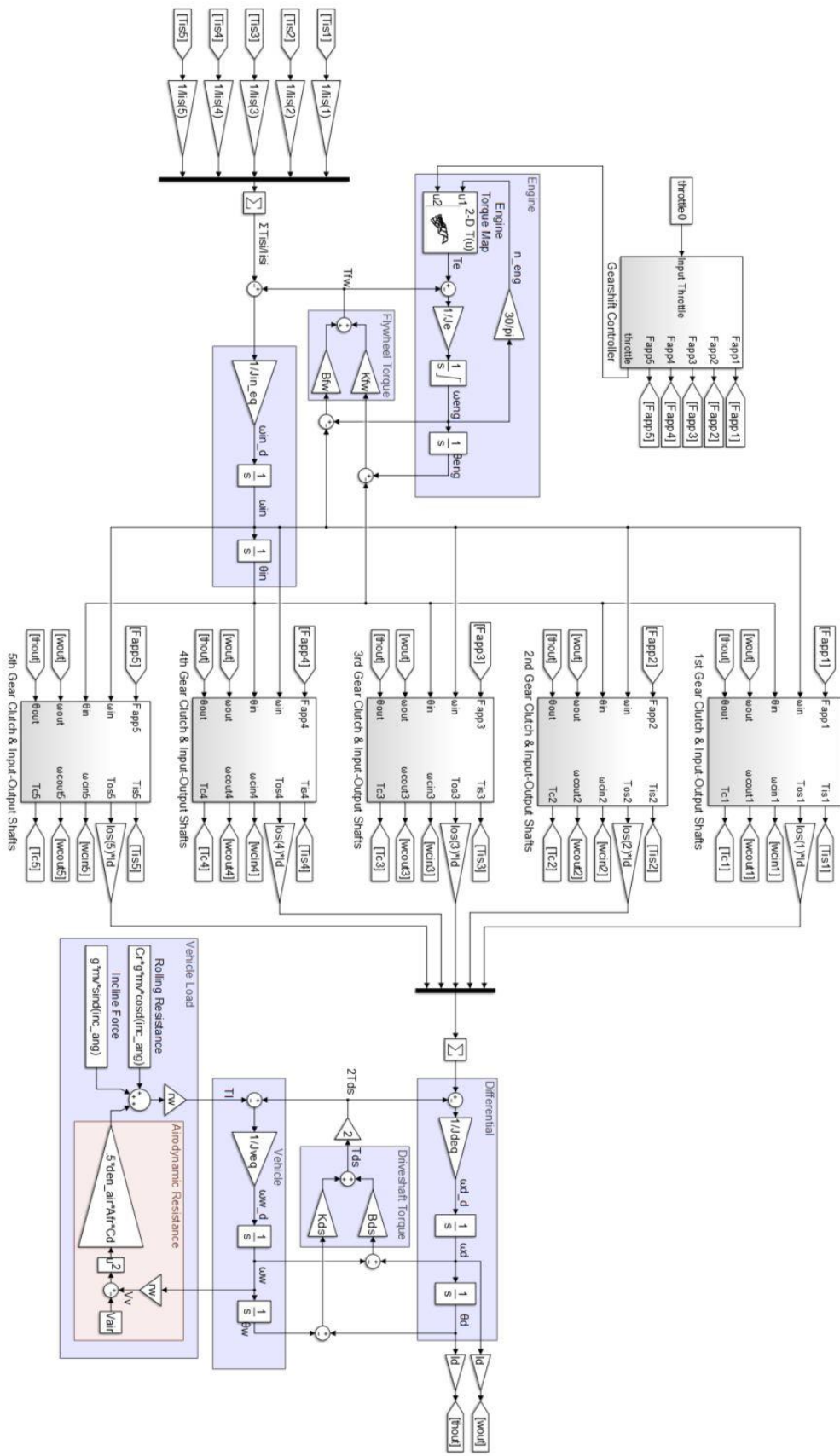
”Gearbox” →”Gear pairs of 2nd,4th,6th gear” →”None of 2nd,4th,6th gears engaged”



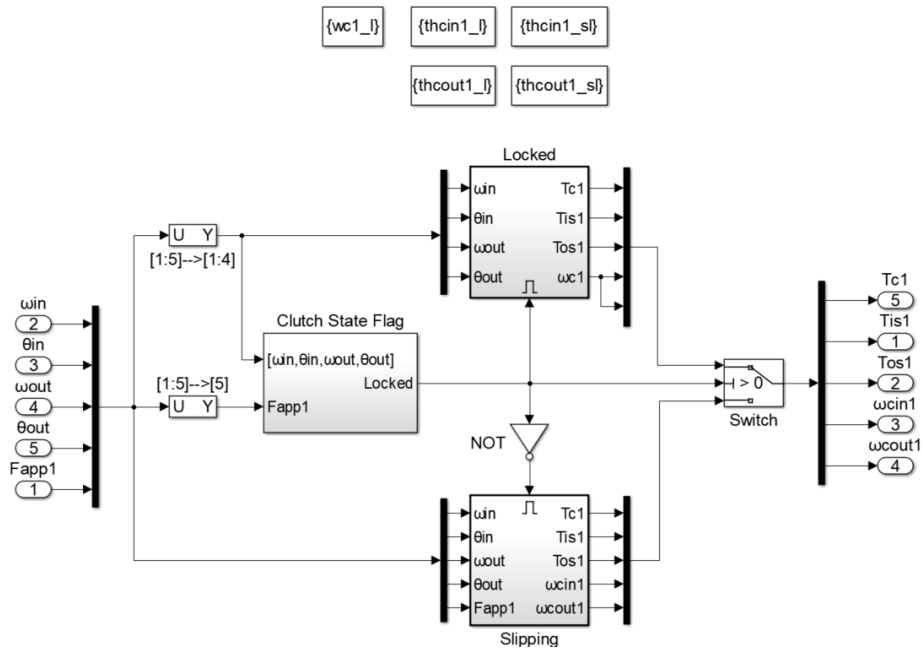
”Gearbox” →”Gear pairs of 2nd,4th,6th gear” →”4th Gear Engaged”



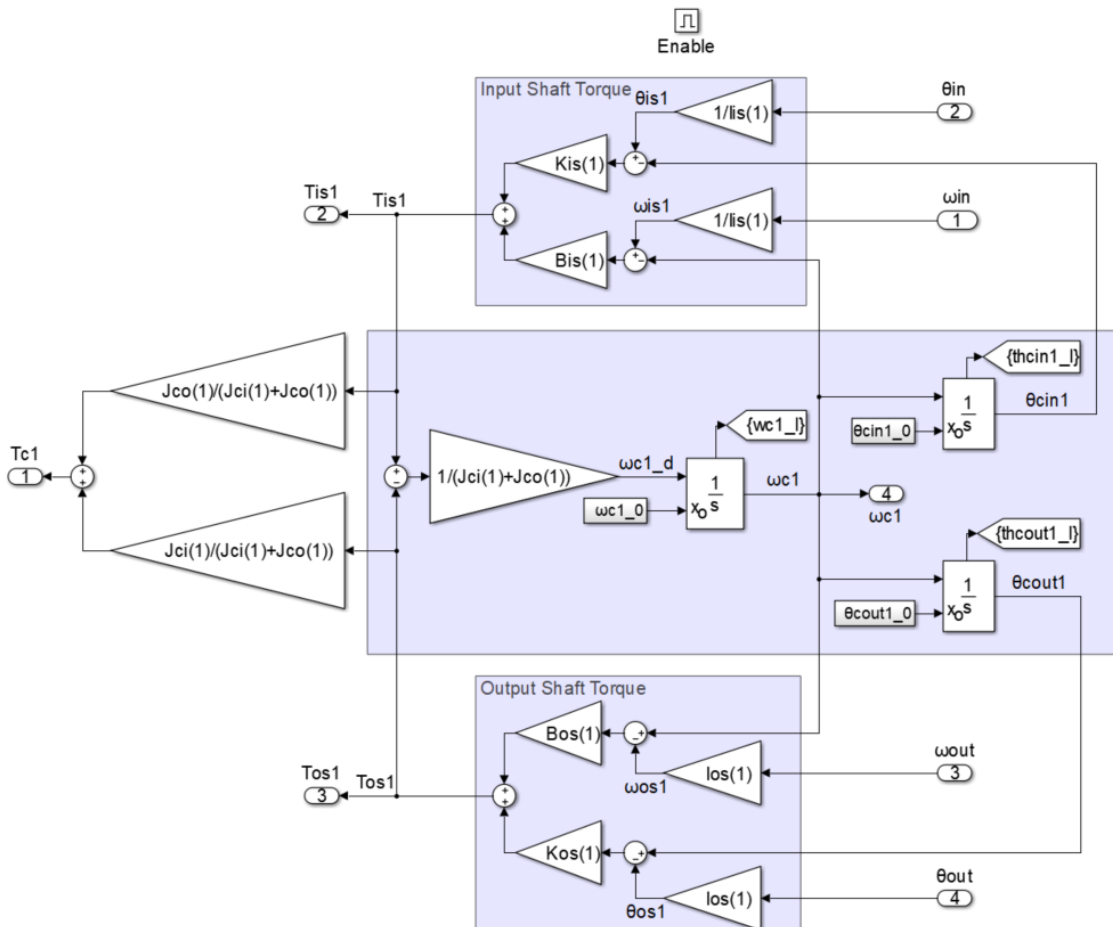
Μοντέλο Simulink συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη



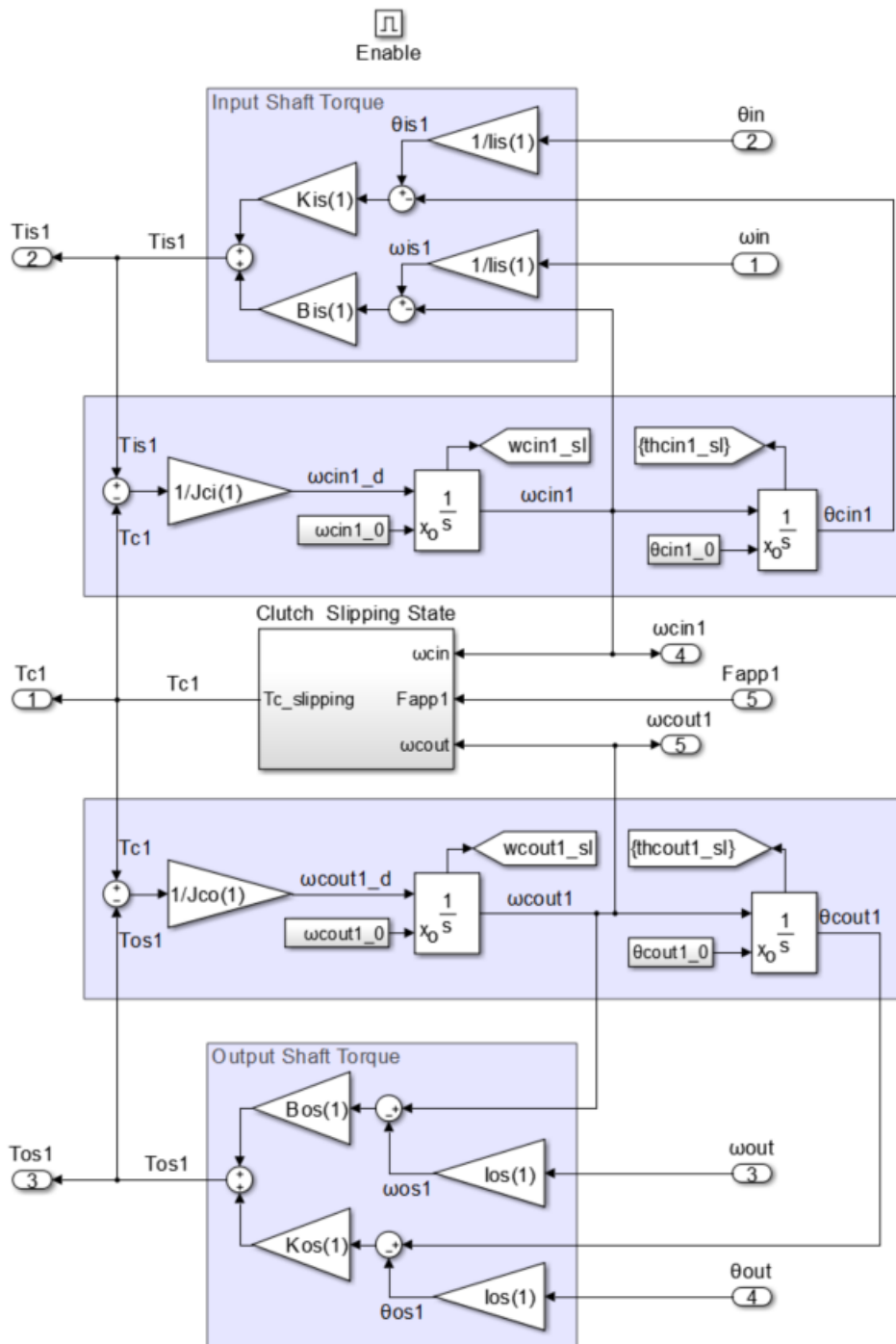
Subsystem: "1st Gear Clutch & Input-Output Shafts"



"1st Gear Clutch & Input-Output Shafts" → "Locked"



”1st Gear Clutch & Input-Output Shafts” →”Slipping”



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Δ: Παράμετροι Προσομοιώσεων

Δ.1 Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου συμπλέκτη στο καθεστώς υδροδυναμικής λίπανσης

Σύμβολο	Περιγραφή	Τιμή	Μονάδες
μ	Ιξώδες του ρευστού	0.01	$[Ns/m^2]$
ρ	Πυκνότητα του ρευστού	860	$[kg/m^3]$
r_{in}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων	$81.5 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
r_{out}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων	$96.5 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
t_{sp}	Πάχος δίσκων πλευράς εισόδου συμπλέκτη	$1.45 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
t_{fp}	Πάχος δίσκων πλευράς εξόδου συμπλέκτη	$1.8 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
m_{sp}	Μάζα δίσκων πλευράς εισόδου συμπλέκτη	0.0949	$[kg]$
m_{fp}	Μάζα δίσκων πλευράς εξόδου συμπλέκτη	0.0730	$[kg]$

Δ.2 Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου επενεργητή συμπλέκτη

Σύμβολο	Περιγραφή	Τιμή	Μονάδες
d_s	Διάμετρος εμβόλου βαλβίδας	$7.2 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
c_s	Ακτινική χάρη μεταξύ εμβόλου και τοιχωμάτων της βαλβίδας	$5 \cdot 10^{-6}$	$[m]$
u	Αλληλοεπικάλυψη θυρίδων	0	$[m]$
m_s	Μάζα εμβόλου βαλβίδας	$2.5 \cdot 10^{-3}$	$[kg]$
b_s	Συντελεστής ιξώδους τριβής εμβόλου βαλβίδας	74.8	$[N/s]$
k_a	Σταθερά μαγνητικής δύναμης (σχέση (2.29))	0.005	$[Nm^2/A^2]$
k_b	-//-	0.01	$[m]$
k_{fLst}	Σταθερά δύναμης μόνιμης ροής (σχέσεις (2.30),(2.31))	0.432	-
P_S	Πίεση τροφοδοσίας βαλβίδας	10	$[bar]$
P_T	Πίεση στην επιστροφή προς την δεξαμενή	0	$[bar]$

ρ	Πυκνότητα ρευστού βαλβίδας	860	$[kg/m^3]$
μ	Ιξώδες ρευστού βαλβίδας	0.01	$[Ns/m^2]$
$L_{tr_{sup}}$	Αναφορά στο σχήμα 2.8	$2.8 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
$L_{tr_{ex}}$	-//-	$1.6 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
C_d	Συντελεστής παροχής	0.611	-
A_C	Μετωπική επιφάνεια εμβόλου στο θάλαμο C της βαλβίδας	$4.07 \cdot 10^{-5}$	$[m^2]$
A_D	Μετωπική επιφάνεια εμβόλου στο θάλαμο D της βαλβίδας	$3.32 \cdot 10^{-5}$	$[m^2]$
A_P	Επιφάνεια εμβόλου του επενεργητή του συμπλέκτη	$4.451 \cdot 10^{-3}$	$[m^2]$
β	Συμπίεστικότητα του ρευστού	$1.6 \cdot 10^9$	$[N/m^2]$
V_B	Όγκος θαλάμου B βαλβίδας	$3.2 \cdot 10^{-4}$	$[m^3]$
V_{C_0}	Αρχικός όγκος θαλάμου C βαλβίδας	$1.06 \cdot 10^{-7}$	$[m^3]$
V_{D_0}	Αρχικός όγκος θαλάμου D βαλβίδας	$6.53 \cdot 10^{-8}$	$[m^3]$
V_{P_0}	Αρχικός όγκος του θαλάμου του επενεργητή του συμπλέκτη	$1.34 \cdot 10^{-5}$	$[m^3]$
e_{s_1}	Αναφορά στις σχέσεις (2.43),(2.45)	$1.352 \cdot 10^{-5}$	$[m]$
e_{s_2}	-//-	$9.24 \cdot 10^{-7}$	$[m]$
e_{ex_1}	Αναφορά στις σχέσεις (2.44),(2.46)	$9.24 \cdot 10^{-7}$	$[m]$
e_{ex_2}	-//-	$1.352 \cdot 10^{-5}$	$[m]$
d_{o_1}	Διάμετρος στένωσης O1	$1.58 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
d_{o_2}	Διάμετρος στένωσης O2	$1.82 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
d_{o_3}	Διάμετρος στένωσης O3	$6 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
L_{l_1}	Αναφορά στο σχήμα 2.8	$7.6 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
L_{l_2}	-//-	$5.8 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
L_{l_3}	-//-	$2.1 \cdot 10^{-3}$	$[m]$
$w_{p_{ex}}$	-//-	$3.1 \cdot 10^{-3}$	$[m]$

$w_{p_{sup}}$	-//-	$3.1 \cdot 10^{-3}$	[m]
m_p	Μάζα του εμβόλου του επενεργητή	0.4	[kg]
b_p	Συντελεστής ιξώδους τριβής του εμβόλου το επενεργητή	10	[N/s]
k_p	Σταθερά ελατηρίου επαναφοράς του επενεργητή	$1 \cdot 10^4$	[N/m]
F_{pr}	Δύναμη προέντασης ελατηρίου επαναφοράς του επενεργητή	100	[N]
x_{kp}	Αρχική απόσταση του εμβόλου του επενεργητή από τον πρώτο δίσκο	$3 \cdot 10^{-3}$	[m]
t_{sp}	Πάχος δίσκων πλευράς εισόδου συμπλέκτη	$1.45 \cdot 10^{-3}$	[m]
t_{fp}	Πάχος δίσκων πλευράς εξόδου συμπλέκτη	$1.8 \cdot 10^{-3}$	[m]
m_{sp}	Μάζα δίσκων πλευράς εισόδου συμπλέκτη	0.0949	[kg]
m_{fp}	Μάζα δίσκων πλευράς εξόδου συμπλέκτη	0.0730	[kg]
r_{in}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη	$81.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη	$96.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
ω_{in}	Γωνιακή ταχύτητα πλευράς εισόδου συμπλέκτη	209.44	[rad/s]
ω_{out}	Γωνιακή ταχύτητα πλευράς εξόδου συμπλέκτη	314.16	[rad/s]
n	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη	8	—

Δ.3 Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο διπλού συμπλέκτη

Σύμβολο	Περιγραφή	Τιμή	Μονάδες
J_e	Αναφορά στο σχήμα 3.2	0.4	[kgm ²]
J_{fw}	-//-	0.28	[kgm ²]
$J_{is_{1a}}$	-//-	0.0234	[kgm ²]
$J_{is_{1b}}$	-//-	$9.915 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{is_{1c}}$	-//-	$4.322 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{is_{1d}}$	-//-	$8.825 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{is_{2a}}$	-//-	$5.731 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]

$J_{iS_{2b}}$	-/-	$6.58 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{iS_{2c}}$	-/-	$1.530 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]
$J_{oS_{1a}}$	-/-	$1.034 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]
$J_{oS_{1b}}$	-/-	$9.404 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{oS_{1c}}$	-/-	$3.010 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{oS_{2a}}$	-/-	$6.883 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
$J_{oS_{2b}}$	-/-	$6.86 \cdot 10^{-49}$	[kgm ²]
$J_{oS_{2c}}$	-/-	$7.384 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]
J_d	-/-	0.5	[kgm ²]
J_w	-/-	1.8	[kgm ²]
K_{fw}	-/-	$2 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{iS_{1a}}$	-/-	$1.824 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{iS_{1b}}$	-/-	$22.883 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{iS_{1c}}$	-/-	$53.138 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{iS_{2a}}$	-/-	$8.182 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{iS_{2b}}$	-/-	$76.698 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{oS_{1a}}$	-/-	$26.564 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{oS_{1b}}$	-/-	$51.113 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{oS_{2a}}$	-/-	$16.58 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
$K_{oS_{2b}}$	-/-	$44.623 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
K_{ds}	-/-	$0.415 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
C_{fw}	-/-	2	[Nms/rad]
$C_{iS_{1a}}$	-/-	0.048	[Nms/rad]
$C_{iS_{1b}}$	-/-	0.194	[Nms/rad]
$C_{iS_{1c}}$	-/-	0.292	[Nms/rad]

$C_{iS_{2a}}$	-//-	0.122	[Nms/rad]
$C_{iS_{2b}}$	-//-	1	[Nms/rad]
$C_{oS_{1a}}$	-//-	0.915	[Nms/rad]
$C_{oS_{1b}}$	-//-	0.864	[Nms/rad]
$C_{oS_{2a}}$	-//-	0.604	[Nms/rad]
$C_{oS_{2b}}$	-//-	1.008	[Nms/rad]
C_{dS}	-//-	4.6	[Nms/rad]
i_{iO_1}	-//-	3.462	—
i_{iO_2}	-//-	2.05	—
i_{iO_3}	-//-	1.3	—
i_{iO_4}	-//-	0.902	—
i_{iO_5}	-//-	0.914	—
i_{iO_6}	-//-	0.756	—
i_{d_1}	-//-	4.118	—
i_{d_2}	-//-	3.043	—
r_{in_1}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 1	$81.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{in_2}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 2	$52.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_1}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 1	$96.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_2}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 2	$68.5 \cdot 10^{-3}$	[m]
n_1	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 1	8	—
n_2	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 2	8	—
m_v	Μάζα οχήματος	1470	[kg]
A_{fr}	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	2.26	[m ²]
C_{dr}	Συντελεστής οπισθέλκουσας οχήματος	0.29	—
C_R	Συντελεστής αντίστασης κύλισης οχήματος	0.05	—

r_w	Ακτίνα των τροχών του οχήματος	0.316	[m]
ρ_{air}	Πυκνότητα αέρα	1.3	[kg/m ³]

Οι παράμετροι που αφορούν τα χαρακτηριστικά του συντελεστή τριβής λαμβάνονται ίδια και για τους δύο συμπλέκτες και είναι:

Σύμβολο	Περιγραφή	Τιμή	Μονάδες
a_0		0.12	–
a_1		0.002	[(m/s) ⁻¹]
a_2	Συντελεστές πολυωνυμικής έκφρασης της μεταβολής του συντελεστή τριβής ολίσθησης συναρτήσει της ταχύτητας ολίσθησης, βλέπε σχέση (2.15)	$-1 \cdot 10^{-5}$	[(m/s) ⁻²]
a_3		$5 \cdot 10^{-6}$	[(m/s) ⁻³]
a_4		$-3.4 \cdot 10^{-7}$	[(m/s) ⁻⁴]
a_5		$5 \cdot 10^{-9}$	[(m/s) ⁻⁵]
ω_s		Παράμετροι που καθορίζουν το πόσο γρήγορα πραγματοποιείται η μετάβαση από στατική τριβή σε τριβή ολίσθησης	0.4
δ		2	–
μ_{st}	Μέγιστος συντελεστής στατικής τριβής	0.14	–

Δ.4 Παράμετροι προσομοίωσης μοντέλου συστήματος μετάδοσης κίνησης με κιβώτιο πολλαπλού συμπλέκτη

Σύμβολο	Περιγραφή	Τιμή	Μονάδες
J_e	Αναφορά στο σχήμα 3.8	0.4	[kgm ²]
J_{in_1}	-/-	$7.724 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]
J_{in_2}	-/-	$4.804 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]
J_{in_3}	-/-	$2.851 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]
J_{in_4}	-/-	0.2836	[kgm ²]
J_{in_5}	-/-	$1.560 \cdot 10^{-3}$	[kgm ²]
J_{cin_1}	-/-	$1.852 \cdot 10^{-2}$	[kgm ²]
J_{cin_2}	-/-	$1.852 \cdot 10^{-2}$	[kgm ²]
J_{cin_3}	-/-	$1.852 \cdot 10^{-2}$	[kgm ²]

J_{cin_4}	-/-	$6.055 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{cin_5}	-/-	$1.850 \cdot 10^{-2}$	$[kgm^2]$
J_{cout_1}	-/-	$6.065 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{cout_2}	-/-	$6.153 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{cout_3}	-/-	$6.104 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{cout_4}	-/-	$2.113 \cdot 10^{-2}$	$[kgm^2]$
J_{cout_5}	-/-	$6.132 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{out_1}	-/-	$2.906 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{out_2}	-/-	$1.121 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{out_3}	-/-	$1.885 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_{out_4}	-/-	$3.289 \cdot 10^{-2}$	$[kgm^2]$
J_{out_5}	-/-	$3.933 \cdot 10^{-3}$	$[kgm^2]$
J_d	-/-	0.5	$[kgm^2]$
J_w	-/-	1.8	$[kgm^2]$
K_{fw}	-/-	$2 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{is_1}	-/-	$15.38 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{is_2}	-/-	$15.38 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{is_3}	-/-	$15.38 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{is_4}	-/-	$101.5 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{is_5}	-/-	$18.45 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{os_1}	-/-	$67.67 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{os_2}	-/-	$16.92 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{os_3}	-/-	$29 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{os_4}	-/-	$18.45 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$
K_{os_5}	-/-	$20.71 \cdot 10^4$	$[Nm/rad]$

K_{ds}	-//-	$0.415 \cdot 10^4$	[Nm/rad]
C_{fw}	-//-	2	[Nms/rad]
C_{is_1}	-//-	2.32	[Nms/rad]
C_{is_2}	-//-	1.94	[Nms/rad]
C_{is_3}	-//-	1.56	[Nms/rad]
C_{is_4}	-//-	3.84	[Nms/rad]
C_{is_5}	-//-	1.3	[Nms/rad]
C_{os_1}	-//-	2.92	[Nms/rad]
C_{os_2}	-//-	1.01	[Nms/rad]
C_{os_3}	-//-	1.63	[Nms/rad]
C_{os_4}	-//-	3.9	[Nms/rad]
C_{os_5}	-//-	1.78	[Nms/rad]
C_{ds}	-//-	4.6	[Nms/rad]
i_{is_1}	-//-	1.8	—
i_{is_2}	-//-	1.52	—
i_{is_3}	-//-	1.28	—
i_{is_5}	-//-	1.08	—
i_{os_1}	-//-	1.8	—
i_{os_2}	-//-	1.52	—
i_{os_3}	-//-	1.28	—
i_{os_5}	-//-	0.8182	—
i_d	-//-	3.4	—
r_{in_1}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 1	$30 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{in_2}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 2	$30 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{in_3}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 3	$30 \cdot 10^{-3}$	[m]

r_{in_4}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 4	$30 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{in_5}	Εσωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 5	$30 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_1}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 1	$60 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_2}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 2	$60 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_3}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 3	$60 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_4}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 4	$60 \cdot 10^{-3}$	[m]
r_{out_5}	Εξωτερική ακτίνα δίσκων του συμπλέκτη 5	$60 \cdot 10^{-3}$	[m]
n_1	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 1	6	—
n_2	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 2	6	—
n_3	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 3	6	—
n_4	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 4	6	—
n_5	Αριθμός διεπιφανειών τριβής συμπλέκτη 5	6	—
m_v	Μάζα οχήματος	1470	[kg]
A_{fr}	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	2.26	[m ²]
C_{dr}	Συντελεστής οπισθέλκουσας οχήματος	0.29	—
C_R	Συντελεστής αντίστασης κύλισης οχήματος	0.05	—
r_w	Ακτίνα των τροχών του οχήματος	0.316	[m]
ρ_{air}	Πυκνότητα αέρα	1.3	[kg/m ³]

Τα χαρακτηριστικά του συντελεστή τριβής λαμβάνονται ίδια και όλους τους συμπλέκτες και χρησιμοποιούνται οι τιμές των παραμέτρων του Δ.3.