**ΝΕΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΧΑΡΤΟΠΟΙΗΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ**

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΚΩΣΤΑ Α. ΜΙΧΑΗΛ

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΟΥΧΟΥ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΟΥ ΚΑΙ ΗΛΕΚΤΡΟΛΟΓΟΥ
ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ**

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΑΤΡΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΗΛΕΚΤΡΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΚΑΙ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΩΝ**

ΑΡΙΘΜΟΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ: 171

ΠΑΤΡΑ 2006

ΠΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ

Πιστοποιείται ότι η παρούσα διδακτορική διατριβή με θέμα:

«ΝΕΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΧΑΡΤΟΠΟΙΗΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ»

του κ. **Κώστα Μιχαήλ**, Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού και Διπλωματούχου Ηλεκτρολόγου Μηχανικού, παρουσιάστηκε δημοσίως στο Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Τεχνολογίας Υπολογιστών του Πανεπιστημίου Πατρών στις 20 Δεκεμβρίου 2005, εξετάστηκε και εγκρίθηκε από την ακόλουθη επιτροπή:

- 1) Α. Σαφάκας, Καθηγητής Παν/μίου Πατρών, Επιβλέπων Καθηγητής
- 2) Ν. Βοβός, Καθηγητής Παν/μίου Πατρών, Μέλος Συμβουλευτικής Επιτροπής
- 3) Γ. Γιαννακόπουλος, Καθηγ. Παν/μίου Πατρών, Μέλος Συμβουλευτικής Επιτροπής
- 4) Δ. Τσανάκας, Καθηγητής Παν/μίου Πατρών
- 5) Α. Αλεξανδρίδης, Αναπληρωτής Καθηγητής Παν/μίου Πατρών
- 6) Σ. Μάνεσης, Αναπληρωτής Καθηγητής Παν/μίου Πατρών
- 7) Εμ. Τατάκης, Επίκουρος Καθηγητής Παν/μίου Πατρών

Πάτρα, 20 Δεκεμβρίου

Ο Επιβλέπων Καθηγητής

Καθηγητής Αθανάσιος Ν. Σαφάκας

Ο Πρόεδρος του Τμήματος

Καθηγητής Νικόλαος Βοβός

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

	Σελίδες
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	9
1.1 Στόχος της διατριβής	9
1.2 Προέλευση του χαρτιού	10
1.3 Προπαρασκευή του χαρτοπολτού	12
1.4 Χαρτοποιητική μηχανή	14
1.4.1 Γενική δομή χαρτοποιητικών μηχανών	14
1.4.1.1 Δοχείο χαρτοπολτού	15
1.4.1.2 Μορφοποιητής ιστού του χαρτιού	15
1.4.1.3 Πιεστήρια αφυδάτωσης	15
1.4.1.4. Θερμικό ξηραντήριο	15
1.4.1.5. Τύμπανο συλλογής χαρτιού	16
1.5 Γενικά διαγράμματα παραγωγικής διαδικασίας, προπαρασκευής χαρτοπολτού, τροφοδοσίας της μηχανής, δομής χαρτοποιητικής μηχανής και επεξεργασίας χαρτιού	17
1.6 Περιγραφή της χαρτοποιητικής μηχανής για λεπτά χαρτιά “tissue”	22
1.6.1 Δοχείο χαρτοπολτού	22
1.6.2. Μορφοποιητής (κρησάρα ή πλέγμα)	23
1.6.3. Πιεστήρια αφυδάτωσης (πρέσες)	23
1.6.4. θερμικό ξηραντήριο	24
1.6.5. Τύμπανο συλλογής χαρτιού	24
1.7 Έλεγχος της παραγωγικής διαδικασίας	26
1.8. Παραγωγή και κατανάλωση χαρτιού	30
2. ΑΝΑΛΥΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	35
2.1 Δομή του συμβατικού πολυκινητηρίου συστήματος χαρτοποιητικών μηχανών	35
2.2 Προβλήματα των σημερινών δομών των πολυκινητήριων συστημάτων χαρτοποιητικών μηχανών	38
2.2.1 Γενικά	38
2.2.2 Άνιση κατανομή του φορτίου μέσα στα ίδια τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής (πρεσών και τυμπάνου)	38

2.2.3 Υπερφόρτωση των κινητήρων του ενός τμήματος της χαρτοποιητικής μηχανής και ολική διακοπή λειτουργίας της	50
2.2.4 Έλλειψη ιεραρχημένου συστήματος ελέγχου, συλλογής και καταγραφής σημάτων για την εποπτεία της λειτουργίας του πολυκινητηρίου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής	53
2.2.5 Προβλήματα στρεπτικών ταλαντώσεων λόγω φαινομένων συντονισμού και ενίσχυσης των ροπών στο μηχανικό σύστημα	53
2.3 Δομή ενός προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος – προτάσεις για βελτίωση του συμβατικού συστήματος	53
2.4 Αιτίες για τον προτεινόμενο σχεδιασμό του συμβατικού πολυκινητηρίου συστήματος	57

3. ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ – ΜΟΝΤΕΛΛΟΠΟΙΗΣΗ ΟΛΟΚΛΗΡΟΥ ΤΟΥ ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΟΥ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

63

3.1 Κινητήριο σύστημα με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος με κοινό μηχανικό φορτίο	63
3.1.1 Γενικά	63
3.1.2 Περιγραφή του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου	64
3.1.3 Διαδικασία ελέγχου του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος	65
3.1.4 Μοντέλο προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος	70
3.1.5 Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρων και μετασχηματιστή ισχύος	72
3.1.6 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος	73
3.2 Κινητήριο σύστημα αποτελούμενο από δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος με ελαστικούς άξονες για την οδήγηση του στεγνωτικού τυμπάνου μιας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών (TISSUE)	91
3.2.1 Γενικά	91
3.2.2 Ανάλυση του συστήματος – διαδικασία ελέγχου	92
3.2.3 Μοντελοποίηση και εξομοίωση	93
3.2.4 Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρων και μετασχηματιστή ισχύος	96
3.2.5 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του κινητηρίου συστήματος με ελαστικούς άξονες	98
3.3 Έλεγχος κατανομής φορτίου στα δύο κύρια τμήματα του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος χαρτοποιητικών μηχανών (τυμπάνου και των πρεσών) – ανάλυση στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς	111

3.3.1 Γενικά	111
3.3.2 Μέθοδος ελέγχου του συμβατικού κινητήριου συστήματος	112
3.3.3 Προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου	115
3.3.4 Μοντελοποίηση και εξομοίωση του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος	119
3.3.5 Παραμετρικά στοιχεία των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος	124
3.3.6 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης με συμβατικό έλεγχο του κινητηρίου συστήματος.	125
3.3.7 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος	131
3.3.7.1 Γενικά	131
3.3.7.2 Αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος κατά την κανονική λειτουργία	132
3.3.7.3 Αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος με ανοικτοκυκλωμένο ένα θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα	144
3.3.7.4 Αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος με τη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα εκτός λειτουργίας	157
4. ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΑΙ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΣΕ ΕΝΑ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΧΑΡΤΟΠΟΙΗΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΛΕΠΤΩΝ ΧΑΡΤΙΩΝ ΜΕ ΜΗΧΑΝΕΣ ΣΥΝΕΧΟΥΣ ΡΕΥΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΕΛΑΣΤΙΚΟΥΣ ΑΞΟΝΕΣ	171
4.1 Γενικά	171
4.2. Ανάλυση και μοντελοποίηση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου	173
4.3 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου	180
4.4 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου	193
4.5 Ανάλυση και μοντελοποίηση του κινητηρίου συστήματος των πρεσών	199
4.6 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του κινητηρίου συστήματος των πρεσών	205
4.7 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα των πρεσών	216

4.8 Ανάλυση και μοντελοποίηση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών κατά τη μηχανική εμπλοκή τους	225
4.9 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου και των πρεσών κατά τη μηχανική εμπλοκή τους	229
4.10 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών κατά τη μηχανική εμπλοκή τους	233
4.11 Εξομοίωση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών με ελαστικούς άξονες κατά την μηχανική εμπλοκή τους	238
4.12 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών, με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες κατά τη μηχανική εμπλοκή τους	238
4.13 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών, με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες κατά τη μηχανική εμπλοκή τους και στην περίπτωση μηχανικού συντονισμού	246
4.14 Ανάλυση του κινητηρίου συστήματος του μορφοποιητή	249
4.15 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα ανάλυσης ταλαντώσεων στο κινητήριο σύστημα του μορφοποιητή ιστού του χαρτιού με ελαστικό άξονα.	257
4.16 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα του μορφοποιητή	260

5. ΠΡΟΤΑΣΗ ΕΝΟΣ ΓΕΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΤΟΥ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΧΑΡΤΟΠΟΙΗΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΕΠΟΠΤΙΚΟ ΚΑΙ ΚΑΤΑΝΕΜΗΜΕΝΟ ΨΗΦΙΑΚΟ ΕΛΕΓΧΟ

265

5.1 Γενικός σχεδιασμός ενός πολυκινητηρίου συστήματος με βάση τον εποπτικό και κατανεμημένο ψηφιακό έλεγχο και την καταγραφή των ηλεκτρομηχανικών μεγεθών	265
5.2 Περιγραφή του προτεινόμενου σχεδιασμού	266
5.2.1 Λειτουργίες κύριου υπολογιστή για τον έλεγχο του πολυκινητηρίου συστήματος	267
5.2.2 Λειτουργίες των τοπικών υπολογιστών για τον έλεγχο των κινητήρων	268
5.2.3 Λειτουργίες του τοπικού υπολογιστή για την ανάλυση και καταγραφή μηχανικών	

ταλαντώσεων	268
5.2.4 Λειτουργίες του τοπικού υπολογιστή για τη συλλογή ηλεκτρομηχανικών μεγεθών (αναλογικών σημάτων) και ψηφιακών εισόδων – εξόδων	269
5.2.5 Διαγράμματα ροής των υπολογιστών του συστήματος	269
6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	277
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	281
ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ	287
ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΣΤΑ ΑΓΓΛΙΚΑ (SUMMARY)	291

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα διδακτορική διατριβή εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Ηλεκτρομηχανικής Μετατροπής της Ενέργειας του Τμήματος Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Τεχνολογίας Υπολογιστών του Πανεπιστημίου Πατρών.

Η διατριβή αυτή διαπραγματεύεται ένα νέο σχεδιασμό πολυκινητηρίων συστημάτων χαρτοποιητικών μηχανών, την στατική και δυναμική ανάλυση των. Επίσης, γίνεται ανάλυση ταλαντώσεων και διερευνώνται φαινόμενα μηχανικού συντονισμού στα διάφορα τμήματα του πολυκινητηρίου συστήματος.

Το κείμενο αποτελείται από έξι (6) κεφάλαια.

Στο πρώτο κεφάλαιο αναφέρεται ο στόχος της διατριβής, γενικά στοιχεία για την προέλευση του χαρτιού και την προπαρασκευή του χαρτοπολτού. Δίνεται η γενική δομή των χαρτοποιητικών μηχανών και γενικά διαγράμματα της παραγωγικής διαδικασίας του χαρτιού. Επίσης, περιγράφεται μία χαρτοποιητική μηχανή για λεπτά χαρτιά “tissue” και δίνονται μερικά στοιχεία για τον έλεγχο της παραγωγικής διαδικασίας. Τέλος παρατίθενται μερικά στατιστικά στοιχεία για την παραγωγή και την κατανάλωση χαρτιού στον κόσμο.

Στο δεύτερο κεφάλαιο παρουσιάζεται η δομή ενός συμβατικού πολυκινητηρίου συστήματος και τα προβλήματα του, η δομή του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος με τις προτάσεις για τη βελτίωση του συμβατικού συστήματος και παρατηρήσεις που οδήγησαν στο νέο σχεδιασμό της δομής του πολυκινητηρίου συστήματος.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται μαθηματική ανάλυση και μοντελοποίηση του πολυκινητηρίου συστήματος. Πρώτα, γίνεται ανάλυση ενός κινητηρίου συστήματος με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος με κοινό μηχανικό φορτίο και στιβαρούς άξονες και ακολουθεί η ανάλυση του συνολικού συστήματος. Προτείνεται μία μέθοδος ελέγχου της ταχύτητας και της κατανομής φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων και γίνεται σχετική εξομοίωση σε H/Y μέσω του λογισμικού MATLAB/SIMULINK. Κατόπιν, γίνεται ανάλυση και εξομοίωση ενός κινητηρίου συστήματος αποτελούμενου από δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος με ελαστικούς άξονες για την οδήγηση του στεγνωτικού τυμπάνου μιας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών. Στη συνέχεια, προτείνεται μία λογική ελέγχου της ταχύτητας και της κατανομής του μηχανικού φορτίου μεταξύ των δύο κυρίων τμημάτων μίας χαρτοποιητικής μηχανής στις δύο

φάσεις της λειτουργίας της και γίνεται σχετική εξομοίωση. Ακολουθεί η ανάλυση της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του πολυκινητηρίου συστήματος μίας χαρτοποιητικής μηχανής. Στο τέλος κάθε παραγράφου του κεφαλαίου παρατίθενται διεξοδικά αποτελέσματα από την εξομοίωση.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται ανάλυση της δυναμικής συμπεριφοράς, ανάλυση των ταλαντώσεων και εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων των διαφόρων τμημάτων του πολυκινητηρίου συστήματος της χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες. Συγκεκριμένα, διερευνώνται τα κινητήρια συστήματα του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών σε δύο φάσεις λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής και το κινητήριο σύστημα του μορφοποιητή. Διεξάγεται εξομοίωση του συνολικού κινητηρίου συστήματος, δηλ. του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών μαζί μετά τη μηχανική εμπλοκή τους. Στο τέλος κάθε παραγράφου του κεφαλαίου παρατίθενται διεξοδικά αποτελέσματα από την εξομοίωση.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται μία πρόταση βελτίωσης του σχεδιασμού ενός πολυκινητηρίου συστήματος χαρτοποιητικής μηχανής, όπου προτείνεται ένας γενικός σχεδιασμός με βάση τον εποπτικό και κατανεμημένο ψηφιακό έλεγχο και την καταγραφή όλων των αναγκαίων ηλεκτρομηχανικών μεγεθών για τη βέλτιστη λειτουργία και την εποπτεία του πολυκινητηρίου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής.

Τέλος στο έκτο κεφάλαιο δίνονται τα συμπεράσματα της διατριβής και ακολουθεί η βιβλιογραφία, ο πίνακας συμβόλων και περίληψη στα Αγγλικά.

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Καθηγητή κ. Σαφάκα Αθανάσιο, πρόεδρο της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής και επιβλέποντα της διατριβής αυτής για την πολύτιμη βοήθεια του και την αμέριστη συμπαράσταση του και γενικά για την όλη προσπάθεια που κατέβαλε για την αποτελεσματική περάτωση αυτής της διατριβής. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω και τα άλλα δύο μέλη της συμβουλευτικής επιτροπής κ. Βοβό Νικόλαο και κ. Γιαννακόπουλο Γαβριήλ για τις εύστοχες συμβουλές και παρατηρήσεις τους, και τους συναδέλφους εκείνους, Καθηγητές ή μεταπτυχιακούς φοιτητές που βοήθησαν έστω και στο ελάχιστο για να περατωθεί η διατριβή αυτή.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Στόχος της διατριβής

Τα κινητήρια συστήματα των χαρτοποιητικών μηχανών που παράγουν τα λεπτά χαρτιά (tissue), σύμφωνα με τα εμπειρικά στοιχεία, παρουσιάζουν διάφορα ηλεκτρικά και μηχανικά προβλήματα, τα οποία μπορούν να αποδοθούν στις μεθόδους που χρησιμοποιούνται για το σχεδιασμό τους. Η εγκατεστημένη ισχύς των συστημάτων αυτών μπορεί να ξεπεράσει το 1 MW. Τέτοια προβλήματα είναι η μερική αντιμετώπιση της κατανομής φορτίου σε τμήματα όπου δύο κινητήρες οδηγούν το ίδιο μηχανικό φορτίο, η έλλειψη διαδικασίας για την αντιμετώπιση της κατανομής του συνολικού φορτίου στα δύο βασικά τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής, όταν αυτά εμπλακούν μηχανικά μεταξύ τους και η έλλειψη ενός κεντρικού συστήματος εποπτικού ελέγχου για ολόκληρη τη χαρτοποιητική μηχανή. Όσο αφορά το μηχανικό μέρος της κίνησης μπορούν να ανακύψουν προβλήματα στο μηχανικό σύστημα λόγω φαινομένων συντονισμού λόγω της παρουσίας εύκαμπτων αξόνων στη μετάδοση της κίνησης.

Η παρούσα διατριβή διαπραγματεύεται μεθόδους βελτίωσης της λειτουργίας μίας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών με την ιεράρχηση όλων των λειτουργιών της μονάδας, την ανάλυση ταλαντώσεων σε καίρια σημεία της μηχανής, την εποπτεία και την καταγραφή όλων εκείνων των παραμέτρων, που σκοπό έχουν την τήρηση του προγράμματος λειτουργίας αυτής της μηχανής, όπως επίσης την έγκαιρη προειδοποίηση για προβλήματα που είναι δυνατόν να προκύψουν. Γίνεται πρόταση για την επίλυση προβλημάτων του ηλεκτρομηχανικού κινητήριου συστήματος που ανακύπτουν λόγω του σχεδιασμού που έχει επικρατήσει. Προτείνεται μια λογική ελέγχου με την οποία ρυθμίζεται η κατανομή του φορτίου σε δύο κινητήρες. Ειδικότερα γίνεται διερεύνηση, ανάλυση και εξομοίωση ενός κινητηρίου συστήματος, στο οποίο δύο κινητήρες οδηγούν το ίδιο μηχανικό φορτίο, με την απαίτηση να υπάρχει ισοκατανομή τού μηχανικού φορτίου στους δύο κινητήρες στην περίπτωση ομοίων κινητήρων, ή κατανομή του φορτίου σύμφωνα με την ονομαστική τους ισχύ στην περίπτωση μη ομοίων κινητήρων. Επίσης προτείνεται μια λογική ελέγχου για την αντιμετώπιση του προβλήματος της υπερφόρτισης του ενός από τα δύο βασικά τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής, όταν αυτά εμπλακούν μηχανικά, γεγονός που έχει ως συνέπεια τη διακοπή της λειτουργίας του τμήματος αυτού και κατ' επέκταση τη διακοπή λειτουργίας ολόκληρης της χαρτοποιητικής μηχανής. Και σ' αυτή την περίπτωση γίνεται διερεύνηση,

ανάλυση και εξομοίωση του κινητηρίου συστήματος, όταν τα δύο κύρια τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής εμπλακούν μηχανικά. Στην περίπτωση αυτή τέσσερις κινητήρες οδηγούν το ίδιο μηχανικό φορτίο, με την απαίτηση να υπάρχει κατανομή του μηχανικού φορτίου στα δύο αυτά τμήματα σύμφωνα με την ισχύ τους και επί πλέον κατανομή του φορτίου μέσα σε κάθε τμήμα σύμφωνα με την ονομαστική ισχύ των κινητήρων.

Στην συνέχεια εξετάζεται η συμπεριφορά του κινητηρίου συστήματος λαμβάνοντας υπ' όψη ελαστικούς άξονες με απόσβεση, διερευνώνται φαινόμενα συντονισμού στο ηλεκτρομηχανικό σύστημα και προτείνονται τρόποι αντιμετώπισης αυτών.

1.2 Προέλευση του χαρτιού [1], [2]

Το χαρτί είναι φυτικές ίνες κυτταρίνης. Η κυτταρίνη είναι η περισσότερο διαδεδομένη οργανική ένωση στη φύση και αποτελείται από άνθρακα, οξυγόνο και υδρογόνο με μοριακή μορφή $(C_6H_{10}O_5)_x$. Περιέχει στη μάζα της μεγάλες ποσότητες δεσμευμένου CO_2 , όσο περίπου το μισό του ελευθέρου στη φύση, δηλαδή ένα δισεκατομμύριο τόνοι περίπου. Το δε μοριακό της βάρος είναι μεγαλύτερο από 300000. Η κύρια πηγή του είναι τα ξύλα δένδρων, τα άχυρα και τα θαμνοειδή, υπάρχει δε αφθονία από αυτά και ευκολία συλλογής τους με χαμηλό κόστος.

Στο ξύλο συνυπάρχει λιγνίνη η οποία είναι μια άλλη οργανική ένωση με άνθρακα, οξυγόνο και υδρογόνο, που προέρχεται από την ένωση κωνιφερρυλικής αλκοόλης και βανιλίνης (κατά Klason), απροσδιόριστης μοριακής σύστασης και μοριακό βάρος πάνω από 10000. Προσβάλλεται δύσκολα από την σήψη και για αυτό βρίσκεται στα απολιθωμένα ξύλα, η δε βραδεία μετατροπή της οδηγεί στους λιγνίτες και το πετρέλαιο. Η λιγνίνη συνδέει τα κύτταρα των ξύλων σε ένα ενιαίο σύνολο και δίνει τη σκληρότητα και την αντοχή σε αυτά. Η ποσοτική σχέση των δύο αυτών υλών στο ξύλο είναι 70-80% κυτταρίνη και 30-20% λιγνίνη. Στο ξύλο υπάρχουν και άλλες ουσίες ανάλογα με το είδος του δέντρου ή φυτού, όπως κόμμεα, ρητίνες, δεψίδια, σάκχαρα, άμυλο και φυσικά νερό των οποίων οι ποσότητες τους σε σχέση με την κυτταρίνη και την λιγνίνη είναι 1 προς 4. Το ξύλο κατά μέσο όρο είναι 50% κυτταρίνη και 30 % λιγνίνη, 16% άλλοι υδρογονάνθρακες και 4% ρητίνες, κόμμεα και πρωτεΐνες.

Τα δέντρα που δίνουν την κυτταρίνη κατατάσσονται σε:

- α) πολύ σκληρά όπως βάλανιδιά, ακακία
- β) λίγο σκληρά όπως οξιά, καστανιά, καρυδιά

γ) μαλακά , όπως πεύκο, έλατο

δ) πολύ μαλακά όπως λεύκα, ιτιά, σημύδα

Οι τρεις τελευταίες ομάδες δίνουν την κατάλληλη κυτταρίνη για την χαρτοποιία. Γίνεται ένας βασικός διαχωρισμός στη μορφή της κυτταρίνης (ινών) που δίνουν τα διάφορα δέντρα. Οι φυτικές ίνες διακρίνονται σε κοντόινες, με μήκος ίνας μικρότερο από 1 mm και σε μακρόινες με μήκος ίνας μέχρι 4,5 mm. Η μακρόϊνη προκύπτει από τα διάφορα κωνοφόρα δέντρα και η κοντόϊνη από τα πλατύφυλλα αειθαλή και φυλλοβόλα.

Έστερα από αναλύσεις των πιο πάνω δέντρων δίνεται ο πιο κάτω πίνακας (Π 1.1) για τα συστατικά τους που ενδιαφέρουν για την παραγωγή του χαρτιού.

Πίνακας Π 1.1: Συστατικά διαφόρων ειδών ξύλων

	Κυτταρίνη (%)	Λιγνίνη (%)
πεύκο	53,7	28,2
έλατο	56,9	26,9
Λεύκα	62,7	20,9
σημύδα	55,5	28,2
ιτιά	55,7	28,7
οξιά	45,5	39,2

Η σχέση αυτή των δυο κύριων συστατικών του ξύλου αλλάζει από πολλούς παράγοντες για το ίδιο είδος δέντρου, παράγοντες όπως η σύσταση του εδάφους, οι κλιματολογικές συνθήκες, οι συνθήκες καλλιέργειας και η ηλικία των φυτών.

Τα είδη της πρώτης ύλης που είναι αναγκαία για την παρασκευή όλων των ειδών των χαρτιών, που χρησιμοποιούνται στην παγκόσμια αγορά, είναι τα πιο κάτω:

Μηχανικός πολτός ή ξυλόπαστα

Κυτταρίνη αλεύκαστη “Sulphite”

Κυτταρίνη λευκασμένη “Sulphite”

Κυτταρίνη αλεύκαστη “Sulphate”

Κυτταρίνη λευκασμένη “Sulphate”

Ο μηχανικός πολτός προέρχεται από την κατεργασία ξύλου μόνο με μηχανικά μέσα. Ο χημικός πολτός “Sulphite” αλεύκαστος είναι η κυτταρίνη από ξύλα που υπέστησαν την κατεργασία απαλλαγής τους από τη λιγνίνη με θειώδη άλατα χωρίς να συνεχιστεί η παραπέρα κατεργασία για λεύκανση. Ο χημικός πολτός “Sulphite” λευκασμένος είναι ο προηγούμενος πολτός που έχει υποστεί την κατεργασία της λεύκανσης. Ο χημικός πολτός “Kraft” ή “Sulphate” είναι η κυτταρίνη από ξύλα που απαλλάχθηκαν από τη λιγνίνη με θειικά άλατα ή καυστικά αλκάλια, για αυτό ονομάζεται σύμφωνα με την μέθοδο αφαίρεσης της λιγνίνης “Sulphate” ή “soda pulp”.

Από τα φύλλα των πλατύφυλλων δέντρων, τα θαμνοειδή, τα άχυρα και τα καλάμια παράγεται η κυτταρίνη λευκασμένη “Sulphate”. Ο πολτός αυτός έχει κοντές ίνες και χρησιμοποιείται μόνο στα λευκά χαρτιά ποιότητας μαζί με μακρόϊνο πολτό, γιατί χαρτιά με κοντόϊνη είναι χαρτιά που δεν έχουν μεγάλες αντοχές.

1.3 Προπαρασκευή του χαρτοπολτού[1], [2]

Βασικά μία μονάδα παραγωγής χαρτιού αποτελείται από δύο κύρια τμήματα. Την προπαρασκευή του πολτού και τη χαρτοποιητική μηχανή. Στο πρώτο τμήμα γίνεται η προετοιμασία του πολτού για να δοθεί στη συνέχεια στη χαρτοποιητική μηχανή. Η πρώτη φάση της προπαρασκευής πολτού είναι η πολτοποίηση (σχήμα 1.2). Τα διάφορα είδη πρώτης ύλης για την παραγωγή χαρτιού είναι φύλλα πολύ χοντρού χαρτιού και αναφέρονται ως χαρτόμαζα. Οι χαρτόμαζες διακρίνονται σε κοντόϊνες και σε μακρόϊνες. Για την παραγωγή κάποιου συγκεκριμένου τύπου χαρτιού χρησιμοποιείται τόσο η μακρόϊνη όσο και η κοντόϊνη χαρτόμαζα. Επίσης είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθούν σε μικρή ποσότητα τ’ αποκόμματα που προκύπτουν από την επεξεργασία του χαρτιού. Η χαρτόμαζα μπαίνει για πολτοποίηση σε ειδικές δεξαμενές πολτοποίησης μαζί με καθαρό φρέσκο νερό ή με νερό που προέρχεται από τη χαρτοποιητική μηχανή και μπαίνει σε ανακύκλωση. Οι δεξαμενές αυτές ονομάζονται αναλυτές. Η σχέση χαρτόμαζας νερού είναι 4-6 % χαρτόμαζα και το υπόλοιπο νερό. Οι δεξαμενές αυτές είναι κυλινδρικές, μεταλλικές (σιδερένιες), όπου στο κάτω μέρος υπάρχει μια φτερωτή, της οποίας τα φτερά έχουν οδοντώσεις, για πολτοποίηση της χαρτόμαζας. Η φτερωτή αυτή περιστρέφεται με 200-250 στροφές ανά λεπτό από ένα ασύγχρονο ηλεκτροκινητήρα μέσω τροχαλιών και κρατά σε συνεχή ανάδευση την χαρτόμαζα. Κάτω ακριβώς από την φτερωτή υπάρχει μια ανοξείδωτη στρογγυλή διάτρητη πλάκα, διαμέσου της οποίας αδειάζεται το περιεχόμενό της δεξαμενής και η οποία χρησιμεύει ως φίλτρο. Επιτρέπει το άδειασμα της δεξαμενής, μη επιτρέποντας σε μεγάλα στερεά αντικείμενα να περάσουν

προς τις δεξαμενές αποθήκευσης. Η λειτουργία των αναλυτών είναι διακοπτόμενη. Δηλαδή ετοιμάζεται μία ποσότητα πρώτης ύλης, κατόπιν αδειάζεται και ξαναετοιμάζεται νέα ποσότητα πρώτης ύλης. Η ισχύς του απαιτούμενου κινητήρα για την ανάδευση είναι της τάξεως των 200 kW.

Τα τρία είδη πολτού (μακρόϊνου, κοντόϊνου και αποκομμάτων) αποθηκεύονται σε τρεις διαφορετικές δεξαμενές. Ακολούθως, ο πολτός από κάθε δεξαμενή περνά από τους καθαριστές, όπου απομακρύνονται με φυγοκέντρωση τυχόν στερεά που υπάρχουν στον πολτό (άμμος, πετραδάκια κ.λ.π.). Στη συνέχεια, ο μακρόϊνος πολτός περνά από ένα μηχάνημα άλεσης και ακολούθως αποθηκεύεται σε μία δεξαμενή που θα τροφοδοτήσει τη μηχανή. Η δεξαμενή αυτή ονομάζεται δεξαμενή χαρτοποιητικής μηχανής. Ο κοντόϊνος πολτός και ο πολτός που προκύπτει από τα αποκόμματα περνά από τους εκστιγματιστές και στη συνέχεια αποθηκεύεται στη δεξαμενή μηχανής.

Κάθε δεξαμενή έχει στο κάτω μέρος μια προπέλα ανάδευσης για να είναι ο πολτός ομοιογενής σε όλη του τη μάζα. Επίσης, ο πολτός αναδεύεται συνεχώς, διότι αν παραμείνει σε ακινησία, τότε οι ίνες κατακάθονται λόγω διαφοράς ειδικού βάρους νερού και ινών. Εάν επιχειρήσουμε να θέσουμε σε λειτουργία τις αναδεύσεις για να φέρουμε σε μορφή αιωρήματος τον πολτό όταν αυτός έχει κατακαθίσει, τότε είναι αμφίβολο και προβληματικό το όλο εγχείρημα. Στην προπαρασκευή του πολτού χρησιμοποιούνται διάφορα όργανα μετρήσεων, όπως μετρητές στάθμης των δεξαμενών, ροόμετρα και όργανα μετρήσεως περιεκτικότητας. Για την παραγωγή σταθερής ποιότητας συγκεκριμένου τύπου χαρτιού είναι αναγκαία σταθερή ποσότητα από κάθε είδος πολτού (μακρόϊνου, κοντόϊνου και αποκομμάτων). Η σταθερή ποσότητα ελέγχεται και ρυθμίζεται με μεγάλη ακρίβεια μέσω P.L.C. Ρυθμίζεται η περιεκτικότητα και η ροή κάθε είδους παραγόμενου πολτού (σχήμα 1.3)

Τα μηχανήματα άλεσης του πολτού σπάζουν το κυτταρικό περίβλημα των ινών και δημιουργούνται μικρές ίνες, τα ινίδια, που τις κάνουν να “υφανθούν” μεταξύ τους και να δώσουν καλό πλέγμα κατά τη χαρτοποίηση. Τα μηχανήματα για την άλεση μπορεί να είναι είτε κωνικά είτε επίπεδα. Ονομάζονται τριβείς (refiners). Τα κωνικά αποτελούνται από δυο μέρη, ένα στάτη και ένα δρομέα κολουρωκωνικό. Και τα δύο έχουν ελάσματα κατά τη διεύθυνση σύμφωνα με την γεννήτρια των κώνων τους. Ο δρομέας περιστρέφεται μέσα στον στάτη και μπορεί να πλησιάζει και να απομακρύνεται από αυτόν κατά βούληση ανάλογα με τον βαθμό άλεσης που χρειάζεται να επιτύχουμε. Όσο πιο κοντά είναι οι κώνοι, τόσο πιο πολύ αλέθεται ο πολτός. Στην παραγωγή των λεπτών χαρτιών “tissue” χρησιμοποιούνται επίπεδοι τριβείς. Στους τριβείς αυτούς υπάρχει ένα ζεύγος στρογγυλών δίσκων (μαχαιριών). Το ένα είναι σταθερό και το άλλο περιστρεφόμενο. Και σε αυτή την περίπτωση ο

περιστρεφόμενος δίσκος μπορεί να πλησιάζει και να απομακρύνεται από τον σταθερό δίσκο, κατά βούληση ανάλογα με τον βαθμό άλεσης που χρειάζεται να επιτευχθεί. Τα μηχανήματα αυτά είναι ενεργοβόρα. Κατά τη διαδικασία της παραγωγής χαρτιού μπορεί να χρειαστεί να λειτουργούν δύο τέτοια μηχανήματα, με απορροφούμενη ισχύ περίπου 300 kW ή και περισσότερο το καθένα. Για διαφορετικά χαρτιά έχουμε διαφορετικό βαθμό άλεσης.

Οι εκστιγματιστές σκοπό έχουν να σπάσουν κόμπους από ίνες που υπάρχουν μέσα στον πολτό. Είναι μηχανήματα σαν τα τριβεία, αλλά έχουν μικρότερο όγκο και χρησιμοποιούν μικρότερο κινητήρα. Η ισχύς αυτών των κινητήρων είναι της τάξεως των 75 - 90 kW για μηχανές παραγωγής 60 ton / 24 h.

Ο έτοιμος προς χρήση αποθηκευμένος πολτός στη δεξαμενή μηχανής αλέθεται ξανά εάν απαιτείται και καθαρίζεται ξανά μέσω φυγοκεντρικών καθαριστών. Ακολούθως, οδηγείται σε μία δεξαμενή όπου μια μεγάλη αντλία αναρροφά τον πολτό και μεγάλες ποσότητες νερού. Η περιεκτικότητα του πολτού από 4% γίνεται περίπου 0,2%. Αυτό απαιτείται από την χαρτοποιητική μηχανή. Συνήθως σε μια μηχανή παραγωγής 60 ton/ 24 h η παροχή της αντλίας αυτής είναι 42.000 lt/ min, η πίεση 5 bar και η απαιτούμενη ισχύς του κινητήρα είναι περίπου 500 kW. Ο αραιωμένος πλέον πολτός (0,2%) οδηγείται σε ένα περιστροφικό κόσκινο (μια πολύπλοκη κατασκευή) όπου κατακρατούνται και αποβάλλονται τυχόν πλαστικά που βρίσκονται στον πολτό σε πολύ μικρά κομμάτια (μερικών χιλιοστών).

1.4 Χαρτοποιητική μηχανή

1.4.1 Γενική δομή χαρτοποιητικών μηχανών

Η χαρτοποιητική μηχανή, της οποίας η βασική δομή φαίνεται στο σχήμα 1.1, είναι ένα πολύπλοκο συγκρότημα μηχανισμών που με το πέρασμα του χρόνου γίνεται ακόμη πιο πολύπλοκο επειδή προστίθενται νέα μηχανήματα με επιπλέον δυνατότητες και σύγχρονη ηλεκτρονική τεχνολογία (σύγχρονα και γρήγορα συστήματα μετρήσεων και ελέγχου, P.L.C, “Process computers”, νέα “έξυπνα” ψηφιακά όργανα μετρήσεων, συγκροτήματα παροχής καυτού αέρα ελεγχόμενα από P.L.C και άλλα). Η αρχή λειτουργίας μίας χαρτοποιητικής μηχανής παρά τις συνεχείς βελτιώσεις των χαρτοποιητικών μηχανών με νέα πολύπλοκα μηχανικά συστήματα και σύγχρονη ψηφιακή τεχνολογία, στηρίζεται στις ιδέες και ενέργειες αυτών που πρωτόφτιαξαν το χαρτί, των Κινέζων, δηλαδή ο ιστός του χαρτιού γίνεται από πολτοποιημένες ίνες πάνω σε ένα κόσκινο, μετά αφυδατώνεται, στεγνώνεται και σιδερώνεται. Σύμφωνα με τις πιο πάνω ενέργειες (των Κινέζων) διακρίνονται τα ακόλουθα τμήματα:

1. Δοχείο χαρτοπολτού.
2. Κρησάρα ή πλέγμα πάνω στο οποίο μορφοποιείται ο ιστός του χαρτιού.
3. Τα πιεστήρια αφυδάτωσης (πρέσες).
4. Θερμικό ξηραντήριο για το στέγνωμα του χαρτιού.
5. Τμήμα συλλογής του χαρτιού που παράχθηκε.

1.4.1.1 Δοχείο χαρτοπολτού

Το πρώτο τμήμα που τροφοδοτεί τη χαρτοποιητική μηχανή ονομάζεται κιβώτιο τροφοδοσίας της μηχανής (“headbox”). Το κιβώτιο τροφοδοτείται με αιώρημα πολτού σε τέτοια ποσότητα όση είναι αναγκαία για το χαρτί που παράγεται. Ανάλογα με τον τύπο της χαρτοποιητικής μηχανής υπάρχει και το κατάλληλο κιβώτιο τροφοδοσίας.

1.4.1.2 Μορφοποιητής ιστού του χαρτιού (Κρησάρα ή πλέγμα “Wire”)

Στο τμήμα αυτό μορφοποιείται ο ιστός του χαρτιού. Μπορεί να περιλαμβάνει ένα ή περισσότερους μεταλλικούς ρόλους με τα κατάλληλα πλέγματα, μεταλλικά ανοξείδωτα ή πλαστικά. Μπορεί να περιλαμβάνει και αρκετούς μικρούς μεταλλικούς ρόλους επενδυμένους με λάστιχο. Οι μεταλλικοί ρόλοι αυτοί έχουν μήκος όσο το πλάτος της μηχανής, όπως επίσης το πλάτος των πλεγμάτων είναι όσο το πλάτος της μηχανής.

1.4.1.3 Πιεστήρια αφυδάτωσης (πρέσες)

Για την αφυδάτωση του χαρτιού χρησιμοποιούνται πρέσες, οι οποίες συμπιέζουν το χαρτί και με τον τρόπο αυτό αποβάλλεται μεγάλο ποσό νερού. Μία μηχανή μπορεί να έχει μία ή περισσότερες πρέσες ανάλογα με το τύπο της. Μερικές μπορεί να είναι διάτρητες με χιλιάδες τρύπες στην επιφάνεια τους για να αναρροφούν το νερό.

1.4.1.4 Θερμικό ξηραντήριο

Αποτελείται από ένα στεγνωτικό τύμπανο στην περίπτωση των μηχανών λεπτών χαρτιών ή περισσότερα τύμπανα (έξι στην περίπτωση μηχανών παραγωγής χαρτιού για χαρτοκιβώτια ή μερικές δεκάδες τύμπανα για μηχανές παραγωγής χαρτονιών). Τα στεγνωτικά τύμπανα θερμαίνονται με ατμό. Στο στεγνωτικό τμήμα περιλαμβάνονται και οι χοάνες, οι οποίες είναι μηχανικά συγκροτήματα ελεγχόμενα από προγραμματιζόμενους λογικούς ελεγκτές (P.L.C.)

και οι οποίες φυσάνε καυτό αέρα πάνω στην επιφάνεια τού χαρτιού αγκαλιάζοντας το μεγαλύτερο σε διάμετρο τύμπανο. Τόσο τα τύμπανα, όσο και η χοάνη συντείνουν στην ξήρανση του χαρτιού.

1.4.1.5 Τμήμα συλλογής του χαρτιού

Είναι ένας μεταλλικός κύλινδρος του οποίου το μήκος είναι όσο το πλάτος της μηχανής. Ο κύλινδρος αυτός παραλαμβάνει το παραγόμενο χαρτί και βοηθά να περιελιχθεί σε ένα άλλο φορητό κύλινδρο μικρής διαμέτρου. Ο μικρός αυτός κύλινδρος πιέζεται πάνω στο σταθερό κύλινδρο με κατάλληλο μηχανισμό και περιστρέφεται εφαπτόμενος πάνω στον μεγάλο κύλινδρο.

Για την περισσότερη εποπτική κατανόηση της χαρτοποιητικής μηχανής και της διαδικασίας παραγωγής χαρτιού και τελικού προϊόντος προς χρήση παρατίθενται τα ακόλουθα χονδρικά διαγράμματα:

1.5 Γενικά διαγράμματα παραγωγικής διαδικασίας, προπαρασκευής χαρτοπολτού, τροφοδοσίας της μηχανής, δομή χαρτοποιητικής μηχανής και επεξεργασίας χαρτιού

Α. Γενικό διάγραμμα παραγωγικής διαδικασίας

Β. Προπαρασκευή πολτού

Γ. Τροφοδοσία της χαρτοποιητικής μηχανής

Δ. Δομή της χαρτοποιητικής μηχανής

Ε. Επεξεργασία χαρτιού

1.6 Περιγραφή της χαρτοποιητικής μηχανής για λεπτά χαρτιά “tissue”.

Όπως όλες οι χαρτοποιητικές μηχανές, έτσι και οι μηχανές για λεπτά χαρτιά (“tissue”) είναι πολύπλοκα συγκροτήματα μηχανισμών με μεγάλο κόστος (μόνο η μηχανή για παραγωγή 60 ton / ημέρα περίπου κοστίζει 5 εκατομμύρια ευρώ). Μια τέτοια μηχανή φαίνεται στο σχήμα 1.1 μαζί με το πολυκινητήριο σύστημα για την κίνηση της. Η ταχύτητα των μηχανών αυτών είναι 1.500 m/min (90 km/hr) και μπορούν να παράγουν χαρτιά με βάρος από 12 – 30 gr/m² (ψιλά χαρτιά)

Περιλαμβάνει τα 5 βασικά μέρη που προαναφέρθηκαν:

- Δοχείο χαρτοπολτού
- Κρησάρα ή πλέγμα πάνω στο οποίο μορφοποιείται ο ιστός του χαρτιού
- Τα πιεστήρια αφυδάτωσης (πρέσες)
- Θερμικό ξηραντήριο για το στέγνωμα του χαρτιού.
- Τύμπανο συλλογής του χαρτιού που παράχθηκε

1.6.1 Δοχείο χαρτοπολτού

Ο πολτός μετά το περιστροφικό κόσκινο οδηγείται στο τμήμα εκείνο που τροφοδοτεί τη χαρτοποιητική μηχανή και ονομάζεται κιβώτιο τροφοδοσίας της μηχανής (headbox). Πρόκειται για ένα σωλήνα μεταβλητής διατομής με μήκος όσο το πλάτος της μηχανής. Στη μία πλευρά έχει ένα ράμφος τροφοδοσίας, στο οποίο υπάρχει ένα χείλος, μέσω του οποίου ρυθμίζεται το διάκενο εκροής του πολτού. Το κιβώτιο τροφοδοτείται με αιώρημα πολτού σε τέτοια ποσότητα όση είναι αναγκαία για το χαρτί που παράγεται. Η ποσότητα του πολτού πρέπει να είναι σταθερή χωρίς διακυμάνσεις. Χρησιμοποιούνται για τον λόγο αυτό ειδικές αντλίες οδηγούμενες από κινητήρες με έλεγχο των στροφών. Το άνοιγμα του κιβωτίου ροής είναι ρυθμιζόμενο, αλλά επίσης ρυθμίζεται (το άνοιγμα) σε πολλά επί μέρους τμήματα, έτσι ώστε να αυξάνεται ή να μειώνεται τοπικά η ποσότητα του χαρτιού και το έτοιμο πλέον χαρτί να έχει το ίδιο βάρος σε όλο το πλάτος της μηχανής. Η ταχύτητα της ροής στην έξοδο του κιβωτίου ροής είναι λίγο μεγαλύτερη από την ταχύτητα του πλέγματος. Η δέσμη του αιωρήματος του χαρτιού πέφτει με τη μεγάλη ταχύτητα στο σημείο, όπου τα δύο πλέγματα έχουν το πρώτο τους κοινό σημείο (σχήμα 1.1, σημείο Α). Στο σημείο αυτό αρχίζει να μορφοποιείται ο ιστός του χαρτιού.

Το χαρτί προσδιορίζεται από την ποιότητα, την αποστολή του (χαρτί γραφής, εκτύπωσης, οικιακή χρήση (tissue), συσκευασίας και άλλα.), το βάρος του σε gr/m^2 , την υγρασία και το πάχος του. Το βάρος του χαρτιού κατά την παραγωγή του εξαρτάται από τρεις παραμέτρους. Την περιεκτικότητα του πολτού, την ποσότητα που τροφοδοτεί τη μηχανή, και την ταχύτητα της μηχανής. Στα χαρτιά tissue με ζάρα, το βάρος του τελικού προϊόντος εξαρτάται και από τον βαθμό του ζαρώματος (creping). Στα χαρτιά αυτά η ταχύτητα τυμπάνου, συλλογής του χαρτιού είναι μικρότερη από την ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου, για να προκύψει ακριβώς αυτό το ζάρωμα που απαιτείται από τις προδιαγραφές του συγκεκριμένου τύπου χαρτιού.

Η σύγχρονη τεχνολογία βοηθά πάρα πολύ για την παραγωγή ενός ποιοτικά καλού χαρτιού, αλλά δεν μπορεί να αντικαταστήσει (ακόμη) έναν έμπειρο χειριστή χαρτοποιητικής μηχανής. Στην παραγωγική διαδικασία υπεισέρχονται πολλοί αστάθμητοι παράγοντες και ο έλεγχος της λειτουργίας της μονάδος από έμπειρο προσωπικό είναι άκρως απαραίτητη.

1.6.2. Μορφοποιητής ιστού του χαρτιού (Κρησάρα ή πλέγμα)

Στο τμήμα αυτό μορφοποιείται ο ιστός του χαρτιού. Περιλαμβάνει ένα μεταλλικό ρόλο (former roll), που περιστρέφεται μέσω μειωτήρα από έναν κινητήρα Συνεχούς Ρεύματος, δύο πλαστικά πλέγματα (στην περίπτωση της χαρτοποιητικής μηχανής χαρτιών tissue με δύο πλέγματα) και αρκετά μεταλλικά ρολάκια επενδυμένα με λάστιχο. Ο μεταλλικός ρόλος έχει μήκος όσο το πλάτος της μηχανής και διάμετρο περίπου 1300 mm. Τα δύο πλέγματα είναι ατέρμονα και αγκαλιάζουν και τα δύο το μεταλλικό ρόλο (former roll). Ο ιστός του χαρτιού μορφοποιείται μεταξύ των δύο πλεγμάτων, αλλά μεταφέρεται στο επόμενο τμήμα της μηχανής με το ένα πλέγμα μόνο (σχήμα 1.1). Η ταχύτητα του τμήματος αυτού πρέπει να είναι σε απόλυτη συμφωνία με την ταχύτητα του επομένου τμήματος των πρεσών.

1.6.3. Πιεστήρια αφυδάτωσης (πρέσες)

Το χαρτί μεταφέρεται με το πλαστικό πλέγμα στην τσόχα. Στο σημείο Β (σχήμα 1.1) το χαρτί μεταφέρεται στην τσόχα με αναρρόφηση με μία ειδική μικρή σκάφη που έχει ένα άνοιγμα για να μπορεί να αναρροφά το χαρτί και το οποίο βρίσκεται πίσω από την τσόχα. Στη μηχανή αυτή χρησιμοποιούνται δύο πρέσες. Πρόκειται για μεταλλικούς ανοξειδωτους κυλίνδρους επενδυμένους με κατάλληλο λάστιχο. Η μία πρέσα ονομάζεται απορροφητική

πρέσα και η άλλη τυφλή πρέσα. Η απορροφητική πρέσα έχει μήκος όσο και η μηχανή και διάμετρο περίπου 900 mm και είναι διάτρητη με χιλιάδες τρύπες. Η πρέσα αυτή σκοπό έχει να αφυδατώνει το χαρτί αναρροφώντας το νερό του χαρτιού μέσω της τσόχας. Η τσόχα μεταφέρει το υγρό χαρτί στην πρέσα για αφυδάτωση.

1.6.4. Θερμικό ξηραντήριο

Αποτελείται από το στεγνωτικό τύμπανο (Yankee drying cylinder) με μήκος όσο το πλάτος της μηχανής και διάμετρο περίπου 3600 mm, και τη χοάνη η οποία φυσάει καυτό αέρα πάνω στην επιφάνεια τού χαρτιού. Τόσο το τύμπανο, όσο και η χοάνη, συντείνουν στην ξήρανση του χαρτιού. Το στεγνωτικό τύμπανο είναι ένας μεταλλικός κύλινδρος με μεγάλο πάχος και λεία επιφάνεια και θερμαίνεται εσωτερικά με ατμό, που μπαίνει στο εσωτερικό του μέσω μιας ειδικής διάταξης προσαρτημένης στον άξονα περιστροφής. Με μια άλλη ειδική διάταξη προσαρτημένη στον άλλο άξονα περιστροφής εξάγονται τα συμπυκνώματα του ατμού. Η χοάνη εξασφαλίζει καυτό αέρα, ο οποίος μπορεί να προέλθει με θέρμανση από εναλλάκτη μέσα στον οποίον κυκλοφορεί ένα ειδικό θερμικό λάδι σε θερμοκρασία περίπου 280⁰ C, ή με καύση αερίου (L.P.G) με ειδικούς καυστήρες αερίου.

1.6.5. Τμήμα συλλογής του χαρτιού

Στο τμήμα αυτό ένας μεταλλικός ρόλος (rope reel) παραλαμβάνει το παραγόμενο χαρτί και το βοηθά να περιελιχθεί σε ένα άλλο φορητό κύλινδρο μικρής διαμέτρου. Ο μικρός αυτός κύλινδρος πιέζεται πάνω στο σταθερό κύλινδρο με κατάλληλο μηχανισμό και περιστρέφεται εφαπτόμενος πάνω στον μεγάλο κύλινδρο. Καθώς συνεχίζεται η περιτύλιξη του χαρτιού η διάμετρος τού ρόλου αρχίζει να μεγαλώνει μέχρι να φτάσει στην επιθυμητή διάμετρο(σχήμα 1.1). Στη συνέχεια ετοιμάζεται ένας νέος μικρός ρόλος για να συνεχισθεί η συλλογή του χαρτιού χωρίς να σταματήσει η παραγωγή. Ο ρόλος του έτοιμου πλέον χαρτιού απομακρύνεται και το χαρτί τυλίγεται στον νέο μικρό ρόλο. Η απομάκρυνση του έτοιμου χαρτιού και η προσαγωγή του νέου ρόλου γίνεται με ειδικούς αυτόματους μηχανισμούς. Το μήκος του μεταλλικού ρόλου (rope reel) και των μικρών φορητών κυλίνδρων είναι όσο το πλάτος της μηχανής, η δε διάμετρος τους είναι 1000 mm και 350 mm αντίστοιχα.

Σχήμα 1.1 Βασική δομή μιας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών ("tissue") και το πολυκινητήριο σύστημά της.

1.7 Έλεγχος της παραγωγικής διαδικασίας

Ο έλεγχος της παραγωγικής διαδικασίας βασικά συνίσταται στη ρύθμιση της περιεκτικότητας και ποσότητας κάθε είδους πολτού πριν αποθηκευτεί στη δεξαμενή μηχανής, και τη ρύθμιση του βάρους και της υγρασίας του χαρτιού κατά την παραγωγή του. Σε κάθε δεξαμενή αποθήκευσης πολτού υπάρχει μια αντλία, που στέλλει τον πολτό μέσω των καθαριστών και των μηχανημάτων επεξεργασίας πολτού στη δεξαμενή μηχανής. Οι αντλίες αυτές αναρροφούν εκτός από πολτό και νερό, το οποίο χαρακτηρίζεται ως νερό αραιώσεως (σχήμα 1.4). Η ποσότητα αυτή μπορεί να ρυθμίζεται ανάλογα με το πόσο θέλουμε να αραιώσουμε τον πολτό. Στον σωλήνα εξόδου των αντλιών υπάρχει ένα όργανο μέτρησης περιεκτικότητας και μέσω ενός βρόχου ελέγχου με PLC ρυθμίζεται το άνοιγμα της βάνας αραιώσεως.

Στον ίδιο σωλήνα υπάρχει μία βάνα και στη συνέχεια ένα ροόμετρο. Πάλι μέσω ενός βρόχου ελέγχου με PLC ρυθμίζεται το άνοιγμα της βάνας ρυθμίσεως της ροής. Έτσι τηρώντας σταθερή τη ροή και την περιεκτικότητα του πολτού σε κάθε είδος πολτού εξασφαλίζεται σταθερή ποιότητα του παραγόμενου χαρτιού.

Μεταξύ του στεγνωτικού τυμπάνου και του κυλίνδρου συλλογής του χαρτιού τοποθετείται μία μονάδα μέτρησης του βάρους και της υγρασίας του παραγόμενου χαρτιού (σχήμα 1.1). Οι μετρήσεις αυτές μεταφέρονται σε ένα υπολογιστή, ο οποίος ρυθμίζει το βάρος του χαρτιού επενεργώντας σε μία βάνα που καθορίζει την ποσότητα της ροής του πολτού και κατ' επέκταση το βάρος του χαρτιού (σχήμα 1.3). Η υγρασία ρυθμίζεται με τη ρύθμιση της ροής του ατμού μέσω του στεγνωτικού τυμπάνου, όταν παραμένει σταθερή η ταχύτητα της μηχανής (του κινητηρίου συστήματος) ή με ρύθμιση της ταχύτητας της μηχανής, όταν παραμένει σταθερή η ροή του ατμού μέσω του στεγνωτικού τυμπάνου.

Σχήμα 1.2 Διάγραμμα ροής προπαρασκευής πολτού (Α' μέρος).

Σχήμα 1.3 Διάγραμμα ροής προπαρασκευής πολτού (Β' μέρος).

Σχήμα 1.4 Διάγραμμα ροής προπαρασκευής πολτού με τα όργανα ελέγχου της παραγωγικής διαδικασίας.

1.8. Παραγωγή και κατανάλωση χαρτιού

Για να αποκτήσει κανείς μία σύντομη εικόνα της ποσότητας του χαρτιού που χρειάζεται ο πληθυσμός της γης και συνεπώς για να γίνει αντιληπτό το πλήθος και το μέγεθος των εγκαταστάσεων παραγωγής χαρτιού (χαρτοποιητικών μηχανών) παρατίθενται τα ακόλουθα στατιστικά στοιχεία:

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφική πηγή [3] η παραγωγή παγκοσμίως ανέρχεται σε 300 εκατομμύρια τόνους χαρτιού το χρόνο. Υπάρχουν μεγάλες διαφορές στην κατανάλωση χαρτιού παγκοσμίως [4] [5] και [6]. Οι Η.Π.Α., Ιαπωνία και οι περισσότερες Ευρωπαϊκές χώρες έχουν ετήσια κατανάλωση από 250-300 kgr ανά άτομο, ενώ μία τυπική κατανάλωση Ασιατικών χωρών κυμαίνεται από 5-50 kgr ανά άτομο, η οποία αυξάνεται ραγδαίως παρά το γεγονός ότι δεν έχουν τις αναγκαίες πηγές ξύλων. Πιο κάτω παρατίθενται τρεις πίνακες (Π 1.2, 1.3 και 1.4) για την κατανάλωση χαρτιού στην Ευρωπαϊκή Ένωση και παγκοσμίως.

Πίνακας Π 1.2.: Κατανάλωση χαρτιού στην Ευρωπαϊκή Ένωση (1996-97) (χιλιόγραμμα/ άτομο/έτος), Πηγή: Martin V. Mirbach: Worldwide Paper Consumption and Discussion Points 1999 [4]

1	Finland	331,9
2	Belgium	300,7
3	Sweden	274,3
4	Denmark	220,6
5	Netherlands	217,9
6	U.K,	208,3
7	Austria	201,6
8	Germany	192,1
9	France	175,9
10	Italy	158,7
11	Luxembourg	158,3
12	Spain	140,5
13	Ireland	110,2
14	Portugal	92,2
15	Greece	87,8

Πίνακας Π 1.3.: Κύριοι καταναλωτές χαρτιού και χαρτονιού το 1995.

Πηγή: <http://www.toiletpaperworld.com/tpw/encyclopedia/navigation/worldwide.htm> [5]

	Χώρα	Κατανάλωση σε χιλιόγραμμα /άτομο/έτος
1	U.S.A.	331
2	Finland	303
3	Belgium	256
4	Japan	238
5	Canada	229
6	Singapore	227
7	Taiwan	223
8	Switzerland	216
9	Denmark	213
10	New Zealand	212
11	Brazil	35
12	China	22
13	Indonesia	14
14	Soviet Union	13

Πίνακας Π 1.4.: Κατά κεφαλήν κατανάλωση χαρτιού και χαρτονιού (χιλιόγραμμα /άτομο/ έτος). Πηγή: <http://earthtrends.wri.org> [6], Σεπτέμβριος 2005

ΧΩΠΑ	Ποσότητα kgr/άτομο χρόνο	ΧΩΠΑ	Ποσότητα kgr/άτομο χρόνο	ΧΩΠΑ	Ποσότητα kgr/άτομο χρόνο
Afghanistan	0.01	British Virgin Islands	10.81	Djibouti	3.49
Albania	6.28	Brunei Darussalam	4.55	Dominica	6.42
Algeria	7.08	Bulgaria	35.03	Dominican Rep.	36.21
American Samoa	2.40	Burkina Faso	0.65	East Timor	0.17
Andorra	35.45	Burundi	0.03	Ecuador	15.20
Angola	0.17	Cambodia	2.17	Egypt	13.24
Antigua and Barbuda	4.58	Cameroon	2.44	El Salvador	26.94
Argentina	39.48	Canada	281.44	Equatorial Guinea	0.00
Armenia	3.35	Cape Verde	1.29	Eritrea	0.23
Aruba	10.37	Cayman Islands	20.05	Estonia	74.51
Australia	169.46	Central African Rep..	0.04	Ethiopia	0.46
Austria	235.98	Chad	0.07	Faeroe Islands	29.96
Azerbaijan	18.84	Chile	70.04	Falkland Islands	52.33
Bahamas	20.17	China	34.24	Fiji	115.37
Bahrain	7.91	Colombia	23.88	Finland	321.78
Bangladesh	0.59	Comoros	0.00	France	182.62
Barbados	29.90	Congo	0.51	French Guiana	1.83
Belarus	30.53	Congo, Dem. Rep..	0.09	French Polynesia	9.59
Belgium	247.32	Cook Islands	0.00	Gabon	4.29
Belize	2.43	Costa Rica	78.70	Gambia	0.16
Benin	0.62	Côte d'Ivoire	4.24	Georgia	1.16
Bhutan	0.04	Croatia	111.17	Germany	219.47
Bolivia	5.23	Cuba	8.17	Ghana	2.17
Bosnia and Herzegovina	2.62	Cyprus	69.48	Gibraltar	6.22
Botswana	5.65	Czech Rep..	94.48	Greece	85.19
Brazil	42.04	Denmark	242.76	Greenland	10.46

ΧΩΠΑ	Ποσότητα kg/άτομο χρόνο	ΧΩΠΑ	Ποσότητα kg/άτομο χρόνο	ΧΩΠΑ	Ποσότητα kg/άτομο χρόνο
Grenada	0.03	Kyrgyzstan	5.63	Namibia	7.75
Guadeloupe	14.59	Lao People's Dem. Rep.	0.60	Nauru	2.62
Guatemala	24.46	Latvia	43.17	Nepal	0.60
Guinea	0.47	Lebanon	45.02	Netherlands	239.37
Guinea-Bissau	0.05	Liberia	0.12	Netherlands Antilles	10.52
Guyana	8.64	Libyan Arab Jamahiriya	3.14	New Caledonia	13.35
Haiti	0.94	Lithuania	38.02	New Zealand	189.72
Honduras	26.77	Luxembourg	138.52	Nicaragua	3.16
Hungary	61.98	Fyrom	26.05	Niger	0.07
Iceland	112.23	Madagascar	0.53	Nigeria	1.65
India	4.28	Malawi	0.32	Niue	6.00
Indonesia	22.61	Malaysia	75.46	Northern Mariana Islands	0.20
Iran, Islamic Rep.	8.02	Maldives	3.60	Norway	155.96
Iraq	1.64	Mali	0.26	Oman	20.01
Ireland	99.09	Malta	117.86	Pakistan	8.88
Israel	104.74	Marshall Islands	0.69	Palau	4.75
Italy	204.01	Martinique	13.59	Panama	14.26
Jamaica	15.65	Mauritania	0.56	Papua New Guinea	2.86
Japan	249.66	Mauritius	30.70	Paraguay	9.86
Jordan	24.54	Mexico	54.65	Peru	10.60
Kazakhstan	4.98	Micronesia, Fed. States	0.84	Philippines	18.53
Kenya	4.37	Moldova, Rep.	4.42	Poland	66.80
Kiribati	0.55	Mongolia	1.76	Portugal	115.73
Korea, Dem. People's Rep.	4.54	Morocco	8.34	Qatar	5.79
Korea, Rep.	172.16	Mozambique	0.03	Réunion	20.65
Kuwait	23.37	Myanmar	1.91	Romania	17.00

ΧΩΠΑ	Ποσότητα kgr/άτομο χρόνο	ΧΩΠΑ	Ποσότητα kgr/άτομο χρόνο	ΧΩΠΑ	Ποσότητα kgr/άτομο χρόνο
Russian Federation	28.29	South Africa	40.66	Turkey	35.39
Rwanda	0.10	Spain	169.60	Turkmenistan	0.20
Saint Helena	25.40	Sri Lanka	3.72	Turks and Caicos Islands	0.40
Saint Kitts and Nevis	4.88	St. Lucia	66.96	Uganda	0.22
Saint Pierre and Miquelon	3.83	St. Vincent & Grenadines	40.34	Ukraine	17.05
Samoa	1.53	Sudan	0.25	United Arab Emirates	73.58
Sao Tome & Principe	0.57	Suriname	4.93	United Kingdom	206.84
Saudi Arabia	19.97	Sweden	275.34	United States	307.54
Senegal	2.89	Switzerland	212.69	Uruguay	21.17
Serbia and Montenegro	29.54	Syrian Arab Rep.	4.11	Uzbekistan	0.72
Seychelles	4.85	Tajikistan	0.18	Vanuatu	5.74
Sierra Leone	0.05	Tanzania	0.87	Venezuela	27.37
Singapore	149.03	Thailand	30.80	Viet Nam	6.51
Slovakia	140.05	Togo	0.63	Yemen	2.82
Slovenia	141.43	Tonga	4.96	Zambia	0.72
Solomon Islands	0.43	Trinidad and Tobago	56.93	Zimbabwe	8.62
Somalia	0.13	Tunisia	19.18		

2. ΑΝΑΛΥΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

2.1 Δομή του συμβατικού πολυκινητηρίου συστήματος χαρτοποιητικών μηχανών

Η συγκεκριμένη χαρτοποιητική μηχανή για λεπτά χαρτιά (tissue) αποτελείται από τα τμήματα που αναφέρθησαν στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Τα πολυκινητηρία συστήματα των χαρτοποιητικών μηχανών για λεπτά χαρτιά (tissue), αποτελούνται κατά κανόνα από κινητήρες συνεχούς ρεύματος ελεγχόμενους από ηλεκτρονικούς μετατροπείς ισχύος οδηγούμενους από τριφασικό δίκτυο. Η δομή ενός πολυκινητηρίου συστήματος φαίνεται στο σχήμα 2.8. Στη συγκεκριμένη περίπτωση για την κίνηση της μηχανής χρησιμοποιούνται συνολικά έξι κινητήρες συνεχούς ρεύματος. Ένας κινητήρας οδηγεί τον ρόλο του μορφοποιητή, δύο κινητήρες οδηγούν το τμήμα των πρεσών, άλλοι δύο οδηγούν το στεγνωτικό τύμπανο και ένας τελευταίος οδηγεί τον ρόλο για τη συλλογή του χαρτιού.

Η αναφορά ταχύτητας στο συγκεκριμένο πολυκινητήριο σύστημα είναι κοινή για όλα τα τμήματα. Μπορεί να ρυθμίζεται με ανοχή $\pm 5 \%$ της ταχύτητας του τυμπάνου στα τμήματα του μορφοποιητή και των πρεσών. Η ταχύτητα του τμήματος της συλλογής του χαρτιού μεταβάλλεται από 75% έως 100% της ταχύτητας του τυμπάνου.

Ο μεταλλικός ρόλος του τμήματος του μορφοποιητή (former roll) περιστρέφεται μέσω ενός μειωτήρα (με σχέση μετάδοσης $i_4=1/5.82$) από ένα κινητήρα συνεχούς ρεύματος (K_5), του οποίου η ισχύς είναι περίπου 100 kW. Η ταχύτητα του τμήματος αυτού είναι λίγο μεγαλύτερη από την ταχύτητα του επομένου τμήματος (των πρεσών), για να μπορέσει το χαρτί να μεταφερθεί σωστά στην τσόχα και να παραχθεί χαρτί καλής ποιότητας (σχήμα 1.1 σημείο Β). Αυτή η διαφορά ταχύτητας των δύο τμημάτων (περίπου 5-10 m/min σε ταχύτητα στεγνωτικού τυμπάνου 1500 m/min) πρέπει να είναι σταθερή για να εξασφαλίζεται καλή και σταθερή ποιότητα χαρτιού. Αυτό σημαίνει ότι η ακρίβεια του πολυκινητηρίου συστήματος πρέπει να είναι πολύ μεγάλη (τάξεως του 0,1%) επειδή η διαφορά ταχύτητας του μορφοποιητή και των πρεσών πρέπει να μεταβάλλεται μέσα στα προαναφερθέντα όρια και η διαφορά να παραμένει σταθερή χωρίς διακυμάνσεις. Ο κινητήρας K_5 του μορφοποιητή τροφοδοτείται από μια εξαπαλμική γέφυρα με θυρίστορ με τα κατάλληλα κυκλώματα ελέγχου της ταχύτητας και φέρει ταχογεννήτρια για τη μέτρηση της περιστροφικής ταχύτητας. Η διέγερση του κινητήρα τροφοδοτείται από μια γέφυρα διόδων συνδεδεμένη σε δύο φάσεις του τριφασικού δικτύου.

Το επόμενο τμήμα, δηλ. το τμήμα των πρεσών περιλαμβάνει τις δύο πρέσες, την τσόχα που μεταφέρει το χαρτί από το πλέγμα στο στεγνωτικό τύμπανο και αρκετούς μικρούς ρόλους. Κάθε πρέσα περιστρέφεται μέσω ενός μειωτήρα, από ένα ξεχωριστό κινητήρα συνεχούς ρεύματος, του οποίου η ισχύς στην περίπτωση αυτή είναι 120 kW. Οι μειωτήρες της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας έχουν σχέση μετάδοσης $i_2 = 1/4,033$ και $i_3 = 1/2,913$ αντίστοιχα. Οι δύο πρέσες είναι τυλιγμένες από την τσόχα. Επειδή η τσόχα είναι τανυσμένη έντονα για να μην υπάρχει ολίσθηση, προκύπτει ένα σύστημα κίνησης όπου οι δύο πρέσες και οι μικροί ρόλοι περιστρέφονται από τους δυο κινητήρες ως ένα σύνολο.

Πρέπει να επισημανθεί ότι οι δύο πρέσες, τα ρολάκια που περιλαμβάνονται στο τμήμα αυτό μαζί με την ισχυρά τανυσμένη τσόχα αποτελούν και συμπεριφέρονται ως ένα ενιαίο σύστημα. Η τσόχα είναι κατασκευασμένη από πλαστικό υλικό, σχετικά μεγάλου πάχους και έχει μεγάλο πλάτος (περίπου 3m). Ουσιαστικά είναι ένας φαρδύς ιμάντας μέσω του οποίου κινούνται οι δύο πρέσες και τα ρολάκια. Πρακτικά (η τσόχα) δεν παρουσιάζει ελαστικότητα λόγω του μεγάλου πάχους και πλάτους της. Όπως προαναφέρθηκε η τσόχα είναι τανυσμένη έντονα για να μην υπάρχει ολίσθηση μεταξύ αυτής και των πρεσών διότι σε αντίθετη περίπτωση θα είχε καταστραφεί. Λόγω της τάνυσης της τσόχας και του γεγονότος ότι (η τσόχα) δεν παρουσιάζει ελαστικότητα η γραμμική ταχύτητα των δύο πρεσών είναι ακριβώς η ίδια. Συνεπώς θα θεωρηθούν οι πρέσες μαζί με τη τσόχα ως μία ενιαία μάζα για την οποία θα χρησιμοποιηθεί μια ροπή αδράνειας.

Εδώ προκύπτει το ερώτημα, πώς δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος μπορούν να κινούν το ίδιο μηχανικό φορτίο με την ίδια ταχύτητα και να κατανέμεται το φορτίο αυτό εξ' ίσου και στους δύο κινητήρες στην περίπτωση που οι δύο κινητήρες είναι πανομοιότυποι, ή να κατανέμεται το φορτίο αυτό σύμφωνα με την ονομαστική ισχύ των κινητήρων, όταν δεν είναι ίδιοι. Αυτό αναλύεται διεξοδικά στα επόμενα κεφάλαια.

Στο τμήμα των πρεσών οι δύο κινητήρες τροφοδοτούνται από την ίδια τριφασική γέφυρα. Η διέγερση του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας (K_4) τροφοδοτείται από μια γέφυρα διόδων, συνδεδεμένη σε δύο φάσεις του τριφασικού δικτύου, ενώ η διέγερση του άλλου κινητήρα (K_3) τροφοδοτείται από μια ελεγχόμενη γέφυρα με θυρίστορ για να είναι δυνατή η ρύθμιση του ρεύματος της διέγερσης. Είναι δε συνδεδεμένη και αυτή σε δύο φάσεις του τριφασικού δικτύου. Ο λόγος της ύπαρξης της ελεγχόμενης γέφυρας με θυρίστορ είναι ο έλεγχος της κατανομής του φορτίου στους δύο κινητήρες με τη μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα (K_3) της “τυφλής” πρέσας. Αυτός είναι ο μόνος τρόπος στο συμβατικό σύστημα για τον έλεγχο της κατανομής του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων. Με το ίδιο τρόπο γίνεται και ο έλεγχος της κατανομής του φορτίου μεταξύ των δύο

κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου, δηλ. με τη μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του ενός από τους δύο κινητήρες γιατί στο τμήμα αυτό χρησιμοποιούνται δύο ελεγχόμενες γέφυρες για τη τροφοδοσία των διεγέρσεων.

Στο τμήμα των πρεσών χρησιμοποιείται μόνο μία ταχογεννήτρια για τη μέτρηση της ταχύτητας.

Στο επόμενο τμήμα, αυτό του στεγνωτικού τυμπάνου, δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος, στην περίπτωση μας, ισχύος 150 kW περιστρέφουν το στεγνωτικό τύμπανο μέσω ενός κοινού μειωτήρα. Ο μειωτήρας αυτός έχει δύο εισόδους. Είναι κατασκευασμένος με τέτοιο τρόπο ώστε η σχέση μετάδοσης και από τις δύο εισόδους του να είναι η ίδια. Έτσι η γωνιακή ταχύτητα ω_1 που αναφέρεται στη μία είσοδο είναι ίση με την γωνιακή ταχύτητα ω_2 που αναφέρεται στη άλλη είσοδο (σχήμα 3.3) και η σχέση μετάδοσης του μειωτήρα είναι $i_1=1/14$.

Στο τμήμα αυτό οι δύο κινητήρες τροφοδοτούνται από την ίδια τριφασική γέφυρα, όπως στην περίπτωση του τμήματος των πρεσών. Οι διεγέρσεις των κινητήρων τροφοδοτούνται από δύο ξεχωριστές γέφυρες με θυρίστορ (συνδεδεμένες σε δύο φάσεις του τριφασικού δικτύου). Επίσης, στο τμήμα αυτό χρησιμοποιείται μόνο μία ταχογεννήτρια για τη μέτρηση της περιστροφικής ταχύτητάς του.

Και σε αυτή την περίπτωση προκύπτει το ερώτημα, δηλαδή πώς δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος μπορούν να κινούν το ίδιο μηχανικό φορτίο με την ίδια ταχύτητα και να κατανέμεται το φορτίο αυτό εξ' ίσου και στους δύο κινητήρες, στην περίπτωση που οι δύο κινητήρες είναι πανομοιότυποι ή να κατανέμεται το φορτίο αυτό σύμφωνα με την ονομαστική ισχύ των κινητήρων. Και στις δυο περιπτώσεις το πρόβλημα αντιμετωπίζεται με τον ίδιο τρόπο.

Ο μεταλλικός ρόλος του τμήματος μαζέματος του χαρτιού (rope reel) περιστρέφεται, μέσω ενός μειωτήρα, από ένα κινητήρα συνεχούς ρεύματος (K_6) ισχύος περίπου 50 kW. Η ταχύτητα του τμήματος αυτού πρέπει να είναι ίση ή μικρότερη από την ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου. Η ταχύτητα του τμήματος αυτού όπως προαναφέρθηκε μεταβάλλεται από 75% έως 100 % της ταχύτητας του στεγνωτικού τυμπάνου. Ο κινητήρας τροφοδοτείται από μια εξαπαλμική γέφυρα με θυρίστορ και φέρει ταχογεννήτρια για τη μέτρηση της ταχύτητας. Η διέγερση του κινητήρα τροφοδοτείται από μια γέφυρα διόδων, συνδεδεμένη σε δύο φάσεις του τριφασικού δικτύου.

2.2 Προβλήματα των σημερινών δομών των πολυκινητηρίων συστημάτων χαρτοποιητικών μηχανών

2.2.1 Γενικά

Τα προβλήματα των σημερινών δομών των πολυκινητηρίων συστημάτων που επισημαίνονται μπορούν να συνοψισθούν πιο κάτω:

- α) Άνιση κατανομή των φορτίων μέσα στα ίδια τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής (πρεσών και τυμπάνου).
- β) Υπερφόρτωση του ενός τμήματος της χαρτοποιητικής μηχανής και ολική διακοπή λειτουργίας της.
- γ) Έλλειψη ενός ιεραρχημένου συστήματος ελέγχου, συλλογής και καταγραφής των αναγκαίων σημάτων για την εποπτεία της λειτουργίας του πολυκινητηρίου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής
- δ) Προβλήματα στρεπτικών ταλαντώσεων λόγω φαινομένων συντονισμού στο μηχανικό σύστημα

2.2.2 Άνιση κατανομή των φορτίων μέσα στα ίδια τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής (πρεσών και τυμπάνου).

Το κινητήριο σύστημα των πρεσών στο συμβατικό σύστημα φαίνεται στο σχήμα 2.1 και το κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου στο συμβατικό σύστημα φαίνεται στο σχήμα 2.2. Και στις δύο περιπτώσεις οι κινητήρες τροφοδοτούνται από την ίδια τριφασική γέφυρα και χρησιμοποιείται το ίδιο χονδρικό διάγραμμα ελέγχου (σχήμα 2.3).

Στο σχήμα 2.4 φαίνεται το κύκλωμα τροφοδοτήσεως των διεγέρσεων των πρεσών. Το ρεύμα της διέγερσης του ενός κινητήρα ελέγχεται από ένα διφασικό ηλεκτρονικό μετατροπέα όπου το ρεύμα διατηρείται σταθερό ανεξάρτητα από τις διακυμάνσεις της τάσης τροφοδοσίας και της μεταβολής της ωμικής αντίστασης (της διέγερσης). Η διέγερση του άλλου κινητήρα τροφοδοτείται από μία γέφυρα με διόδους. Αρχικά καθορίζεται ονομαστικό ρεύμα για την διέγερση του πρώτου κινητήρα ο οποίος τροφοδοτείται με την ελεγχόμενη γέφυρα. Το ρεύμα της διέγερσης του άλλου κινητήρα καθορίζεται ρυθμίζοντας την μεταβλητή αντίσταση R_v .

Ο λόγος που χρησιμοποιείται η ελεγχόμενη γέφυρα είναι να εξασφαλίσει, μεταβάλλοντας το ρεύμα της διέγερσης του πρώτου κινητήρα ίσα ρεύματα στους δρομείς των κινητήρων. Δεν λαμβάνεται όμως υπ' όψη με αυτή τη διάταξη η επίδραση στο ρεύμα της διέγερσης του δεύτερου κινητήρα λόγω της μεταβολής της τάσης του δικτύου και της μεταβολής της ωμικής αντίστασης (της διέγερσης).

Για να γίνει κατανοητό πώς προκύπτει η άνιση κατανομή του φορτίου και πώς αυτό αντιμετωπίζεται πλήρως, χρησιμοποιούνται οι βασικές εξισώσεις των μηχανών συνεχούς ρεύματος (εξ. 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 και 2.5) και τα σχήματα 2.6 και 2.7. Γίνεται εξομοίωση για ναδειχθεί πως επιδρά η μείωση του ρεύματος της διέγερσης σε ένα κινητήρα στο ρεύμα των δρομέων των δύο κινητήρων.

$$u_a = i_a R_a + L_a \frac{di_a}{dt} + u_q \quad (2.1)$$

$$u_q = K\Phi\omega \quad (2.2)$$

$$T_e = K\Phi i_a \quad (2.3)$$

$$\omega = \frac{u_a - i_a R_a - L_a \frac{di_a}{dt}}{K\Phi} \quad (2.4)$$

$$\Phi \sim i_f \quad (2.5)$$

όπου, K η σταθερά μηχανής συνεχούς ρεύματος.

Θεωρούμε ότι η τάση του δικτύου τροφοδοσίας των γεφυρών μειώνεται από 400 V σε 395 V (μείωση κατά 1.25 %) και η ωμική αντίσταση της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας αυξάνεται κατά 5 %. Αυτό έχει σαν συνέπεια την μείωση του ρεύματος της διέγερσης από 6.0 A σε 5.66 A (μείωση κατά 5.5 %), σχήμα 2.5 α.

Για την εξομοίωση ελήφθη ως φορτίο το 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων, όπως συμβαίνει στη πράξη, και τα τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρων των που χρησιμοποιήθηκαν στην εξομοίωση είναι:

$$P_n = 152 \text{ kW}$$

$$N_n = 1870 \text{ R.P.M.}$$

$$U_n = 420 \text{ V}$$

$$I_n = 394 \text{ A}$$

$$L_a = 1.20 \text{ mH}$$

$$R_a = 86.8 \text{ m}\Omega$$

$$U_f = 220 \text{ V}$$

$$I_f = 6 \text{ A}$$

$$R_f = 36.66 \text{ }\Omega$$

$$L_f = 20 \text{ H}$$

$$J_{\text{mot}} = 1.2 \text{ kgr m}^2$$

Σχήμα 2.1 Δομή του κινητηρίου συστήματος των πρεσών με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος στο συμβατικό σύστημα (για την οδήγηση ενός κοινού μηχανικού φορτίου)

Σχήμα 2.2 Δομή του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος στο συμβατικό σύστημα (για την οδήγηση ενός κοινού μηχανικού φορτίου)

Σχήμα 2.3 Χονδρικό διάγραμμα ελέγχου του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος στο συμβατικό σύστημα (το ίδιο χονδρικό διάγραμμα ελέγχου χρησιμοποιείται και για το κινητήριο σύστημα των πρεσών).

Σχήμα 2.4 Κυκλωματικό διάγραμμα της τροφοδοσίας των διεγέρσεων των κινητήρων των πρεσών του συμβατικού συστήματος.

Η μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας επιλέγεται να γίνει σε χρόνο 38 sec, σχήμα 2.5 α. Στο προηγούμενο διάστημα τα ρεύματα των διεγέρσεων των δύο κινητήρων είναι ίσα μεταξύ τους.

Στα σχήματα 2.5 γ και 2.5 δ φαίνεται η διαφοροποίηση των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των δύο κινητήρων όταν το ρεύμα της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας μειώνεται κατά 5.5 %.

Παρατηρούμε ότι τα ρεύματα των δρομέων των δύο κινητήρων είναι ίσα μεταξύ τους τόσο στη μεταβατική κατάσταση όσο και στη μόνιμη κατάσταση, όταν τα ρεύματα των διεγέρσεων είναι ίσα μεταξύ τους (σχήμα 2.5 γ). Η μέση τιμή του ρεύματος των δρομέων στη μόνιμη κατάσταση, όταν τα ρεύματα των διεγέρσεων είναι ίσα μεταξύ τους, είναι ίση με 236.5 A (σχήμα 2.5 γ). Η τιμή αυτή είναι ίση με το 60% του ονομαστικού ρεύματος των δρομέων ($236.5=0.60 \cdot 394$). Μετά την μείωση του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας η μέση τιμή του ρεύματος του δρομέα του κινητήρα αυτού στη μόνιμη κατάσταση αυξάνεται σε 369.7 A (93.8 % I_n), ενώ η μέση τιμή του ρεύματος του δρομέα του κινητήρα της τυφλής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση μειώνεται σε 123.9 A (31.4 % I_n , σχήμα 2.5 γ). Οι δύο τιμές διαφέρουν κατά πολύ παρά την μικρή μείωση του ρεύματος της διέγερσης του ενός κινητήρα (5.5%).

Η μέση τιμή των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση, όταν τα ρεύματα των διεγέρσεων είναι ίσα μεταξύ τους, είναι ίση με 465.7 Nm (σχήμα 2.5 δ). Η τιμή αυτή είναι ίση με το 60% της ονομαστικής ροπής των κινητήρων, όσο είναι και το φορτίο. Μετά την μείωση του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας η μέση τιμή της ηλεκτρομαγνητικής ροπής του κινητήρα αυτού, στη μόνιμη κατάσταση αυξάνεται σε 687.3 Nm (88.5 % M_n), ενώ η μέση τιμή της ηλεκτρομαγνητικής ροπής του κινητήρα της τυφλής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση μειώνεται σε 244.1 Nm (31.4 % I_n , σχήμα 2.5 δ). Παρατηρούμε ότι το άθροισμα των δύο ροπών πριν την μείωση του ρεύματος στην μόνιμη κατάσταση είναι ίσο με το άθροισμα των δύο ροπών μετά την μείωση του ρεύματος στην μόνιμη κατάσταση ($2 \cdot 465.7=687.3+244.1$). Αυτό ήταν αναμενόμενο επειδή η ροπή του φορτίου παραμένει σταθερή.

Στα επόμενα σχήματα 2.6 και 2.7 φαίνονται τα κυκλωματικά διαγράμματα των δύο μηχανών που τροφοδοτούνται από την ίδια τριφασική γέφυρα στη μόνιμη κατάσταση πριν και μετά την μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του ενός κινητήρα και εξηγείται πώς μία μικρή μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του ενός κινητήρα μεταβάλλει σημαντικά τα ρεύματα των δρομέων των δύο κινητήρων.

Η μέση τάση τροφοδοσίας της τριφασικής γέφυρας πριν την μείωση του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση είναι 406.2 V (σχήμα 2.5 β). Οι τάσεις που αναπτύσσουν οι κινητήρες είναι $u_{q1} = u_{q2} = 385.75$ V. Έτσι οι τάσεις u_{RL1} και u_{RL2} είναι $u_{RL1} = u_{RL2} = 20.55$ V. Η μέση τιμή του ρεύματος των δρομέων στη μόνιμη κατάσταση και στους δύο κινητήρες, όταν τα ρεύματα των διεγέρσεων είναι ίσα μεταξύ τους, είναι ίση με $(406.2 - 385.75) \text{ V} / 0.0868 \Omega = 236.5$ A.

Η μέση τάση τροφοδοσίας της τριφασικής γέφυρας μετά την μείωση του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση είναι 396.54 V (σχήμα 2.5 β). Επειδή το ρεύμα της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας μειώθηκε, μειώνεται και η αναπτυσσόμενη τάση του κινητήρα αυτού (ισχύει η σχέση $u_g = K\Phi\omega$). Η ταχύτητα των κινητήρων παραμένει η ίδια με την ταχύτητα πριν από την μείωση του ρεύματος της διέγερσης του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας (σχήμα 2.5 ε). Έτσι θεωρώντας γραμμική σχέση μεταξύ ρεύματος διέγερσης και μαγνητικής ροής (Φ), η αναπτυσσόμενη τάση του κινητήρα αυτού είναι ανάλογη με το ρεύμα της διέγερσης. Η αναπτυσσόμενη τάση του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας είναι $u_{q2} = 364.43$ V και η μέση τάση τροφοδοσίας της τριφασικής γέφυρας μετά την μείωση του ρεύματος της διέγερσης στη μόνιμη κατάσταση είναι 396.54 V. Η τάση αυτή καθορίζεται αυτόματα από το σύστημα ελέγχου ώστε τα προκύπτοντα ρεύματα των δρομέων και κατ' επέκταση οι προκύπτουσες ηλεκτρομαγνητικές ροπές να αντισταθμίσουν το μηχανικό φορτίο.

Η τάση u_{RL1} είναι $u_{RL1} = 10.79$ V και η τάση u_{RL2} είναι $u_{RL2} = 32.11$ V (σχήμα 2.7). Έτσι τα ρεύματα των δρομέων της απορροφητικής και τυφλής πρέσας είναι 396.7 A και 123.9 A αντίστοιχα.

Έχει αποδειχθεί ότι μία μικρή μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης μεταβάλλει σημαντικά τα ρεύματα των δρομέων. Στη παρούσα διατριβή προτείνεται η τροφοδοσία όλων των γεφυρών να γίνεται με ξεχωριστές ελεγχόμενες γέφυρες (με έλεγχο ρεύματος) για να παραμένει το ρεύμα των διεγέρσεων σταθερό ανεξαρτήτως των μεταβολών της τάσεως του δικτύου και της μεταβολής των ωμικών αντιστάσεων των διεγέρσεων. Η ρύθμιση της ταχύτητας των κινητήρων συνεχούς ρεύματος μπορεί να γίνει είτε με τη μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης είτε με τη μεταβολή της τάσης τροφοδοσίας των δρομέων είτε και με τη μεταβολή και των δύο (εξ. 2.4 και 2.5). Στη παρούσα διατριβή προτείνεται ο έλεγχος της ταχύτητας να γίνεται μόνο με τη μεταβολή της τάσης τροφοδοσίας των δρομέων αφού προτείνεται ένας ξεχωριστός ηλεκτρονικός μετατροπέας για κάθε κινητήρα. Αποκαθιστώντας

Σχήμα 2.5 α) Ρεύματα των διεγέρσεων των κινητήρων των πρεσών του συμβατικού συστήματος, β) τάση δρομέων των κινητήρων των πρεσών του συμβατικού συστήματος, γ) ρεύματα των δρομέων των κινητήρων των πρεσών του συμβατικού συστήματος

Σχήμα 2.5 (συνέχεια) δ) ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων των πρεσών του συμβατικού συστήματος ε) ταχύτητα αναφοράς και απόκριση της ταχύτητας των κινητήρων των πρεσών

ονομαστικά ρεύματα στις διεγέρσεις μπορούμε να πάρουμε όλη την ισχύ των κινητήρων. Εάν όμως μειωθεί το ρεύμα της διέγερσης τότε μειώνεται η μαγνητική ροή και συνεπώς η προσδιδόμενη ροπή από τον κινητήρα ($T_e = K\Phi i_a = K_f i_f i_a$). Αύξηση του ρεύματος πέραν του ονομαστικού, για μείωση της ταχύτητας των κινητήρων, δεν είναι δυνατόν διότι θα καταστραφεί από υπερθέρμανση το τύλιγμα της διέγερσης. Άρα δεν είναι ορθολογικό να ρυθμίζεται η ταχύτητα ενός κινητήρα μεταβάλλοντας το ρεύμα της διέγερσης.

Για να υπάρχει ίση κατανομή του μηχανικού φορτίου στους δύο κινητήρες πρέπει τα ρεύματα των δρομέων των να είναι ίσα. Επειδή προτείνεται ένας ξεχωριστός μετατροπέας για κάθε κινητήρα πρέπει να βρεθεί κάποια μέθοδος που να εξασφαλίζει το ίδιο ρεύμα στους δρομείς των κινητήρων στις μεταβατικές και μόνιμες καταστάσεις ώστε οι ηλεκτρομαγνητικές ροπές των κινητήρων να είναι ίσες μεταξύ τους. Εξασφαλίζοντας ίδια ρεύματα διεγέρσεων και ίδια ρεύματα στους δρομείς των κινητήρων τότε σύμφωνα με τις πιο κάτω εξισώσεις (2.6) και (2.7) οι ηλεκτρομαγνητικές ροπές T_{e1} και T_{e2} είναι ίσες μεταξύ τους με την προϋπόθεση ότι οι κινητήρες είναι ίδιοι μεταξύ τους ($K_1=K_2$).

$$T_{e1} = K_1 \Phi_1 i_{a1} = K_1^* i_{f1} i_{a1} \quad (2.6)$$

$$T_{e2} = K_2 \Phi_2 i_{a2} = K_2^* i_{f2} i_{a2} \quad (2.7)$$

Η προτεινόμενη μέθοδος που εξασφαλίζει το ίδιο ρεύμα στους δρομείς των κινητήρων αναλύεται στα επόμενα κεφάλαια.

Σχήμα 2.6 Κυκλωματικό διάγραμμα των δύο μηχανών που τροφοδοτούνται από την ίδια τριφασική γέφυρα πριν την μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του ενός κινητήρα στο συμβατικό σύστημα.

Σχήμα 2.7 Κυκλωματικό διάγραμμα των δύο μηχανών που τροφοδοτούνται από την ίδια τριφασική γέφυρα μετά την μεταβολή του ρεύματος της διέγερσης του ενός κινητήρα στο συμβατικό σύστημα.

Και στα δύο προαναφερθέντα τμήματα (πρεσών και τυμπάνου) δυο κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν το ίδιο μηχανικό φορτίο. Στα υπάρχοντα συστήματα και κατά κανόνα η κατανομή φορτίου μέσα στο ίδιο το τμήμα γίνεται με τη ρύθμιση του ρεύματος της διέγερσης του ενός κινητήρα (σχήμα 2.8). Όπως προαναφέρθηκε στην περίπτωση του κινητηρίου συστήματος των πρεσών η διέγερση του ενός κινητήρα (K_3) τροφοδοτείται από μία ελεγχόμενη πηγή ρεύματος. Η διέγερση του άλλου κινητήρα (K_4) τροφοδοτείται από μια απλή γέφυρα διόδων, συνδεδεμένη σε δύο φάσεις του τριφασικού δικτύου. Στην περίπτωση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και οι δύο διεγέρσεις των κινητήρων (K_1 και K_2) τροφοδοτούνται από ξεχωριστές ελεγχόμενες πηγές ρεύματος. Έστω και αν χρησιμοποιούνται ελεγχόμενες πηγές ρεύματος και κοινή γέφυρα τροφοδοσίας των δρομέων παρατηρείται άνιση κατανομή του φορτίου μέσα στο τμήμα του στεγνωτικού τυμπάνου διότι δεν λαμβάνεται υπ' όψη η πτώση τάσης στα καλώδια που συνδέουν την γέφυρα με τους κινητήρες όπως επίσης και η πτώση τάσης μεταξύ ψηκτρών και συλλέκτη. Σε αυτή την περίπτωση υπάρχει άνιση κατανομή του φορτίου αλλά είναι μικρότερη από την περίπτωση της μεταβολής των ρευμάτων των διεγέρσεων.

2.2.3 Υπερφόρτωση των κινητήρων του ενός τμήματος από τα δύο κύρια τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής και ολική διακοπή λειτουργίας της

Ένα άλλο πρόβλημα που παρουσιάζεται στα υπάρχοντα κινητήρια συστήματα είναι η υπερφόρτωση των κινητήρων του ενός από τα δύο κύρια τμήματα της χαρτοποιητικής μηχανής (πρεσών και στεγνωτικού τύμπανου) με αποτέλεσμα την ολική διακοπή λειτουργίας της.

Αρκετές φορές κατά το ξεκίνημα της χαρτοποιητικής μηχανής και ειδικά κατά τη συμπίεση των πρεσών πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο εμφανίζεται ένα σοβαρό πρόβλημα σύμφωνα με τις εμπειρίες από τη λειτουργία συστημάτων παραγωγής χαρτιού. Το συνολικό μηχανικό φορτίο του κινητηρίου συστήματος που προκύπτει κατά τη συμπίεση, δεν κατανέμεται σωστά και στα δύο τμήματα, με αποτέλεσμα το ένα τμήμα να παίρνει όλο το φορτίο και να υπερφορτώνεται.

Η υπερφόρτωση του ενός τμήματος (παραλαβή ολόκληρου του μηχανικού φορτίου από το ένα τμήμα) οφείλεται στην λογική ελέγχου που έχει επικρατήσει να εφαρμόζεται στο συγκεκριμένο κινητήριο σύστημα, αλλά και σε ανακριβή συγχρονισμό μεταξύ των δύο τμημάτων.

Τα μεγέθη αναφοράς ταχύτητας για τα δυο τμήματα ρυθμίζονται μεν στην ίδια ταχύτητα, όμως είναι δυνατόν να μην είναι ακριβώς τα ίδια για τους ακόλουθους λόγους:

α) Να μην έχει γίνει σωστή ρύθμιση (τοποθέτηση από τον χειριστή) του ποτενσιομέτρου που δημιουργεί το μέγεθος αναφοράς για την ταχύτητα των πρεσών (σχήμα 2.8).

β) Τα μεγέθη αναφοράς να αλλάζουν ελαφρώς λόγω της αμφιβόλου ακρίβειας στη σταθερότητα της παρεχόμενης τάσης από τα ηλεκτρονικά κυκλώματα και λόγω των θερμοκρασιακών μεταβολών, που επιδρούν στην τάση τροφοδοσίας των ποτενσιομέτρων, με τα οποία προσδιορίζονται τα μεγέθη αναφοράς.

Επίσης το πρόβλημα της υπερφόρτωσης του ενός τμήματος μπορεί να οφείλεται στην ακρίβεια του συστήματος ελέγχου στροφών. Δηλαδή δεν επιτυγχάνεται η ίδια ταχύτητα στα δύο τμήματα, αν και αυτό θα ήταν το επιθυμητό αφού είχαν επιλεγεί σωστά τα μεγέθη αναφοράς. Αυτό είναι δύσκολο να γίνει αντιληπτό από τους έχοντας την ευθύνη για την επιλογή του μεγέθους αναφοράς.

Το τμήμα που παίρνει όλο το μηχανικό φορτίο είναι εκείνο που κατά τη στιγμή της συμπίεσης των δύο τμημάτων είχε την πιο μεγάλη γραμμική ταχύτητα σύμφωνα με την αιτιολογία που ακολουθεί.

Μία μικρή διαφορά στην ταχύτητα των δύο τμημάτων, 0,5 - 1%, μπορεί να προκαλέσει αυτό το πρόβλημα. Ουσιαστικά το τμήμα εκείνο που είχε τη μεγαλύτερη ταχύτητα παρασύρει το άλλο τμήμα. Λόγω της μηχανικής εμπλοκής των δύο τμημάτων με διαφορετικές γραμμικές ταχύτητες, η ταχύτητα εκείνου του τμήματος που είχε τη μικρότερη ταχύτητα (πριν από την συμπίεση) αυξάνει και ταυτόχρονα μειώνεται η ταχύτητα του άλλου τμήματος. Ο ελεγκτής ταχύτητας που υπάρχει στο σύστημα ελέγχου του τμήματος με τη μικρότερη ταχύτητα, λόγω της αύξησης της ταχύτητας πάνω από την επιθυμητή τιμή, μειώνει το μέγεθος εξόδου του, με αποτέλεσμα να μειωθεί το ρεύμα στους δρομείς των δύο κινητήρων συνεχούς ρεύματος του τμήματος αυτού. Η μεταβολή της ταχύτητας όμως του τμήματος με την μικρότερη ταχύτητα δεν ακολουθεί τη μείωση του ρεύματος λόγω της μηχανικής εμπλοκής των δύο τμημάτων και των μεγάλων ροπών αδράνειας που έχουν οι περιστρεφόμενες μάζες. Το αποτέλεσμα είναι να εξακολουθεί να υπάρχει αρνητική διαφορά μεταξύ επιθυμητής και μετρούμενης ταχύτητας. Έτσι ο ελεγκτής ταχύτητας στο συγκεκριμένο τμήμα μειώνει ακόμη περισσότερο το ρεύμα των δρομέων των δύο κινητήρων. Αυτή η διαδικασία λόγω της μη μείωσης της ταχύτητας του τμήματος αυτού συνεχίζεται, με αποτέλεσμα να μηδενίζεται το ρεύμα στους δρομείς των κινητήρων.

Στο τμήμα που είχε την μεγαλύτερη ταχύτητα συμβαίνουν τα αντίθετα. Λόγω της μηχανικής εμπλοκής των δύο τμημάτων (με διαφορετικές γραμμικές ταχύτητες), η ταχύτητα του τμήματος εκείνου που είχε τη μεγαλύτερη ταχύτητα (πριν από την συμπίεση) μειώνεται. Ο ελεγκτής ταχύτητας που υπάρχει στο σύστημα ελέγχου του τμήματος αυτού, λόγω της μείωσης της ταχύτητας κάτω από την επιθυμητή τιμή, αυξάνει το μέγεθος της εξόδου του (για να παραμείνει η ταχύτητα του τμήματος αυτού όπως είχε πριν την συμπίεση), με αποτέλεσμα να αυξηθεί το ρεύμα στους δρομείς των δύο κινητήρων του τμήματος αυτού. Επειδή όμως ταυτόχρονα μειώνονται και μηδενίζονται τα ρεύματα των δρομέων των δύο κινητήρων του άλλου τμήματος, τα ρεύματα των δρομέων των δύο κινητήρων αυτού του τμήματος αυξάνονται απότομα για να καλύψουν το συνολικό μηχανικό φορτίο. Ουσιαστικά το σύστημα μπαίνει σε μία ανεπιθύμητη κατάσταση λειτουργίας (αστοχία). Στο ένα τμήμα τα ρεύματα των δρομέων των δύο κινητήρων αυξάνουν απότομα πάνω από τα ονομαστικά, ενώ στο άλλο μηδενίζονται. Αυτά συμβαίνουν μέσα σε λίγα δευτερόλεπτα.

Το υπερφορτωμένο πλέον σύστημα σταματά για λόγους προστασίας των κινητήρων από υπερθέρμανση, διότι αυτοί δεν είναι σε θέση να λειτουργήσουν υπερφορτωμένοι για μεγάλο

χρονικό διάστημα. Αυτό οφείλεται, όπως προαναφέρθηκε, στο γεγονός ότι δεν υπάρχει κάποιο σύστημα έλεγχου της κατανομής του συνολικού φορτίου μεταξύ των δύο τμημάτων, όταν αυτά εμπλακούν μηχανικά μεταξύ των.

Ένας άλλος λόγος που είναι δυνατόν να οδηγήσει σε διαφοροποίηση των γραμμικών ταχυτήτων των δύο τμημάτων και στην υπερφόρτωση του ενός τμήματος είναι η μεταβολή της ενεργού διαμέτρου των πρεσών κατά την συμπίεση των δύο τμημάτων. Υποθέτουμε η ότι οι γραμμικές ταχύτητες των δύο τμημάτων είναι ίσες μεταξύ τους πριν γίνει η συμπίεση. Οι πρέσες είναι μεν μεταλλικές αλλά καλύπτονται στην εξωτερική επιφάνεια τους με λάστιχο πάχους περίπου 30 mm. Η τσόχα που “αγκαλιάζει” τις πρέσες έχει πάχος περίπου 3 έως 4 mm. Κατά την συμπίεση το πάχος της τσόχας μειώνεται σημαντικά. Εκτιμάται ότι μειώνεται 1.5 mm. Το λάστιχο συμπιέζεται περίπου 1 mm. Έτσι η διάμετρος των πρεσών στα σημεία συμπίεσης μειώνεται κατά 5 mm. Επειδή τα δύο τμήματα μετά την συμπίεση έχουν την ίδια γραμμική ταχύτητα προκύπτει ότι η γωνιακή ταχύτητα των κινητήρων των πρεσών αυξάνει (λόγω μικρότερης διαμέτρου) σε σχέση με την γωνιακή ταχύτητα που είχαν πριν τη συμπίεση. Η αύξηση όμως της γωνιακής ταχύτητας των κινητήρων των πρεσών έχει σαν αποτέλεσμα τα όσα αναφέρθηκαν πιο πάνω. Δηλ. το ρεύμα στους δρομείς των κινητήρων των πρεσών να μηδενίζεται, ενώ το ολικό μηχανικό φορτίο να μεταφέρεται μόνο στο τμήμα του στεγνωτικού τυμπάνου και το οποίο υπερφορτώνεται.

Στην περίπτωση όπου στο ξεκίνημα τα δύο τμήματα έχουν ακριβώς συγχρονιστεί, τότε η μηχανή μπορεί να επιταχυνθεί και να φθάσει στην επιθυμητή ταχύτητα για παραγωγή κάποιας συγκεκριμένης ποιότητας χαρτιού. Τα δύο τμήματα του κινητήριου συστήματος είναι δυνατόν να περιστρέφονται με την ίδια γραμμική ταχύτητα, αλλά με την υπάρχουσα λογική έλεγχου ο λόγος των φορτίων μεταξύ των δύο τμημάτων μπορεί να αλλάξει, χωρίς όμως να αλλάξουν οι ταχύτητές τους. Τα φορτία αυτά είναι δυνατόν να αλλάξουν, επειδή δεν υπάρχει κάποια διάταξη που να εξασφαλίζει τον αποκλεισμό τέτοιου συμβάντος. Κατά την κανονική παραγωγική διαδικασία είναι δυνατόν να συμβεί το ίδιο όπως και κατά το ξεκίνημα. Δηλ. το ολικό μηχανικό φορτίο παραλαμβάνεται εξ’ ολοκλήρου από το ένα τμήμα, με αποτέλεσμα να υπερφορτώνεται και να διακόπτεται η λειτουργία της μηχανής.

Συνήθως στην πράξη με αλληπάλληλες διακοπές και επανεκκινήσεις καθίσταται δυνατή κάποια λογική κατανομή φορτίου στους κινητήρες συνεχούς ρεύματος, χωρίς τούτο να αποτελεί ριζική αντιμετώπιση του προβλήματος.

2.2.4 Έλλειψη ιεραρχημένου συστήματος ελέγχου, συλλογής και καταγραφής σημάτων για την εποπτεία της λειτουργίας του πολυκινητηρίου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής

Ένα άλλο πρόβλημα, που υπάρχει συνήθως σ' ένα πολυκινητήριο σύστημα είναι η έλλειψη ενός συστήματος ιεραρχημένου ελέγχου, συλλογής και καταγραφής των αναγκαίων σημάτων για την εποπτεία της λειτουργίας αυτού και της χαρτοποιητικής μηχανής με αποτέλεσμα να είναι δυσχερής ο χειρισμός τους. Λόγω της έλλειψης του πιο πάνω συστήματος οι βλάβες και ο χρόνος διακοπών της λειτουργίας από τις βλάβες που θα μπορούσαν να προβλεφθούν είναι αρκετά μεγάλες, μεταφραζόμενες σε απώλεια μεγάλων χρηματικών ποσών λόγω απώλειας παραγωγής, χαμένων ημερομισθίων και δαπανών για αγορά ή αντικατάσταση ανταλλακτικών.

2.2.5 Προβλήματα στρεπτικών ταλαντώσεων λόγω φαινομένων συντονισμού και ενίσχυσης των ροπών στο μηχανικό σύστημα

Άλλα προβλήματα είναι δυνατόν να προκύψουν στα μηχανικά μέρη του πολυκινητηρίου συστήματος λόγω φαινομένων συντονισμού που οφείλονται στους ελαστικούς άξονες μετάδοσης της κίνησης.

2.3 Δομή ενός προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος – προτάσεις για βελτίωση του συμβατικού συστήματος

Στην παρούσα διατριβή κατ' αρχήν προτείνονται λύσεις για την αντιμετώπιση των παραπάνω προβλημάτων και τη βελτίωση της λειτουργίας του πολυκινητηρίου συστήματος με τον επανασχεδιασμό του με διαφορετική φιλοσοφία και ειδικές μεθόδους ελέγχου. Η νέα προτεινόμενη δομή φαίνεται στο σχήμα 2.9 (με κόκκινο χρώμα φαίνονται οι προτεινόμενες αλλαγές για την βελτίωση του).

Το πλήθος, η ισχύς των κινητήρων και τα μηχανικά μέρη της κίνησης παραμένουν όπως στο αρχικό σύστημα. Εκεί που διαφοροποιείται, είναι στον αριθμό των ηλεκτρονικών μετατροπέων ισχύος, τις τροφοδοσίες των διεγέρσεων των κινητήρων και στις μεθόδους ελέγχου για την κατανομή του φορτίου τόσο μέσα στο ίδιο το τμήμα, όσο και μεταξύ των δύο κύριων τμημάτων της μηχανής.

Προτείνεται ένας ξεχωριστός ηλεκτρονικός μετατροπέας ισχύος για κάθε κινητήρα. Επίσης, προτείνεται μία ξεχωριστή τροφοδοσία για τις διεγέρσεις των κινητήρων με διφασικές γέφυρες με θυρίστορ.

Για την αντιμετώπιση των προβλημάτων που επισημάνθηκαν πιο πάνω εκτός από τις αλλαγές στις τροφοδοσίες των δρομέων και των διεγέρσεων, προτείνονται νέοι μέθοδοι ελέγχου, που περιγράφονται και αναλύονται διεξοδικά στις επόμενες παραγράφους και κεφάλαια. Επίσης, γίνεται διεξοδική διερεύνηση των φαινομένων συντονισμού στο μηχανικό σύστημα.

Γενικά, οι απαιτήσεις από το πολυκινητήριο σύστημα είναι πολύ μεγάλες και ως εκ τούτου χρειάζεται ένα πολυκινητήριο σύστημα κατάλληλα σχεδιασμένο, όσο γίνεται πιο ακριβές και αξιόπιστο που να ανταποκρίνεται σε αυτές τις υψηλές απαιτήσεις μιας γρήγορης χαρτοποιητικής μηχανής για λεπτά χαρτιά.

Έτσι, προτείνεται να γίνουν οι ακόλουθες αλλαγές στο πολυκινητήριο σύστημα για τη βελτίωσή του και απάλειψη των προβλημάτων που υπάρχουν κατά τη λειτουργία των συνήθων συστημάτων όπως η ασύμμετρη κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων των πρεσών και των δύο κινητήρων του τυμπάνου, και η υπερφόρτιση του ενός τμήματος (πρεσών ή τυμπάνου) που έχει ως συνέπεια την διακοπή λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής:

α) Κάθε κινητήρας τροφοδοτείται από ένα ξεχωριστό ηλεκτρονικό μετατροπέα ισχύος αφού η προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου της κατανομής του φορτίου του συστήματος, που παρουσιάζεται στα επόμενα κεφάλαια, έδωσε ικανοποιητικά αποτελέσματα με την εξομοίωση σε ηλεκτρονικό υπολογιστή.

β) Προτείνεται ξεχωριστή τροφοδοσία των διεγέρσεων με γέφυρες με θυρίστορ όπου το ρεύμα των διεγέρσεων ελέγχεται και διατηρείται σταθερό, χωρίς αυτό να επηρεάζεται από τις μεταβολές της τάσεως τροφοδοσίας και από τις μεταβολές της ωμικής αντίστασης των τυλιγμάτων της διέγερσης λόγω των σημαντικών μεταβολών της θερμοκρασίας των. Έτσι η ρύθμιση των στροφών των κινητήρων γίνεται μόνο με τη μεταβολή της τάσεως τροφοδοσίας των δρομέων τους αφού το ρεύμα των διεγέρσεων παραμένει σταθερό.

γ) Προτείνονται ειδικές μέθοδοι ελέγχου προσαρμοσμένες στο νέο σχεδιασμό του πολυκινητηρίου συστήματος για να εξασφαλίσουν την σωστή λειτουργία της χαρτοποιητικής

μηχανής. Στη συγκεκριμένη περίπτωση τέσσερις κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν δύο πρέσες και ένα στεγνωτικό τύμπανο.

Έτσι προτείνεται ένα σύστημα αυτομάτου ελέγχου μέσω του οποίου γίνεται ακριβής έλεγχος της ταχύτητας όλων των τμημάτων της μηχανής και ελέγχεται η ορθολογική κατανομή του μηχανικού φορτίου στους κινητήρες ανάλογα με την ονομαστική τους ισχύ τόσο μεταξύ των τμημάτων, όσο και μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος και στις δύο φάσεις λειτουργίας της μηχανής.

Σύμφωνα με τις απαιτήσεις του χαρτοποιητικού συστήματος διακρίνονται δύο φάσεις λειτουργίας:

Φάση Α:

Κατά την πρώτη φάση δυο κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν δύο πρέσες, χωρίς να εμπλέκονται μηχανικά με το στεγνωτικό τύμπανο. Το στεγνωτικό τύμπανο οδηγείται από δύο άλλους κινητήρες συνεχούς ρεύματος. Τα δύο τμήματα είναι ανεξάρτητα μεταξύ τους.

Φάση Β:

Όταν τα δύο συστήματα συγχρονιστούν, τότε αρχίζει η δεύτερη φάση, όπου τα δυο παραπάνω τμήματα εμπλέκονται μηχανικά, στρεφόμενα απολύτως με την ίδια γραμμική ταχύτητα. Το κινούμενο υγρό χαρτί ερχόμενο σε επαφή με το θερμό στεγνωτικό τύμπανο θερμοκρασίας 100⁰ C περίπου, ξηραίνεται και κατόπιν τυλίγεται υπό μορφή ρόλου για την τελική του χρήση. Δηλαδή, σ' αυτή τη βιομηχανική παραγωγική διαδικασία έχουμε ένα συνδυασμό γραμμικής και περιστροφικής κίνησης για τη μορφοποίηση του υγρού φύλλου χαρτιού και στη συνέχεια για τη ξήρανσή του.

Η προτεινόμενη μέθοδος στοχεύει στον ακριβή έλεγχο της κινητικής συμπεριφοράς των δύο τμημάτων συντονίζοντας τη λειτουργία των πρεσών και του στεγνωτικού τυμπάνου. Λόγω της δομής του συστήματος είναι αναπόφευκτες μεταβατικές καταστάσεις, γι' αυτό στην παρούσα διατριβή δίνεται ιδιαίτερο βάρος στη διερεύνηση της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς αυτού.

Οι ειδικές μέθοδοι ελέγχου περιγράφονται και αναλύονται διεξοδικά στις επόμενες παραγράφους και κεφάλαια.

Τα τμήματα του πολυκινητηρίου συστήματος της χαρτοποιητικής μηχανής που εκ του ρόλου των αποτελούν το κύριο μέρος του κινητηρίου συστήματος και ερευνώνται στην παρούσα διατριβή, είναι το τμήμα του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών. Επίσης σημαντικό είναι και το κινητήριο σύστημα του μορφοποιητή το οποίο διερευνάται και αυτό. Για τη μελέτη των προτεινόμενων μεθόδων που αφορούν τον έλεγχο ταχύτητας και την κατανομή του φορτίου μέσα στο ίδιο τμήμα (φάση Α) και τον έλεγχο της ταχύτητας και την κατανομή του φορτίου των δύο τμημάτων στο πολυκινητήριο σύστημα (φάση Β), γίνεται μοντελοποίηση και στη συνέχεια εξομοίωση σε H/Y με τη βοήθεια του λογισμικού MATLAB / SIMULINK. Με την εξομοίωση διερευνάται διεξοδικά η στατική και η δυναμική συμπεριφορά του πολυκινητηρίου συστήματος και έτσι διαπιστώνεται η αποτελεσματικότητα των προτεινόμενων μεθόδων ελέγχου.

Για την εξομοίωση σε H/Y ενός πολυκινητηρίου συστήματος χαρτοποιητικής μηχανής, όπου για την μετάδοση της κίνησης χρησιμοποιούνται ελαστικοί άξονες, και για την διερεύνηση φαινομένων συντονισμού στο μηχανικό σύστημα χρησιμοποιείται το ίδιο λογισμικό (MATLAB / SIMULINK).

Επίσης εξετάζεται η περίπτωση, όταν συμβούν κάποια χαρακτηριστικά σφάλματα στους ηλεκτρονικούς μετατροπείς ισχύος.

δ) Για την εποπτεία, πρόληψη και αντιμετώπιση προβλημάτων λειτουργίας και συντήρησης του πολυκινητηρίου συστήματος και ολόκληρης της χαρτοποιητικής μηχανής, προτείνεται ένα σύστημα επίβλεψης της κατάστασης λειτουργίας τόσο του πολυκινητηρίου συστήματος όσο και ολόκληρης της χαρτοποιητικής μηχανής και καταγραφής όλων των αναγκαίων ηλεκτρομηχανικών μεγεθών για την πρόβλεψη προβλημάτων, που είναι δυνατόν να εμφανιστούν ή τον εντοπισμό προβλημάτων που παρήλθαν και δεν έγιναν αντιληπτά. Επίσης προτείνεται η ανάλυση και καταγραφή μηχανικών ταλαντώσεων σε καίρια σημεία του μηχανικού συστήματος. Αυτό αναφέρεται αναλυτικά στο επόμενο κεφάλαιο.

2.4 Αιτίες για τον προτεινόμενο σχεδιασμό του συμβατικού πολυκινητηρίου συστήματος

α) Άνιση κατανομή του φορτίου μέσα στο ίδιο τμήμα (πρεσών και τυμπάνου) με τον υπάρχοντα σχεδιασμό.

Οφείλεται στη μεταβολή του ρεύματος των διεγέρσεων και των δρομέων των κινητήρων λόγω μεταβολής της τάσεως τροφοδοσίας των διεγέρσεων και της μεταβολής των ωμικών αντιστάσεων των διεγέρσεων και των δρομέων.

Η ωμική αντίσταση των τυλιγμάτων των διεγέρσεων μεταβάλλεται σημαντικά με την αλλαγή της θερμοκρασίας και συγκεκριμένα σύμφωνα με την πιο κάτω εξίσωση:

$$R = R_{20}(1 + \Delta T \alpha) \quad (2.8)$$

όπου, R_{20} : η αντίσταση του τυλίγματος της διέγερσης στους 20°C ,

α : ο συντελεστής μεταβολής της αντίστασης (για χαλκό 0,00394),

ΔT : διαφορά θερμοκρασίας σε $^{\circ}\text{C}$,

αυτό σημαίνει ότι μία διαφορά στη θερμοκρασία 70°C στα τυλίγματα (σε σχέση όταν οι κινητήρες είναι εκτός λειτουργίας) θα έχει ως συνέπεια μεταβολή της ωμικής αντίστασης κατά $70 \cdot 0,00394 = 0,275$ ή 27,5 %.

Η μεγάλη μεταβολή (αύξηση) της ωμικής αντίστασης οδηγεί στη μείωση του ρεύματος της διέγερσης και κατ' επέκταση στην αύξηση των στροφών των κινητήρων. Η τάση του δρομέα είναι ένα μέγεθος μέσω του οποίου επιδιώκουμε τον έλεγχο των στροφών του κινητήρα. Εάν ταυτόχρονα μεταβάλλεται και το ρεύμα της διέγερσης (λόγω των μεταβολών της τάσεως τροφοδοσίας και της μεταβολής της ωμικής αντίστασης των τυλιγμάτων), τότε τα πράγματα περιπλέκονται.

Αυτό αντισταθμίζεται με τους ρυθμιστές ταχύτητας που διορθώνουν την ταχύτητα των κινητήρων **μόνο** στην περίπτωση που έχουμε ένα σύστημα με ένα κινητήρα και ένα μετατροπέα (με ένα σύστημα ελέγχου) και λειτουργεί ανεξάρτητα από άλλα συστήματα. Στην περίπτωση όμως που έχουμε ένα μετατροπέα, ένα σύστημα ελέγχου και δύο κινητήρες, τότε αρχίζουν να εμφανίζονται προβλήματα όσο αφορά την κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων. Το ίδιο θα συνέβαινε εάν οι δρομείς των δύο κινητήρων τροφοδοτούντο με δύο ξεχωριστούς μετατροπείς και με ξεχωριστές γέφυρες με διόδους για την τροφοδοσία των διεγέρσεων. Στο συμβατικό σύστημα δεν υπάρχει κάποιος τρόπος αντιστάθμισης της

μεταβολής του ρεύματος λόγω της μεταβολής των ωμικών αντιστάσεων τόσο στα τυλίγματα των διεγέρσεων, όσο και στα τυλίγματα των δρομέων των κινητήρων.

Στο συμβατικό σύστημα, στο τμήμα των πρεσών, οι δρομείς των δύο κινητήρων (K_3 και K_4) τροφοδοτούνται από ένα μετατροπέα. Η διέγερση του ενός κινητήρα (K_4) τροφοδοτείται από μία γέφυρα με διόδους, ενώ η διέγερση του άλλου κινητήρα (K_3) τροφοδοτείται από μία ελεγχόμενη γέφυρα με θυρίστορ. Αυτό σημαίνει ότι οι διακυμάνσεις της τάσεως του δικτύου τροφοδοσίας και οι μεταβολές της ωμικής αντίστασης των τυλιγμάτων επηρεάζουν άμεσα το ρεύμα διέγερσης του κινητήρα του οποίου η διέγερση τροφοδοτείται από γέφυρα με διόδους, με αποτέλεσμα τη μεταβολή των φορτίων μεταξύ των δύο κινητήρων. Εδώ πρέπει να επισημανθεί ότι η ωμική αντίσταση του τυλίγματος της διέγερσης του κινητήρα (K_3) μεταβάλλεται όπως και η ωμική αντίσταση του τυλίγματος της διέγερσης του κινητήρα (K_4). Το ρεύμα όμως της διέγερσης του παραμένει σταθερό και ίσο με το ρεύμα αναφοράς που έχει προκαθορισθεί και είναι ανεξάρτητο από τις μεταβολές της τάσεως τροφοδοσίας και των ωμικών αντιστάσεων (σχήμα 2.4).

Στην περίπτωση των κινητήρων του τυμπάνου (K_1 και K_2 σχήμα 2.9) δεν υπάρχει μεταβολή του ρεύματος των διεγέρσεων γιατί τροφοδοτούνται με ελεγχόμενες γέφυρες με θυρίστορ και η μεταβολή του ρεύματος λόγω των μεταβολών των ωμικών αντιστάσεων αντισταθμίζεται με μεταβολή της τάσεως τροφοδοσίας από τις γέφυρες.

Τα ρεύματα στα τυλίγματα των δρομέων των μηχανών Σ. Ρ. επηρεάζονται λόγω της μεταβολής της ωμικής αντίστασης των καλωδίων τροφοδοσίας (από τον μετατροπέα μέχρι τους κινητήρες), της ωμικής αντίστασης που δημιουργείται στο συλλέκτη με τις ψήκτρες και της ωμικής αντίστασης του τυλίγματος του δρομέα. Αυτή η μεταβολή οδηγεί σε ασύμμετρη φόρτιση των κινητήρων. Αυτό συμβαίνει και στα δύο τμήματα. Επειδή στην πράξη είναι απίθανο, αν και οι κινητήρες είναι ίδιοι μεταξύ τους, οι ωμικές αντιστάσεις και οι μεταβολές των να είναι ίδιες. Έτσι, τα ρεύματα των δρομέων δεν είναι ίσα μεταξύ τους. Αυτό μπορεί να οφείλεται σε διαφορετικά μήκη καλωδίων τροφοδοτήσεως των δρομέων, διαφορετικές θερμοκρασίες καλωδίων λόγω του τρόπου εγκατάστασης και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Επίσης, μπορεί να οφείλεται σε διαφορετική ωμική αντίσταση που δημιουργείται μεταξύ συλλέκτη και ψηκτρών και σε διαφορετική ωμική αντίσταση του δρομέα που πιθανόν να οφείλεται στο τρόπο ψύξης του κινητήρα. Αλλαγή με καινούργιες ψήκτρες επηρεάζει την ωμική αντίσταση που δημιουργείται μεταξύ συλλέκτη και ψηκτρών και κατ' επέκταση το ρεύμα του δρομέα του κινητήρα και την κατανομή του φορτίου στο συγκεκριμένο τμήμα. Επίσης, και τα πραγματικά τεχνικά χαρακτηριστικά όμοιων κινητήρων δεν είναι ίδια.

Έτσι, προκύπτει η ανάγκη τα ρεύματα των δρομέων και των διεγέρσεων των κινητήρων να μην επηρεάζονται από τις μεταβολές των τάσεων τροφοδοσίας και των ωμικών αντιστάσεων που προαναφέρθηκαν. Για να μην επηρεάζονται τα ρεύματα των δρομέων προτείνεται ένας ξεχωριστός μετατροπέας που τροφοδοτεί τον δρομέα για κάθε κινητήρα και μία ξεχωριστή τροφοδοσία με ελεγχόμενες γέφυρες για τις διεγέρσεις. Και οι δύο τροφοδοσίες (δρομέα και διέγερσης) είναι σε θέση να αντισταθμίσουν οποιαδήποτε μεταβολή τάσεως τροφοδοσίας και ωμικών αντιστάσεων.

β) Έλλειψη κατάλληλων μορφών ελέγχου για τον έλεγχο της ταχύτητας και της κατανομής του ολικού φορτίου στα δύο τμήματα (πρεσών και τυμπάνου) με τον υπάρχοντα σχεδιασμό.

Τα δύο τμήματα κατά την πρώτη φάση της λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής ελέγχονται από δύο ξεχωριστά συστήματα ελέγχου (σχήμα 2.9) τα οποία παραμένουν τα ίδια και μετά την μηχανική εμπλοκή των δυο τμημάτων (φάση Β). Αυτός ο σχεδιασμός δεν είναι σωστός διότι έχει ως αποτέλεσμα το ένα τμήμα να υπερφορτώνεται χωρίς το υπάρχον σύστημα ελέγχου να μπορεί να εξασφαλίσει την κατανομή του ολικού μηχανικού φορτίου μεταξύ των δύο τμημάτων. Αυτό μελετάται διεξοδικά στα επόμενα κεφάλαια και γίνεται εξομοίωση του προβλήματος αυτού.

γ) Ανύπαρκτη εποπτεία της λειτουργίας του πολυκινητηρίου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής και έλλειψη ενός ιεραρχημένου συστήματος ελέγχου για να αποτρέψει λανθασμένους χειρισμούς από τους χειριστές της μηχανής. Ανύπαρκτη καταγραφή των αναγκαίων ηλεκτρομηχανικών μεγεθών για πρόγνωση ή και εντοπισμό διαφορών προβλημάτων.

Σχήμα 2.9 Δομή του προτεινομένου πολυκινητηρίου συστήματος μίας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών (tissue).

3. ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ – ΜΟΝΤΕΛΛΟΠΟΙΗΣΗ ΟΛΟΚΛΗΡΟΥ ΤΟΥ ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΟΥ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

3.1 Κινητήριο σύστημα με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος με κοινό μηχανικό φορτίο

3.1.1 Γενικά

Σε πολλές περιπτώσεις στη βιομηχανία το ίδιο φορτίο μπορεί να οδηγείται από δύο κινητήρες όπως στην περίπτωση του στεγνωτικού τυμπάνου σε χαρτοποιητικές μηχανές παραγωγής λεπτών χαρτιών και σε μεγάλες αντλίες με διπλό άξονα. Επίσης, υπάρχουν περιπτώσεις, όπου δύο κινητήρες οδηγούν δυο ξεχωριστούς ρόλους, αλλά οι ρόλοι αυτοί είναι μηχανικά συζευγμένοι. Έτσι, το σύστημα αυτό λόγω της μηχανικής σύζευξης συμπεριφέρεται ως ένα σύστημα έστω και αν οι δύο κινητήρες βρίσκονται σε διαφορετικές θέσεις. Τέτοια περίπτωση είναι το κινητήριο σύστημα των πρεσών σε χαρτοποιητικές μηχανές παραγωγής λεπτών χαρτιών. Η χρήση δύο κινητήρων αντί ενός μεγαλύτερου γίνεται για οικονομικούς λόγους. Δύο μικρότεροι κινητήρες είναι πιο φθηνοί από ένα μεγαλύτερο κινητήρα με διπλάσια ισχύ. Επίσης, σε περίπτωση ανάγκης είναι πιθανότερο να υπάρχει διαθέσιμος ένας μικρότερος κινητήρας αντί ένας μεγαλύτερος. Όταν σε μία βιομηχανική μονάδα υπάρχουν εγκατεστημένοι πολλοί κινητήρες, τότε γίνεται προσπάθεια να ομαδοποιηθούν οι κινητήρες για να υπάρχουν λίγα είδη κινητήρων (δύο – τρία), εάν είναι εφικτό. Τα ίδια συμβαίνουν για τους ηλεκτρονικούς μετατροπείς ισχύος που τροφοδοτούν τους κινητήρες. Δύο μικρότεροι ηλεκτρονικοί μετατροπείς είναι πιο φθηνοί από ένα μεγαλύτερο ηλεκτρονικό μετατροπέα για τροφοδοσία κινητήρα με διπλάσια ισχύ. Επίσης, είναι πιθανότερο να υπάρχει διαθέσιμος ένας μικρότερος ηλεκτρονικός μετατροπέας αντί ένας μεγαλύτερος. Όπως στην περίπτωση των κινητήρων, οι μετατροπείς ομαδοποιούνται για να υπάρχουν λίγα είδη, όσο είναι εφικτό. Έτσι, με λίγους κινητήρες και μετατροπείς στην αποθήκη ως ανταλλακτικά είναι δυνατόν να αντιμετωπισθεί πλήρως η περίπτωση που θα χρειαστεί να αντικατασταθεί κάποιος κινητήρας ή μετατροπέας λόγω ζημιάς ή λόγω συντήρησης. Αυτό μεταφράζεται σε εξοικονόμηση σημαντικού χρηματικού ποσού το οποίο μπορεί να διατεθεί για άλλους σκοπούς.

3.1.2 Περιγραφή του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου

Ένα συμβατικό σύστημα που οδηγεί το ίδιο φορτίο φαίνεται στο σχήμα 2.1. Τα μειονεκτήματα του συστήματος αυτού έχουν ήδη αναφερθεί στο κεφάλαιο 2. Επίσης στο κεφάλαιο αυτό προτάθηκε ένας ξεχωριστός ηλεκτρονικός μετατροπέας ισχύος για την τροφοδοσία κάθε κινητήρα και μία ξεχωριστή τροφοδοσία για τις διεγέρσεις των κινητήρων με πηγές ρεύματος.

Για την αντιμετώπιση των προβλημάτων που επισημάνθηκαν (στο κεφάλαιο 2) εκτός από τις ξεχωριστές τροφοδοσίες των δρομέων και των διεγέρσεων, προτείνεται μια μέθοδος ελέγχου για την κατανομή του φορτίου στους δύο κινητήρες και η οποία περιγράφεται και αναλύεται πιο κάτω.

Στο κεφάλαιο αυτό δίνεται η απάντηση στο ερώτημα, πώς δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος μπορούν να κινούν το ίδιο μηχανικό φορτίο και να κατανέμεται αυτό εξ' ίσου στους δύο κινητήρες, όταν αυτοί είναι ίδιοι, ή να συμμετέχουν στο συνολικό φορτίο, με φορτίο ανάλογο με την ονομαστική τους ισχύ. Μετά από δοκιμές διαφόρων τοπολογιών η καλύτερη λύση φαίνεται στα σχήματα 3.1 και 3.2. Η ίδια τοπολογία μπορεί να εφαρμοστεί και σε περιπτώσεις όπου περισσότεροι από δύο κινητήρες οδηγούν το ίδιο μηχανικό φορτίο.

Στην χαρτοποιητική μηχανή δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν το στεγνωτικό τύμπανο και άλλοι δύο οδηγούν το τμήμα των πρεσών. Όπως έχει ήδη αναφερθεί δύο ξεχωριστές εξαπαλμικές γέφυρες τροφοδοτούν τους κινητήρες σε κάθε τμήμα. Συνδέονται δε στον ίδιο τριφασικό μετασχηματιστή, ο οποίος στη περίπτωση μας έχει ισχύ 1600 kVA.

Οι δύο κινητήρες συνδέονται με ένα άξονα, ο κάθε ένας, σε ένα κοινό μειωτήρα και το στεγνωτικό τύμπανο συνδέεται με αυτό τον μειωτήρα (σχήματα 3.1 και 3.6). Η σχέση μετάδοσης του κοινού μειωτήρα είναι $i = 1/14.1$. Ο μειωτήρας αυτός κατασκευάζεται έτσι, ώστε η γωνιακή ταχύτητα ω_2 να είναι ίση με τη γωνιακή ταχύτητα ω_4 (σχήμα 3.3). Αυτό σημαίνει ότι οι κινητήρες περιστρέφονται ακριβώς με την ίδια γωνιακή ταχύτητα. Η μέγιστη γραμμική ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι 1500 m/min, τιμή που καθορίζεται από την κατασκευάστρια εταιρεία της μηχανής. Η ροπή αδράνειας στους άξονες των επιλεγέντων κινητήρων είναι 100 kgf m^2 . Για τη μέτρηση της ταχύτητας χρησιμοποιείται μόνο μία ταχογεννήτρια σε κάθε τμήμα. Στην περίπτωση της κίνησης του τυμπάνου ο κινητήρας που έχει την ταχογεννήτρια ονομάζεται κύριος κινητήρας (master) ενώ ο άλλος κινητήρας ονομάζεται βοηθητικός (helper) έστω και αν είναι ίδιοι και συμμετέχουν εξ' ίσου στο

συνολικό φορτίο. Η προτεινόμενη λογική ελέγχου σκοπό έχει να ελέγξει τη σχέση των ροπών των δύο κινητήρων. Ο έλεγχος μπορεί να επιτευχθεί κατά τέτοιο τρόπο, ώστε οι δύο μηχανές να συνεισφέρουν εξίσου στο συνολικό φορτίο, όταν οι κινητήρες είναι ίδιοι, ή να συνεισφέρουν εν μέρει στο συνολικό φορτίο και αναλογικά με τις ονομαστικές τους ροπές, όταν οι κινητήρες δεν είναι ίδιοι. Ερευνάται η ρύθμιση του χρόνου επιτάχυνσης και των παραμέτρων των ελεγκτών, προκειμένου να παραμείνει το ρεύμα του δρομέα κάτω από το μέγιστο επιτρεπόμενο όριο, καθώς επίσης και για να επιτευχθεί μια βέλτιστη απόκριση της ταχύτητας του συστήματος. Ο χρόνος ρύθμισης στο ξεκίνημα μπορεί να μειωθεί σημαντικά, παίρνοντας τις τιμές που προκύπτουν από την εξομοίωση τέτοιου συστήματος, που αφορούν τον χρόνο επιτάχυνσης και τις παραμέτρους των ελεγκτών. Έτσι, εκτός από την μείωση του χρόνου ρύθμισης του συστήματος στο ξεκίνημα αποφεύγεται και ο κίνδυνος να προκληθούν βλάβες στα ηλεκτρικά και μηχανικά μέρη του συστήματος (μετασχηματιστής ισχύος, ασφάλειες, ηλεκτρονικοί μετατροπείς, κινητήρες, άξονες και μειωτήρας). Μπορούν επίσης να αποφευχθούν, οποιεσδήποτε πιθανές βλάβες, που μπορεί να προκληθούν από τη γρήγορη ή ασταθή λειτουργία των ηλεκτρικών και μηχανικών μερών κατά τη διάρκεια της ρύθμισης και των δοκιμών. Μια λεπτή ρύθμιση του συστήματος σε μικρότερο χρόνο, κατά τη διάρκεια της ρύθμισης, μπορεί να ληφθεί μετά από τον καθορισμό του χρόνου επιτάχυνσης και των παραμέτρων των ελεγκτών. Η εξομοίωση του συστήματος πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας το λογισμικό MATLAB / SIMULINK. Οι προδιαγραφές των κινητήρων και του μετασχηματιστή δίνονται πιο κάτω. Παρουσιάζονται μερικά χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης.

3.1.3 Διαδικασία ελέγχου του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος

Το χονδρικό διάγραμμα ελέγχου της κίνησης παρουσιάζεται στο σχήμα 3.2. Μόνο μια μηχανή έχει ταχογεννήτρια για να μετρήσει την ταχύτητα του συστήματος κίνησης. Ο έλεγχος αυτού του κινητηρίου συστήματος πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας μια μονάδα που έχει δύο ράμπες, μια για τον χρόνο επιτάχυνσης και μια για τον χρόνο επιβράδυνσης, τρεις ελεγκτές PI, μια για τον έλεγχο ταχύτητας και δύο για τον έλεγχο ροπής (ή ρεύματος) και μία μονάδα κατανομής φορτίου. Κάθε ελεγκτής ροπής οδηγεί μια γεννήτρια παλμών και έτσι ελέγχεται η γωνία εναύσεως των θυρίστωρ. Η έξοδος του ελεγκτή ταχύτητας είναι η αναφορά ροπής και για τους δύο ελεγκτές ροπής. Η μονάδα κατανομής φορτίου χρησιμοποιείται για να αλλάξει την αναφορά του ελεγκτή ροπής στο βοηθητικό κινητήρα. Αυτή η μονάδα είναι ένας ενισχυτής ή ένας εξασθενητής. Εάν το κέρδος της μονάδας είναι 1,

τότε οι ροπές των δύο κινητήρων είναι ίσες. Εάν το κέρδος είναι μεγαλύτερο από 1, τότε η ροπή του βοηθητικού κινητήρα θα είναι μεγαλύτερη από τη ροπή της κύριας μηχανής. Το αντίθετο συμβαίνει, εάν η τιμή είναι μικρότερη από 1. Με τη ρύθμιση του κέρδους της μονάδος αυτής ρυθμίζεται η σχέση των ροπών των μηχανών που συνεισφέρει κάθε μία στο συνολικό φορτίο. Το όριο του μεγίστου ρεύματος είναι συνήθως 150% της ονομαστικής του τιμής, εκτός εάν αυτό καθορίζεται διαφορετικά από την κατασκευάστρια εταιρεία της μηχανής. Η υπερφόρτωση των μηχανών δεν πρέπει να υπερβαίνει το 1 λεπτό ανά διαστήματα των 10 λεπτών και αυτό καθορίζεται από τον κατασκευαστή των μηχανών, προκειμένου να προστατευθεί η μηχανή από θερμική καταστροφή.

Σχήμα 3.1 Βασική δομή του προτεινόμενου συστήματος με δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος για την οδήγηση ενός μηχανικού φορτίου.

Σχήμα 3.2 Χονδρικό διάγραμμα του συστήματος ελέγχου.

Σχήμα 3.3 Μειωτήρας στεγνωτικού τυμπάνου.

3.1.4 Μοντέλο του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος

Οι δομές που χρησιμοποιούνται στην εξομοίωση με το λογισμικό SIMULINK, του μετασχηματιστή ισχύος, των κινητήρων συνεχούς ρεύματος και του κινητηρίου συστήματος παρουσιάζονται στα σχήματα 3.4, 3.5 και 3.6 αντίστοιχα.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν το κινητήριο σύστημα είναι:

$$u_{a1} = i_{a1}R_{a1} + L_{a1} \frac{di_{a1}}{dt} + u_{q1} \quad (3.1)$$

$$u_{a2} = i_{a2}R_{a2} + L_{a2} \frac{di_{a2}}{dt} + u_{q2} \quad (3.2)$$

$$T_{e1} = K_1 \Phi_1 i_{a1} \quad (3.3)$$

$$T_{e2} = K_2 \Phi_2 i_{a2} \quad (3.4)$$

$$u_{q1} = K_1 \Phi_1 \omega_1 \quad (3.5)$$

$$u_{q2} = K_2 \Phi_2 \omega_3 \quad (3.6)$$

$$J \ddot{\theta}_1 = T_{e1} + T_{e2} - T_L \quad (3.7)$$

$$J = J_1 + J_2 + J_3 \quad (3.8)$$

$$\dot{\theta}_1 = \omega_1 \quad (3.9)$$

$$\dot{\theta}_3 = \omega_3 \quad (3.10)$$

$$\theta_1 = \theta_3 \quad (3.11)$$

$$\omega_1 = \omega_3 \quad (3.12)$$

Η σημασία των χρησιμοποιούμενων συμβόλων είναι:

u_1, u_2, u_3	: φασική τάση
R_{tr}	: ωμική αντίσταση μιας φάσεως του μετασχηματιστή
L_{tr}	: αυτεπαγωγή σκέδασης του μετασχηματιστή
u_{a1}, u_{a2}	: τάση δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
u_{q1}, u_{q2}	: επαγόμενη τάση δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
i_{a1}, i_{a2}	: ρεύμα δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
R_{a1}, R_{a2}	: ωμική αντίσταση δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
L_{a1}, L_{a2}	: αυτεπαγωγή δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
T_{e1}, T_{e2}, T_L	: ηλεκτρομαγνητική ροπή κύριου, βοηθητικού κινητήρα, ροπή φορτίου

J_1, J_2, J_3	: ροπή αδράνειας κύριου, βοηθητικού κινητήρα, ροπή φορτίου ανηγμένη στους άξονες των κινητήρων
K_1, K_2	: σταθερές μηχανών συνεχούς ρεύματος
θ_1, θ_3	: γωνιακή θέση αξόνων κύριου, βοηθητικού κινητήρα
ω_1, ω_3	: γωνιακή ταχύτητα αξόνων κύριου, βοηθητικού κινητήρα
Φ_1, Φ_2	: μαγνητικό πεδίο

Σχήμα 3.4 Ισοδύναμο κύκλωμα του μετασχηματιστή ισχύος.

Σχήμα 3.5 Ισοδύναμο κύκλωμα μιας μηχανής συνεχούς ρεύματος.

Σχήμα 3.6 Ισοδύναμη δομή του μηχανικού κινητηρίου συστήματος

3.1.5 Τεχνικά χαρακτηριστικά των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος

Πιο κάτω δίνονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος που χρησιμοποιήθηκαν στην εξομοίωση.

A. Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρων στην περίπτωση όπου οι δύο κινητήρες είναι ίδιοι.

$P_n = 152 \text{ kW}$
 $N_n = 1870 \text{ R.P.M.}$
 $U_n = 420 \text{ V}$
 $I_n = 394 \text{ A}$
 $L_a = 1,20 \text{ mH}$
 $R_a = 86,8 \text{ m}\Omega$
 $J_{\text{mot}} = 1,2 \text{ Kg m}^2$

B. Τεχνικά χαρακτηριστικά μετασχηματιστή ισχύος και κινητήρων στην περίπτωση όπου οι δύο κινητήρες είναι διαφορετικοί.

$P_n = 117 \text{ kW}$	$P_n = 183 \text{ kW}$	$P_n = 1600 \text{ kVA}$
$N_n = 2140 \text{ R.P.M.}$	$N_n = 2020 \text{ R.P.M.}$	$L_{\text{tr}} = 16 \text{ }\mu\text{H}$
$U_n = 420 \text{ V}$	$U_n = 420 \text{ V}$	$R_{\text{tr}} = 1 \text{ m}\Omega$
$I_n = 302 \text{ A}$	$I_n = 466 \text{ A}$	$U_n = 400 \text{ V}$
$L_a = 1,46 \text{ mH}$	$L_a = 0,94 \text{ mH}$	$I_n = 2310 \text{ A}$
$R_a = 107,9 \text{ m}\Omega$	$R_a = 58,78 \text{ m}\Omega$	
$J_{\text{mot}} = 0,6 \text{ Kg m}^2$	$J_{\text{mot}} = 1,3 \text{ kgr m}^2$	

Γ. Ροπή αδράνειας στεγνωτικού τυμπάνου ανηγμένη στον άξονα κάθε κινητήρα:

$J_3 = 100 \text{ kgr m}^2$

3.1.6 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου κινητηρίου συστήματος

Μερικά χαρακτηριστικά αποτελέσματα που προέκυψαν από την εξομοίωση και αφορούν τη λειτουργία του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη και μεταβατική κατάσταση παρουσιάζονται στα σχήματα 3.7 έως 3.33. Τα σχήματα 3.7 έως 3.20 αναφέρονται σε ένα κινητήριο σύστημα με δύο ίδιες μηχανές (152 kW, 1870 min⁻¹, 420V). Ειδικότερα τα σχήματα 3.7, 3.8, 3.9, 3.11, 3.13, 3.15, 3.17 και 3.19 αναφέρονται σε ένα κινητήριο σύστημα με δύο πανομοιότυπες μηχανές, ενώ τα σχήματα 3.10, 3.12, 3.14, 3.16, 3.18 και 3.20 αναφέρονται στο βοηθητικό κινητήρα σε ένα κινητήριο σύστημα με ίδιες μηχανές (152 kW, 1870 min⁻¹, 420V) αλλά με μόνη διαφορά στην αντίσταση τυμπάνου του βοηθητικού κινητήρα ($\Delta R_T=10\text{ m}\Omega$). Τα αντίστοιχα σχήματα για τον κύριο κινητήρα είναι τα ίδια με τα σχήματα στην περίπτωση με δύο πανομοιότυπους κινητήρες (σχήματα 3.9, 3.11, 3.13, 3.15, 3.17 και 3.20). Δύο ίδιοι κινητήρες ποτέ δεν έχουν ακριβώς τα ίδια χαρακτηριστικά. Αυτό οφείλεται σε κατασκευαστικούς λόγους.

Τα σχήματα 3.21 έως 3.33 αναφέρονται σε ένα κινητήριο σύστημα με δύο διαφορετικές μηχανές (117 kW, 2140 min⁻¹, 420V και 183 kW, 2020 min⁻¹, 420V). Και στις δύο περιπτώσεις η ροπή του φορτίου είναι ίση με το άθροισμα των ονομαστικών ροπών των δύο μηχανών.

Για τον έλεγχο της ταχύτητας και της κατανομής φορτίου στην εξομοίωση αυτή χρησιμοποιήθηκε η διάταξη του σχήματος 3.2. Στην πρώτη περίπτωση το κινητήριο σύστημα αποτελείται από δύο ίδιες μηχανές. Αυτό που απαιτείται από το κινητήριο σύστημα είναι να ακολουθεί η ταχύτητα του πιστά την ταχύτητα αναφοράς, χωρίς σημαντικές υπερβάσεις και κάθε κινητήρας να συνεισφέρει εξ' ίσου στο φορτίο του τμήματος. Αυτό γίνεται με τη σωστή επιλογή (ρύθμιση) των παραμέτρων των ρυθμιστών PI (για την ταχύτητα) και τη σωστή επιλογή της παραμέτρου της μονάδας κατανομής φορτίου. Η σωστή επιλογή των τιμών των PI δεν είναι δυνατόν να γίνει αναλυτικά λόγω της πολυπλοκότητας του ελέγχου. Γίνεται με δοκιμές για διάφορες τιμές των ρυθμιστών. Η τιμή για την ρύθμιση της κατανομής του φορτίου είναι εκ των προτέρων γνωστή.

Στα σχήματα 3.7 και 3.8 παρατηρούμε ότι η πραγματική ταχύτητα του συστήματος είναι ίδια με την ταχύτητα αναφοράς. Αυτό σημαίνει ότι η απόκριση του συστήματος είναι πολύ ακριβής και η ταχύτητα του συστήματος ακολουθεί πιστά την ταχύτητα αναφοράς. Αυτό συμβαίνει επειδή έγινε σωστή επιλογή (ρύθμιση) των παραμέτρων των ρυθμιστών PI.

Στην περίπτωση όπου οι κινητήρες είναι πανομοιότυποι τα ρεύματα των δρομέων των κινητήρων (κυματομορφές) είναι ίσα μεταξύ τους τόσο στη μεταβατική κατάσταση όσο και στη μόνιμη κατάσταση (σχήματα 3.9, 3.11, 3.13 και 3.15) και επομένως και οι ροπές των δύο μηχανών είναι ίσες. Οι μέσες τιμές των ρευμάτων του δρομέα του κύριου και βοηθητικού κινητήρα στην μόνιμη κατάσταση είναι ίσες μεταξύ τους (σχήμα 3.15) και ίσες με τις ονομαστικές. Το ονομαστικό ρεύμα είναι 394 A. Έτσι οι ροπές των δύο κινητήρων είναι ίσες μεταξύ τους και ίσες με τις ονομαστικές ($M_n = 776 \text{ Nm}$).

Στην περίπτωση όπου οι κινητήρες είναι ίδιοι αλλά με μόνη διαφορά στην αντίσταση τυμπάνου του βοηθητικού κινητήρα ($\Delta R_T = 10 \text{ m}\Omega$) οι μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων των κινητήρων είναι ίσες μεταξύ τους τόσο στη μεταβατική κατάσταση όσο και στη μόνιμη κατάσταση (σχήματα 3.9 και 3.10). Το ρεύμα του δρομέα του κύριου κινητήρα είναι το ίδιο με τα ρεύματα των δρομέων των κινητήρων στην περίπτωση με δύο πανομοιότυπους κινητήρες. Το ρεύμα του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα στην μόνιμη κατάσταση (σχήμα 3.16) παρουσιάζει μικρότερη κυμάτωση (28.5 %) σε σχέση με την κυμάτωση του ρεύματος (29.1 %) του κύριου κινητήρα (σχήμα 3.15). Αυτή η διαφορά οφείλεται στην μεγαλύτερη τάση τροφοδοσίας του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα (μικρότερη γωνία εναύσεως και τάση δρομέα 425.6 V, σχήμα 3.18) σε σχέση με τη τάση τροφοδοσίας του κύριου κινητήρα (τάση δρομέα 420 V, σχήμα 3.17). Οι μέσες τιμές όμως των ρευμάτων των δρομέων των δύο κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση είναι ίσες μεταξύ τους (σχήματα 3.9 και 3.10) και ίσες με τα ονομαστικά ρεύματα (394 A). Επομένως και οι ροπές των δύο μηχανών είναι ίσες μεταξύ τους και ίσες με τις ονομαστικές ($M_n = 776 \text{ Nm}$). Το φορτίο και στις δύο περιπτώσεις είναι ίσο με το άθροισμα των ονομαστικών ροπών των δύο κινητήρων.

Από τα πιο πάνω επιβεβαιώνεται η ορθότητα της μεθόδου ελέγχου που προτείνεται στην παράγραφο 3.1.2. Δηλ. κάθε κινητήρας συνεισφέρει εξ' ίσου στο φορτίο του τμήματος του στεγνωτικού τυμπάνου. Επειδή η αυτεπαγωγή των δρομέων των κινητήρων είναι μικρή και στο κύκλωμα του δρομέα δεν υπάρχει κάποια άλλη αυτεπαγωγή (για εξομάλυνση του ρεύματος) η κυμάτωση του ρεύματος των δρομέων είναι σχετικά μεγάλη (σχήματα 3.9 έως 3.16). Στα σχήματα 3.11 έως 3.16 δίνονται οι κυματομορφές των ρευμάτων σε τρία διαφορετικά χρονικά διαστήματα αλλά για με περισσότερες λεπτομέρειες. Οι ηλεκτρονικοί μετατροπείς ισχύος ενεργοποιούνται σε χρόνο $t = 30 \text{ msec}$ (σχήματα 3.11 και 3.12).

Όπως φαίνεται στα σχήματα 3.9 και 3.10, η μέση τιμή του ρεύματος κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης (0-60sec) παραμένει σταθερή. Η κυμάτωση αλλάζει, επειδή αλλάζει η γωνία εναύσεως των θυρίστωρ (αλλάζει επίσης και η τάση τροφοδοσίας των δρομέων). Όταν η πραγματική ταχύτητα σταθεροποιείται, τότε και η μέση τιμή του ρεύματος σταθεροποιείται.

Στα σχήματα 3.11 και 3.12 φαίνεται το ρεύμα των δρομέων στο ξεκίνημα του κινητηρίου συστήματος. Παρατηρούμε ότι τα ρεύματα των δύο δρομέων είναι σχεδόν τα ίδια. Το ίδιο παρατηρούμε πριν και μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς (σχήματα 3.13 και 3.14) και στη μόνιμη κατάσταση (σχήματα 3.15 και 3.16).

Στα σχήματα 3.17 και 3.18 φαίνεται ότι η μέση τιμή της τάσης των δρομέων των κινητήρων αυξάνεται σε μία σταθερή τιμή, όταν η πραγματική ταχύτητα σταματά να αυξάνεται και ακολούθως σταθεροποιείται. Στην περίπτωση όπου οι κινητήρες είναι πανομοιότυποι οι τάσεις των δρομέων των κινητήρων (κυματομορφές) είναι ίσες μεταξύ τους τόσο στη μεταβατική κατάσταση όσο και στη μόνιμη κατάσταση (σχήμα 3.17), ενώ στην περίπτωση όπου οι κινητήρες είναι ίδιοι αλλά με μόνη διαφορά στην αντίσταση του τυμπάνου του βοηθητικού κινητήρα ($\Delta R_T = 10 \text{ m}\Omega$) η μέση τάση του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα είναι μεγαλύτερη από την μέση τάση του δρομέα του κύριου κινητήρα, σχήματα 3.18 και 3.17, (στη μόνιμη κατάσταση, όπως προαναφέρθηκε, οι μέσες τάσεις των δρομέων είναι 425.6 V και 420 V αντίστοιχα).

Στα επόμενα σχήματα 3.19 και 3.20 φαίνεται η γωνία εναύσεως των γεφυρών που τροφοδοτούν τους κινητήρες. Στην περίπτωση όπου οι κινητήρες είναι πανομοιότυποι οι γωνίες εναύσεως είναι ίσες μεταξύ τους (σχήμα 3.19). Στην περίπτωση όπου οι κινητήρες είναι ίδιοι αλλά με μόνη διαφορά στην αντίσταση του τυμπάνου του βοηθητικού κινητήρα η γωνία εναύσεως του βοηθητικού κινητήρα είναι μικρότερη από τη γωνία εναύσεως του κύριου κινητήρα (σχήματα 3.19 και 3.20) διότι η τάση του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα είναι μεγαλύτερη από τη τάση του δρομέα του κύριου κινητήρα, λόγω της μεγαλύτερης αντίστασης του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα ($96 \text{ m}\Omega$ αντί $86 \text{ m}\Omega$ του κύριου κινητήρα).

Στην περίπτωση, όπου οι δύο μηχανές είναι εντελώς διαφορετικές, παρατηρούμε ότι η πραγματική ταχύτητα είναι ακριβώς η ίδια με την ταχύτητα αναφοράς (σχήματα 3.21 και 3.22), όπως και στην προηγούμενη περίπτωση (με δύο ίδιες μηχανές). Αυτό σημαίνει ότι η απόκριση του συστήματος και σε αυτή την περίπτωση είναι πολύ ακριβής και ακολουθεί πιστά την ταχύτητα αναφοράς. Αυτό οφείλεται όπως και πρώτη περίπτωση στη λεπτομερή και σωστή ρύθμιση των παραμέτρων των ρυθμιστών PI.

Ο λόγος των μέσων τιμών των ρευμάτων των δρομέων (κυματομορφές) είναι ίσος με το λόγο των ονομαστικών ρευμάτων των δύο μηχανών τόσο στη μεταβατική κατάσταση όσο και στη μόνιμη κατάσταση (σχήματα 3.23 έως 3.29) και επομένως ο λόγος των ροπών των δύο μηχανών είναι ίσος με το λόγο των ονομαστικών ρευμάτων. Αυτό σημαίνει ότι ο κάθε κινητήρας συνεισφέρει στο φορτίο του στεγνωτικού τυμπάνου ανάλογα με την ονομαστική

του ροπή. Έτσι επιβεβαιώνεται η ορθότητα της προτεινόμενης μεθόδου ελέγχου (παράγραφος 3.1.2) και στην περίπτωση δύο διαφορετικών μηχανών.

Επειδή η αυτεπαγωγή των δρομέων των κινητήρων και σ' αυτή την περίπτωση είναι μικρή και στο κύκλωμα του δρομέα δεν υπάρχει κάποια άλλη αυτεπαγωγή η κυμάτωση του ρεύματος των δρομέων είναι σχετικά μεγάλη.

Δίνονται οι κυματομορφές των ρευμάτων με λεπτομέρειες σε τρία διαφορετικά χρονικά διαστήματα. Όπως φαίνεται στα σχήματα 3.23 και 3.24 η μέση τιμή του ρεύματος κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης (0-60sec) παραμένει σταθερή. Όταν η ταχύτητα των κινητήρων σταματά να αυξάνει και σταθεροποιείται τότε η μέση τιμή του ρεύματος και των δύο μηχανών μειώνεται και σταθεροποιείται σε τιμή ίση με την ονομαστική. Στο σχήμα 3.29 φαίνονται τα ρεύματα των δύο δρομέων στη μόνιμη κατάσταση. Μετά από επεξεργασία των τιμών των δύο αυτών κυματομορφών στο διάστημα $t = 89 \text{ sec}$ έως 90 sec προκύπτει ότι, η μέση τιμή για το ρεύμα του δρομέα του κύριου και βοηθητικού κινητήρα είναι 466,004 A και 302,01 A αντίστοιχα. Αυτές οι τιμές είναι ίσες με τις ονομαστικές τιμές των ρευμάτων των δρομέων (466 A και 302 A). Έτσι αποδεικνύεται η ακρίβεια της μεθόδου που εφαρμόστηκε.

Στα σχήματα 3.30 και 3.31 φαίνεται η τάση του δρομέα των δύο μηχανών. Η μέση τιμή της τάσεως παίρνει μια σταθερή τιμή όταν η πραγματική ταχύτητα σταθεροποιείται. Στα επόμενα σχήματα 3.32 και 3.33 φαίνεται η γωνία εναύσεως των δύο μετατροπέων. Η γωνία εναύσεως παίρνει μια σταθερή τιμή μετά από 60 sec. Αυτός είναι ο χρόνος, όπου η πραγματική ταχύτητα παίρνει μια σταθερή τιμή (2020 min^{-1}).

Η τιμή της γωνίας εναύσεως του μετατροπέα του κύριου κινητήρα είναι μικρότερη από τη τιμή της γωνίας εναύσεως του μετατροπέα του βοηθητικού κινητήρα. Αυτό σημαίνει ότι η μέση τιμή της τάσεως του δρομέα του κυρίου κινητήρα είναι μεγαλύτερη από την μέση τιμή της τάσεως του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα. Αυτό αναμενόταν επειδή η τιμή της ταχύτητας του κινητηρίου συστήματος στη μόνιμη κατάσταση είναι 2020 min^{-1} , δηλ. ίση με την ονομαστική ταχύτητα της κύριας μηχανής. Η ονομαστική ταχύτητα του βοηθητικού κινητήρα είναι 2140 min^{-1} , μεγαλύτερη από την ονομαστική ταχύτητα του κυρίου κινητήρα. Δεδομένου ότι οι ονομαστικές τάσεις των δρομέων των δύο μηχανών είναι ίσες, η πραγματική τάση του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα είναι μικρότερη από τη τάση του δρομέα της κύριας μηχανής, διότι αυτός περιστρέφεται με ταχύτητα ίση με 2020 min^{-1} , μικρότερη από την ονομαστική που είναι 2140 min^{-1} . Αυτό το γεγονός είναι ο λόγος, που η γωνία εναύσεως της κύριας μηχανής είναι μικρότερη από τη αντίστοιχη γωνία εναύσεως του βοηθητικού κινητήρα.

Σχήμα 3.7 Ταχύτητα αναφοράς σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων

Σχήμα 3.8 Ταχύτητα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων

Σχήμα 3.9 Ταχύτητα και ρεύμα δρομέα κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων

Σχήμα 3.10 Ταχύτητα και ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο ίδιων κινητήρων, με μόνη διαφορά στη R_T του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.11 Ρεύμα δρομέα κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων στο ξεκίνημα

Σχήμα 3.12 Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα στο ξεκίνημα σε σύστημα δύο ίδιων κινητήρων, με μόνη διαφορά στη R_T του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.13 Ρεύμα δρομέα κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων πριν και μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς

Σχήμα 3.14 Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα πριν και μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς σε σύστημα δύο ίδιων κινητήρων, με μόνη διαφορά στη R_T του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.15 Ρεύμα δρομέα κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.16 Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα στη μόνιμη κατάσταση σε σύστημα δύο ίδιων κινητήρων, με μόνη διαφορά στη R_T του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.17 Ταχύτητα και τάση δρομέα κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων

Σχήμα 3.18 Ταχύτητα και τάση δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο ίδιων κινητήρων, με μόνη διαφορά στη R_T του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.19 Γωνία εναύσεως γέφυρας κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων

Σχήμα 3.20 Γωνία εναύσεως γέφυρας βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο ίδιων κινητήρων, με μόνη διαφορά στη R_T του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.21 Ταχύτητα αναφοράς σε κινητήριο σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.22 Ταχύτητα κινητήρων σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.23 Ταχύτητα και ρεύμα δρομέα κύριου κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.24 Ταχύτητα και ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.25 Ρεύμα δρομέα κύριου κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων στο ξεκίνημα

Σχήμα 3.26 Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων στο ξεκίνημα

Σχήμα 3.27 Ρεύμα δρομέα κύριου κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων πριν και μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς

Σχήμα 3.28 Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων πριν και μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς

Σχήμα 3.29 Ρεύμα δρομέα κύριου και βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση (εμφανείς οι κυματώσεις)

Σχήμα 3.30 Ταχύτητα και τάση δρομέα κύριου κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.31 Ταχύτητα και τάση δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.32 Γωνία εναύσεως γέφυρας κύριου κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

Σχήμα 3.33 Γωνία εναύσεως γέφυρας βοηθητικού κινητήρα σε σύστημα δύο διαφορετικών κινητήρων

3.2 Κινητήριο σύστημα αποτελούμενο από δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος με ελαστικούς άξονες για την οδήγηση του στεγνωτικού τυμπάνου μιας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών (TISSUE)

3.2.1 Γενικά

Στη παράγραφο αυτή εξετάζεται η συμπεριφορά των ελαστικών αξόνων στο κινητήριο σύστημα, στο οποίο αναφέρεται η προηγούμενη παράγραφος (δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν το στεγνωτικό τύμπανο μιας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών μέσω ενός κοινού μειωτήρα με ελαστικούς άξονες).

Ενας άξονας που μεταφέρει κίνηση είναι το πιο ελαστικό εξάρτημα σ' ένα κινητήριο σύστημα και χαρακτηρίζεται από ένα συντελεστή ακαμψίας. Ως πραγματικό υλικό παρουσιάζει απόσβεση, δηλ. όταν υπόκειται σε εναλλασσόμενη φόρτιση, απορροφά μέρος της ενέργειας που μεταφέρει. Έτσι, εάν ένας άξονας περιστραφεί κατά μια γωνία $\Delta\theta$ τότε αφήνοντάς τον ελεύθερο εκτελεί μια αποσβεσμένη ταλάντωση λόγω της απόσβεσης που οφείλεται στο υλικού του.

Για το συγκεκριμένο κινητήριο σύστημα προτείνεται η ίδια τοπολογία και η ίδια λογική ελέγχου για τη λειτουργία των συστήματος, όπως και για το σύστημα της προηγούμενης παραγράφου (§ 3.1, σχήματα 3.1 και 3.2). Γίνεται παραμετρική μελέτη της ελαστικής συμπεριφοράς αξόνων ως συνάρτηση της ακαμψίας. Και σ' αυτή την περίπτωση οι δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος πρέπει να συνεισφέρουν με την ίδια ροπή για ένα συγκεκριμένο φορτίο ανεξάρτητα από την ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου, στην περίπτωση όπου οι δύο μηχανές είναι ίδιες, ή αναλογικά σύμφωνα με τις ονομαστικές ροπές τους, εάν οι δύο μηχανές δεν είναι ίδιες. Οι ελαστικοί άξονες κατασκευάζονται από σωλήνες χάλυβα και συνδέουν τους κινητήρες συνεχούς ρεύματος με τον μειωτήρα, όπως φαίνεται στα σχήματα 3.34 και 3.36. Χρησιμοποιείται ο ίδιος μειωτήρας όπως και για το σύστημα της προηγούμενης παραγράφου (§ 3.1, σχήματα 3.3 και 3.6). Έτσι οι ταχύτητες εισόδου του μειωτήρα είναι ακριβώς οι ίδιες και η γωνιακή ταχύτητα ω_2 είναι ίση με τη γωνιακή ταχύτητα ω_4 (σχήμα 3.36).

Η απαιτούμενη ισχύς του κινητηρίου συστήματος είναι συνήθως 300 kW. Ο άξονας του στεγνωτικού τυμπάνου είναι κοίλος. Προκειμένου να ξηρανθεί το χαρτί, χρησιμοποιείται ατμός για να θερμάνει το στεγνωτικό τύμπανο (η πίεση είναι περίπου 6 έως 8 bar και η παροχή είναι περίπου 6000 kg/hr). Ο ατμός εισέρχεται μέσω της δεξιάς πλευράς του κοίλου άξονα και συμπυκνώνεται μέσα στο στεγνωτικό τύμπανο (σχήμα 3.34). Τα δε συμπυκνώματα εξέρχονται από τον κοίλο άξονα στην αριστερή πλευρά.

3.2.2 Ανάλυση του συστήματος – διαδικασία ελέγχου

Όπως προαναφέρθηκε χρησιμοποιείται το ίδιο σύστημα και η ίδια λογική ελέγχου όπως και στην προηγούμενη παράγραφο 3.1 (σχήματα 3.1 και 3.2). Η ανάλυση του συστήματος πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας το ίδιο λογισμικό (MATLAB / SIMULINK). Οι προδιαγραφές των κινητήρων και του μετασχηματιστή δίνονται πιο κάτω. Παρουσιάζονται μερικά χαρακτηριστικά αποτελέσματα της εξομοίωσης.

Σχήμα 3.34 Βασική δομή ενός κινητηρίου συστήματος που αποτελείται από δύο κινητήρες συνεχούς ρεύματος που οδηγούν το στεγνωτικό τύμπανο μιας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών.

Χρησιμοποιώντας το λογισμικό SIMULINK γίνεται παραμετρική ανάλυση σχετικά με τις τιμές της ακαμψίας των αξόνων.

3.2.3 Μοντελοποίηση και εξομοίωση

Στα σχήματα 3.35 και 3.36 παρουσιάζονται το χονδρικό διάγραμμα του μηχανικού μοντέλου του κινητηρίου συστήματος και το μηχανικό μοντέλο του κινητηρίου συστήματος (τριών μαζών) αντίστοιχα.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν το ηλεκτρικό μέρος του συστήματος είναι ίδιες με τις εξισώσεις (3.1) έως (3.6).

$$u_{a1} = i_{a1}R_{a1} + L_{a1} \frac{di_{a1}}{dt} + u_{q1} \quad (3.13)$$

$$u_{a2} = i_{a2}R_{a2} + L_{a2} \frac{di_{a2}}{dt} + u_{q2} \quad (3.14)$$

$$T_{e1} = K_1 \Phi_1 i_{a1} \quad (3.15)$$

$$T_{e2} = K_2 \Phi_2 i_{a2} \quad (3.16)$$

$$u_{q1} = K_1 \Phi_1 \omega_1 \quad (3.17)$$

$$u_{q2} = K_2 \Phi_2 \omega_3 \quad (3.18)$$

και οι εξισώσεις του μηχανικού μοντέλου είναι οι ακόλουθες:

$$J_1 \ddot{\theta}_1 = T_{e1} - K_{12}(\theta_1 - \theta_2) - C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \quad (3.19)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_3 = T_{e2} - K_{34}(\theta_3 - \theta_4) - C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) \quad (3.20)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_2 = K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + \\ + K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) - T_L \quad (3.21)$$

όπου:

$$\theta_2 = \theta_4, \omega_2 = \omega_4, \quad (3.22)$$

$$\dot{\theta}_1 = \omega_1, \dot{\theta}_2 = \omega_2, \dot{\theta}_3 = \omega_3, \dot{\theta}_4 = \omega_4 \quad (3.23)$$

και

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{d\omega_1}{dt}, \ddot{\theta}_2 = \frac{d\omega_2}{dt}, \ddot{\theta}_3 = \frac{d\omega_3}{dt}, \ddot{\theta}_4 = \frac{d\omega_4}{dt} \quad (3.24)$$

Η έννοια των διάφορων συμβόλων που χρησιμοποιούνται είναι η ακόλουθη:

u_1, u_2, u_3	: φασική τάση
R_{tr}	: αντίσταση μετασχηματιστή
L_{tr}	: αυτεπαγωγή σκέδασης μετασχηματιστή
u_{a1}, u_{a2}	: τάση δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
u_{q1}, u_{q2}	: επαγόμενη τάση δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
i_{a1}, i_{a2}	: ρεύμα δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
R_{a1}, R_{a2}	: αντίσταση δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
L_{a1}, L_{a2}	: αυτεπαγωγή δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα
T_{e1}, T_{e2}, T_L	: ηλεκτρομαγνητική ροπή κύριου, βοηθητικού κινητήρα, ροπή φορτίου στεγνωτικού τυμπάνου ανηγμένη στους άξονες των κινητήρων
T_{lyan}	: ροπή φορτίου στεγνωτικού τυμπάνου
J_1, J_2, J_3	: ροπή αδράνειας κύριου, βοηθητικού κινητήρα, ροπή αδράνειας στεγνωτικού τυμπάνου ανηγμένη στους άξονες των κινητήρων
K_1, K_2	: σταθερές μηχανών συνεχούς ρεύματος
Φ_1, Φ_2	: μαγνητικό πεδίο
θ_1, θ_2	: θέση αξόνων κύριου, βοηθητικού κινητήρα
K_{12}, K_{34}	: ακαμψία αξόνων κυρίου και βοηθητικού κινητήρα
C_{12}, C_{34}	: απόσβεση αξόνων κυρίου και βοηθητικού κινητήρα
θ_1, θ_2	: θέση άξονα κυρίου κινητήρα, θέση φορτίου (αρχή, τέλος του άξονα)
θ_3, θ_4	: θέση άξονα βοηθητικού κινητήρα, θέση φορτίου (αρχή, τέλος του άξονα)
ω_1, ω_2	: γωνιακή ταχύτητα κυρίου κινητήρα, γωνιακή ταχύτητα φορτίου
ω_3, ω_4	: γωνιακή ταχύτητα βοηθητικού κινητήρα, γωνιακή ταχύτητα φορτίου
$\theta_{yan}, \omega_{yan}$	: θέση άξονα στεγνωτικού τυμπάνου, γωνιακή ταχύτητα στεγνωτικού τυμπάνου
TI_1, TI_2	: φορτίο στους άξονες του κυρίου και βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.35 Χονδρικό διάγραμμα του μηχανικού μοντέλου του κινητηρίου συστήματος.

Σχήμα 3.36 Μηχανικό μοντέλο του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου (τριών μαζών).

3.2.4 Τεχνικά χαρακτηριστικά των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος

Πιο κάτω δίνονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος που χρησιμοποιήθηκαν στην εξομοίωση και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του στεγνωτικού τυμπάνου.

A. Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρων.

$P_n = 152 \text{ kW}$
 $N_n = 1870 \text{ R.P.M.}$
 $U_n = 420 \text{ V}$
 $I_n = 394 \text{ A}$
 $L_a = 1,20 \text{ mH}$
 $R_a = 86,8 \text{ m}\Omega$
 $J_{mot} = 1,2 \text{ Kg m}^2$

B. Τεχνικά χαρακτηριστικά μετασχηματιστή.

$P_n = 1600 \text{ kVA}$
 $L_{tr} = 16 \text{ }\mu\text{H}$
 $R_{tr} = 1 \text{ m}\Omega$
 $U_n = 400 \text{ V}$
 $I_n = 2310 \text{ A}$

Γ. Τεχνικά χαρακτηριστικά στεγνωτικού τυμπάνου.

Ροπή αδράνειας στεγνωτικού τυμπάνου: 19600 kgf m^2

Ροπή αδράνειας στεγνωτικού τυμπάνου ανηγμένη στους άξονες των κινητήρων: $J_3=100 \text{ kgf m}^2$

Βάρος: περίπου 40000 kgf

Διάμετρος: περίπου 3600 mm

Πλάτος: 3000 mm .

3.2.5 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης που αφορούν τη λειτουργία του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου με ελαστικούς άξονες

Στα επόμενα σχήματα 3.34α, 3.35α, 3.36α, 3.37 έως 3.50 παρουσιάζονται χαρακτηριστικά αποτελέσματα της εξομοίωσης που αφορούν τη λειτουργία του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου με ελαστικούς άξονες. Τα σχήματα 3.34α, 3.35α, 3.36α, 3.37 έως 3.42 αναφέρονται σε ένα κινητήριο σύστημα, όπου οι άξονες των κινητήρων είναι ίδιοι και η ακαμψία K_{12} και K_{34} αυτών των αξόνων είναι 287.000 Nm/rad. Τα σχήματα 3.43 έως 3.50 αναφέρονται σε μια δεύτερη περίπτωση, όπου η ακαμψία και των δύο αξόνων είναι το μισό της προηγούμενης τιμής (143.500 Nm/rad), αλλά παρατίθενται και αποτελέσματα με ακαμψία αξόνων $K_{12} = K_{34} = 287.000$ Nm/rad για λόγους σύγκρισης. Το φορτίο και στις δύο περιπτώσεις είναι ίσο με το άθροισμα των ονομαστικών ροπών των κινητήρων.

Τα σχήματα 3.34α και 3.35α δείχνουν ότι η ταχύτητα του κινητήρα και του φορτίου ακολουθούν πιστά την ταχύτητα αναφοράς. Πρακτικά είναι ίδιες. Αυτό σημαίνει ότι η απόκριση του συστήματος είναι πολύ ακριβής και αυτό οφείλεται, όπως και στην προηγούμενη περίπτωση στη σωστή επιλογή (ρύθμιση) των παραμέτρων των ρυθμιστών PI.

Στο επόμενο σχήμα 3.36α φαίνεται η ταχύτητα αναφοράς και ταχύτητα του κινητήρα στο ξεκίνημα. Η ταχύτητα του κινητήρα αρχίζει να αυξάνει μετά από ένα δευτερόλεπτο, διότι τότε το ρεύμα αποκτά τέτοια τιμή, ώστε η αναπτυσσόμενη ροπή να υπερβεί τη ροπή φορτίου και να αρχίσει το σύστημα να περιστρέφεται. Μέσα σε 3.5 sec η ταχύτητα του κινητήρα ταυτίζεται με την ταχύτητα αναφοράς (σχήμα 3.36α). Στο σχήμα 3.37 φαίνεται η ταχύτητα του κινητήρα και του φορτίου λίγο πριν και κατά την σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς. Παρόλο που η ροπή αδράνειας του φορτίου είναι μεγάλη η ταχύτητα του κινητήρα και του φορτίου αποκαθίσταται μέσα σε 3 δευτερόλεπτα περίπου. Στο σχήμα 3.38 φαίνεται η ταχύτητα του κινητήρα και του φορτίου στην μόνιμη κατάσταση. Παρατηρείται ότι η ταχύτητα του φορτίου δεν παρουσιάζει κυμάτωση, ενώ η ταχύτητα του κύριου κινητήρα παρουσιάζει πολύ μικρή κυμάτωση και κυμαίνεται περίπου στο $\pm 0,5 \text{ min}^{-1}$ της ταχύτητας αναφοράς (1870 min^{-1}), ενώ η ταχύτητα του φορτίου είναι ακριβώς η ίδια με τη ταχύτητα αναφοράς. Η ταχύτητα του βοηθητικού κινητήρα είναι ακριβώς ίδια με τη ταχύτητα του κύριου κινητήρα. Βλέπουμε μία μικρή κυμάτωση της ταχύτητας των κινητήρων της τάξεως 0,025% η οποία οφείλεται στην ελαστικότητα και στη κυμάτωση της ροπής των αξόνων. Λόγω της ελαστικότητας των αξόνων η ροπή που μεταφέρεται από τους άξονες στο φορτίο είναι αρκετά εξομαλυσμένη σε σχέση με

την ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων (σχήματα 3.41 και 3.42). Η κυμάτωση της ηλεκτρομαγνητικής ροπής των κινητήρων οφείλεται στη κυμάτωση του ρεύματος των δρομέων λόγω της λειτουργίας των μετατροπέων και έχει μεγάλες τιμές (περίπου 30%).

Στα σχήματα 3.39 και 3.40 παρουσιάζονται τα ρεύματα των δρομέων του κύριου και βοηθητικού κινητήρα. Οι δύο κυματομορφές είναι ίδιες, επειδή είχε απαιτηθεί ίση κατανομή του φορτίου στους δύο κινητήρες. Και σ' αυτή την περίπτωση επιβεβαιώνεται η ορθότητα της μεθόδου ελέγχου που προτάθηκε στην παράγραφο 3.1.2. Όπως φαίνεται στα σχήματα 3.39 και 3.40, η μέση τιμή του ρεύματος κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης (0-60sec) παραμένει σταθερή (εκτός από τα πρώτα δευτερόλεπτα). Η κυμάτωση όπως και στην προηγούμενη περίπτωση (παράγραφος 3.1) αλλάζει, επειδή αλλάζει η γωνία εναύσεως των θυρίστορ (αλλάζει επίσης και η τάση τροφοδοσίας των δρομέων). Όταν η ταχύτητα των κινητήρων σταθεροποιείται (σχήμα 3.34α), τότε και η μέση τιμή του ρεύματος σταθεροποιείται.

Οι ηλεκτρομαγνητικές ροπές των μηχανών είναι ίδιες επειδή τα ρεύματα των δρομέων των δύο μηχανών είναι ίδια (σχήματα 3.41 και 3.42). Όπως έχει ήδη αναφερθεί οι ροπές των αξόνων έχουν μικρότερη κυμάτωση σε σχέση με τις ηλεκτρομαγνητικές ροπές των μηχανών (σχήματα 3.41 και 3.42). Ο ελαστικός άξονας σε μια μηχανολογική κατασκευή ενεργεί όπως μια αυτεπαγωγή σε ένα ηλεκτρικό κύκλωμα και περιορίζει τις διακυμάνσεις του μεγέθους εισόδου. Στα σχήματα 3.43 και 3.44 παρουσιάζεται το ρεύμα του δρομέα και η ηλεκτρομαγνητική ροπή του κύριου κινητήρα, όταν η ακαμψία των αξόνων είναι $K_{12}=K_{34}=143.500 \text{ Nm/rad}$. Οι αναφερόμενες τιμές ακαμψίας είναι οι συνήθεις που συναντάμε στις διάφορες εφαρμογές. Οι αντίστοιχες κυματομορφές για τον βοηθητικό κινητήρα είναι ίδιες με αυτές του κύριου κινητήρα. Δεν παρατηρείται κάποια διαφορά στα ρεύματα των δρομέων και στις ηλεκτρομαγνητικές ροπές των κινητήρων στην περίπτωση όπου η ακαμψία των αξόνων είναι διπλάσια (287.000 Nm/rad). Στα επόμενα σχήματα 3.45 και 3.46 παρουσιάζεται η ροπή του άξονα του κύριου κινητήρα με ακαμψία αξόνων $K=287.000 \text{ Nm/rad}$ και $K=143.500 \text{ Nm/rad}$. Παρατηρείται ότι όσο πιο ελαστικός είναι ο άξονας, τόσο μειώνεται και η διακύμανση της μεταφερόμενης ροπής.

Στα σχήματα 3.47 και 3.48 παρουσιάζεται η γωνία παραμόρφωσης του άξονα του κύριου κινητήρα με ακαμψία αξόνων 287.000 Nm/rad και 143.500 Nm/rad αντίστοιχα. Όσο πιο μικρή είναι η ακαμψία των αξόνων (μεγαλύτερη ελαστικότητα), τόσο πιο μεγάλη είναι η γωνία παραμόρφωσης του άξονα (όταν η ροπή παραμένει σταθερή). Αυτό που παρατηρείται είναι ότι,

οι ροπές των αξόνων και οι γωνίες παραμόρφωσής τους και στις δύο περιπτώσεις έχουν την ίδια μορφή (σχήματα 3.48 και 3.49 και σχήματα 3.49 και 3.50). Η σχέση μεταξύ ροπής, ακαμψίας και παραμόρφωσης ως γνωστό είναι:

$$M = K\Delta\theta \quad (3.25)$$

όπου:

M : η ροπή (Nm),

K : η ακαμψία (Nm/rad) και

$\Delta\theta$: η γωνία παραμόρφωσης (συστροφής) του άξονα (rad),

η δε ακαμψία δίνεται από την σχέση:

$$K = \frac{GJ_p}{L} \quad (3.26)$$

όπου:

$$J_p = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32} \quad (3.27)$$

G : μέτρο διάτμησης του υλικού (για χάλυβα $G=80 \cdot 10^9$ Pa)

J_p : πολική ροπή αδράνειας (m^4)

L : μήκος του άξονα (m)

d_o : εξωτερική διάμετρος άξονα (m)

d_i : εσωτερική διάμετρος άξονα (m)

Το ίδιο συμβαίνει και με τους άξονες των βοηθητικών κινητήρων. Και στους άξονες αυτούς οι ροπές των αξόνων και οι γωνίες παραμόρφωσης και στις δύο περιπτώσεις έχουν την ίδια μορφή (κρίθηκε περιττό να παρουσιαστούν).

Τα σχήματα 3.49 και 3.50 δείχνουν τη ροπή και τη γωνία παραμόρφωση του άξονα του κύριου κινητήρα στη μόνιμη κατάσταση με ακαμψία αξόνων $K=287.000$ Nm/rad και $K=143.500$ Nm/rad αντίστοιχα. Παρατηρούμε ότι η μέση τιμή της γωνίας παραμόρφωσης (συστροφή, διαφορά θέσης) των αξόνων στη δεύτερη περίπτωση (0,00541 rad) είναι διπλάσια από τη μέση τιμή της διαφοράς θέσης στην πρώτη περίπτωση (0,002705 rad). Αυτό είναι αναμενόμενο και προκύπτει από την σχέση 3.25. Επειδή η ακαμψία (K) μειώνεται στο ήμισυ

και η ροπή (M) παραμένει σταθερή, τότε η παραμόρφωση ($\Delta\theta$) των αξόνων διπλασιάζεται για να ισχύει η σχέση 3.25. Στη δεύτερη περίπτωση η κυμάτωση της ροπής είναι το ήμισυ της κυμάτωσης της ροπής απ' ότι, στην πρώτη περίπτωση. Επίσης στη δεύτερη περίπτωση ο λόγος της κυμάτωσης της γωνίας παραμόρφωσης ως προς τη μέση τιμή στη μόνιμη κατάσταση είναι το ήμισυ απ' ότι, στην πρώτη περίπτωση. Η κυμάτωσης της γωνίας παραμόρφωσης και στις δύο περιπτώσεις είναι η ίδια.

Αυτό που παρατηρείται στα δυο σχήματα 3.49 και 3.50 είναι ότι όσο πιο ελαστικός είναι ο άξονας, τόσο μειώνεται και η κυμάτωση της μεταφερόμενης ροπής, με αποτέλεσμα την ομαλότερη λειτουργία της κινούμενης μηχανής, την μικρότερη καταπόνησης της και πιθανόν την αύξηση του προσδοκώμενου ορίου ζωής της.

Σχήμα 3.34α. Ταχύτητα αναφοράς και ταχύτητα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες

Σχήμα 3.35α. Ταχύτητα αναφοράς και ταχύτητα φορτίου σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες

Σχήμα 3.36α. Ταχύτητα αναφοράς και ταχύτητα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες στο ξεκίνημα

Σχήμα 3.37. Ταχύτητα αναφοράς, ταχύτητα κύριου κινητήρα και φορτίου σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες πριν και μετά την σταθεροποίηση της ταχύτητας αναφοράς

Σχήμα 3.38. Ταχύτητα φορτίου και ταχύτητα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες στη μόνιμη κατάσταση.

Σχήμα 3.39. Ρεύμα δρομέα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες

Σχήμα 3.40. Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες

Σχήμα 3.41. Ηλεκτρομαγνητική ροπή και ροπή άξονα του κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες

Σχήμα 3.42. Ηλεκτρομαγνητική ροπή και ροπή άξονα του βοηθητικού κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες

Σχήμα 3.43. Ρεύμα δρομέα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες (ακαμψία αξόνων $K=143500 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.44. Ηλεκτρομαγνητική ροπή κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιό-
τυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες (ακαμψία αξόνων $K=143500 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.45. Ροπή άξονα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες (ακαμψία αξόνων $K=287.000 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.46. Ροπή άξονα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες (ακαμψία αξόνων $K=143.500 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.47. Παραμόρφωση άξονα του κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες (ακαμψία αξόνων $K=287.000 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.48. Παραμόρφωση άξονα του κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες (ακαμψία αξόνων $K=143.500 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.49. Ροπή και παραμόρφωση άξονα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες στη μόνιμη κατάσταση (ακαμψία αξόνων $K=287.000 \text{ Nm/rad}$)

Σχήμα 3.50. Ροπή και παραμόρφωση άξονα κύριου κινητήρα σε κινητήριο σύστημα δύο πανομοιότυπων κινητήρων με ελαστικούς άξονες στη μόνιμη κατάσταση (ακαμψία αξόνων $K=143.500 \text{ Nm/rad}$)

3.3 Έλεγχος κατανομής φορτίου στα δύο κύρια τμήματα πολυκινητήριου συστήματος χαρτοποιητικών μηχανών – ανάλυση στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς

3.3.1 Γενικά

Στην παράγραφο αυτή προτείνεται μία μέθοδος ελέγχου της λειτουργίας των δύο κυρίων τμημάτων του πολυκινητήριου συστήματος της χαρτοποιητικών μηχανών (στεγνωτικού τυμπάνου και πρεσών), το οποίο κατά κανόνα αποτελείται από κινητήρες συνεχούς ρεύματος ελεγχόμενους από ηλεκτρονικούς μετατροπείς ισχύος οδηγούμενους από τριφασικό δίκτυο. Στη συγκεκριμένη περίπτωση τέσσερις κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν δύο πρέσες και ένα στεγνωτικό τύμπανο. Προτείνεται ένα σύστημα αυτομάτου ελέγχου μέσω του οποίου ελέγχεται η ορθολογική κατανομή του μηχανικού φορτίου στους κινητήρες ανάλογα με την ονομαστική τους ισχύ. Όπως έχει ήδη αναφερθεί σύμφωνα με τις απαιτήσεις του χαρτοποιητικού συστήματος διακρίνονται δύο φάσεις λειτουργίας. Κατά την πρώτη φάση δυο κινητήρες συνεχούς ρεύματος οδηγούν δύο πρέσες, χωρίς να εμπλέκονται με το στεγνωτικό τύμπανο, το οποίο οδηγείται από δύο άλλους κινητήρες συνεχούς ρεύματος. Όταν τα δύο συστήματα συγχρονιστούν, τότε αρχίζει η δεύτερη φάση, όπου τα δυο παραπάνω τμήματα εμπλέκονται μηχανικά, στρεφόμενα απολύτως με την ίδια γραμμική ταχύτητα. Δηλαδή, σ' αυτή τη βιομηχανική παραγωγική διαδικασία έχουμε ένα συνδυασμό γραμμικής και περιστροφικής κίνησης για τη μορφοποίηση του υγρού φύλλου χαρτιού και στη συνέχεια για την ξήρανσή του. Η προτεινόμενη μέθοδος στοχεύει στον ακριβή έλεγχο της κινητικής συμπεριφοράς των δύο τμημάτων συντονίζοντας τη λειτουργία των πρεσών και του στεγνωτικού τυμπάνου. Λόγω της δομής του συστήματος είναι αναπόφευκτες μεταβατικές καταστάσεις, γι' αυτό στην παρούσα εργασία δίνεται ιδιαίτερο βάρος στη διερεύνηση της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς αυτού.

Στη συνέχεια παρατίθεται η μέθοδος ελέγχου του συμβατικού συστήματος η οποία οδηγεί σε αστοχία του συστήματος και ακολούθως παρατίθεται η προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου κατανομής φορτίου που απαλείφει το πρόβλημα αυτό (την υπερφόρτωση του ενός τμήματος). Δίνονται χαρακτηριστικά αποτελέσματα με τη μέθοδο ελέγχου του συμβατικού συστήματος τα οποία είναι παρόμοια με αυτά που συμβαίνουν στη πράξη και χαρακτηριστικά αποτελέσματα με προτεινόμενη μέθοδο ελέγχου.

Σε θέματα που αφορούν τη μελέτη του ελέγχου βιομηχανικών συστημάτων χαρτοποιητικών μηχανών αναφέρονται οι εργασίες [14] και [15]. Ειδικότερα σε θέματα

ταλαντώσεων που εμφανίζονται σ' αυτά τα συστήματα αναφέρονται οι εργασίες [16], [17] και [18].

3.3.2 Μέθοδος ελέγχου του συμβατικού κινητήριου συστήματος των δύο κυρίων τμημάτων της χαρτοποιητικής μηχανής

Η μέθοδος ελέγχου του συμβατικού πολυκινητηρίου συστήματος γίνεται κατανοητή με τη βοήθεια του σχήματος 3.51. Μόνο ο ένας από τους δύο κινητήρες σε κάθε τμήμα έχει ταχογεννήτρια για τη μέτρηση της ταχύτητας.

Για την Α' φάση λειτουργίας (όπου οι πρέσες δεν είναι σε επαφή με το στεγνωτικό τύμπανο) ισχύει το σχήμα 3.51. Η αναφορά σταθερής ταχύτητας οδηγείται σε μια μονάδα, που σκοπό έχει τη δημιουργία κατάλληλης κυματομορφής για το μέγεθος αναφοράς των ελεγκτών ταχύτητας λαμβάνοντας υπ' όψη τον επιθυμητό χρόνο επιτάχυνσης και επιβράδυνσης του συστήματος. Ακολουθώντας έχουμε δύο ελεγκτές PI για κάθε τμήμα (με διακεκομμένες γραμμές επισημαίνονται τα δύο τμήματα, τμήμα στεγνωτικού τυμπάνου και τμήμα πρεσών), έναν ελεγκτή ταχύτητας και έναν ελεγκτή ρεύματος, οι οποίοι κατ' επέκταση είναι και ελεγκτές ροπής. Στην έξοδο του κάθε ελεγκτή ρεύματος προκύπτει ένα σήμα, που ρυθμίζει τη γωνία εναύσεως των θυρίστωρ των αντιστοιχών γεφυρών. Το σήμα εξόδου του κάθε ελεγκτή ταχύτητας αποτελεί την αναφορά του ρεύματος ή της ροπής, Δηλ. σ' αυτή την φάση λειτουργίας υπάρχουν δύο ανεξάρτητα συστήματα ελέγχου ταχύτητας. Το μόνο κοινό που έχουν είναι η ταχύτητα αναφοράς. Αυτή η μέθοδος είναι κατάλληλη για αυτή την φάση λειτουργίας.

Στη Β' φάση λειτουργίας όπου τα δύο τμήματα εμπλέκονται μηχανικά το σύστημα ελέγχου δεν αλλάζει (σχήμα 3.52). Η μόνη διαφορά μεταξύ των δύο σχημάτων είναι η μηχανική σύμπλεξη των δύο τμημάτων (με διπλή διακεκομμένη γραμμή στο σχήμα 3.52). Δηλ. χρησιμοποιείται η ίδια μέθοδος ελέγχου και στις δύο φάσεις λειτουργίας της μηχανής. Η μέθοδος ελέγχου αυτή δεν είναι κατάλληλη για τη Β' φάση λειτουργίας της μηχανής επειδή χρησιμοποιείται έλεγχος ταχύτητας και στα δύο τμήματα. Το γεγονός αυτό επιβεβαιώνεται στη πράξη.

Σχήμα 3.51. Χονδρικό διάγραμμα ελέγχου του συμβατικού συστήματος όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο

Σχήμα 3.52. Χονδρικό διάγραμμα ελέγχου του συμβατικού συστήματος όταν οι πρέσες πιέζουν το τύμπανο

3.3.3 Προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου

Στην παρούσα εργασία προτείνεται μια λογική ελέγχου, που εξασφαλίζει:

α) την ίδια γραμμική ταχύτητα στα τύμπανα T_1 , T_2 και T_3 , όταν οι πρέσες δεν ασκούν πίεση πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο και ίση συνεισφορά των κινητήρων μέσα στο ίδιο τμήμα όταν οι κινητήρες είναι ίδιοι μεταξύ τους, ή συνεισφορά στο φορτίο κάθε τμήματος ανάλογο της ονομαστικής τους ροπής στην περίπτωση που οι κινητήρες δεν είναι ίδιοι μεταξύ τους (Α' φάση λειτουργίας).

β) συνεισφορά των τεσσάρων κινητήρων (K_1 , K_2 , K_3 και K_4 , σχήμα 2.9) στο συνολικό μηχανικό φορτίο ανάλογα με την ονομαστική τους ροπή στη περίπτωση όπου οι πρέσες ασκούν πίεση στο στεγνωτικό τύμπανο (Β' φάση λειτουργίας).

γ) Διαφοροποίηση του ποσοστού του φορτίου τόσο μεταξύ των δύο τμημάτων όσο και μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος (εάν συντρέχει κάποιος σοβαρός λόγος π. χ. μειωμένος αερισμός ψύξης σε ένα ή περισσότερους κινητήρες).

Στο προτεινόμενο κινητήριο σύστημα, κάθε κινητήρας τροφοδοτείται από μία ξεχωριστή εξαπαλμική γέφυρα με θυρίστορ και όλες οι γέφυρες αυτές είναι συνδεδεμένες με το δευτερεύον τύλιγμα ενός μετασχηματιστή ισχύος. Τα χαρακτηριστικά των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος μιας τυπικής χαρτοποιητικής μηχανής δίνονται πιο κάτω.

Η προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου του πολυκινητηρίου συστήματος γίνεται κατανοητή με τη βοήθεια των σχημάτων 3.53 και 3.54. Μόνο ο ένας από τους δύο κινητήρες σε κάθε τμήμα έχει ταχογεννήτρια για τη μέτρηση της ταχύτητας.

Για την Α' φάση λειτουργίας (όπου οι πρέσες δεν είναι σε επαφή με το στεγνωτικό τύμπανο) ισχύει το σχήμα 3.53. Η αναφορά σταθερής ταχύτητας οδηγείται σε μια μονάδα, που σκοπό έχει τη δημιουργία κατάλληλης κυματομορφής για το μέγεθος αναφοράς των ελεγκτών ταχύτητας λαμβάνοντας υπ' όψη τον επιθυμητό χρόνο επιτάχυνσης και επιβράδυνσης του συστήματος. Ακολουθώντας έχουμε τρεις ελεγκτές PI για κάθε τμήμα (με διακεκομμένες γραμμές επισημαίνονται τα δύο τμήματα, τμήμα στεγνωτικού τυμπάνου και τμήμα πρεσών), έναν ελεγκτή ταχύτητας και δύο ελεγκτές ρεύματος, οι οποίοι κατ' επέκταση είναι και ελεγκτές ροπής. Στην έξοδο του κάθε ελεγκτή ρεύματος προκύπτει ένα σήμα, που ρυθμίζει τη γωνία εναύσεως των θυρίστορ των αντιστοίχων γεφυρών. Το σήμα εξόδου του

κάθε ελεγκτή ταχύτητας αποτελεί την αναφορά του ρεύματος ή της ροπής, ίδια και για τούς δύο ελεγκτές ρεύματος.

Βασική καινοτομία στην προτεινόμενη μέθοδο ελέγχου αποτελεί η χρησιμοποίηση μίας μονάδας κατανομής φορτίου, με σκοπό να αλλάξει την αναφορά του ελεγκτή ρεύματος για τον δεύτερο κινητήρα του τυμπάνου ή για τον κινητήρα της “τυφλής” πρέσας. Αυτή η μονάδα είναι ένας ενισχυτής ή εξασθενητής. Εάν το κέρδος είναι 1, τότε οι ροπές των δύο κινητήρων είναι ίσες, εάν είναι μεγαλύτερο από 1, τότε η ροπή του δεύτερου κινητήρα είναι μεγαλύτερη από τη ροπή του κύριου κινητήρα. Το αντίθετο συμβαίνει εάν το κέρδος της μονάδας αυτής είναι μικρότερο από 1. Με αυτόν τον τρόπο ρυθμίζεται ο λόγος των ροπών των δύο κινητήρων μέσα στο ίδιο τμήμα.

Στην Β΄ φάση λειτουργίας (όπου οι πρέσες ασκούν πίεση πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο) ισχύει το σχήμα 3.54. Και σ’ αυτή την περίπτωση η αναφορά σταθερής ταχύτητας διέρχεται μέσω μίας μονάδας δημιουργίας σήματος αναφοράς με κύριο χαρακτηριστικό την ύπαρξη μίας ράμπας για επιτάχυνση και μίας για επιβράδυνση. Το σήμα αναφοράς σταθερής ταχύτητας είναι κοινό για όλο το σύστημα. Ακολούθως, σύμφωνα με την προτεινόμενη μέθοδο ελέγχου έχουμε συνολικά πέντε ελεγκτές PI, δηλ. έναν ελεγκτή ταχύτητας και τέσσερις ελεγκτές ρεύματος (ή ροπής). Η έξοδος του ελεγκτή ταχύτητας είναι η αναφορά ρεύματος (ή ροπής), ίδια και για τούς τέσσερις ελεγκτές ρεύματος. Η αναφορά ρεύματος (ή ροπής) για το δεύτερο τμήμα διέρχεται από μία μονάδα κατανομής φορτίου, έτσι ώστε να ρυθμίζεται ο λόγος των φορτίων μεταξύ των δύο τμημάτων. Εάν το κέρδος της μονάδας αυτής είναι 1, τότε οι ροπές που συνεισφέρουν τα δύο τμήματα είναι ανάλογες των ονομαστικών τους ροπών, εάν είναι μεγαλύτερο από 1, τότε η ροπή του δεύτερου τμήματος είναι μεγαλύτερη από την ροπή του πρώτου. Το αντίθετο συμβαίνει, εάν το κέρδος της μονάδας αυτής είναι μικρότερο από 1. Με αυτόν τον τρόπο ρυθμίζεται ο λόγος των ροπών των κινητήρων των δύο τμημάτων. Επειδή οι πρέσες πιέζουν με μεγάλη δύναμη το στεγνωτικό τύμπανο, μία χαρακτηριστική τιμή είναι 24 ton (ή 240 kN) ανά πρέσα, το φορτίο όλων των κινητήρων επαυξάνεται. Συνήθως, στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας από 20% (όταν δεν ασκείται πίεση) αυξάνεται σε 60% της ονομαστικής ροπής των κινητήρων. Επισημαίνεται ότι η ονομαστική ροπή των κινητήρων αναπτύσσεται μόνο κατά τις επιταχύνσεις του κινητηρίου συστήματος, ενώ στη συνέχεια απαιτείται ροπή μικρότερη της ονομαστικής.

Σχήμα 3.53. Χονδρικό διάγραμμα του συστήματος ελέγχου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο σύμφωνα με την προτεινόμενη μέθοδο ελέγχου.

Σχήμα 3.54. Χονδρικό διάγραμμα του συστήματος ελέγχου όταν οι πρέσες πιέζουν το τύμπανο σύμφωνα με την προτεινόμενη μέθοδο ελέγχου.

3.3.4 Μοντελοποίηση και εξομοίωση του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος

Για τη μελέτη της προτεινόμενης μεθόδου αντιμετώπισης του παραπάνω προβλήματος του πολυκινητηρίου συστήματος γίνεται μοντελοποίηση και στη συνέχεια εξομοίωση σε H/Y, με τη βοήθεια του λογισμικού MATLAB / SIMULINK. Σχετικά θέματα διαπραγματεύονται και στις εργασίες [8] και [9]. Με την εξομοίωση διερευνάται διεξοδικά η στατική και η δυναμική συμπεριφορά του πολυκινητηρίου συστήματος και έτσι διαπιστώνεται η αποτελεσματικότητα της προτεινόμενης μεθόδου ελέγχου. Επίσης εξετάζεται η περίπτωση, όταν συμβούν κάποια χαρακτηριστικά σφάλματα στους ηλεκτρονικούς μετατροπείς ισχύος.

Στη μοντελοποίηση χρησιμοποιούνται διάφορα σύμβολα τα οποία έχουν την ακόλουθη σημασία:

$u_{ai} (i=1, 2)$	: τάση δρομέα κινητήρων στεγνωτικού τυμπάνου
$u_{ai} (i=3, 4)$	: τάση δρομέα κινητήρων απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
$u_{qi} (i=1, 2)$	: επαγόμενη τάση δρομέα των δύο κινητήρων στεγνωτικού τυμπάνου
$u_{qi} (i=3, 4)$	: επαγόμενη τάση δρομέα κινητήρα απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
$i_{ai} (i=1, 2)$	: ρεύμα δρομέα των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου
$i_{ai} (i=3, 4)$	: ρεύμα δρομέα κινητήρα απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
$R_{ai} (i=1, 2)$	: ωμική αντίσταση δρομέα των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου
$R_{ai} (i=3, 4)$	: ωμική αντίσταση δρομέα κινητήρα απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
$L_{ai} (i=1, 2)$	: αυτεπαγωγή δρομέα των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου
$L_{ai} (i=3, 4)$	: αυτεπαγωγή δρομέα κινητήρα απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
Te_1, Te_2, T_L	: ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου και ροπή φορτίου του στεγνωτικού τυμπάνου στους άξονες των κινητήρων
Te_3, Te_4, T_{pr}	: ηλεκτρομαγνητική ροπή του κινητήρα της απορροφητικής, “τυφλής” πρέσας και ροπή φορτίου των πρεσών
$J_1, J_2,$	: ροπή αδράνειας των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου
J_3	: ροπή αδράνειας του στεγνωτικού τυμπάνου όπως “φαίνεται” από την πλευρά των κινητήρων
J_4, J_5, J_{pr}	: ροπή αδράνειας των κινητήρων της απορροφητικής, “τυφλής” πρέσας και των δύο πρεσών μαζί, με αναφορά στον άξονα της απορροφητικής πρέσας
J_{yan}	: ροπή αδράνειας του στεγνωτικού τυμπάνου

Tl_{yan}	: ροπή φορτίου του στεγνωτικού τυμπάνου
Tl_{sys}, J_{sys}	: ροπή του συνολικού φορτίου και ροπή αδράνειας του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών με αναφορά τον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου
K_1, K_2, K_3, K_4	: σταθερές των μηχανών συνεχούς ρεύματος
θ_1, θ_3	: θέση άξονα των δύο κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου
ω_1, ω_3	: γωνιακή ταχύτητα του άξονα των δύο κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου
$\omega_{msp}, \omega_{mbp}$	: γωνιακή ταχύτητα του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
$\theta_{msp}, \theta_{mbp}$	: θέση άξονα κινητήρα απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
ω_5, ω_7	: γωνιακή ταχύτητα του άξονα μετά το μειωτήρα της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας
$\theta_{yan}, \omega_{yan}$	: θέση και γωνιακή ταχύτητα άξονα στεγνωτικού τυμπάνου
$\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$	: μαγνητική ροή μηχανών συνεχούς ρεύματος
D_1, D_2, D_{yan}	: διάμετρος απορροφητικής, “τυφλής” πρέσας και στεγνωτικού τύμπανου
i_1, i_2, i_3	: σχέση μετάδοσης μειωτήρων στεγνωτικού τυμπάνου, απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας
n_1, n_2, n_3	: $i_1=1/n_1, i_2=1/n_2, i_3=1/n_3$

Για την εξομοίωση του πολυκινητηρίου συστήματος και τη μελέτη της συμπεριφοράς αυτού τόσο στη δυναμική κατάσταση όσο και στη μόνιμη λειτουργία χρησιμοποιούνται οι γνωστές εξισώσεις των μηχανών συνεχούς ρεύματος και το πρόγραμμα MATLAB / SIMULINK. Ειδικότερα οι εξισώσεις που περιγράφουν το κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου, όταν οι πρέσες δεν ασκούν πίεση πάνω σ’ αυτό (σχήμα 3.55), είναι:

$$u_{a1} = i_{a1}R_{a1} + L_{a1} \frac{di_{a1}}{dt} + K_1\Phi_1\omega_1 \quad (3.28)$$

$$u_{a2} = i_{a2}R_{a2} + L_{a2} \frac{di_{a2}}{dt} + K_2\Phi_2\omega_3 \quad (3.29)$$

$$T_{e1} = K_1\Phi_1i_{a1}, \quad T_{e2} = K_2\Phi_2i_{a2} \quad (3.30)$$

$$(J_1 + J_2 + J_3)\ddot{\theta}_1 = T_{e1} + T_{e2} - T_L \quad (3.31)$$

$$\dot{\theta}_1 = \omega_1, \quad \dot{\theta}_3 = \omega_3, \quad \theta_1 = \theta_3, \quad \omega_1 = \omega_3 \quad (3.32)$$

$$T_L = T_{l1} + T_{l2}, \quad Tl_{yan} = n_1T_L, \quad J_{yan} = J_3n_1^2 \quad (3.33)$$

Σχήμα 3.55. Σχηματική παράσταση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν τη δυναμική κατάσταση του κινητηρίου συστήματος των πρεσών, όταν αυτές δεν ασκούν πίεση πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο (σχήμα 3.56), είναι:

$$u_{a3} = i_{a3} R_{a3} + L_{a3} \frac{di_{a3}}{dt} + K_3 \Phi_3 \omega_{msp} \quad (3.34)$$

$$u_{a4} = i_{a4} R_{a4} + L_{a4} \frac{di_{a4}}{dt} + K_4 \Phi_4 \omega_{mbp} \quad (3.35)$$

$$T_{e3} = K_3 \Phi_3 i_{a3}, T_{e4} = K_4 \Phi_4 i_{a4} \quad (3.36)$$

$$J_{prs} \ddot{\theta}_5 = T_{e3} n_2 + T_{e4} n_3 (D_1 / D_2) - T_{pr} \quad (3.37)$$

$$J_{prs} = (J_4 n_2^2 + J_5 n_3^2 (D_1 / D_2)^2 + J_{pr})$$

$$\dot{\theta}_5 = \omega_5, \dot{\theta}_7 = \omega_7 \quad (3.38)$$

$$\theta_7 = \theta_5 (D_1 / D_2), \omega_7 = \omega_5 (D_1 / D_2) \quad (3.39)$$

Σχήμα 3.57. Σχηματική παράσταση του κινητηρίου συστήματος, όταν οι πρέσες ασκούν πίεση πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο.

Η μοντελλοποίηση του συνολικού πολυκινητηρίου συστήματος, βασίζεται αφ'ενός στη δομή σύμφωνα με το σχήμα 2.9 και αφ'ετέρου στα λειτουργικά διαγράμματα των σχημάτων 3.53 και 3.54. Με τις δυνατότητες του προγράμματος MATLAB / SIMULINK, στη παρούσα διατριβή επιτεύχθη η εξομοίωση όλων των συνιστωσών των επί μέρους βρόχων ελέγχου, οι οποίοι περιλαμβάνουν ελεγχόμενες γέφυρες έξι παλμών με θυρίστορ, παλμογεννήτριες, ελεγκτές, μονάδες κατανομής φορτίου και μονάδες καθορισμού επιτάχυνσης και επιβράδυνσης της ταχύτητας.

3.3.5 Παραμετρικά στοιχεία των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος

Στη συνέχεια δίνονται τα παραμετρικά στοιχεία των κινητήρων και του μετασχηματιστή ισχύος που χρησιμοποιήθηκαν στην εξομοίωση.

A. των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου:

$$\begin{aligned}P_n &= 152 \text{ kW} \\N_n &= 1870 \text{ min}^{-1} \\M_n &= 776 \text{ Nm} \\U_n &= 420 \text{ V} \\I_n &= 394 \text{ A} \\L_a &= 1,20 \text{ mH} \\R_a &= 86,8 \text{ m}\Omega \\J_{\text{mot}} &= 1,2 \text{ kg m}^2\end{aligned}$$

B. των κινητήρων των πρεσών:

$$\begin{aligned}P_n &= 117 \text{ kW} \\N_n &= 2140 \text{ min}^{-1} \\M_n &= 522 \text{ Nm} \\U_n &= 420 \text{ V} \\I_n &= 302 \text{ A} \\L_a &= 1,46 \text{ mH} \\R_a &= 107,9 \text{ m}\Omega \\J_{\text{mot}} &= 0,6 \text{ kg m}^2\end{aligned}$$

Γ. του στεγνωτικού τυμπάνου:

$$J_3 = 100 \text{ kg m}^2 \text{ (πλευρά αξόνων κινητήρων)}$$

Δ. Πρεσών:

$$J_{\text{pr}} = 100 \text{ kg m}^2$$

Ε. του μετασχηματιστή ισχύος:

$$\begin{aligned}P_n &= 1600 \text{ kVA}, L_{\text{tr}} = 16 \text{ }\mu\text{H}, R_{\text{tr}} = 1 \text{ m}\Omega, \\U_n &= 400 \text{ V}, I_n = 2310 \text{ A}, \text{Dyn } 5\end{aligned}$$

3.3.6 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης με συμβατικό έλεγχο του κινητηρίου συστήματος.

Στην παράγραφο αυτή δίνονται χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης που αφορούν τη κατανομή φορτίου στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου και των πρεσών στην περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος και ο οποίος οδηγεί σε αστοχία (πλήρης διακοπή της λειτουργίας του κινητηρίου συστήματος).

Η ταχύτητα αναφοράς και η αναφορά φορτίου επιλέγονται να μεταβάλλονται σύμφωνα με τα σχήματα 3.58 και 3.59. Τα αποτελέσματα που ακολουθούν αναφέρονται σε ένα σύστημα όπου η ταχύτητα των πρεσών λαμβάνεται να είναι 1% μικρότερη από την ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου κατά την μηχανική εμπλοκή, πράγμα το οποίο συμβαίνει τακτικά σε ένα πραγματικό πολυκινητήριο σύστημα. Η αναφορά φορτίου μετά την συμπίεση των πρεσών πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο επιλέγεται να είναι ίση με 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων (σχήμα 3.59). Επίσης προδιαγράφεται ίση κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος, αν και στο συμβατικό έλεγχο (υφιστάμενο) του κινητηρίου συστήματος αυτό δεν εξασφαλίζεται για τους λόγους που έχουν ήδη αναφερθεί.

Στα σχήματα 3.60 και 3.61 φαίνεται το ρεύμα του δρομέα του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου και της απορροφητικής πρέσας ενώ στα σχήματα 3.62 και 3.63 φαίνεται η απόκριση της ηλεκτρομαγνητικής ροπής του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου και της απορροφητικής πρέσας στην περίπτωση, όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος. Το ρεύμα του δρομέα και η ηλεκτρομαγνητική ροπή του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι ίδια με τα αντίστοιχα του κύριου κινητήρα. Το ίδιο συμβαίνει με το ρεύμα και την ηλεκτρομαγνητική ροπή του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας. Είναι ίδια με αυτά του κινητήρα της της απορροφητικής πρέσας.

Στα σχήματα 3.64 και 3.65 φαίνεται το ρεύμα του δρομέα και η ηλεκτρομαγνητική ροπή του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση. Προφανώς το ρεύμα του δρομέα και η ηλεκτρομαγνητική ροπή του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι ίδια με τα αντίστοιχα του κύριου κινητήρα.

Το σύστημα οδηγείται σε αστοχία αφού οι κινητήρες του τυμπάνου δεν μπορούν να συνεχίσουν να λειτουργούν υπερφορτωμένοι λόγω της επενέργειας των συστημάτων προστασίας των κινητήρων. Έτσι επέρχεται η πλήρης διακοπή της λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής.

Τα αποτελέσματα της εξομοίωσης δείχνουν ότι μετά απο μερικά δευτερόλεπτα απο την συμπίεση των πρεσών στο τύμπανο (η συμπίεση γίνεται βαθμιαία μεταξύ 14.5 και 15.5 sec) τό φορτίο μεταφέρεται εξ’ ολοκλήρου στους κινητήρες του στεγνωτικού τυμπάνου. Τα ρεύματα των δρομέων της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας μηδενίζονται ενώ ταυτόχρονα αυξάνουν τα ρεύματα στους δρομείς των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου σε τέτοια τιμή, ώστε να καλύψουν πλήρως το μηχανικό φορτίο.

Στον πίνακα 3.1 που ακολουθεί δίνονται οι μέσες τιμές του ρεύματος του δρομέα των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου στην μόνιμη κατάσταση κατάσταση (418.35 A) και οι μέσες τιμές της ηλεκτρομαγνητικής τους ροπής που είναι 824.18 Nm.

Τα αποτελέσματα της εξομοίωσης επιβεβαιώνουν ότι ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) οδηγεί σε αστοχία το πολυκινητήριο σύστημα, έστω και αν υπάρχει μία μικρή διαφορά στην ταχύτητα μεταξύ των πρεσών και του τυμπάνου της τάξεως 1%.

Πίνακας 3.1 Ονομαστικές και μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση στην περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος.

	I_n (Ονομαστικό ρεύμα δρομέα) (A)	Μέση τιμή ρεύμα- τος δρομέα (A)	M_n (Ονομαστική ροπή) (Nm)	Μέση τιμή ροπής (Nm)
Κύριος κινητήρας στεγνωτικού τυμπά- νου	394	418.35 (=1.062 I_n)	776	824.18 (=1.062% M_n)
Βοηθητικός κινητή- ρας στεγνωτικού τυ- μπάνου	394	418.35 (=1.062 I_n)	776	824.18 (=1.062% M_n)
Κινητήρας απορ- ροφητικής πρέσας	302	0 (=0% I_n)	522	0 (=0% M_n)
Κινητήρας “τυφλής” πρέσας	302	0 (=0% I_n)	522	0 (=0% M_n)

Σχήμα 3.58. Ταχύτητα αναφοράς

Σχήμα 3.59. Αναφορά ροπής φορτίου

Σχήμα 3.60. Ρεύμα δρομέα του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 3.61. Ρεύμα δρομέα κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 3.62. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κυρίου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 3.63. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 3.64. Ρεύμα δρομέα του κυρίου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση και στη περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 3.65. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση και στη περίπτωση όπου χρησιμοποιείται ο συμβατικός έλεγχος (υφιστάμενος) του κινητηρίου συστήματος

3.3.7 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος

3.3.7.1 Γενικά

Τα αποτελέσματα εξομοίωσης που παρατίθενται στις επόμενες παραγράφους αφορούν τη κατανομή φορτίου στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου και των πρεσών και την ανάλυση της στατικής και της δυναμικής συμπεριφοράς αυτού, και την συμπεριφορά του συστήματος ελέγχου στη περίπτωση σφάλματος σε μία γέφυρα τροφοδοσίας.

Χρησιμοποιώντας τις εξ. (3.28) έως (3.42) και τα παραμετρικά στοιχεία που φαίνονται στην παράγραφο 3.3.5 διεξήχθη εκτεταμένη εξομοίωση. Με την εξομοίωση αυτή διερευνάται η στατική και δυναμική συμπεριφορά του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου και των πρεσών στην περίπτωση που οι πρέσες πιέζουν το στεγνωτικό τύμπανο (Β' φάση λειτουργίας) και ελέγχεται η ορθότητα της προταθείσας μεθόδου στην παράγραφο 3.3, που αφορά τόσο την κατανομή του φορτίου, μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος, όσο και μεταξύ των δύο τμημάτων. Στην εξομοίωση αυτή ζητείται ίση κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος και κατανομή του συνολικού μηχανικού φορτίου μεταξύ των δύο τμημάτων, ανάλογα με την ονομαστική ροπή των κινητήρων τους. Το δε συνολικό μηχανικό φορτίο λαμβάνεται ίσο με 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων. Επίσης διερευνάται η συμπεριφορά του συστήματος ελέγχου στη περίπτωση που συμβεί κάποιο σφάλμα σε μία από τις τέσσερις τριφασικές γέφυρες.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται μερικά χαρακτηριστικά αποτελέσματα προερχόμενα από αυτή την εξομοίωση. Τα σχήματα 3.66 έως 3.83 αναφέρονται σε κινητήριο σύστημα χωρίς κάποιο σφάλμα. Τα σχήματα 3.84 έως 3.103 αναφέρονται σε κινητήριο σύστημα, στο οποίο ένα θυρίστορ ανοικτοκυκλώνει στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα μετά το 50° δευτερόλεπτο λειτουργίας του συστήματος. Τα σχήματα 3.104 έως 3.122 αναφέρονται σε κινητήριο σύστημα, στο οποίο η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα παύει να λειτουργεί μετά το 50° δευτερόλεπτο λειτουργίας του συστήματος. Τα πιο πάνω σχήματα (3.84 έως 3.122) δείχνουν την συμπεριφορά του συστήματος ελέγχου για να αντιμετωπισθεί πλήρως το μηχανικό φορτίο στη περίπτωση που συμβεί κάποιο σφάλμα σε μία από τις τέσσερις τριφασικές γέφυρες

3.3.7.2 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητήριου συστήματος κατά την κανονική λειτουργία

Στα σχήματα 3.66 και 3.67 φαίνεται η απόκριση της ταχύτητας ενός πραγματικού συστήματος, όταν η ταχύτητα αναφοράς και η μεταβολή του φορτίου επιλεγούν να μεταβάλλονται σύμφωνα με τα σχήματα 3.58 και 3.59. Η ταχύτητα αναφοράς σύμφωνα με την επιλογή μας μεταβάλλεται (σχήμα 3.58) στην αρχή γραμμικά συναρτήσει του χρόνου για 10 sec, και ακολούθως παραμένει σταθερή για άλλα 10 sec. Στο διάστημα αυτό οι πρέσες ενεργοποιούνται ασκώντας πίεση πάνω στο στεγνωτικό τύμπανο, όπου το φορτίο μεταβάλλεται σημαντικά, σύμφωνα με την επιλογή μας σχεδόν κατά βηματικό τρόπο από 20% σε 60% των ονομαστικών ροπών των κινητήρων, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.59.

Στη συνέχεια η ταχύτητα της μηχανής αυξάνει αποκτώντας υψηλή τιμή, όπου και θα παραμείνει για όσο χρονικό διάστημα απαιτείται για κάποια συγκεκριμένη παραγωγή χαρτιού. Η πραγματική ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών που προκύπτει ως απόκριση του συστήματος φαίνεται στα σχήματα 3.66 και 3.67.

Παρατηρούμε ότι η απόκριση του συστήματος είναι πολύ ακριβής (η ταχύτητα των δύο τμημάτων ακολουθεί πιστά τη ταχύτητα αναφοράς), επισημαίνοντας ότι ένα στεγνωτικό τύμπανο συνήθως έχει βάρος περίπου 40 ton και ροπή αδράνειας περίπου 20000 kgr m². Η απορροφητική και η “τυφλή” πρέσα έχουν βάρος περίπου 6 και 3 ton αντίστοιχα. Σημειώνεται εδώ, ότι για να επιτευχθεί μια σωστή απόκριση χωρίς ταλαντώσεις και σημαντική υπέρβαση της επιθυμητής τιμής πρέπει να ρυθμιστούν σωστά οι ελεγκτές PI στο σύστημα ελέγχου με αλληπάλληλες δοκιμές, καθ’όσον εκ των προτέρων δεν υπάρχει τρόπος προσδιορισμού των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων.

Στα σχήματα 3.68 έως 3.71 φαίνονται τα ρεύματα των δρομέων των τεσσάρων κινητήρων. Παρατηρούμε ότι τα ρεύματα των δρομέων των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου (σχήματα 3.68 και 3.69) είναι ίδια μεταξύ τους τόσο στην μεταβατική κατάσταση όσο και στη μόνιμη, η οποία αποκαθίσταται μετά το επιλεγμένο χρονικό διάστημα $t = 40$ sec. Το ίδιο παρατηρούμε και για τα ρεύματα των δρομέων των κινητήρων των πρεσών (σχήματα 3.70 και 3.71). Προφανώς οι κυματομορφές των αντίστοιχων ηλεκτρομαγνητικών ροπών είναι πονομοιότυπες με εκείνες των ρευμάτων λόγω της σχέσης $T_e = K\Phi i_a$. (σχήματα 3.72 έως 3.75).

Στα σχήματα 3.76 έως 3.79 φαίνονται τα ρεύματα των δρομέων των τεσσάρων κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση και στα σχήματα 3.80 έως 3.83 φαίνεται η ηλεκτρομαγνητική ροπή

των τεσσάρων κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση. Παρατηρούμε πλέον καθαρά ότι τα ρεύματα του δρομέα των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου (σχήματα 3.76 και 3.77) είναι ίδια μεταξύ τους. Το ίδιο παρατηρούμε και για τους δύο κινητήρες των πρεσσών (σχήματα 3.78 και 3.79). Οι κυματομορφές των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου (σχήματα 3.80 και 3.81) είναι ίδιες μεταξύ τους, όπως επίσης ίδιες μεταξύ τους είναι και οι κυματομορφές των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων των πρεσών (σχήματα 3.82 και 3.83).

Απο τα προαναφερθέντα σχήματα επιβεβαιώνεται η ορθότητα της προταθείσας μεθόδου που αφορά την ισοκατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος (ίσες ροπές των κινητήρων του ιδίου τμήματος).

Στον πίνακα 3.2 που ακολουθεί φαίνονται οι ονομαστικές και οι μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση. Η αναφορά φορτίου στη μόνιμη κατάσταση επιλέχθηκε να είναι ίση με 60% του αθροίσματος των ονομαστικών τιμών της ροπής των κινητήρων (σχήμα 3.59). Επίσης, όπως προαναφέρθηκε προδιαγράφεται ίση κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων του ιδίου τμήματος και κατανομή του συνολικού μηχανικού φορτίου μεταξύ των δύο τμημάτων, ανάλογα με την ονομαστική ροπή των κινητήρων τους.

Παρατηρούμε ότι οι μέσες τιμές των ρευμάτων και ροπών στον πιο κάτω πίνακα είναι ακριβώς το 60% των αντίστοιχων ονομαστικών τιμών, πράγμα το οποίο είχε τεθεί ως στόχος. Δηλ. οι τιμές αυτές επιβεβαιώνουν ότι το προταθέν σύστημα αυτομάτου ελέγχου είναι πολύ αποτελεσματικό και πολύ ακριβές. Εξασφαλίζει ακριβώς ότι είχε προδιαγραφεί, δηλ. την ίση κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο κινητήρων (του ιδίου τμήματος) και την κατανομή του φορτίου μεταξύ των δύο τμημάτων ανάλογα με την ονομαστική ροπή των κινητήρων τους.

Πίνακας 3.2 Ονομαστικές και μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση

	I_n (Ονομαστικό ρεύμα δρομέα) (A)	Μέση τιμή ρεύμα- τος δρομέα (A)	M_n (Ονομαστική ροπή) (Nm)	Μέση τιμή ροπής (Nm)
Κύριος κινητήρας στεγνωτικού τυμπά- νου	394	236,40 (=60% I_n)	776	465,73 (=60% M_n)
Βοηθητικός κινητή- ρας στεγνωτικού τυ- μπάνου	394	236,40 (=60% I_n)	776	465,73 (=60% M_n)
Κινητήρας απορ- ροφητικής πρέσας	302	181,20 (=60% I_n)	522	313,25 (=60% M_n)
Κινητήρας “τυφλής” πρέσας	302	181,20 (=60% I_n)	522	313,25 (=60% M_n)

Σχήμα 3.66. Ταχύτητα στεγνωτικού τυμπάνου

Σχήμα 3.67. Ταχύτητα πρεσών

Σχήμα 3.68: Ρεύμα δρομέα κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου

Σχήμα 3.69. Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου

Σχήμα 3.70. Ρεύμα δρομέα κινητήρα απορροφητικής πρέσας

Σχήμα 3.71. Ρεύμα δρομέα κινητήρα "τυφλής" πρέσας

Σχήμα 3.72. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κυρίου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου

Σχήμα 3.73. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής βοηθητικού κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου

Σχήμα 3.74. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας

Σχήμα 3.75. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα “τυφλής” πρέσας

Σχήμα 3.76. Ρεύμα δρομέα του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.77. Ρεύμα δρομέα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.78. Ρεύμα δρομέα του κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.79. Ρεύμα δρομέα του κινητήρα "τυφλής" πρέσας στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.80. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κύριου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.81. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής βοηθητικού κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.82. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής απορροφητικής πρέσας κινητήρα στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 3.83. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής “τυφλής” πρέσας κινητήρα στη μόνιμη κατάσταση

3.3.7.3 Αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος με ανοικτοκυκλωμένο ένα θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Για την πληρέστερη διερεύνηση της συμπεριφοράς του συνολικού πολυκινητηρίου συστήματος εξομοιώθηκαν δύο τυπικά σφάλματα, δηλ. το ξαφνικό ανοικτοκύκλωμα ενός θυρίστορ μιάς γέφυρας, και η πλήρης διακοπή της λειτουργίας μιάς γέφυρας. Για το πρώτο σφάλμα επιλέχθηκε η περίπτωση, όπου ένα θυρίστορ ανοικτοκυκλώνεται στη γέφυρα που τροφοδοτεί το βοηθητικό κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου.

Για την περίπτωση αυτή, στα σχήματα 3.86 και 3.87, φαίνεται η απόκριση της ταχύτητας ενός πραγματικού συστήματος, όταν η ταχύτητα αναφοράς και η μεταβολή του φορτίου επιλέγουν να μεταβάλλονται σύμφωνα με τα σχήματα 3.84 και 3.85. Στο σχήμα 3.86 φαίνεται η ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου και στο σχήμα 3.87 η ταχύτητα των πρεσσών. Παρατηρούμε ότι και σ' αυτή την περίπτωση η απόκριση του συστήματος είναι πολύ ακριβής. Στην πραγματικότητα υπάρχει μια πολύ μικρή μείωση της ταχύτητας του συστήματος για μερικά δευτερόλεπτα στο χρόνο που έγινε το σφάλμα. Λόγω του σφάλματος σε μία γέφυρα (ανοικτοκύκλωμα σ' ένα θυρίστορ) η αποδιδόμενη ισχύς του κινητήρα που τροφοδοτείται από αυτή μειώνεται σημαντικά. Έτσι μειώνεται και η συνολική ισχύς που αποδίδεται στο μηχανικό σύστημα, ισχύς προφανώς μικρότερη από την απαιτούμενη για να παραμείνει η ταχύτητα στο ίδιο επίπεδο με αυτή που είχε πριν γίνει το σφάλμα. Έτσι η ταχύτητα του συστήματος μειώνεται για μικρό χρονικό διάστημα. Αυτό γίνεται αισθητό από τον ελεγκτή ταχύτητας και ο οποίος αυξάνει την ισχύ όλων των κινητήρων για να επιτευχθεί η ταχύτητα που είχε το τμήμα πριν από το σφάλμα. Η μείωση αυτή φαίνεται στα σχήματα πολύ λίγο, επειδή είναι πολύ μικρή.

Στα σχήματα 3.88 έως 3.91 φαίνονται τα ρεύματα των δρομέων των τεσσάρων κινητήρων. Παρατηρούμε ότι το ρεύμα του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου τώρα παρουσιάζει μεγαλύτερη κυμάτωση και η μέγιστη τιμή του είναι μεγαλύτερη από τη τιμή που είχε πριν παρουσιαστεί το σφάλμα (σχήμα 3.89). Το ρεύμα του δρομέα στους υπόλοιπους τρεις κινητήρες αυξάνει για μικρό χρονικό διάστημα και μετά επανέρχεται στην προηγούμενη κατάσταση (σχήματα 3.88, 3.90 και 3.91). Αυτό σημαίνει ότι ο κινητήρας που τροφοδοτείται από τη γέφυρα και ο οποίος παρουσίασε το σφάλμα, συνεχίζει να προσφέρει ισχύ ίση με εκείνη όπως πριν γίνει το σφάλμα.

Οι κυματομορφές των αντίστοιχων ηλεκτρομαγνητικών ροπών φαίνονται στα σχήματα 3.92 έως 3.95). Παρατηρούμε ότι και η ηλεκτρομαγνητική ροπή του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου παρουσιάζει μεγαλύτερη κυμάτωση (σχήμα 3.93). Στα σχήματα 3.96 έως 3.99 φαίνεται το ρεύμα του δρομέα των τεσσάρων κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση μετά το σφάλμα και στα σχήματα 3.100 έως 3.103 φαίνεται η ηλεκτρομαγνητική ροπή των τεσσάρων κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση. Επίσης παρατηρούμε ότι τα ρεύματα των δρομέων των κινητήρων των πρεσών (σχήματα 3.98 και 3.99) είναι ίδια μεταξύ τους, όπως επίσης και οι κυματομορφές των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων των πρεσών (σχήματα 3.102 και 3.103) είναι ίδιες μεταξύ τους και πονομοιότυπες με εκείνες των ρευμάτων. Αυτό συμβαίνει γιατί και σ' αυτή την περίπτωση προδιαγράφεται ίση κατανομή του φορτίου μέσα στο ίδιο τμήμα. Ίση κατανομή του φορτίου προδιαγράφεται επίσης και μέσα στο τμήμα του στεγνωτικού τυμπάνου. Προφανώς οι κυματομορφές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων δέν είναι οι ίδιες, λόγω του σφάλματος σε μία από τις δύο γέφυρες. Ίσες είναι όμως, οι μέσες τιμές των κυματομορφών αυτών, όπως φαίνεται στον επόμενο πίνακα 3.3.

Παρόλο που υπάρχει σφάλμα στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα και η κυμάτωση του ρεύματος του δρομέα του κινητήρα αυτού είναι μεγάλη, το σύστημα αυτομάτου ελέγχου, επειδή υπάρχει η απαίτηση ίσης κατανομής του φορτίου μέσα στο τμήμα του στεγνωτικού τυμπάνου, μειώνει τη γωνία εναύσεως στη γέφυρα που παρουσίασε το πρόβλημα έτσι ώστε, η μέση τιμή του ρεύματος του δρομέα και της ροπής του βοηθητικού κινητήρα (με αυξημένη κυμάτωση) να αυξηθεί σε τέτοιο βαθμό, ώστε αυξανόμενη η προσδιδόμενη ισχύς να αντισταθμιστεί το σφάλμα που προέκυψε.

Στο σχήμα 3.107 φαίνεται ότι ένα από τα έξι θυρίστορ της γέφυρας που τροφοδοτεί το βοηθητικό κινητήρα του τυμπάνου δεν άγει. Η μέγιστη τιμή του ρεύματος του δρομέα φθάνει στα 400 A, ενώ η μέγιστη τιμή του ρεύματος στο δρομέα του κυρίου κινητήρα του στεγνωτικού είναι περίπου 275 A (σχήμα 3.106). Οι μέσες τιμές όμως των ρευμάτων του δρομέα των δύο κινητήρων όπως προαναφέρθηκε είναι ίσες μεταξύ τους.

Στον επόμενο πίνακα 3.3 φαίνονται οι ονομαστικές και οι μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση και στην περίπτωση, όπου ένα θυρίστορ είναι ανοικτοκυκλωμένο στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα. Και σ' αυτή την περίπτωση παρατηρούμε ότι οι μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου είναι ίσες μεταξύ τους παρά την μεγάλη κυμάτωση του ρεύματος του δρομέα του βοηθητικού κινητήρα. Επίσης, ίσες μεταξύ τους είναι και οι μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων των κινητήρων της

απορροφητικής και “τυφλής” πρέσσας. Αυτό σημαίνει ισοκατομή του φορτίου μέσα στο ίδιο τμήμα.

Η αναφορά φορτίου στη μόνιμη κατάσταση επιλέχθηκε όπως προηγουμένως ίση με το 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων (σχήμα 3.85). Παρατηρούμε ότι οι προκύπτουσες μέσες τιμές που αναφέρονται στον πίνακα είναι ακριβώς το 60% των αντίστοιχων ονομαστικών τιμών. Αυτό σημαίνει ότι ο κάθε κινητήρας συμβάλλει στο ολικό φορτίο με 60% της ονομαστικής του ροπής. Αυτό είχε τεθεί ως στόχος, δηλ την κατανομή του φορτίου στα δύο τμήματα σύμφωνα με την ονομαστικής του ροπή.

Συγκρίνοντας τις τιμές των πινάκων 3.2 και 3.3 θα παρατηρήσουμε ότι οι μέσες τιμές των ρευμάτων και των ροπών είναι ίδιες, δηλ. το σύστημα αυτομάτου ελέγχου λειτουργεί αποτελεσματικά και το κινητήριο σύστημα εξακολουθεί να λειτουργεί με ακρίβεια, έστω και αν έχει προκύψει κάποιο σφάλμα.

Από τα πιο πάνω επιβεβαιώνεται η ορθότητα της λειτουργίας της μεθόδου ελέγχου (παράγραφος 3.3.3, σχήμα 3.52) και στην περίπτωση σφάλματος (όπου ένα θυρίστορ είναι ανοικτοκυκλωμένο σε μία γέφυρα τροφοδοσίας) που σκοπό έχει την ίση κατομή του φορτίου μέσα στο ίδιο τμήμα και κατανομή του φορτίου στα δύο τμήματα σύμφωνα με την ονομαστικής του ροπή.

Πίνακας 3.3 Ονομαστικές και μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα.

	I_n (Ονομαστικό ρεύμα δρομέα) (A)	Μέση τιμή ρεύμα- τος δρομέα (A)	M_n (Ονομαστική ροπή) (Nm)	Μέση τιμή ροπής (Nm)
Κύριος κινητήρας στεγνωτικού τυμπά- νου	394	236,41 (=60% I_n)	776	465,75 (=60% M_n)
Βοηθητικός κινητή- ρας στεγνωτικού τυ- μπάνου	394	236,41 (=60% I_n)	776	465,75 (=60% M_n)
Κινητήρας απορ- ροφητικής πρέσσας	302	181,21 (=60% I_n)	522	313,27 (=60% M_n)
Κινητήρας “τυφλής” πρέσσας	302	181,21 (=60% I_n)	522	313,27 (=60% M_n)

Σχήμα 3.84. Ταχύτητα αναφοράς τυμπάνου στη περίπτωση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.85. Αναφορά ροπής φορτίου στη περίπτωση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.86. Ταχύτητα στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.87. Ταχύτητα πρεσών στη περίπτωση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.88. Ρεύμα δρομέα του κυρίου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου με ένα ανοικτο-κυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.89. Ρεύμα δρομέα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του

Σχήμα 3.90. Ρεύμα δρομέα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.91. Ρεύμα δρομέα του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.92. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κυρίου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.93. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του

Σχήμα 3.94. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.95. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα “τυφλής” πρέσας με ένα ανοικτο-κυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.96. Ρεύμα δρομέα κυρίου κινητήρα του στεγνοτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.97. Ρεύμα δρομέα βοηθητικού κινητήρα του στεγνοτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του

Σχήμα 3.98. Ρεύμα δρομέα κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.99. Ρεύμα δρομέα κινητήρα “τυφλής” πρέσας στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.100. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κυρίου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.101. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής βοηθητικού κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του

Σχήμα 3.102. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

Σχήμα 3.103. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα “τυφλής” πρέσας στη μόνιμη κατάσταση με ένα ανοικτοκυκλωμένο θυρίστορ στη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα

3.3.7.4 Αποτελέσματα εξομοίωσης του προτεινόμενου πολυκινητηρίου συστήματος με τη γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα εκτός λειτουργίας

Η δεύτερη περίπτωση σφάλματος που εξετάζεται είναι η ολική παύση της λειτουργίας της γέφυρας που τροφοδοτεί το βοηθητικό κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου μετά από επιλεγμένο χρονικό διάστημα π.χ. μετά το 50^ο δευτερόλεπτο (σχήματα 3.104 έως 3.121).

Για την περίπτωση αυτή στα σχήματα 3.106 και 3.107, φαίνεται η απόκριση της ταχύτητας του συστήματος, όταν η ταχύτητα αναφοράς και η μεταβολή του φορτίου επιλέχθηκαν να μεταβάλλονται με τον ίδιο τρόπο όπως και στις δύο προηγούμενες περιπτώσεις (σχήματα 3.104 και 3.105). Στο σχήμα 3.106 φαίνεται η ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου και στο σχήμα 3.107 η ταχύτητα των πρεσσών. Παρατηρούμε ότι και σ' αυτή την περίπτωση η απόκριση του συστήματος είναι πολύ ακριβής παρά την ολική διακοπή της λειτουργίας της μίας γέφυρας. Στην πραγματικότητα υπάρχει μια πολύ μικρή μείωση της ταχύτητας του συστήματος για ελάχιστα δευτερόλεπτα μετά το χρόνο που έγινε το σφάλμα. Φαίνεται στα σχήματα 3.106 και 3.107 και η μείωση αυτή είναι πολύ μικρή.

Λόγω του σφάλματος στη μία γέφυρα (ολική παύση της λειτουργίας της) η αποδιδόμενη ισχύς του βοηθητικού κινητήρος που τροφοδοτείται από αυτή μηδενίζεται. Έτσι μειώνεται σημαντικά και η συνολική ισχύς που αποδίδεται στο μηχανικό σύστημα, ισχύς προφανώς αρκετά μικρότερη από την απαιτούμενη για να παραμείνει η ταχύτητα του συστήματος στο ίδιο επίπεδο με αυτή που είχε πριν γίνει το σφάλμα, και η ταχύτητα του συστήματος μειώνεται για μικρό χρονικό διάστημα. Αυτό γίνεται αισθητό από τον ελεγκτή ταχύτητας ο οποίος αυξάνει την ισχύ όλων των κινητήρων για να επιτευχθεί η ταχύτητα που είχε το τμήμα πριν από το σφάλμα.. Η αύξηση αυτή γίνεται με την αύξηση της αναφοράς ρεύματος και στους υπόλοιπους τρεις κινητήρες (σχήμα 3.52).

Η αντίδραση του αυτομάτου συστήματος ελέγχου είναι άμεση. Τα ρεύματα των δρομέων στους υπόλοιπους τρεις κινητήρες αυξάνουν σημαντικά (σχήματα 3.108, 3.110 και 3.11) με αποτέλεσμα να αυξάνουν σημαντικά και οι αντίστοιχες ροπές τους (σχήματα 3.112, 3.114 και 3.115), ώστε να αντιμετωπίζεται πλήρως το μηχανικό φορτίο, το δε πολυκινητήριο σύστημα να εξακολουθεί να περιστρέφεται με την ίδια γωνιακή ταχύτητα που είχε πριν συμβεί το σφάλμα.

Οι κυματομορφές των ρευμάτων των δρομέων στους τρεις κινητήρες και οι αντίστοιχες κυματομορφές των ηλεκτρομαγνητικών ροπών φαίνονται με περισσότερη λεπτομέρεια στα

σχήματα σχήματα 3.116 έως 3.121 στη μόνιμη κατάσταση. Και σ' αυτή την περίπτωση παρατηρούμε ότι τα ρεύματα των δρομέων των κινητήρων των πρεσών (σχήματα 3.110, 3.111 και 3.117, 3.118) είναι ίδια μεταξύ τους, όπως επίσης και οι ηλεκτρομαγνητικές ροπές των κινητήρων των πρεσών (σχήματα 3.114, 3.115 και 3.120, 3.121) είναι ίδιες μεταξύ τους, όπως ήταν αναμενόμενο.

Στον πίνακα 3.4 δίνονται οι ονομαστικές και οι μέσες τιμές των ρευμάτων και των ροπών στη μόνιμη κατάσταση και στην περίπτωση, όπου ξαφνικά σταματά να λειτουργεί η γέφυρα που τροφοδοτεί το βοηθητικό κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου. Παρατηρούμε ότι οι μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων των κινητήρων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσσας είναι ίσες μεταξύ τους.

Απο τα πιο πάνω συμπερένεται ότι η προταθείσα μέθοδος ότι εξασφαλίζει με ακρίβεια την ίση κατανομή του φορτίου μέσα στο τμήμα των πρεσών.

Η αναφορά φορτίου στη μόνιμη κατάσταση επιλέχθηκε όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις ίση με το άθροισμα 60% της ονομαστικής τιμής της ροπής όλων των κινητήρων (σχήμα 3.105). Παρατηρούμε ότι οι προκύπτουσες μέσες τιμές που αναφέρονται στον πίνακα είναι το 83.62% των αντίστοιχων ονομαστικών τιμών. Αυτό σημαίνει ότι ο κάθε κινητήρας (απο τούς τρεις) συμβάλλει στο ολικό μηχανικό φορτίο με 83.62% της ονομαστικής του ροπής. Το συνολικό μηχανικό φορτίο κατανέμεται ίσα (% των ονομαστικών ροπών) και στους τρεις κινητήρες (με 83.62% των ονομαστικών ροπών), και όχι ίσα (% των ονομαστικών ροπών) μεταξύ των δύο τμημάτων. Έτσι μπορούμε να συμπεράνουμε, ότι η προταθείσα μέθοδος δίδει αποτελέσματα, όπως περιμέναμε, δηλ ίση κατανομή του φορτίου μέσα στο τμήμα των πρεσών και κατανομή του ολικού μηχανικού φορτίου ίσα (% των ονομαστικών ροπών) και στους τρεις κινητήρες.

Πίνακας 3.4 Ονομαστικές και μέσες τιμές των ρευμάτων των δρομέων και των ηλεκτρομαγνητικών ροπών των κινητήρων στη μόνιμη κατάσταση στην περίπτωση όπου ή γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο.

	I _n (Ονομαστικό ρεύμα δρομέα) (A)	Μέση τιμή ρεύμα- τος δρομέα (A)	M _n (Ονομαστική ροπή) (Nm)	Μέση τιμή ροπής (Nm)
Κύριος κινητήρας στεγνωτικού τυμπά- νου	394	329,50 (=83.62% I _n)	776	649,13 (=83.62% M _n)
Βοηθητικός κινητή- ρας στεγνωτικού τυ- μπάνου	394	0 (=0% I _n)	776	0 (=0% M _n)
Κινητήρας απορ- ροφητικής πρέσας	302	252.56 (=83.62% I _n)	522	436,62 (=83.62% M _n)
Κινητήρας “τυφλής” πρέσας	302	252.56 (=83.62% I _n)	522	436,62 (=83.62% M _n)

Αυτό που παρατηρείται επίσης, εκτός απο την αύξηση των ρευμάτων και των ροπών είναι οτι όλες οι μέσες τιμές αυξήθηκαν κατά ένα ένα συντελεστή 1,3937. Πιο κάτω ξηγείται πως, αυτόματα το σύστημα ελέγχου αυξάνει τα ρεύματα και κατ’ επέκταση τις ηλεκτρομαγνητικές ροπές κατά τον προαναφερθέντα συντελεστή.

Για να προσδιορισθεί ο συντελεστής αυτός πρέπει να γνωρίζουμε την απαιτούμενη ολική ροπή που χρειάζεται το σύστημα για να περιστραφεί και αυτή υπολογίζεται με τον ακόλουθο τρόπο.

Η ροπή που δίνει ο κάθε κινητήρας του στεγνωτικού τυμπάνου με άξονα αναφοράς τον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου υπολογίζεται ως εξής:

$$(60/100)*776 \text{ Nm } 1/i_1 = 6564,71 \text{ Nm}$$

όπου i_1 η σχέση μετάδοσης του μειωτήρα του στεγνωτικού τυμπάνου ($i_1 = 1/14,099$)

Η ροπή που δίνει ο κινητήρας της απορροφητικής πρέσας είναι:

$$(60/100)*522 \text{ Nm}*(D_{yan}/D_1)/i_2 = 5053,55 \text{ Nm}$$

όπου D_{yan} η διάμετρος του στεγνωτικού τυμπάνου = 3600 mm,

D_1 η διάμετρος της απορροφητικής πρέσας = 900 mm

i_2 η σχέση μετάδοσης του μειωτήρα της απορροφητικής πρέσας = 1/4,033

και η ροπή που δίνει ο κινητήρας της “τυφλής” πρέσας είναι:

$$(60/100) \cdot 522 \text{ Nm} \cdot (D_{yan}/D_2)/i_3 = 5053,55 \text{ Nm},$$

(όπου D_{yan} η διάμετρος του στεγνωτικού τυμπάνου = 3600 mm),

D_2 η διάμετρος της “τυφλής” πρέσας = 650 mm και

i_3 η σχέση μετάδοσης του μειωτήρα της “τυφλής” πρέσας = 1/2,913

Αθροίζοντας τις πιο πάνω επι μέρους ροπές, που προσδίδουν όλοι οι κινητήρες προκύπτει ότι η ολική προσδιδόμενη ροπή στο σύστημα, με αναφορά τον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου, είναι ίση με 23236,52 Nm. Εάν όμως χαθεί η ροπή που προσφέρεται απο το βοηθητικό κινητήρα (λόγω παύσης της λειτουργίας της γέφυρας του) τότε η προσδιδόμενη ροπή που προκύπτει είναι $23236,52 - 6564,71 = 16671,81 \text{ Nm}$.

Διαιρώντας την ολική προσδιδόμενη ροπή (απο όλους τους κινητήρες) με τη προσδιδόμενη ροπή χωρίς την συνεισφορά του βοηθητικού κινητήρα βρίσκουμε ακριβώς τον συντελεστή που αυξήθηκαν ρεύματα και οι ροπές για να αντιμετωπισθεί πλήρως το μηχανικό φορτίο ($23236,52/16671,81 = 1,3937$). Το φορτίο όπως προαναφέρθηκε δεν κατανέμεται ίσα στα δύο τμήματα, αλλά κατανέμεται (ίσα) στους υπόλοιπους τρεις κινητήρες, με προσαύξηση του φορτίου τους σε σχέση με την λειτουργία του συστήματος χωρίς σφάλμα, με τό ίδιο ποσοστό (39,37 %), ή κατά 60% $1,3937 = 83,62\%$ των ονομαστικών τους ροπών.

Εαν το συνολικό μηχανικό φορτίο κατανεμόταν ίσα (% των ονομαστικών τιμών) στα δύο τμήματα τότε το τμήμα του στεγνωτικού τυμπάνου θα έπρεπε να παρέχει ροπή ίση με $23236,52 \cdot 776/(776+522) \text{ Nm} = 13891,8 \text{ Nm}$, με άξονα αναφοράς τον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου. Αυτό σημαίνει ότι ο ένας κινητήρας, αυτός που λειτουργεί, θα έπρεπε να παρέχει ροπή ίση με $13891,8/14,099 \text{ Nm} = 985,3 \text{ Nm}$. Αυτό είναι αδύνατο διότι η ροπή αυτή είναι μεγαλύτερη της ονομαστικής ροπής του κινητήρα που είναι ίση με 776 Nm.

Συγκρίνοντας τη συνολική ροπή που δίνουν όλοι οι κινητήρες (με αναφορά τον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου) στην περίπτωση χωρίς σφάλμα με την ροπή που δίνουν οι κινητήρες του στεγνωτικού τυμπάνου στην περίπτωση του συμβατικού συστήματος (με αστοχία) παρατηρούμε ότι οι δύο ροπές είναι ίσες. Η ροπή που δίνουν οι κινητήρες του στεγνωτικού

τυμπάνου στην περίπτωση του συμβατικού συστήματος (με αναφορά τον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου) είναι το άθροισμα των ροπών των κινητήρων (πίνακας 3.1) πολλαπλασιασμένο με το αντίστροφο της σχέσης μετάδοσης του μειωτήρα του στεγνωτικού τυμπάνου. Η ροπή αυτή έχει την πιο κάτω τιμή:

$$824.18 \cdot 2 \cdot 14.099 \text{ Nm} = 23240 \text{ Nm},$$

τιμή ουσιαστικά ίση με την τιμή που υπολογίστηκε στην περίπτωση λειτουργίας του συστήματος χωρίς σφάλμα στην παράγραφο (23235.5 Nm). Η ελάχιστη διαφορά οφείλεται στην ακρίβεια του προγράμματος.

Έτσι η μέθοδος που προτείνεται, στην παράγραφο 3.3.3 για την κατανομή του συνολικού μηχανικού φορτίου μεταξύ των κινητήρων και οδηγεί σε κατανομή του φορτίου στους τέσσερις κινητήρες σύμφωνα με την ονομαστική τους ροπή αποτρέπει την αστοχία του πολυκινητηρίου συστήματος, όπως έχουν δείξει τα σχετικά αποτελέσματα εξομοίωσης και έτσι επιβεβαιώνεται η ορθότητα της.

Σχήμα 3.104. Ταχύτητα αναφοράς στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.105. Αναφορά ροπής φορτίου στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.106. Ταχύτητα στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.107. Ταχύτητα πρεσών στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.108. Ρεύμα δρομέα του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.109. Ρεύμα δρομέα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.110. Ρεύμα δρομέα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας στη περίπτωση όπου ή γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.111. Ρεύμα δρομέα του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας στη περίπτωση όπου ή γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.112. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κυρίου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.113. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής βοηθητικού κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.114. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.115. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα “τυφλής” πρέσας στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.116. Ρεύμα δρομέα κυρίου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.117. Ρεύμα δρομέα κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.118. Ρεύμα δρομέα κινητήρα “τυφλής” πρέσας στη μόνιμη κατάσταση στη περίπτωση όπου ή γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.119. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κυρίου κινητήρα στεγνωτικού τυμπάνου στη μόνιμη κατάσταση στη περίπτωση όπου ή γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.120. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα απορροφητικής πρέσας στη μόνιμη κατάσταση στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

Σχήμα 3.121. Απόκριση ηλεκτρομαγνητικής ροπής κινητήρα “τυφλής” πρέσας στη μόνιμη κατάσταση στη περίπτωση όπου η γέφυρα τροφοδοσίας του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι εκτός λειτουργίας μετά το 50^ο δευτερόλεπτο

4. ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΑΙ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΣΕ ΕΝΑ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΧΑΡΤΟΠΟΙΗΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΛΕΠΤΩΝ ΧΑΡΤΙΩΝ ΜΕ ΜΗΧΑΝΕΣ ΣΥΝΕΧΟΥΣ ΡΕΥΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΕΛΑΣΤΙΚΟΥΣ ΑΞΟΝΕΣ

4.1 Γενικά

Στο κεφάλαιο αυτό ερευνάται η επίδραση της ακαμψίας και της απόσβεσης ελαστικών αξόνων στη συμπεριφορά ενός πολυκινητηρίου συστήματος, που οδηγεί μια χαρτοποιητική μηχανή ψιλών χαρτιών με μηχανές συνεχούς ρεύματος. Το σύστημα κίνησης που ερευνάται αποτελείται από τέσσερις μηχανές συνεχούς ρεύματος. Το πολυκινητήριο σύστημα είναι το ίδιο με το σύστημα στην προηγούμενη παράγραφο. Δύο κινητήρες οδηγούν το στεγνωτικό τύμπανο και οι άλλοι δύο οδηγούν το τμήμα των πρεσών. Οι ροπές αδράνειας των κινητήρων και των οδηγούμενων μηχανών σε συνδυασμό με την ακαμψία των αξόνων σχηματίζουν μηχανικά συντονιζόμενα συστήματα. Κατά συνέπεια σε κινητήρια συστήματα μπορούν να εμφανιστούν φαινόμενα συντονισμού και είναι δυνατόν να οδηγήσουν σε ανεπιθύμητα αποτελέσματα. Στη συγκεκριμένη περίπτωση προκύπτουν δύο συστήματα τριών μαζών και ένα σύστημα με πέντε μαζών. Αυτό το τμήμα της διατριβής παρουσιάζει ανάλυση των συχνοτήτων συντονισμού των δύο τμημάτων της μηχανής, στις δύο φάσεις της, εξετάζοντας την ακαμψία των αξόνων (διάμετρος, μήκος και πάχος αξόνων). Μελετάται η συμπεριφορά των ελαστικών αξόνων με διαφορετική ακαμψία στο κινητήριο σύστημα. Επιπλέον ερευνάται η μόνιμη κατάσταση και η δυναμική συμπεριφορά του συστήματος λαμβάνοντας υπ' όψη την επίδραση των ελαστικών αξόνων και την ανάλυση ταλαντώσεων χρησιμοποιώντας εξομοίωση. Αναπτύχθηκε ένας αλγόριθμος για την εξομοίωση του συστήματος χρησιμοποιώντας το λογισμικό MATLAB / SIMULINK και παρουσιάζονται χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης. Εξετάζοντας τα αποτελέσματα της ανάλυσης και της εξομοίωσης μπορούν να δοθούν κατευθυντήριες γραμμές για τον σχεδιασμό των σημαντικότερων τμημάτων της κίνησης, προκειμένου να αποφευχθούν φαινόμενα συντονισμού στρεπτικών ταλαντώσεων και να ελαχιστοποιηθούν οι στρεπτικές ταλαντώσεις του συστήματος κίνησης.

Σε μια χαρτοποιητική μηχανή λεπτών χαρτιών η απαραίτητη ισχύς κίνησης (R.D.C.) για την κίνηση του στεγνωτικού τυμπάνου είναι συνήθως 300 kW και για το τμήμα των πρεσών είναι 240 kW. Προκειμένου να παραχθεί ένα χαρτί καλής ποιότητας, η ταχύτητα όλων των τμημάτων της μηχανής πρέπει να ακολουθεί την αναφορά ταχύτητας με την ελάχιστη

απόκλιση ταχύτητας (όταν αυξάνεται ή μειώνεται η ταχύτητα) και να παρέχουν την ταχύτητα και τη ροπή χωρίς στρεπτικές ταλαντώσεις.

Στον τομέα των βιομηχανικών κινητηρίων συστημάτων, τα προβλήματα με φαινόμενα συντονισμού στρεπτικών ταλαντώσεων παρατηρήθηκαν πρώτα σε εφαρμογές ελασματοουργείων [27], [28], [30], [33] και [34]. Γενικά, οι μακρείς άξονες και οι μεγάλες ροπές αδράνειας σχηματίζουν μηχανικά συντονιζόμενα συστήματα χαμηλής συχνότητας (10 - 100 Hz), ενώ οι κοντοί και συμπαγείς άξονες και οι μικρές ροπές αδράνειας σχηματίζουν μηχανικά συντονιζόμενα συστήματα υψηλότερης συχνότητας (100 -500 Hz). Η απόσβεση οφείλεται στο υλικό των αξόνων. Αυτή είναι μικρή και τα προκύπτοντα μηχανικά συντονιζόμενα συστήματα είναι ελαφρώς αποσβενόμενα. Στο παρελθόν πολλοί ερευνητές ασχολήθηκαν με την καταστολή των στρεπτικών ταλαντώσεων σε συστήματα δύο ή τριών μαζών, [27], [29], [31], [35], [36], [38], [40], [41] και [42]. Η εργασία [38] εξετάζει την καταστολή των στρεπτικών ταλαντώσεων σε σ' ένα σέρβο - σύστημα, ενώ οι εργασίες [41] και [42] ασχολούνται με τον έλεγχο ενός συστήματος δύο μαζών και τη αντιμετώπιση του μηχανικού συντονισμού σε σύστημα δύο μαζών σε βιομηχανικό σέρβο σύστημα. Μερικές άλλες εργασίες όπως [37] και [39] εξετάζουν τον έλεγχο ταχύτητας συστημάτων δύο μαζών. Οι μόνες αναφορές που εξετάζουν την επίδραση των στρεπτικών ταλαντώσεων σε κινητήρια συστήματα χαρτοποιητικών μηχανών είναι οι εργασίες [16], [17] και [18]. Επίσης υπάρχουν μόνο λίγες εργασίες που ασχολούνται με έλεγχο σε κινητήρια συστήματα χαρτοποιητικών μηχανών όπως οι [14] και [15], και αυτές εξετάζουν τον έλεγχο της κίνησης χωρίς κατανομή φορτίου (line- shafting control).

Οι μετατροπείς, όπως είναι γνωστό, προκαλούν υψηλότερες αρμονικές ρεύματος. Από αυτές τις αρμονικές, μπορούν να προκύψουν φαινόμενα συντονισμού στο μηχανικό σύστημα. Για τη λεπτομερή ανάλυση αυτών των φαινομένων, στο παρόν τμήμα της διατριβής, αναπτύσσεται μια εξομοίωση λαμβάνοντας υπ' όψη τα βασικά μηχανικά χαρακτηριστικά των περιστρεφόμενων αξόνων (διάμετρος, μήκος, πάχος, ακαμψία και απόσβεση). Με την εξομοίωση αυτή ερευνάται η πραγματική λειτουργία μιας υπάρχουσας χαρτοποιητικής μηχανής και προτείνονται λύσεις για να αποφευχθούν φαινόμενα συντονισμού του μηχανικού συστήματος και βλάβες που προκύπτουν από τις στρεπτικές ταλαντώσεις. Αυτές οι λύσεις έχουν προφανώς μεγάλη τεχνική και οικονομική σημασία για συστήματα αυτού του μεγέθους και πολυπλοκότητας.

Για την έρευνα της συμπεριφοράς των ελαστικών αξόνων στα κινητήρια συστήματα των χαρτοποιητικών μηχανών, στο πλαίσιο της διατριβής αυτής αναπτύχθηκε ένας μαθηματικός αλγόριθμος για ολόκληρο το κινητήριο σύστημα, για να χρησιμοποιηθεί για την εξομοίωση

με υπολογιστή μέσω του λογισμικού MATLAB / SIMULINK. Ερευνώνται η μόνιμη κατάσταση, η δυναμική συμπεριφορά και οι ταλαντώσεις του συστήματος.

4.2. Ανάλυση και μοντελοποίηση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου

Όπως αναφέρθηκε κατά τη διάρκεια της πρώτης φάσης λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής, το στεγνωτικό τύμπανο και οι πρέσες δεν βρίσκονται σε επαφή. Τα δύο τμήματα δεν εξαρτώνται το ένα από το άλλο, και μπορούν να μελετηθούν χωριστά. Γενικά το κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου αποτελείται από δύο μηχανές συνεχούς ρεύματος, δύο ελαστικούς άξονες και ένα κοινό μειωτήρα (σχήμα 4.1). Υπάρχει μόνο μία ταχογεννήτρια για να μετρήσει την ταχύτητα του συστήματος, η οποία συνδέεται σε μια από τις δύο μηχανές (εργασίες [8] και [9]). Συνήθως στις βιομηχανικές εφαρμογές η μηχανή με την ταχογεννήτρια είναι η κύρια μηχανή. Στις περισσότερες περιπτώσεις αυτές οι μηχανές είναι ίδιες. Το μηχανικό φορτίο, λόγω της ύπαρξης της μονάδας κατανομής φορτίου, μοιράζεται εξίσου στις δύο μηχανές, όπως προαναφέρθηκε στις προηγούμενες παραγράφους (εργασίες [8] και [9]). Σε αυτό το σύστημα κίνησης υπάρχουν τρεις περιστρεφόμενες μάζες, δηλ. οι δύο μηχανές και το στεγνωτικό τύμπανο. Η αδράνεια των περιστρεφόμενων μαζών των μηχανών (J_1, J_2) και η αδράνεια του στεγνωτικού κυλίνδρου (J_{yan}) σε συνδυασμό με την ακαμψία των αξόνων σχηματίζουν ένα μηχανικό συντονιζόμενο σύστημα τριών μαζών. Η αδράνεια του κιβωτίου ταχυτήτων μπορεί να αγνοηθεί επειδή είναι πάρα πολύ μικρή σε σύγκριση με την αδράνεια του στεγνωτικού κυλίνδρου. Οι εξισώσεις που περιγράφουν το ηλεκτρικό μέρος του κινητηρίου συστήματος είναι:

$$u_{a1} = i_{a1}R_{a1} + L_{a1} \frac{di_{a1}}{dt} + K_1 \Phi_1 \omega_1 \quad (4.1)$$

$$u_{a2} = i_{a2}R_{a2} + L_{a2} \frac{di_{a2}}{dt} + K_2 \Phi_2 \omega_3 \quad (4.2)$$

$$T_{e1} = K_1 \Phi_1 i_{a1} \quad (4.3)$$

$$T_{e2} = K_2 \Phi_2 i_{a2} \quad (4.4)$$

και οι εξισώσεις του μηχανικού τμήματος είναι:

$$J_1 \ddot{\theta}_1 = T_{e1} - (K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)) \quad (4.5)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_3 = T_{e2} - (K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)) \quad (4.6)$$

$$J_{yan} \ddot{\theta}_{yan} = \left[K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) \right] n_1 - T_L \quad (4.7)$$

$$\theta_2 = \theta_4 = n_1 \theta_{yan}, \quad J_3 = i_1^2 J_{yan}, \quad n_1 = 1/i_1 \quad (4.8)$$

Σχήμα 4.1 Μοντέλο του μηχανικού τμήματος του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου.

Από τις εξισώσεις (4.5) έως και (4.8) προκύπτει το χονδρικό διάγραμμα στο σχήμα 4.2. Αυτό το χονδρικό διάγραμμα χρησιμοποιείται στην εξομοίωση μέσω του λογισμικού SIMULINK για τη δυναμική ανάλυση του συστήματος κίνησης.

Το μηχανικό μέρος της κίνησης, σύμφωνα με εξισώσεις (4.5), (4.6) και (4.7), μπορεί να δημιουργήσει στρεπτικές ταλαντώσεις. Η λύση αυτών των εξισώσεων μπορεί να επιτευχθεί με τον ακόλουθο τρόπο. Για τον προσδιορισμό των ιδιοτιμών και των φυσικών συχνοτήτων, τίθεται στις εξισώσεις (4.5), (4.6) και (4.7) η σχέση $T_{e1} = T_{e2} = T_L = 0$.

Σχήμα 4.2 Χονδρικό διάγραμμα του μηχανικού τμήματος του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου με ελαστικούς άξονες.

Έτσι οι εξισώσεις (4.5), (4.6) και (4.7) γίνονται:

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + (K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)) = 0 \quad (4.9)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_3 + (K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)) = 0 \quad (4.10)$$

$$J_{yan} \ddot{\theta}_{yan} - \left[K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) \right] n_1 = 0 \quad (4.11)$$

όπου,

τα K_{12} και K_{34} είναι οι συντελεστές ακαμψίας των αξόνων και τα C_{12} και C_{34} είναι οι συντελεστές απόσβεσης των αξόνων. Για τις στρεπτικές ταλαντώσεις που μπορούν να

εμφανιστούν στο σύστημα, οι ακόλουθες εξισώσεις ισχύουν ως λύσεις των ανωτέρω διαφορικών εξισώσεων:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= Ae^{\lambda t}, \dot{\theta}_1(t) = A\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_1(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t} \\ \theta_2(t) &= Ce^{\lambda t}, \dot{\theta}_2(t) = C\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_2(t) = C\lambda^2 e^{\lambda t} \\ \theta_3(t) &= Be^{\lambda t}, \dot{\theta}_3(t) = B\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_3(t) = B\lambda^2 e^{\lambda t} \end{aligned} \right\} \quad (4.12)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (4.12) στις εξισώσεις, (4.9), (4.10) και (4.11) και απαλείφοντας τον όρο $e^{\lambda t}$ προκύπτουν οι πιο κάτω εξισώσεις:

$$J_1 A \lambda^2 + K_{12} A - K_{12} C + C_{12} A \lambda - C_{12} C \lambda = 0 \quad (4.13)$$

$$J_2 B \lambda^2 + K_{34} B - K_{34} C + C_{34} B \lambda - C_{34} C \lambda = 0 \quad (4.14)$$

$$\frac{J_{yan} C \lambda^2}{n_1^2} - K_{12} A + K_{12} C - C_{12} A \lambda + C_{12} C \lambda - K_{34} B + K_{34} C - C_{34} B \lambda + C_{34} C \lambda = 0 \quad (4.15)$$

Για τον προσδιορισμό των τιμών των λ_i , αναδιατάσσοντας τις ανωτέρω εξισώσεις (4.13), (4.14) και (4.15) προκύπτουν οι ακόλουθες σχέσεις:

$$(J_1 \lambda^2 + K_{12} + C_{12} \lambda) A - (K_{12} + C_{12} \lambda) C = 0 \quad (4.16)$$

$$(J_2 \lambda^2 + K_{34} + C_{34} \lambda) B - (K_{34} + C_{34} \lambda) C = 0 \quad (4.17)$$

$$-(K_{12} + C_{12} \lambda) A - (K_{34} + C_{34} \lambda) B + \left[\frac{J_{yan} \lambda^2}{n_1^2} + K_{12} + K_{34} + (C_{12} + C_{34}) \lambda \right] C = 0 \quad (4.18)$$

Για τη λύση των ανωτέρω τριών αλγεβρικών εξισώσεων πρέπει να καθοριστεί η διακρίνουσα Δ_1 :

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} J_1 \lambda^2 + K_{12} + C_{12} \lambda & 0 & -(K_{12} + C_{12} \lambda) \\ 0 & J_2 \lambda^2 + K_{34} + C_{34} \lambda & -(K_{34} + C_{34} \lambda) \\ -(K_{12} + C_{12} \lambda) & -(K_{34} + C_{34} \lambda) & \frac{J_{yan} \lambda^2}{n_1^2} + K_{12} + K_{34} + (C_{12} + C_{34}) \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (4.19)$$

Αναπτύσσοντας την διακρίνουσα Δ_1 προκύπτει μια εξίσωση της μορφής:

$$\Delta_1 = \alpha_1 \lambda^6 + \alpha_2 \lambda^5 + \alpha_3 \lambda^4 + \alpha_4 \lambda^3 + \alpha_5 \lambda^2 + \alpha_6 \lambda + \alpha_7 = 0 \quad (4.20)$$

όπου $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ και α_7 είναι οι συντελεστές του λ , οι οποίοι είναι συναρτήσεις των $J_1, J_2, J_{yan}, K_{12}, K_{34}, C_{12}, C_{34}$ και n_1 .

Γενικά όταν υπάρχουν η περιστρεφόμενες μάζες, η εξίσωση που προκύπτει είναι βαθμού $2n$. Σε αυτήν την περίπτωση υπάρχουν τρεις περιστρεφόμενες μάζες και προκύπτει μια εξίσωση 6^{ου} βαθμού, εξ. (4.20). Οι λύσεις της εξίσωσης (4.20) ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$ και λ_6) μπορούν να καθοριστούν μόνο με αριθμητική μέθοδο. Καθορίζονται με την βοήθεια του MATLAB επιλέγοντας ορισμένες τιμές για τους συντελεστές J_i, K_i , και C_i . Για τις τιμές της ακαμψίας K_i επιλέχτηκε μια σειρά τιμών, επειδή η ακαμψία είναι μια καθοριστική παράμετρος για τον προσδιορισμό των ιδιοτιμών και των φυσικών συχνοτήτων. Ανεξάρτητα από τις τιμές των $J_1, J_2, J_{yan}, K_{12}, K_{34}, C_{12}, C_{34}$, και n_1 , οι συντελεστές α_6 και α_7 είναι πάντα ίσοι με μηδέν. Ως εκ τούτου η εξ. (4.20) γίνεται:

$$\Delta_1 = \lambda^2 (\alpha_1 \lambda^4 + \alpha_2 \lambda^3 + \alpha_3 \lambda^2 + \alpha_4 \lambda + \alpha_5) = 0 \quad (4.21)$$

Ως γνωστό οι λύσεις της ανωτέρω εξίσωσης έχουν την ακόλουθη μορφή:

$$\lambda_{1,2} = 0, \lambda_{3,4} = a \pm bi, \lambda_{5,6} = c \pm di \quad (4.22)$$

Χρησιμοποιώντας τις πιο πάνω τιμές, για τα μεγέθη $\theta_1(t), \theta_2(t), \theta_3(t)$ προκύπτει:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= A_1 e^{\lambda_1 t} + t A_2 e^{\lambda_1 t} + A_3 e^{\lambda_3 t} + A_4 e^{\lambda_4 t} + A_5 e^{\lambda_5 t} + A_6 e^{\lambda_6 t} \\ \theta_2(t) &= C_1 e^{\lambda_1 t} + t C_2 e^{\lambda_1 t} + C_3 e^{\lambda_3 t} + C_4 e^{\lambda_4 t} + C_5 e^{\lambda_5 t} + C_6 e^{\lambda_6 t} \\ \theta_3(t) &= B_1 e^{\lambda_1 t} + t B_2 e^{\lambda_1 t} + B_3 e^{\lambda_3 t} + B_4 e^{\lambda_4 t} + B_5 e^{\lambda_5 t} + B_6 e^{\lambda_6 t} \end{aligned} \right\} \quad (4.23)$$

Προκειμένου να καθοριστούν οι συντελεστές $A_1, \dots, A_6, B_1, \dots, B_6$, και $C_1, \dots, C_6$ απαιτούνται 18 εξισώσεις. Χρησιμοποιώντας τις αρχικές συνθήκες ($t = 0$) προκύπτουν οι ακόλουθες έξι εξισώσεις:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(0) &= A_1 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 \\ \theta_2(0) &= C_1 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 \\ \theta_3(0) &= B_1 + B_3 + B_4 + B_5 + B_6 \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta}_1(t) &= A_2 + A_3\lambda_3 + A_4\lambda_4 + A_5\lambda_5 + A_6\lambda_6 \\ \dot{\theta}_2(t) &= C_2 + C_3\lambda_3 + C_4\lambda_4 + C_5\lambda_5 + C_6\lambda_6 \\ \dot{\theta}_3(t) &= B_2 + B_3\lambda_3 + B_4\lambda_4 + B_5\lambda_5 + B_6\lambda_6 \end{aligned} \right\} \quad (4.25)$$

Επί πλέον 12 εξισώσεις προκύπτουν από τις σχέσεις (4.16) και (4.17).

$$(J_1\lambda_i^2 + K_{12} + C_{12}\lambda_i)A_i - (K_{12} + C_{12}\lambda_i)C_i = 0 \quad (4.26)$$

$$(J_2\lambda_i^2 + K_{34} + C_{34}\lambda_i)B_i - (K_{34} + C_{34}\lambda_i)C_i = 0 \quad (4.27)$$

όπου $i = 1, \dots, 6$.

Έτσι προκύπτει ένα σύνολο 18 γραμμικών εξισώσεων, από τις οποίες καθορίζονται οι τιμές των σταθερών $A_1, \dots, A_6$, $B_1, \dots, B_6$, και $C_1, \dots, C_6$.

Η λύση αυτού του γραμμικού συστήματος δίνει:

$$\left. \begin{aligned} A_2 &= B_2 = C_2 = 0 \\ A_3 &= A_4, A_5 = A_6, B_3 = B_4, B_5 = B_6, C_3 = C_4, C_5 = C_6 \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

Χρησιμοποιώντας τις τιμές των καθορισμένων πλέον συντελεστών, τις ρίζες $\lambda_{1,2} = 0$, $\lambda_{3,4} = a \pm bi$ και $\lambda_{5,6} = c \pm di$ και τις σχέσεις $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$, $e^{-i\theta} = \cos\theta - i\sin\theta$, οι εξισώσεις (4.23) γίνονται:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= A_1 + 2A_3e^{at}\cos(bt) + 2A_5e^{ct}\cos(dt) \\ \theta_2(t) &= C_1 + 2C_3e^{at}\cos(bt) + 2C_5e^{ct}\cos(dt) \\ \theta_3(t) &= B_1 + 2B_3e^{at}\cos(bt) + 2B_5e^{ct}\cos(dt) \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

Οι φυσικές συχνότητες (ιδιοσυχνότητες) για το κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου είναι οι b και d . Συνήθως στο κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου οι κινητήρες είναι ίδιοι μεταξύ τους, όπως επίσης και οι άξονες μετάδοσης κίνησης είναι ίδιοι μεταξύ τους. Στη συγκεκριμένη περίπτωση όπου $J_1=J_2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$ οι συντελεστές A_4 , A_5 , B_4 , B_5 , C_4 , C_5 είναι ίσοι με μηδέν και η εξ. (4.29) μειώνεται σε:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= A_1 + 2A_3 e^{at} \cos(bt) \\ \theta_2(t) &= C_1 + 2C_3 e^{at} \cos(bt) \\ \theta_3(t) &= B_1 + 2B_3 e^{at} \cos(bt) \end{aligned} \right\} \quad (4.30)$$

Οι συντελεστές $A_1, B_1, C_1, A_3, B_3, C_3$ εξαρτώνται από τις αρχικές συνθήκες.

4.3 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου

Στην παράγραφο αυτή δίνονται αποτελέσματα εξομοίωσης που αφορούν την ανάλυση των ταλαντώσεων και την εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου της χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών, με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες στη Α' φάση λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής.

Όπως έχει αναφερθεί οι γέφυρες που τροφοδοτούν τους δρομείς των κινητήρων είναι τριφασικές γέφυρες με έξι θυρίστωρ. Έτσι η θεμελιώδης συχνότητα του ρεύματος του δρομέα των μηχανών συνεχούς ρεύματος σε ένα δίκτυο 50 Hz είναι 300 Hz. Ως εκ τούτου η θεμελιώδης συχνότητα της ηλεκτρομαγνητικής ροπής των κινητήρων είναι επίσης 300 Hz.

Σε ένα πραγματικό κινητήριο σύστημα το μέγεθος των κινητήρων και τα χαρακτηριστικά του στεγνωτικού τυμπάνου καθορίζονται από τις ανάγκες της χαρτοποιητικής μηχανής. Οι άξονες όμως μπορούν να αλλάξουν, ως προς την διάμετρο, το μήκος, το πάχος. Το σχήμα 4.3 δείχνει την ιδιοσυχνότητα του κινητηρίου συστήματος (φυσική συχνότητα) b σαν συνάρτηση της ακαμψίας K_{12} και της απόσβεσης C_{12} στην περίπτωση όπου οι μηχανές και οι άξονες είναι ίδιοι ($J_1=J_2=1.2 \text{ kgm}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$), ενώ στο σχήμα 4.4 φαίνονται οι ιδιοσυχνότητες του τυμπάνου b_1 και b_2 , όταν η ροπή αδράνειας του ενός κινητήρα είναι διπλάσια του άλλου ($J_1=0.6 \text{ kgm}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgm}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$). Οι τιμές των ροπών αδράνειας επιλέγηκαν από τεχνικά εγχειρίδια κινητήρων συνεχούς ρεύματος μεγάλων κατασκευαστικών οίκων και οι κινητήρες αυτοί είναι κατάλληλοι για το συγκεκριμένο κινητήριο σύστημα. Επίσης οι τιμές της ακαμψίας των αξόνων K_{12} και K_{34} που επιλέγονται να μεταβάλλονται στη περιοχή 100.000 έως 10000.000 Nm/rad, είναι τιμές ακαμψίας αξόνων που συνήθίζονται σε πρακτικές εφαρμογές.

Στα σχήματα (4.3 και 4.4) παρατηρούμε ότι υπάρχουν τιμές της ακαμψίας K_{12} και K_{34} , όπου η ιδιοσυχνότητα του συστήματος ταυτίζεται με την συχνότητα της ηλεκτρομαγνητικής ροπής των κινητήρων (300 Hz). Στην περίπτωση αυτή προκύπτουν φαινόμενα συντονισμού τα οποία οδηγούν σε ανεξέλεγκτες καταστάσεις με καταστροφικά αποτελέσματα στο κινητήριο σύστημα. Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης, όπου φαίνονται τα καταστροφικά αποτελέσματα συντονισμού στο μηχανικό σύστημα του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου δίνονται στην παράγραφο 4.13.

Έτσι οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι άξονες με τιμές ακαμψίας, που οδηγούν σε φαινόμενα συντονισμού πρέπει οπωσδήποτε να αποφεύγονται.

Στο σχήμα 4.3 φαίνεται μόνο μία καμπύλη επειδή αυτό αναφέρεται στην περίπτωση όπου οι μηχανές και οι άξονες είναι ίδιοι. Στο σύστημα εμφανίζεται μόνο μία ιδιοσυχνότητα. Δηλαδή σε μία ελεύθερη ταλάντωση οι δρομείς των κινητήρων ταλαντώνται με την ίδια συχνότητα (σχήμα 4.6). Στο σχήμα 4.4 φαίνονται δύο καμπύλες. Αυτό αναφέρεται στην περίπτωση όπου η ροπή αδράνειας του ενός κινητήρα είναι διπλάσια του άλλου και οι άξονες παραμένουν οι ίδιοι. Οι ιδιοσυχνότητες του συστήματος είναι διαφορετικές. Σε ελεύθερη ταλάντωση οι δρομείς των κινητήρων ταλαντώνται με δύο διαφορετικές συχνότητες (σχήμα 4.14).

Η ταλάντωση του ενός δρομέα επηρεάζεται από τον άλλο δρομέα. Η επίδραση αυτή στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι πολύ μικρή και αυτό οφείλεται, όπως δείχνεται πιο κάτω, στο γεγονός ότι η ροπή αδράνειας του φορτίου είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από την ροπή αδράνειας των κινητήρων. Στην περίπτωση όπου οι δύο κινητήρες είναι ίδιοι μεταξύ τους όπως και οι άξονες ($J_1=J_2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$) τότε οι εξισώσεις (4.5) και (4.6) είναι ίδιες μεταξύ τους. Αυτό σημαίνει ότι το κινητήριο σύστημα μπορεί να περιγραφεί με δύο εξισώσεις. Έτσι η ιδιοσυχνότητα b του συστήματος που προκύπτει είναι:

$$b = \omega_{n1} = \sqrt{\frac{K_{12}}{J_{eq}} - \left(\frac{C_{12}}{J_{eq}}\right)^2} \quad (\text{rad/sec}), \quad (4.31)$$

όπου

$$J_{eq} = \frac{J_1 J_3}{2J_1 + J_3} \quad \text{και} \quad J_3 = J_{yan} / n_1^2 \quad (4.32)$$

Αυτή είναι η ακριβής συχνότητα ταλάντωσης. Η απόσβεση των αξόνων C_{12} είναι πάρα πολύ μικρή. Έτσι η σχέση (4.31) μπορεί να γραφεί:

$$\omega_{n1} \approx \sqrt{\frac{K_{12}}{J_{eq}}} \quad (4.33)$$

Στις χαρτοποιητικές μηχανές η αδράνεια των φορτίων (στεγνωτικό τύμπανο, πρέσες κ.λ.π.) είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από την αδράνεια των μηχανών. Ως εκ τούτου ισχύει:

$$2J_1 + J_3 \approx J_3 \quad (4.34)$$

Έτσι η (4.32) γράφεται:

$$J_{eq} \approx J_1 \quad (4.35)$$

Θέτοντας την σχέση (4.35) στην εξ. (4.33) βρίσκουμε μια κατά προσέγγιση σχέση για την ιδιοσυχνότητα (φυσική συχνότητα) ω_{n1} .

$$\omega_{n1} \approx \sqrt{\frac{K_{12}}{J_1}} \quad (4.36)$$

Στα σχήματα 4.5, 4.6 και 4.7 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$ και $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο. Στην περίπτωση αυτή οι δύο οι δρομείς των κινητήρων ταλαντώνται με τον ίδιο τρόπο, $\theta_1(t)=\theta_3(t)$, επειδή ($J_1=J_2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$). Έχουν δηλ. την ίδια συχνότητα, ίδια φάση και ίδιο εύρος ταλάντωσης. Στο σχήμα 4.5 παρατηρούμε μία εκθετικά φθίνουσα ταλάντωση των μεγεθών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$ και $\theta_3(t)$. Οι ταλαντώσεις αυτές πρακτικά αποσβέννυνται μετά από 50 δευτερόλεπτα. Ο μεγάλος χρόνος απόσβεσης δηλώνει ότι η απόσβεση που παρουσιάζουν οι άξονες λόγω του υλικού κατασκευής των είναι πολύ μικρή.

Η ταλάντωση του φορτίου $\theta_2(t)$ στα σχήματα 4.5 και 4.6 δεν φαίνεται καλά επειδή είναι πολύ μικρότερη από την ταλάντωση $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ των κινητήρων. Αυτό είναι αναμενόμενο επειδή η ροπή αδράνειας του φορτίου είναι πολύ μεγαλύτερη από την ροπή αδράνειας των κινητήρων. Στο σχήμα 4.7 φαίνεται η ταλάντωση του φορτίου $\theta_2(t)$ με μεγαλύτερη κλίμακα. Παρατηρώντας τις παραστάσεις στα σχήματα 4.6 και 4.7 διαπιστώνουμε ότι οι καμπύλες είναι ίδιας μορφής (ίδιας συχνότητας), αλλά με διαφορά φάσεως 180° , δηλ. όταν οι καμπύλες των μεγεθών $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ των κινητήρων μειώνονται, η καμπύλη του φορτίου $\theta_2(t)$ αυξάνεται και όταν οι καμπύλες των μεγεθών $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ αυξάνονται, η καμπύλη του φορτίου $\theta_2(t)$ μειώνεται. Η ταλάντωση των $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ γίνεται σε περιοχή μικρότερη από τις αρχικές συνθήκες ($\theta_1(0)=\theta_3(0)=0.1$ rad), ενώ η ταλάντωση της $\theta_2(t)$ γίνεται σε περιοχή μεγαλύτερη από την αρχική συνθήκη ($\theta_2(0)=-0.05$ rad). Αυτό σημαίνει ανταλλαγή δυναμικής ενέργειας μεταξύ των κινητήρων και του φορτίου. Στην πραγματικότητα ένα μέρος της ενέργειας χάνεται υπό μορφή θερμότητας μέσα στο υλικό των αξόνων, λόγω της απόσβεσης που έχουν. Στα πιο πάνω σχήματα (4.5, 4.6 και 4.7) οι παράμετροι του συστήματος και οι αρχικές συνθήκες έχουν τις πιο κάτω τιμές:

$$J_1=J_2=1.2 \text{ kgrm}^2, \quad J_3=100 \text{ kgrm}^2, \quad K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}, \quad C_{12}=C_{34}=0.326 \text{ Nmsec}, \\ \theta_1(0)=\theta_3(0)=0.1 \text{ rad}, \quad \theta_2(0)=-0.05\text{rad}, \quad \dot{\theta}_1(0)=\dot{\theta}_2(0)=\dot{\theta}_3(0)=0.$$

Στα επόμενα σχήματα 4.8, 4.9 και 4.10 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$ και $\theta_3(t)$ στην ειδική περίπτωση όπου: $\theta_1(0)=\theta_3(0)$ και $\frac{\theta_1(0)}{\theta_2(0)} = \frac{2J_1}{J_{\text{yan}}/n_1^2}$. Οι παράμετροι και οι αρχικές συνθήκες είναι:

$J_1=J_2=1.2 \text{ kgm}^2$, $J_3=100 \text{ kgm}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=C_{34}=0.326 \text{ Nmsec}$, $\theta_1(0)=\theta_3(0)=0.1 \text{ rad}$, $\theta_2(0)=-0.024 \text{ rad}$ και $\dot{\theta}_1(0)=\dot{\theta}_2(0)=\dot{\theta}_3(0)=0$. Η ταλάντωση των $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ γίνεται γύρω από το σημείο μηδέν. Και σ' αυτήν την περίπτωση (σχήματα 4.9 και 4.10) παρατηρείται ότι οι καμπύλες είναι ίδιας μορφής (ίδιας συχνότητας) και με διαφορά φάσεως 180° . Επίσης, η ταλάντωση των $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ γίνεται σε περιοχή μικρότερη από τις αρχικές συνθήκες ($\theta_1(0)=\theta_3(0)=0.1 \text{ rad}$), ενώ η ταλάντωση της $\theta_2(t)$ γίνεται σε περιοχή μεγαλύτερη από την αρχική συνθήκη ($\theta_2(0)=-0.024 \text{ rad}$). Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση υπάρχει ανταλλαγή δυναμικής ενέργειας μεταξύ των κινητήρων και του φορτίου.

Στα σχήματα 4.11 έως 4.15 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος όταν $J_1=0.6 \text{ kgm}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgm}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.232 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$, $\theta_1(0)=\theta_3(0)=0.1 \text{ rad}$, $\theta_2(0)=-0.05 \text{ rad}$ και $\dot{\theta}_1(0)=\dot{\theta}_2(0)=\dot{\theta}_3(0)=0$. Συγκρίνοντας τα σχήματα 4.11 και 4.12 παρατηρούμε ότι στο πρώτο σχήμα η ταλάντωση του άξονα του πρώτου κινητήρα $\theta_1(t)$, έχει μεγαλύτερη απόσβεση από την ταλάντωση του άξονα του δεύτερου κινητήρα $\theta_3(t)$ στο δεύτερο σχήμα. Αυτό ήταν αναμενόμενο επειδή η ροπή αδράνειας του πρώτου κινητήρα είναι το ήμισυ της ροπής αδράνειας του δεύτερου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου ($J_1=0.6 \text{ kgm}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgm}^2$). Στο επόμενο σχήμα 4.13 φαίνεται η ταλάντωση του φορτίου $\theta_3(t)$ η οποία αποσβένεται και αυτή εκθετικά. Στο σχήμα 4.14 φαίνεται ότι οι συχνότητες ταλάντωσης $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ των δύο αξόνων δεν είναι ίδιες. Και αυτό ήταν αναμενόμενο επειδή οι ροπές αδράνειας των κινητήρων είναι διαφορετικές. Οι ταλαντώσεις αυτές έχουν μορφή αποσβεννόμενου συνημιτόνου. Στο επόμενο σχήμα φαίνεται η ταλάντωση του φορτίου $\theta_2(t)$ με μεγαλύτερη ανάλυση. Παρατηρούμε ότι η ταλάντωση αυτή δεν έχει μορφή συνημιτόνου. Στην πραγματικότητα, όπως προκύπτει από την ανάλυση του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου εξ. (4.29) η ταλάντωση $\theta_2(t)$ είναι άθροισμα δύο συνημιτόνων των οποίων οι συντελεστές C_3 και C_5 είναι συγκρίσιμοι ($C_3=-0,000458$ και $C_5=-0,000868$). Οι ταλαντώσεις όμως που αναφέρονται στο σχήμα 4.14 είναι μεν άθροισμα δύο συνημιτόνων αλλά οι συντελεστές A_3 , A_5 και B_3 , B_5 στις εξ. (4.29) δεν είναι συγκρίσιμοι. Ο ένας από τους δύο που μετέχουν στις εξ. (4.29) είναι κατά πολύ μικρότερος από τον άλλο (σε απόλυτη τιμή) στην ίδια εξίσωση και έτσι η μορφή των $\theta_1(t)$ και $\theta_3(t)$ είναι σχεδόν ένα (εκθετικά αποσβεννόμενο) συνημίτονο ($A_3=0,075$, $A_5=-0,001$, $C_3=0,0004$, $C_5=0,0732$, $|A_5| \ll A_3$ και $C_3 \ll C_5$). Αυτό συμβαίνει, όπως προαναφέρθηκε, μόνο στη περίπτωση όπου η ροπή αδράνειας του φορτίου είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από την ροπή αδράνειας των κινητήρων. Έτσι μπορούμε να

πούμε με μεγάλη ακρίβεια ότι οι ταλαντώσεις που αναφέρονται στο σχήμα 4.120 είναι εκφράσεις ενός συνημιτόνου και όχι άθροισμα δύο συνημιτόνων.

Στα σχήματα 4.16, 4.17 και 4.18 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος όταν $J_1=1.2 \text{ kgf m}^2$, $J_2=2.4 \text{ kgf m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.328 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$, $\theta_3(0)=0.1 \text{ rad}$, $\theta_2(0)=-0.05\text{rad}$ και $\dot{\theta}_1(0)=\dot{\theta}_2(0)=\dot{\theta}_3(0)=0$.

Συγκρίνοντας τα σχήματα 4.16 και 4.12 παρατηρούμε ότι στο σχήμα 4.16 η απόσβεση (της $\theta_3(t)$) είναι μικρότερη από την απόσβεση στο σχήμα 4.12. Αυτό ήταν αναμενόμενο επειδή η ροπή αδράνειας του κινητήρα που αναφέρεται το σχήμα 4.16 είναι διπλάσια της ροπή αδράνειας του κινητήρα που αναφέρεται το σχήμα 4.112. Επίσης στα σχήματα 4.14 και 4.17 παρατηρούμε ότι όταν οι ροπές αδράνειας μειώνονται οι συχνότητες ταλάντωσης αυξάνονται.

Σχήμα 4.3. Ιδιοσυχνότητες του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.4. Ιδιοσυχνότητες κινητηρίου συστήματος τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=0.6 \text{ kg m}^2$, $J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.5. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.6. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.7. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_2(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kgf m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.8. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kgf m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.9. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.10. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_2(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$).

Σχήμα 4.11. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_1(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=0.6 \text{ kgrm}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgrm}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.232 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.12. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=0.6 \text{ kgrm}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgrm}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.232 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.13. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_2(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=0.6 \text{ kgr m}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgr m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.232 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.14. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=0.6 \text{ kgr m}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgr m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.232 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.15. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_2(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=0,6 \text{ kgr m}^2$, $J_2=1.2 \text{ kgr m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.232 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.16. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=1.2 \text{ kgr m}^2$, $J_2=2.4 \text{ kgr m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.328 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.17. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=1.2 \text{ kgr m}^2$, $J_2=2.4 \text{ kgr m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.328 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.18. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_2(t)$ του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_1=1.2 \text{ kgr m}^2$, $J_2=2.4 \text{ kgr m}^2$, $K_{12}=K_{34}=300.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.328 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.328 \text{ Nmsec}$).

4.4 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου

Ως γνωστόν η βασική συχνότητα της ταλάντωσης της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής των κινητήρων συνεχούς ρεύματος που τροφοδοτούνται από εξαπαλμικές γέφυρες με θυρίστορ σε ένα δίκτυο 50 Hz είναι $6 \times 50 = 300$ Hz.

Για να βρεθεί η επίδραση της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα προσδιορίζονται οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$, του φορτίου $\theta_2(s)$ και της ροπής των αξόνων $T_{sh}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ με παράμετρο την ακαμψία των αξόνων K_{12} και K_{34} .

Η συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα $\theta_1(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ είναι η πιο κάτω:

$$\frac{\theta_1(s)}{T_e(s)} = \frac{2(J_3 s^2 / 2 + s C_{12} + K_{12})}{s^2 (2J_1 + J_3) (s^2 \frac{J_1 J_3}{2J_1 + J_3} + s C_{12} + K_{12})} \quad (4.37)$$

Ίδια εξίσωση με την πιο πάνω είναι και η συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα $\theta_3(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$, επειδή ισχύει $J_1=J_2$, $K_{12}=K_{34}$ και $C_{12}=C_{34}$.

Η εξ. (4.38) δίνει την συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του φορτίου $\theta_2(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$.

$$\frac{\theta_2(s)}{T_e(s)} = \frac{2(s C_{12} + K_{12})}{s^2 (2J_1 + J_3) (s^2 \frac{J_1 J_3}{2J_1 + J_3} + s C_{12} + K_{12})} \quad (4.38)$$

Στις πιο πάνω εξισώσεις χρησιμοποιώντας την ακαμψία των αξόνων ($K_{12}=K_{34}$) ως παράμετρο προκύπτει μια σειρά καμπυλών από τις οποίες προκύπτουν σημαντικές πληροφορίες.

Η εξ. (4.39) δίνει την συνάρτηση μεταφοράς της ροπής των αξόνων $T_{sh}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$. Επισημαίνεται ότι οι ροπές των δυο αξόνων είναι ίσες μεταξύ τους επειδή ισχύει $J_1=J_2$, $K_{12}=K_{34}$ και $C_{12}=C_{34}$. Χρησιμοποιώντας την ακαμψία των αξόνων ως παράμετρο προκύπτει μία άλλη σειρά καμπυλών από τις οποίες προκύπτουν σημαντικές πληροφορίες για τη ροπή των αξόνων ως προς την συχνότητα. Αυτές προκύπτουν από την σχέση:

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_{sh}(s)}{T_e(s)} &= \frac{(sC_{12} + K_{12})/J_1}{s^2 + sC_{12} \frac{2J_1 + J_3}{J_1 J_3} + K_{12} \frac{2J_1 + J_3}{J_1 J_3}}, \\ \text{όπου} \\ T_{sh} &= (K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)), \\ T_{sh} &= (K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)) \end{aligned} \right\} \quad (4.39)$$

Για την πλήρη διερεύνηση του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου βρίσκονται και αξιολογούνται οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$, του φορτίου $\theta_2(s)$ και της ροπής των αξόνων $T_{sh}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$.

Το διάγραμμα της συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα $\theta_1(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ εξ. (4.37) φαίνεται στο σχήμα 4.19 για διάφορες τιμές της ακαμψίας ($K_{12}=K_{34}$), όταν οι ροπές αδράνειας των κινητήρων είναι ίσες μεταξύ τους. Τα ελάχιστα των καμπύλων χαρακτηρίζονται σαν f_{ar} και τα μέγιστα σαν f_r και δίνονται από τις εξισώσεις:

$$f_{ar} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K_{12}}{J_3}} \quad (4.40)$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K_{12} \frac{2J_1 + J_3}{J_1 J_3}} \quad (4.41)$$

Στην περίπτωση όπου ισχύει $J_3 \gg J_1$ τότε το f_r δίνεται από την σχέση:

$$f_r \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{12}}{J_1}} \quad (4.42)$$

Στο σχήμα 4.20 φαίνεται το διάγραμμα της συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του φορτίου $\theta_2(t)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ για διάφορες τιμές της ακαμψίας ($K_{12}=K_{34}$). Ελάχιστα στις καμπύλες αυτές δεν παρουσιάζονται. Τα μέγιστα εμφανίζονται στις ίδιες συχνότητες, όπως και στο προηγούμενο σχήμα 4.19.

Στα σχήματα 4.19 και 4.20 και για τις διάφορες τιμές ακαμψίας των αξόνων παρατηρείται ισχυρός συντονισμός σε συγκεκριμένες συχνότητες που είναι ίδιες και στα δύο σχήματα. Τα

πλάτη των ταλαντώσεων των δρομέων των κινητήρων και του φορτίου γίνονται μέγιστα. Στο συγκεκριμένο κινητήριο σύστημα, όπου η συχνότητα της ηλεκτρομαγνητικής ροπής είναι 300 Hz, παρατηρείται ισχυρός συντονισμός όταν η ακαμψία των αξόνων είναι $K_{12}=K_{34}=4,16 \cdot 10^6$ Nm/rad. Προφανώς σ' ένα σύστημα που θα συντονισθεί οι δρομείς των κινητήρων και το φορτίο θα ταλαντώνονται με μέγιστο πλάτος με αποτέλεσμα την καταστροφή του κινητηρίου συστήματος και της οδηγούμενης μηχανής. Σχετικά αποτελέσματα εξομοίωσης με μηχανικό συντονισμό δίνονται στην παράγραφο 4.13.

Μια άλλη σειρά καμπυλών από τις οποίες προκύπτουν σημαντικές πληροφορίες είναι οι καμπύλες που δίνουν την συνάρτηση μεταφοράς της ροπής των αξόνων των κινητήρων $T_{sh}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$, με παράμετρο την ακαμψία των αξόνων. Από τις καμπύλες αυτές προκύπτει ότι με τιμές ακαμψίας μέχρι $K_{12}=K_{34}=2 \cdot 10^6$ Nm/rad δεν παρατηρείται ενίσχυση της ροπής των αξόνων στα 300 Hz (σχήμα 4.21). Παρατηρούμε ότι με $K_{12}=K_{34}=2 \cdot 10^6$ Nm/rad η καμπύλη περνά ακριβώς κάτω από το σημείο A (σχήμα 4.21). Το σημείο A (300Hz, 0db) είναι το σημείο στα 300 Hz όπου το κέρδος είναι ίσο με 1 (0db) και δεν έχουμε ενίσχυση της ροπής. Μετά την τιμή αυτή η ροπή του άξονα αρχίζει να ενισχύεται και με $K_{12}=K_{34}=4,16 \cdot 10^6$ Nm/rad παρατηρείται ισχυρός συντονισμός στα 300 Hz. Αυξανόμενη της τιμής της ακαμψίας πέραν της τιμής του συντονισμού ($4,16 \cdot 10^6$ Nm/rad) η ροπή των αξόνων εξακολουθεί να ενισχύεται. Ακόμη και με τιμές ακαμψίας $50 \cdot 10^6$ Nm/rad υπάρχει ενίσχυση της ροπής.

Συνεπώς τιμές των $K_{12}=K_{34}$ πάνω από $2 \cdot 10^6$ Nm/rad πρέπει οπωσδήποτε να αποφεύγονται επειδή λόγω της ενίσχυσης της ροπής και των φαινομένων συντονισμού θα προκύψουν σοβαρά προβλήματα και ζημιές στο κινητήριο σύστημα. Η συχνότητα συντονισμού προσεγγιστικά είναι:

$$f_r \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{12}}{J_1}} \quad (4.43)$$

Γενικά η ακαμψία δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$K = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)G}{32L} \quad (4.44)$$

Όταν οι άξονες είναι κοντοί και συμπαγείς ($d_i=0$), η τιμή της ακαμψίας μπορεί να υπερβεί την προαναφερθείσα τιμή ($2 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$) με αποτέλεσμα την ενίσχυση της ροπή των αξόνων ή και ακόμη να εμφανισθούν φαινόμενα συντονισμού. Αυτό είναι δυνατόν να συμβεί εάν χρησιμοποιούνται φλαντζωτοί κινητήρες για μια συγκεκριμένη κίνηση. Γενικά στη βιομηχανία χρησιμοποιούνται πολύ οι φλαντζωτές διατάξεις. Για ένα κινητήρα συνεχούς ρεύματος του οποίου η διάμετρος του άξονα του είναι 70 mm και το ελεύθερο μήκος του άξονα μετά την συναρμογή με το φορτίο είναι 70 mm, η προκύπτουσα τιμή της ακαμψίας είναι $2,7 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$. Τιμές της ακαμψίας όμως που υπερβαίνουν την τιμή πέραν της οποίας αρχίζει η ενίσχυση της ροπής των αξόνων μπορεί να προκύψουν και από άλλες μη φλαντζωτές διατάξεις όπου οι άξονες των κινητήρων συνδέονται με το φορτίο με ειδικούς μεταλλικούς συνδέσμους κατ' ευθείαν με τον άξονα της κινούμενης μηχανής. Επίσης κοντοί και συμπαγείς άξονες (μη φλαντζωτές διατάξεις) που συνδέουν κινητήρες και κινούμενες μηχανές δίνουν τιμές της ακαμψίας πέραν της τιμής που αρχίζει η ενίσχυση της ροπής.

Σύμφωνα λοιπόν με τα παραπάνω αποτελέσματα φλαντζωτές διατάξεις και διατάξεις με κοντούς και συμπαγείς άξονες πρέπει να αποφεύγονται επειδή η ροπή των αξόνων θα ενισχυθεί ή το μηχανικό σύστημα θα συντονισθεί με καταστρεπτικά αποτελέσματα στους άξονες, στους κινητήρες και στις κινούμενες μηχανές. Προτιμότερο να χρησιμοποιούνται κοίλοι ($d_i \neq 0$) και μακριοί άξονες που δίνουν χαμηλές τιμές ακαμψίας και οπωσδήποτε τιμές κάτω από τη τιμή που αρχίζουν να εμφανίζονται τα προβλήματα ($2 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$).

Η τιμή της διαμέτρου του άξονα που προαναφέρθηκε είναι μία πραγματική τιμή και αναφέρεται σε ένα κινητήρα συνεχούς ρεύματος κατάλληλο για το κινητήριο σύστημα του τυμπάνου. Το μήκος του άξονα ενός τέτοιου κινητήρα συνεχούς ρεύματος για αυτή την περίπτωση είναι 140 mm. Η συναρμογή όμως είναι δυνατόν να καλύψει το μισό μήκος του άξονα, δηλ. το ελεύθερο μήκος του άξονα θα είναι 70 mm. Τα πιο πάνω στοιχεία ελήφθησαν από τεχνικά εγχειρίδια μεγάλων εταιρειών που κατασκευάζουν κινητήρες συνεχούς ρεύματος.

Σχήμα 4.19. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως των αξόνων των κινητήρων του τυμπάνου $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.20. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του φορτίου $\theta_2(s)$ και $\theta_4(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.21. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής των αξόνων $T_{sh}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

4.5 Ανάλυση και μοντελοποίηση του κινητηρίου συστήματος των πρεσών

Το κινητήριο σύστημα των πρεσών αποτελείται από δύο μηχανές συνεχούς ρεύματος, δύο διαφορετικούς μειωτήρες και δύο ελαστικούς άξονες (σχήμα 4.22). Συνήθως σε αυτό το κινητήριο σύστημα οι δύο μηχανές είναι ίδιες μεταξύ τους, όπως επίσης ίδιοι είναι και οι δύο άξονες.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν το κινητήριο σύστημα των πρεσών είναι οι ακόλουθες:

$$u_{a3} = i_{a3} R_{a3} + L_{a3} \frac{di_{a3}}{dt} + K_3 \Phi_3 \omega_{msp} \quad (4.45)$$

$$u_{a4} = i_{a4} R_{a4} + L_{a4} \frac{di_{a4}}{dt} + K_4 \Phi_4 \omega_{mbp} \quad (4.46)$$

$$T_{e3} = K_3 \Phi_3 i_{a3}, \quad T_{e4} = K_4 \Phi_4 i_{a4} \quad (4.47)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_{msp} = T_{e3} - \frac{K_{56}(\theta_5 - \theta_6) + C_{56}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6)}{n_2} \quad (4.48)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_{mbp} = T_{e4} - \frac{K_{78}(\theta_7 - \theta_8) + C_{78}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8)}{n_3} \quad (4.49)$$

$$J_{pr} \ddot{\theta}_6 = K_{56}(\theta_5 - \theta_6) + C_{56}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6) + (K_{78}(\theta_7 - \theta_8) + C_{78}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8))D_1 / D_2 - T_{pr} \quad (4.50)$$

$$\dot{\theta}_5 = \omega_5, \dot{\theta}_6 = \omega_6, \dot{\theta}_7 = \omega_7, \dot{\theta}_8 = \omega_8, \theta_8 = \theta_6 D_1 / D_2, \omega_8 = \omega_6 D_1 / D_2, \theta_{msp} = \theta_5 n_2, \theta_{mbp} = \theta_7 n_3 \quad (4.51)$$

Σχήμα 4.22 Μοντέλο του μηχανικού τμήματος του κινητηρίου συστήματος των πρεσών.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν το κινητήριο σύστημα των πρεσών (4.48), (4.49), (4.50) και (4.51) παρουσιάζονται ως χονδρικό διάγραμμα στο σχήμα 4.23. Αυτό το χονδρικό διάγραμμα χρησιμοποιείται για την εξομοίωση μέσω του λογισμικού SIMULINK για τη δυναμική ανάλυση του κινητηρίου συστήματος.

Σχήμα 4.23 Χονδρικό διάγραμμα του μηχανικού τμήματος του κινητηρίου συστήματος των πρεσών με ελαστικούς άξονες.

Σε αυτό το κινητήριο σύστημα υπάρχουν επίσης τρεις περιστρεφόμενες μάζες. Οι δύο πρέσες μπορεί να θεωρηθούν ως μια περιστρεφόμενη μάζα, δεδομένου ότι η τσόχα τις συνδέει σφικτά. Προφανώς η γραμμική ταχύτητα των δύο πρεσών η ίδια. Η ροπή αδράνειας των πρεσών είναι το άθροισμα της ροπής αδράνειας της απορροφητικής πρέσας και της ροπής αδράνειας της “τυφλής” πρέσας με αναφορά στον άξονα της απορροφητικής πρέσας. Προκύπτει μια εξίσωση 6^{ου} βαθμού, όπως στο κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου.

Η λύση αυτών των εξισώσεων μπορεί να επιτευχθεί με τον ίδιο τρόπο, όπως και για την περίπτωση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου. Για τον προσδιορισμό των ιδιοτιμών και των φυσικών συχνοτήτων, τίθεται στις εξισώσεις (4.48), (4.49) και (4.50) η σχέση $T_{e3} = T_{e4} = T_{pr} = 0$.

Έτσι αντικαθιστώντας:

$$\theta_{msp} = \theta_5 n_2 \quad (4.52)$$

$$\theta_{mbp} = \theta_7 n_3 \quad (4.53)$$

οι εξισώσεις (17), (18), (19) γίνονται:

$$J_4 \ddot{\theta}_5 n_2^2 + K_{56}(\theta_5 - \theta_6) + C_{56}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6) = 0 \quad (4.54)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_7 n_3^2 + K_{78}(\theta_7 - \theta_8) + C_{78}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8) = 0 \quad (4.55)$$

$$J_{pr} \ddot{\theta}_6 - \left[K_{56}(\theta_5 - \theta_6) + C_{56}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6) + (K_{78}(\theta_7 - \theta_8) + C_{78}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8))D_1 / D_2 \right] = 0 \quad (4.56)$$

Οι σταθερές K_{56} και K_{78} είναι οι συντελεστές ακαμψίας των αξόνων και C_{56} και C_{78} είναι οι συντελεστές απόσβεσης των αξόνων. Για τις στρεπτικές ταλαντώσεις, που μπορούν να εμφανιστούν στο σύστημα, οι ακόλουθες εξισώσεις ισχύουν ως λύσεις των πιο πάνω διαφορικών εξισώσεων:

$$\left. \begin{aligned} \theta_5(t) &= Ae^{\lambda t}, \dot{\theta}_5(t) = A\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_5(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t} \\ \theta_6(t) &= Ce^{\lambda t}, \dot{\theta}_6(t) = C\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_6(t) = C\lambda^2 e^{\lambda t} \\ \theta_7(t) &= Be^{\lambda t}, \dot{\theta}_7(t) = B\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_7(t) = B\lambda^2 e^{\lambda t} \end{aligned} \right\} \quad (4.57)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (4.57) στις εξισώσεις, (4.54), (4.55) και (4.56) και απαλείφοντας τον όρο $e^{\lambda t}$ προκύπτουν οι πιο κάτω εξισώσεις:

$$J_4 n_2^2 A \lambda^2 + K_{56} A - K_{56} C + C_{56} A \lambda - C_{56} C \lambda = 0 \quad (4.58)$$

$$J_5 n_3^2 B \lambda^2 + K_{78} B - K_{78} D C + C_{78} B \lambda - C_{78} D C \lambda = 0 \quad (4.59)$$

$$J_{pr} C \lambda^2 - K_{56} A + K_{56} C - C_{56} A \lambda + C_{56} C \lambda - K_{78} D B + K_{78} D^2 C - D C_{78} B \lambda + C_{78} D^2 C \lambda = 0 \quad (4.60)$$

Για τον προσδιορισμό των τιμών των λ_i , αναδιατάσσοντας τις πιο πάνω εξισώσεις (4.58), (4.59) και (4.60) προκύπτουν οι σχέσεις:

$$(J_4 n_2^2 \lambda^2 + K_{56} + C_{56} \lambda) A - (K_{56} + C_{56} \lambda) C = 0 \quad (4.61)$$

$$(J_5 n_3^2 \lambda^2 + K_{78} + C_{78} \lambda) B - (K_{78} D + C_{78} D \lambda) C = 0 \quad (4.62)$$

$$-(K_{56} + C_{56} \lambda) A - (K_{78} D + C_{78} D \lambda) B + [J_{pr} \lambda^2 + K_{56} + K_{78} D^2 + (C_{56} + C_{78} D^2) \lambda] C = 0 \quad (4.63)$$

Για τη λύση των ανωτέρω τριών αλγεβρικών εξισώσεων πρέπει να καθοριστεί η διακρίνουσα Δ_2 :

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} J_4 n_2^2 \lambda^2 + K_{56} + C_{56} \lambda & 0 & -(K_{56} + C_{56} \lambda) C \\ 0 & J_5 n_3^2 \lambda^2 + K_{78} + C_{78} \lambda & -(K_{78} D + C_{78} D \lambda) \\ -(K_{56} + C_{56} \lambda) & -(K_{78} D + C_{78} D \lambda) & J_{pr} \lambda^2 + K_{56} + K_{78} D^2 + (C_{56} + C_{78} D^2) \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (4.64)$$

όπου $D = D_1/D_2$

Αναπτύσσοντας την διακρίνουσα Δ_2 προκύπτει μια εξίσωση 6^{ου} βαθμού της μορφής:

$$\Delta_2 = \alpha_{11} \lambda^6 + \alpha_{12} \lambda^5 + \alpha_{13} \lambda^4 + \alpha_{14} \lambda^3 + \alpha_{15} \lambda^2 + \alpha_{16} \lambda + \alpha_{17} = 0 \quad (4.65)$$

όπου $\alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{13}, \alpha_{14}, \alpha_{15}, \alpha_{16}$ και α_{17} είναι συναρτήσεις των $J_3, J_4, J_{pr}, K_{56}, K_{78}, C_{56}, C_{78}, n_2, n_3, D_1$ και D_2

Οι λύσεις ($\lambda_{11}, \lambda_{12}, \lambda_{13}, \lambda_{14}, \lambda_{15}, \lambda_{16}$), όπως στην περίπτωση του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου καθορίζονται μόνο με αριθμητική μέθοδο. Με την βοήθεια του MATLAB καθορίζονται επιλέγοντας ορισμένες τιμές για τους συντελεστές J_i, K_i , and C_i . Για τις τιμές της ακαμψίας K_i επιλέχθηκε μια σειρά τιμών, επειδή η ακαμψία είναι μια καθοριστική παράμετρος για τον προσδιορισμό των ιδιοτιμών και των φυσικών συχνοτήτων. Ασχέτως από τις τιμές των $J_1, J_2, J_{yan}, K_{12}, K_{34}, C_{12}, C_{34}$, και n_1 , οι συντελεστές α_{16}, α_{17} είναι πάντα ίσοι με μηδέν. Ως εκ τούτου η εξ. (4.54) γίνεται:

$$\Delta_2 = \lambda^2 (\alpha_{11} \lambda^4 + \alpha_{12} \lambda^3 + \alpha_{13} \lambda^2 + \alpha_{14} \lambda + \alpha_{15}) = 0 \quad (4.66)$$

Οι λύσεις της ανωτέρω εξίσωσης έχουν την ακόλουθη μορφή:

$$\lambda_{11, 12} = 0, \lambda_{13, 14} = f \pm gi, \lambda_{15, 16} = h \pm mi \quad (4.67)$$

Χρησιμοποιώντας τις πιο πάνω τιμές, προκύπτει για τα μεγέθη $\theta_5(t), \theta_6(t), \theta_7(t)$:

$$\left. \begin{aligned} \theta_5(t) &= A_{11} e^{\lambda_{11}t} + t A_{12} e^{\lambda_{11}t} + A_{13} e^{\lambda_{13}t} + A_{14} e^{\lambda_{14}t} + A_{15} e^{\lambda_{15}t} + A_{16} e^{\lambda_{16}t} \\ \theta_6(t) &= C_{11} e^{\lambda_{11}t} + t C_{12} e^{\lambda_{11}t} + C_{13} e^{\lambda_{13}t} + C_{14} e^{\lambda_{14}t} + C_{15} e^{\lambda_{15}t} + C_{16} e^{\lambda_{16}t} \\ \theta_7(t) &= B_{11} e^{\lambda_{11}t} + t B_{12} e^{\lambda_{11}t} + B_{13} e^{\lambda_{13}t} + B_{14} e^{\lambda_{14}t} + B_{15} e^{\lambda_{15}t} + B_{16} e^{\lambda_{16}t} \\ \theta_8(t) &= \theta_6(t) D_1 / D_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.68)$$

Προκειμένου να καθοριστούν οι συντελεστές $A_{11}, \dots, A_{16}, B_{16}, \dots, B_{16}$, και $C_{11}, \dots, C_{16}$, απαιτούνται 18 εξισώσεις. Χρησιμοποιώντας τις αρχικές συνθήκες ($t = 0$) προκύπτουν οι ακόλουθες έξι εξισώσεις:

$$\left. \begin{aligned} \theta_5(0) &= A_{11} + A_{13} + A_{14} + A_{15} + A_{16} \\ \theta_6(0) &= C_{11} + C_{13} + C_{14} + C_{15} + C_{16} \\ \theta_7(0) &= B_{11} + B_{13} + B_{14} + B_{15} + B_{16} \end{aligned} \right\} \quad (4.69)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta}_5(t) &= A_{12} + A_{13}\lambda_3 + A_{14}\lambda_4 + A_{15}\lambda_{15} + A_{16}\lambda_6 \\ \dot{\theta}_6(t) &= C_{12} + C_{13}\lambda_3 + C_{14}\lambda_4 + C_{15}\lambda_5 + C_{16}\lambda_6 \\ \dot{\theta}_7(t) &= B_{12} + B_{13}\lambda_3 + B_{14}\lambda_4 + B_{15}\lambda_5 + B_{16}\lambda_6 \end{aligned} \right\} \quad (4.70)$$

Επί πλέον 12 εξισώσεις προκύπτουν από τις εξισώσεις (4.58) και (4.59).

$$(J_4 n_2^2 \lambda^2 + K_{56} + C_{56} \lambda) A_i - (K_{56} + C_{56} \lambda) C_i = 0 \quad (4.71)$$

$$(J_5 n_3^2 \lambda^2 + K_{78} + C_{78} \lambda) B_i - (K_{78} D + C_{78} D \lambda) C_i = 0 \quad (4.72)$$

όπου $i = 11, \dots, 16$

Έτσι προκύπτει ένα σύνολο 18 γραμμικών εξισώσεων, από τις οποίες καθορίζονται οι τιμές των σταθερών $A_{11}, \dots, A_{16}$, $B_{11}, \dots, B_{16}$, και $C_{11}, \dots, C_{16}$.

Η λύση αυτού του γραμμικού συστήματος δίνει:

$$\left. \begin{aligned} A_{12} &= B_{12} = C_{12} = 0 \\ A_{13} &= A_{14}, A_{15} = A_{16}, B_{13} = B_{14}, B_{15} = B_{16}, C_{13} = C_{14}, C_{15} = C_{16} \end{aligned} \right\} \quad (4.73)$$

Χρησιμοποιώντας τις τιμές των καθορισμένων πλέον συντελεστών, τις ρίζες $\lambda_{11, 12} = 0$, $\lambda_{13, 14} = f \pm gi$ και $\lambda_{15, 16} = h \pm mi$ και τις εξισώσεις $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$, $e^{-i\theta} = \cos\theta - i\sin\theta$, οι εξισώσεις (4.57) γίνονται:

$$\left. \begin{aligned} \theta_5(t) &= A_{11} + 2A_{13}e^{ft}\cos(gt) + 2A_{15}e^{ht}\cos(mt) \\ \theta_6(t) &= C_{11} + 2C_{13}e^{ft}\cos(gt) + 2C_{15}e^{ht}\cos(mt) \\ \theta_7(t) &= B_{11} + 2B_{13}e^{ft}\cos(gt) + 2B_{15}e^{ht}\cos(mt) \\ \theta_8(t) &= \theta_6(t)D_1 / D_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.74)$$

4.6 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του κινητηρίου συστήματος των πρεσών

Το κινητήριο σύστημα των πρεσών αποτελείται από δύο μηχανές συνεχούς ρεύματος, δύο διαφορετικούς μειωτήρες και δύο ελαστικούς άξονες. Συνήθως σε αυτό το κινητήριο σύστημα οι δύο μηχανές είναι ίδιες μεταξύ τους, όπως επίσης ίδιοι είναι και οι δύο άξονες.

Στο σχήμα 4.24 παρουσιάζονται οι (φυσικές) ιδιοσυχνότητες του κινητηρίου συστήματος g και m ως συνάρτηση της ακαμψίας K_{56} και K_{78} , όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο. Παρατηρούμε ότι οι ιδιοσυχνότητες g και m σε αυτό το κινητήριο σύστημα δεν φτάνουν τα 300 Hz όταν η τιμή της ακαμψίας $K_{56}=K_{78}$ φτάνει μέχρι $10 \cdot 10^6$ Nm/rad. Οι τιμές της ακαμψίας που επιλέγηκαν (από 100.000 μέχρι είναι $10 \cdot 10^6$ Nm/rad) είναι τιμές που αντιστοιχούν σε άξονες που χρησιμοποιούνται για αυτήν την συγκεκριμένη εφαρμογή.

Στα σχήματα 4.25, 4.26, 4.27 και 4.28 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών, όταν αυτές δεν πιέζουν το τύμπανο. Στο σχήμα 4.25 παρατηρείται εκθετική μείωση των ταλαντώσεων λόγω της απόσβεσης των αξόνων. Μεγαλύτερη απόσβεση παρατηρείται στον κινητήρα της “τυφλής” πρέσας. Αυτό οφείλεται στην διαφορετική σχέση μετάδοσης των μειωτήρων (οι κινητήρες και οι άξονες είναι ίδια μεταξύ τους). Η σχέση μετάδοσης του μειωτήρα της “τυφλής” πρέσας ($i_3=1/2,913$) είναι μεγαλύτερη από την σχέση μετάδοσης της απορροφητικής πρέσας ($i_2=1/4,033$). Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση του στεγνωτικού τυμπάνου η δυναμική ενέργεια ανταλλάσσεται μεταξύ των δύο κινητήρων και του φορτίου. Λόγω της απόσβεσης μέρος της ενέργειας χάνεται σε κάθε κύκλο με αποτέλεσμα την (εκθετική) μείωση των ταλαντώσεων.

Στο σχήμα 4.26 παρατηρείται ότι η συχνότητα ταλάντωσης του δρομέα της απορροφητικής πρέσας είναι μικρότερη της συχνότητας ταλάντωσης του δρομέα της “τυφλής” πρέσας. Αυτό όπως εξηγείται πιο κάτω οφείλεται στις διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης των μειωτήρων. Οι μορφές των ταλαντώσεων είναι σχεδόν καθαρά συνημίτονα. Αυτό οφείλεται όπως και στην περίπτωση του στεγνωτικού τυμπάνου στο γεγονός ότι η ροπή αδράνειας του φορτίου είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από την ροπή αδράνειας των ροπών των κινητήρων. Έτσι το ένα μέρος του συστήματος έχει μικρή επίδραση στο άλλο μέρος του συστήματος.

Στα σχήματα 4.27 και 4.28 φαίνεται η ταλάντωση του φορτίου $\theta_6(t)$ με μεγαλύτερη κλίμακα απ’ ότι στα σχήματα 4.25 και 4.26. Και αυτή η ταλάντωση μειώνεται εκθετικά (σχήμα 4.27). Η ταλάντωση του φορτίου όπως φαίνεται στο σχήμα 4.28 είναι άθροισμα δύο συνημιτόνων.

Στα σχήματα αυτά οι παράμετροι του συστήματος και οι αρχικές συνθήκες έχουν τις πιο κάτω τιμές:

$$J_1=J_2=0.6 \text{ kgr m}^2, K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}, C_{12}=0.95 \text{ Nmsec}, C_{34}=1.32 \text{ Nmsec}, \theta_5(0)=\theta_7(0)=0.1 \text{ rad}, \theta_6(0)=-0.05 \text{ rad}, \dot{\theta}_5(0)=\dot{\theta}_6(0)=\dot{\theta}_7(0)=0$$

Στα επόμενα σχήματα 4.29 έως 4.35 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών (όταν αυτές δεν πιέζουν το τύμπανο) και οι παράμετροι του συστήματος και οι αρχικές συνθήκες έχουν τις πιο κάτω τιμές:

$$J_1=0.6 \text{ kgr m}^2, J_2=1.2 \text{ kgr m}^2, K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}, C_{12}=1.32 \text{ Nmsec}, C_{34}=1.35 \text{ Nmsec}, \theta_5(0)=\theta_7(0)=0.1 \text{ rad}, \theta_6(0)=-0.05 \text{ rad}, \dot{\theta}_5(0)=\dot{\theta}_6(0)=\dot{\theta}_7(0)=0.$$

Στο σχήμα 4.29 παρατηρείται ότι οι ταλαντώσεις έχουν την μορφή ενός διακροτήματος εκθετικά μειούμενο (λόγω της απόσβεσης των αξόνων). Η απόσβεση της ταλάντωσης των γωνιών των δύο κινητήρων είναι περίπου η ίδια. Τα πρώτα 20 sec των ταλαντώσεων αυτού του σχήματος φαίνονται με μεγαλύτερη ανάλυση στο επόμενο σχήμα 4.30 όπου το διακρότημα είναι πιο εμφανές. Η ύπαρξη του διακροτήματος οφείλεται στο γεγονός ότι οι δυο ιδιοσυχνότητες του συστήματος είναι η μία πολύ κοντά στην άλλη (39.46 Hz και 38.65 Hz). Η διαφορά των δύο συχνοτήτων (0.81 Hz) είναι η συχνότητα του διακροτήματος. Στα επόμενα τρία σχήματα (4.31, 4.32 και 4.33) φαίνονται οι ταλαντώσεις των $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$ και $\theta_7(t)$ στα πρώτα 5 sec της ελεύθερης ταλάντωσης, όπου το διακρότημα είναι ακόμη πιο εμφανές. Στο επόμενο σχήμα 4.34 παρατηρούμε ότι οι συχνότητες των δύο ταλαντώσεων $\theta_5(t)$ και $\theta_7(t)$ είναι σχεδόν οι ίδιες.

Στο σχήμα 4.35 φαίνεται η ταλάντωση του φορτίου $\theta_6(t)$ με μεγαλύτερη κλίμακα απ' ότι, στα σχήματα 4.29, 4.30 και 4.34. Αυτό που παρατηρείται είναι ότι η ταλάντωση των $\theta_5(t)$ και $\theta_7(t)$ γίνεται σε περιοχή μικρότερη από τις αρχικές συνθήκες ($\theta_5(0)=\theta_7(0)=0.1 \text{ rad}$), ενώ η ταλάντωση της $\theta_6(t)$ γίνεται σε περιοχή μεγαλύτερη από την αρχική συνθήκη ($\theta_6(0)=-0.05 \text{ rad}$). Αυτό δηλώνει την ανταλλαγή δυναμικής ενέργειας μεταξύ των κινητήρων και του φορτίου.

Για την πλήρη διερεύνηση του κινητηρίου συστήματος των πρεσών βρίσκονται και αξιολογούνται οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων της

απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας, $\theta_{msp}(s)$ και $\theta_{mbp}(s)$ και της ροπής των αξόνων ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή.

Τα διαγράμματα των συναρτήσεων μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας, $\theta_{msp}(s)$ και $\theta_{mbp}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ φαίνονται στα σχήματα 4.36 και 4.37 αντίστοιχα, για διάφορες τιμές της ακαμψίας ($K_{56}=K_{78}$) όταν οι ροπές αδράνειας των κινητήρων είναι ίσες μεταξύ τους. Τα μέγιστα των καμπύλων χαρακτηρίζονται σαν f_r . Στην περίπτωση αυτή όπου $J_{pr} \gg n_2^2 J_4$ και $J_{pr} \gg n_3^2 J_5$ τα μέγιστα προσεγγιστικά δίνονται από τις σχέσεις:

$$f_{r1} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{56}}{n_2^2 J_4}}, \quad f_{r2} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{78}}{n_3^2 J_5}} \quad (4.75)$$

Η πρώτη εξίσωση αναφέρεται στο διάγραμμα της συνάρτησης μεταφοράς της θέσης του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ (σχήμα 4.36) και η δεύτερη αναφέρεται στο διάγραμμα της συνάρτησης μεταφοράς της θέσης του άξονα του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ (σχήμα 4.37). Στο σχήμα 4.36 παρατηρείται ότι μετά τα πρώτα μέγιστα στις καμπύλες ακολουθεί μία σημαντική μείωση και αμέσως μετά μια σημαντική αύξηση στην τιμή της συνάρτησης μεταφοράς. Αυτό οφείλεται στην επίδραση του άλλου τμήματος του κινητηρίου συστήματος (της “τυφλής” πρέσας).

Στο σχήμα 4.37 παρατηρείται ότι πριν από τα μέγιστα στις καμπύλες υπάρχει μία σημαντική μείωση και αμέσως μετά μια σημαντική αύξηση στην τιμή της συνάρτησης μεταφοράς. Σε αυτή την συχνότητα (που εμφανίζονται οι αυξήσεις και οι μειώσεις) εμφανίζονται τα μέγιστα των καμπυλών του προηγούμενου σχήματος. Προφανώς αυτό οφείλεται στην επίδραση του άλλου τμήματος του κινητηρίου συστήματος (της απορροφητικής πρέσας).

Στα πιο πάνω σχήματα 4.36 και 4.37 παρατηρείται ισχυρός συντονισμός σε συγκεκριμένες συχνότητες όπου για την ίδια τιμή της ακαμψίας των αξόνων οι συχνότητες αυτές δεν είναι ίδιες. Τα πλάτη των ταλαντώσεων των δρομέων των κινητήρων και του φορτίου γίνονται μέγιστα. Στο συγκεκριμένο κινητήριο σύστημα, όπου η συχνότητα της ηλεκτρομαγνητικής ροπής είναι 300 Hz δεν παρατηρείται συντονισμός όταν η ακαμψία των αξόνων $K_{56}=K_{78}$ κυμαίνεται από 100.000 έως $10 \cdot 10^6$ Nm/rad. Οι τιμές αυτές της ακαμψίας για την συγκεκριμένη εφαρμογή κυμαίνονται μέσα σ’ αυτά τα όρια.

Στο επόμενο σχήμα 4.38 φαίνεται το διάγραμμα της συνάρτησης μεταφοράς της θέσης του άξονα του φορτίου $\theta_6(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$. Παρατηρούνται για κάθε καμπύλη, δύο μέγιστα στις ίδιες ακριβώς συχνότητες που εμφανίζονται τα μέγιστα στα δύο προηγούμενα σχήματα και ένα ελάχιστο μεταξύ των δύο αυτών μεγίστων. Αυτό οφείλεται στην επίδραση του δύο τμημάτων του κινητηρίου συστήματος (της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας).

Στα σχήματα 4.39 και 4.40 φαίνονται τα διαγράμματα των συναρτήσεων μεταφοράς των ροπών των αξόνων της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας $T_{sh1}(s)$ και $T_{sh2}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$. Στο σχήμα 4.39 παρατηρείται ένα μέγιστο σε κάθε καμπύλη και αμέσως μετά ακολουθεί μία σημαντική μείωση και ακολούθως μια σημαντική αύξηση στην τιμή της συνάρτησης μεταφοράς. Τα μέγιστα εμφανίζονται ακριβώς στις ίδιες συχνότητες που έχουν τα μέγιστα στο σχήμα 4.36. Στο σχήμα 4.40 παρατηρείται όπως και στο προηγούμενο σχήμα ένα μέγιστο σε κάθε καμπύλη. Πριν από τα μέγιστα υπάρχει και μία σημαντική μείωση ακολουθούμενη από σημαντική αύξηση στην τιμή της συνάρτησης μεταφοράς. Τα μέγιστά εμφανίζονται ακριβώς στις ίδιες συχνότητες που έχουν τα μέγιστα στο σχήμα 4.37. Οι συχνότητες που εμφανίζονται τα μέγιστα στο σχήμα 4.39 είναι οι ίδιες με τις συχνότητες που εμφανίζονται οι μειώσεις και αυξήσεις στο σχήμα 4.40. Τα ίδια συμβαίνουν με τις συχνότητες που εμφανίζονται τα μέγιστα στο σχήμα 4.40. Είναι οι ίδιες με τις συχνότητες που εμφανίζονται οι μειώσεις και αυξήσεις στο σχήμα 4.39.

Από αυτά τα διαγράμματα προκύπτει ότι το ένα τμήμα επηρεάζει και επηρεάζεται από το άλλο τμήμα του συστήματος και για τις συνήθεις τιμές ακαμψίας των αξόνων δεν παρατηρείται ούτε συντονισμός, αλλά ούτε ενίσχυση της ροπής των παρ αξόνων στα 300 Hz.

Στα σχήματα 4.39 και 4.41 φαίνεται ότι με τιμές για την ακαμψία των αξόνων μέχρι 10^7 Nm/rad δεν παρατηρείται ενίσχυση της ροπής γύρω από τα 300 Hz. Εάν χρησιμοποιούντο τιμές ακαμψίας μεγαλύτερες από 10^7 Nm/rad θα υπήρχε συντονισμός. Αυτές όμως οι τιμές αντιστοιχούν σε συμπαγείς και κοντούς άξονες, που πρακτικά δεν έχουν εφαρμογή στο συγκεκριμένο κινητήριο σύστημα.

Όταν οι άξονες τοποθετούνται μετά από μειωτήρες, η αδράνεια των μηχανών πολλαπλασιάζεται με το τετράγωνο τού αντιστρόφου της σχέσης μετάδοσης ($i_2 = 1/n_2$ και $i_3 = 1/n_3$), ως

εκ τούτου οι κατά προσέγγιση εξισώσεις $\omega_{n2} \approx \sqrt{\frac{K_{56}}{J_3 n_2^2}}$ και $\omega_{n3} \approx \sqrt{\frac{K_{78}}{J_4 n_3^2}}$ μπορεί να χρησιμο-

ποιηθούν για να καθορίσουν τις ιδιοσυχνότητες της κίνησης της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας. Κατά συνέπεια για μια συχνότητα συντονισμού 300 Hz έχουμε $K_{56} = 34,7$

10^6 Nm/rad και $K_{78} = 18 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$. Αυτές οι τιμές αντιστοιχούν σε ένα συμπαγή άξονα, που όταν η διάμετρός του είναι 70 mm, το μήκος του πρέπει να είναι 5,5 και 10 mm αντίστοιχα. Τέτοιοι άξονες υπάρχουν μόνο στην περίπτωση φλαντζωτών διατάξεων. Κατά συνέπεια σε αυτήν την κίνηση, άξονες με ακαμψία 10^6 Nm/rad μπορούν να χρησιμοποιηθούν ακίνδυνα, δεδομένου ότι οι συχνότητες συντονισμού για αυτήν την τιμή της ακαμψίας είναι πολύ μικρότερες από 300 Hz και επί πλέον (για αυτή την τιμή της ακαμψίας) δεν εμφανίζεται ενίσχυση της ροπής των αξόνων στα 300 Hz (σχήματα 4.24, 4.39 και 4.40).

Στις περιπτώσεις αυτές δεν παρατηρείται ενίσχυση της ροπής ή φαινόμενα συντονισμού με χαμηλές τιμές της ακαμψίας, επειδή ο άξονας τοποθετείται μετά τον μειωτήρα. Αυτό συμβαίνει επειδή στην εξίσωση που δίνει (προσεγγιστικά) την συχνότητα συντονισμού (εξ. 4.64), η ροπή αδράνειας πολλαπλασιάζεται με το τετράγωνο του αντιστρόφου της σχέσης μετάδοσης.

Σχήμα 4.24. Ιδιοσυχνότητες του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=J_5=0,6 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}$, $C_{56}=C_{78}$).

Σχήμα 4.25. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=J_5=0,6 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=0.95 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.32 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.26. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=J_5=0,6 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=0.95 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.32 \text{ Nmsec}$)

Σχήμα 4.27. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_6(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=J_5=0,6 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=0.95 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.32 \text{ Nmsec}$)

Σχήμα 4.28. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_6(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=J_5=0,6 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=0.95 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.32 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.29. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgr m}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgr m}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.30. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgr m}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgr m}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.31. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgr m}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgr m}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.32 Ταλάντωση της γωνίας $\theta_5(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgrm}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgrm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.33. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_6(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgrm}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgrm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.34. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_5(t)$, $\theta_6(t)$, $\theta_7(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgm}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.35. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_6(t)$ του κινητηρίου συστήματος των πρεσών όταν οι πρέσες δεν πιέζουν το τύμπανο ($J_4=0,6 \text{ kgm}^2$, $J_5=1,2 \text{ kgm}^2$, $K_{56}=K_{78}=600.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{56}=1.33 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.36 \text{ Nmsec}$).

4.7 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα των πρεσών

Όπως προαναφέρθηκε η βασική συχνότητα της ταλάντωσης της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής των κινητήρων είναι 300 Hz. Και σ' αυτή την περίπτωση για να βρεθεί η επίδραση της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα προσδιορίζονται οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων $\theta_{msp}(s)$ και $\theta_{mbp}(s)$, του φορτίου $\theta_6(s)$ και των ροπών των αξόνων $T_{sh1}(s)$ και $T_{sh2}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ με παράμετρο την ακαμψία των αξόνων K_{56} και K_{78} . Οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων της απορροφητικής και τυφλής πρέσας, $\theta_{msp}(s)$ και $\theta_{mbp}(s)$ αντίστοιχα, ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ είναι οι πιο κάτω:

$$\frac{\theta_{msp}(s)}{T_e(s)} = \frac{a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5}{b_1 s^6 + b_2 s^5 + b_3 s^4 + b_4 s^3 + b_5 s^2} \quad (4.76)$$

$$\frac{\theta_{mbp}(s)}{T_e(s)} = \frac{c_1 s^4 + c_2 s^3 + c_3 s^2 + c_4 s + c_5}{d_1 s^6 + d_2 s^5 + d_3 s^4 + d_4 s^3 + d_5 s^2} \quad (4.77)$$

Οι εμφανιζόμενοι συντελεστές στις παραπάνω σχέσεις είναι συναρτήσεις των παραμέτρων του συστήματος και φαίνονται στις σχέσεις 4.78 και 4.79.

$$\begin{aligned}
 a_1 &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 n_2 \\
 a_2 &= (J_L n_2^2 J_4 b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + C_{56} J_L n_3^2 J_5 J_L + n_2^2 J_4 J_L C_{78} J_4 D n_2 n_3) n_2 - C_{56} n_2 n_3^2 J_5 J_L^2 \\
 a_3 &= (a_{31} + a_{32}) n_2 - (K_{56} n_2 n_3^2 J_5 J_L^2 + C_{56} n_2 J_L b C_{78}) \\
 a_{31} &= J_L n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + K_{56} J_L^2 n_3^2 J_5 + C_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} \\
 a_{32} &= C_{56} J_L b C_{78} + n_2^2 J_4 J_L K_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 a_4 &= (a_{41} + a_{42}) n_2 - (K_{56} J_L n_2 b C_{78} + C_{56} J_L n_2 b K_{78}) \\
 a_{41} &= K_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} + K_{56} J_L b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} \\
 a_{42} &= C_{56} J_L b K_{78} + a K_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 a_5 &= (K_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} J_L b K_{78} + a K_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3) n_2 - (K_{56} J_L n_2 b K_{78}) \\
 \\
 b_1 &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 f \\
 b_2 &= (J_L n_2^2 J_4 b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + C_{56} J_L n_3^2 J_5 J_L + n_2^2 J_4 J_L C_{78} J_4 D n_2 n_3) f \\
 b_3 &= (b_{31} + b_{32}) f \\
 b_{31} &= J_L n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + K_{56} J_L^2 n_3^2 J_5 + C_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} \\
 b_{32} &= C_{56} J_L b C_{78} + n_2^2 J_4 J_L K_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 b_4 &= (b_{41} + b_{42}) f \\
 b_{41} &= K_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} + K_{56} J_L b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} \\
 b_{42} &= C_{56} J_L b K_{78} + a K_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 b_5 &= (K_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} J_L b K_{78} + a K_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3) f \\
 a &= n_2^2 J_4 + J_L - D n_2 n_3 J_5 \\
 b &= D^2 n_3^2 J_5 + J_L - D n_2 n_3 J_4 \\
 f &= J_4 n_2
 \end{aligned} \tag{4.78}$$

$$\begin{aligned}
 c_1 &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 n_3 \\
 c_2 &= (a C_{56} J_L n_3^2 J_5 + n_3^3 J_5^2 J_L C_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D C_{78} n_2^2 J_4 J_L + J_L^2 C_{78} n_2^2 J_4) n_3 - J_4 J_L^2 C_{78} n_3 n_2^2 \\
 c_3 &= (c_{31} + c_{32}) n_3 - (K_{78} n_3 n_2^2 J_4 J_L^2 + J_L C_{78} n_3 a C_{56}) \\
 c_{31} &= J_L n_3^2 J_5 a K_{56} + n_3^3 J_5^2 J_L K_{56} n_2 + b n_3 J_5 C_{56} C_{78} n_2 \\
 c_{32} &= n_3^2 J_5 D K_{78} n_2^2 J_4 J_L + n_3^2 J_5 D C_{78} a C_{56} + J_L^2 K_{78} n_2^2 J_4 + C_{78} J_L a C_{56} \\
 c_4 &= (c_{41} + c_{42}) n_3 - (J_L K_{78} a n_3 C_{56} + C_{78} J_L n_3 a K_{56}) \\
 c_{41} &= n_3 J_5 b K_{78} C_{56} n_2 + n_3 J_5 b C_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a C_{56} \\
 c_{42} &= n_3^2 J_5 D C_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a C_{56} + C_{78} J_L a K_{56} \\
 c_5 &= (n_3 J_5 b K_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a K_{56}) n_3 - (J_L K_{78} a K_{56} n_3) \\
 d_1 &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 f \\
 d_2 &= (a C_{56} J_L n_3^2 J_5 + n_3^3 J_5^2 J_L C_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D C_{78} n_2^2 J_4 J_L + J_L^2 C_{78} n_2^2 J_4) f_1 \\
 d_3 &= (d_{31} + d_{32}) f \\
 d_{31} &= J_L n_3^2 J_5 a K_{56} + n_3^3 J_5^2 J_L K_{56} n_2 + b n_3 J_5 C_{56} C_{78} n_2 \\
 d_{32} &= n_3^2 J_5 D K_{78} n_2^2 J_4 J_L + n_3^2 J_5 D C_{78} a C_{56} + J_L^2 K_{78} n_2^2 J_4 + C_{78} J_L a C_{56} \\
 d_4 &= (d_{41} + d_{42}) f \\
 d_{41} &= n_3 J_5 b K_{78} C_{56} n_2 + n_3 J_5 b C_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a C_{56} \\
 d_{42} &= n_3^2 J_5 D C_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a C_{56} + C_{78} J_L a K_{56} \\
 d_5 &= (n_3 J_5 b K_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a K_{56}) f \\
 a &= n_2^2 J_4 + J_L - D n_2 n_3 J_5 \\
 b &= D^2 n_3^2 J_5 + J_L - D n_2 n_3 J_4 \\
 f &= J_5 n_3
 \end{aligned} \tag{4.79}$$

Η εξ. (4.80) δίνει την συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του φορτίου $\theta_6(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$.

$$\frac{\theta_6(s)}{T_e(s)} = \frac{A(s)}{P(s)} \tag{4.80}$$

όπου,

$$A(s) = e_1 s^7 + e_2 s^6 + e_3 s^5 + e_4 s^4 + e_5 s^3 + e_6 s^2 + e_7 s + e_8 \tag{4.81}$$

$$\begin{aligned}
 P(s) = & f_1 s^{10} + f_2 s^9 + f_3 s^8 + f_4 s^7 + f_5 s^6 + f_6 s^5 + f_7 s^4 + \\
 & + f_8 s^3 + f_9 s^2 + f_{10} s + f_{11}
 \end{aligned} \tag{4.82}$$

$\kappa\alpha\mathbf{l}$

$$\left. \begin{aligned}
 e_1 &= A_{1S3} P_{2S4} + A_{2S3} P_{1S4} D \\
 e_2 &= A_{1S3} P_{2S3} + A_{1S2} P_{2S4} + (A_{2S3} P_{1S3} + A_{2S2} P_{1S4}) D \\
 e_3 &= A_{1S3} P_{2S2} + A_{1S2} P_{2S3} + A_{1S1} P_{2S4} + (A_{2S3} P_{1S2} + A_{2S2} P_{1S3} + A_{2S1} P_{1S4}) D \\
 e_4 &= A_{1S3} P_{2S1} + A_{1S2} P_{2S2} + A_{1S1} P_{2S3} + A_{1S0} P_{2S4} + (A_{2S3} P_{1S1} + A_{2S2} P_{1S2} + A_{2S1} P_{1S3} + A_{2S0} P_{1S4}) D \\
 e_5 &= A_{1S3} P_{2S0} + A_{1S2} P_{2S1} + A_{1S1} P_{2S2} + A_{1S0} P_{2S3} + (A_{2S3} P_{1S0} + A_{2S2} P_{1S1} + A_{2S1} P_{1S2} + A_{2S0} P_{1S3}) D \\
 e_6 &= A_{1S2} P_{2S0} + A_{1S1} P_{2S1} + A_{1S0} P_{2S2} + (A_{2S2} P_{1S0} + A_{2S1} P_{1S1} + A_{2S0} P_{1S2}) D \\
 e_7 &= A_{1S1} P_{2S0} + A_{1S0} P_{2S1} + (A_{2S1} P_{1S0} + A_{2S0} P_{1S1}) D \\
 e_8 &= A_{1S0} P_{2S0} + A_{2S0} P_{1S0} D
 \end{aligned} \right\} \quad (4.83)$$

$$\begin{aligned}
 f_1 &= P_{1S4} P_{2S4} J_L \\
 f_2 &= (P_{1S4} P_{2S3} + P_{1S3} P_{2S4}) J_L \\
 f_3 &= (P_{1S4} P_{2S2} + P_{1S3} P_{2S3} + P_{1S2} P_{2S4}) J_L \\
 f_4 &= (P_{1S4} P_{2S1} + P_{1S3} P_{2S2} + P_{1S2} P_{2S3} + P_{1S1} P_{2S4}) J_L \\
 f_5 &= (P_{1S4} P_{2S0} + P_{1S3} P_{2S1} + P_{1S2} P_{2S2} + P_{1S1} P_{2S3} + P_{1S0} P_{2S4}) J_L \\
 f_6 &= (P_{1S3} P_{2S0} + P_{1S2} P_{2S1} + P_{1S1} P_{2S2} + P_{1S0} P_{2S3}) J_L \\
 f_7 &= (P_{1S2} P_{2S0} + P_{1S1} P_{2S1} + P_{1S0} P_{2S2}) J_L \\
 f_8 &= (P_{1S1} P_{2S0} + P_{1S0} P_{2S1}) J_L \\
 f_9 &= P_{1S0} P_{2S0} J_L \\
 f_{10} &= 0 \\
 f_{11} &= 0 \\
 A_{1S3} &= C_{56} n_2 n_3^2 J_5 J_L^2 \\
 A_{1S2} &= K_{56} n_2 n_3^2 J_5 J_L^2 + C_{56} n_2 J_L b C_{78} \\
 A_{1S1} &= K_{56} J_L n_2 b C_{78} + C_{56} J_L n_2 b K_{78} \\
 A_{1S0} &= K_{56} J_L n_2 b K_{78} \\
 P_{1S4} &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 \\
 P_{1S3} &= J_L n_2^2 J_4 b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + C_{56} J_L n_2^2 J_5 J_L + n_2^2 J_4 J_L C_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 P_{1S2} &= J_L n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + K_{56} J_L^2 n_3^2 J_5 + C_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} + \\
 &\quad C_{56} J_L b C_{78} + n_2^2 J_4 J_L K_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 P_{1S1} &= K_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} + K_{56} J_L b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} + C_{56} J_L b K_{78} \\
 &\quad + a K_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 P_{1S0} &= K_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} J_L b K_{78} + a K_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3 \\
 A_{2S3} &= J_4 J_L^2 C_{78} n_3 n_2^2 \\
 A_{2S2} &= K_{78} n_3 n_2^2 J_4 J_L^2 + J_L C_{78} n_3 a C_{56} \\
 A_{2S1} &= J_L K_{78} a n_3 C_{56} + C_{78} J_L n_3 a K_{56} \\
 A_{2S0} &= J_L K_{78} a K_{56} n_3 \\
 P_{2S4} &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 \\
 P_{2S3} &= a C_{56} J_L n_3^2 J_5 + n_3^3 J_5^2 J_L C_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D C_{78} n_2^2 J_4 J_L + J_L^2 C_{78} n_2^2 J_4 \\
 P_{2S2} &= J_L n_3^2 J_5 a K_{56} + n_3^3 J_5^2 J_L K_{56} n_2 + b n_3 J_5 C_{56} C_{78} n_2 + \\
 &\quad + n_3^2 J_5 D K_{78} n_2^2 J_4 J_L + n_3^2 J_5 D C_{78} a C_{56} + J_L^2 K_{78} n_2^2 J_4 + C_{78} J_L a C_{56} \\
 P_{2S1} &= n_3 J_5 b K_{78} C_{56} n_2 + n_3 J_5 b C_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a C_{56} + \\
 &\quad + n_3^2 J_5 D C_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a C_{56} + C_{78} J_L a K_{56} \\
 P_{2S0} &= n_3 J_5 b K_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a K_{56} n_3 \\
 a &= n_2^2 J_4 + J_L - D n_2 n_3 J_5 \\
 b &= D^2 n_3^2 J_5 + J_L - D n_2 n_3 J_4
 \end{aligned} \tag{4.84}$$

Οι συναρτήσεις μεταφοράς της ροπής των αξόνων της απορροφητικής και τυφλής πρέσας ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ δίνονται από τις εξισώσεις (4.85) και (4.86):

$$\frac{T_{sh1}(s)}{T_e(s)} = \frac{g_1 s^3 + g_2 s^2 + g_3 s + g_4}{h_1 s^4 + h_2 s^3 + h_3 s^2 + h_4 s + h_5} \tag{4.85}$$

$$\frac{T_{sh2}(s)}{T_e(s)} = \frac{p_1 s^3 + p_2 s^2 + p_3 s + p_4}{q_1 s^4 + q_2 s^3 + q_3 s^2 + q_4 s + q_5} \quad (4.86)$$

όπου,

$a_1, \dots, a_5, b_1, \dots, b_5, c_1, \dots, c_5, d_1, \dots, d_5, e_1, \dots, e_5, f_1, \dots, f_5,$
 $g_1, \dots, g_5, h_1, \dots, h_5, p_1, \dots, p_5$ and $q_1, \dots, q_5$

είναι συναρτήσεις των $K_{56}, K_{78}, C_{56}, C_{78}, D, J_4, J_5, J_L, n_2$ και n_3 .

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= C_{56} n_2 n_3^2 J_5 J_L^2 \\ g_2 &= K_{56} n_2 n_3^2 J_5 J_L^2 + C_{56} n_2 J_L b C_{78} \\ g_3 &= K_{56} J_L n_2 b C_{78} + C_{56} J_L n_2 b K_{78} \\ g_4 &= K_{56} J_L n_2 b K_{78} \\ h_1 &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 \\ h_2 &= J_L n_2^2 J_4 b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + C_{56} J_L n_2^2 J_5 J_L + n_2^2 J_4 J_L C_{78} J_4 D n_2 n_3 \\ h_3 &= J_L n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} n_2^2 J_4 n_3^2 J_5 J_L + K_{56} J_L^2 n_3^2 J_5 + C_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} + \\ &\quad C_{56} J_L b C_{78} + n_2^2 J_4 J_L K_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 \\ h_4 &= K_{56} n_2^2 J_4 b C_{78} + K_{56} J_L b C_{78} + C_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} + C_{56} J_L b K_{78} \\ &\quad + a K_{56} C_{78} J_4 D n_2 n_3 + a C_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3 \\ h_5 &= K_{56} n_2^2 J_4 b K_{78} + K_{56} J_L b K_{78} + a K_{56} K_{78} J_4 D n_2 n_3 \\ p_1 &= J_4 J_L^2 C_{78} n_3 n_2^2 \\ p_2 &= K_{78} n_3 n_2^2 J_4 J_L^2 + J_L C_{78} n_3 a C_{56} \\ p_3 &= J_L K_{78} a n_3 C_{56} + C_{78} J_L n_3 a K_{56} \\ p_4 &= J_L K_{78} a K_{56} n_3 \\ q_1 &= J_L^2 n_2^2 n_3^2 J_5 J_4 \\ q_2 &= a C_{56} J_L n_3^2 J_5 + n_3^3 J_5^2 J_L C_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D C_{78} n_2^2 J_4 J_L + J_L^2 C_{78} n_2^2 J_4 \\ q_3 &= J_L n_3^2 J_5 a K_{56} + n_3^3 J_5^2 J_L K_{56} n_2 + b n_3 J_5 C_{56} C_{78} n_2 + \\ &\quad + n_3^2 J_5 D K_{78} n_2^2 J_4 J_L + n_3^2 J_5 D C_{78} a C_{56} + J_L^2 K_{78} n_2^2 J_4 + C_{78} J_L a C_{56} \\ q_4 &= n_3 J_5 b K_{78} C_{56} n_2 + n_3 J_5 b C_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a C_{56} + \\ &\quad + n_3^2 J_5 D C_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a C_{56} + C_{78} J_L a K_{56} \\ q_5 &= n_3 J_5 b K_{78} K_{56} n_2 + n_3^2 J_5 D K_{78} a K_{56} + J_L K_{78} a K_{56} \end{aligned} \right\} \quad (4.87)$$

Σχήμα 4.36. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας $\theta_{msp}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.37. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας $\theta_{mbp}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.38 Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του φορτίου $\theta_6(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.39. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας $T_{sh1}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.40. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας $T_{sh2}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

4.8 Ανάλυση και μοντελοποίηση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών κατά τη μηχανική εμπλοκή τους

Στη δεύτερη φάση λειτουργίας κάθε πρέσα πιέζει το στεγνωτικό τύμπανο με μεγάλη δύναμη (240 kN). Δεν υπάρχει καμία ολίσθηση μεταξύ του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών. Το στεγνωτικό τύμπανο και οι πρέσες μπορούν να εξεταστούν ως ένα σύστημα μηχανικά εμπλεκόμενο (σχήμα 4.41).

Σχήμα 4.41 Μοντέλο του ηλεκτρομηχανικού τμήματος ολοκλήρου του κινητηρίου συστήματος.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν την κίνηση ολόκληρου του συστήματος είναι:

$$J_1 \ddot{\theta}_1 = T_{e1} - K_{12}(\theta_1 - \theta_2) - C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \quad (4.88)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 = T_{e2} - K_{34}(\theta_3 - \theta_4) - C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_{msp} = T_{e3} - \frac{K_{56}(\theta_5 - \theta_6) + C_{56}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6)}{n_2} \quad (4.89)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_{mbp} = T_{e4} - \frac{K_{78}(\theta_7 - \theta_8) + C_{78}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8)}{n_3} \quad (4.90)$$

$$J_{sys} \ddot{\theta}_{yan} = \left[(K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + C_{12}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_{34}(\theta_3 - \theta_4) + C_{34}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)) n_1 + \right. \\ \left. + (K_{56}(\theta_5 - \theta_6) + C_{56}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6)) + (K_{78}(\theta_7 - \theta_8) + C_{78}(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8)) D_1 / D_2 \right] D_{yan} / D_1 \\ - Tl_{sys} \quad (4.91)$$

Από τις εξισώσεις (4.88) έως (4.91) προκύπτει ένα χονδρικό διάγραμμα, το οποίο είναι αρκετά πιο πολύπλοκο από τα χονδρικά διαγράμματα του τυμπάνου και των πρεσών, όταν αυτά δεν είναι μηχανικά εμπλεκόμενα μεταξύ τους. Στο σύστημα αυτό υπάρχουν πέντε περιστρεφόμενες μάζες. Χρησιμοποιείται η ίδια τεχνική για την εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις (του τυμπάνου και των πρεσών). Για τις λύσεις των λ_i προκύπτει μια αλγεβρική εξίσωση 10^{ov} βαθμού και η διακρίνουσα που προκύπτει από αυτές τις εξισώσεις είναι:

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} J_1 \lambda^2 + K_{12} + C_{12} \lambda & 0 & 0 & 0 & -(K_{12} + C_{12} \lambda) n_1 \\ 0 & J_2 \lambda^2 + K_{34} + C_{34} \lambda & 0 & 0 & -(K_{34} + C_{34} \lambda) n_1 \\ 0 & 0 & J_3 n_2^2 \lambda^2 + K_{56} + C_{56} \lambda & 0 & -(K_{56} + C_{56} \lambda) D_1 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 n_3^2 \lambda^2 + K_{78} + C_{78} \lambda & -(K_{78} + C_{78} \lambda) D_2 \\ -(K_{12} + C_{12} \lambda) n_1 & -(K_{34} + C_{34} \lambda) n_1 & -(K_{56} + C_{56} \lambda) D_1 & -(K_{78} + C_{78} \lambda) D_2 & F \end{vmatrix} = 0 \quad (4.92)$$

όπου,

$$F = J_{sys} \lambda^2 + K_{12} n_1^2 + K_{34} n_1^2 + K_{56} D_1^2 + K_{78} D_2^2 + (C_{12} n_1^2 + C_{34} n_1^2 + C_{56} D_1^2 + C_{78} D_2^2) \lambda \quad (4.93)$$

Αναπτύσσοντας την διακρίνουσα Δ_3 , αυτή λαμβάνει την ακόλουθη μορφή:

$$\Delta_3 = \alpha_{21}\lambda^{10} + \alpha_{22}\lambda^9 + \alpha_{23}\lambda^8 + \alpha_{24}\lambda^7 + \alpha_{25}\lambda^6 + \alpha_{26}\lambda^5 + \alpha_{27}\lambda^4 + \alpha_{28}\lambda^3 + \alpha_{29}\lambda^2 + \alpha_{30}\lambda + \alpha_{31} = 0 \quad (4.94)$$

όπου $\alpha_{21}, \alpha_{22}, \alpha_{23}, \alpha_{24}, \alpha_{25}, \alpha_{26}, \alpha_{27}, \alpha_{28}, \alpha_{29}, \alpha_{30}, \alpha_{31}$ είναι συναρτήσεις των $J_1, J_2, J_3, J_4, J_{\text{sys}}, K_{12}, K_{34}, K_{56}, K_{78}, C_{12}, C_{34}, C_{56}, C_{78}, n_1, n_2, n_3, D_1, D_2$ και D_{yan} . Οι συντελεστές α_{30} και α_{31} είναι πάντα ίσοι με μηδέν, έτσι η εξ. (4.94) γίνεται:

$$\Delta_3 = \lambda^2 (\alpha_{21}\lambda^8 + \alpha_{22}\lambda^7 + \alpha_{23}\lambda^6 + \alpha_{24}\lambda^5 + \alpha_{25}\lambda^4 + \alpha_{26}\lambda^3 + \alpha_{27}\lambda^2 + \alpha_{28}\lambda + \alpha_{29}) = 0 \quad (4.95)$$

Οι λύσεις της εξ. (4.94) ($\lambda_{21}, \lambda_{22}, \lambda_{23}, \lambda_{24}, \lambda_{25}, \lambda_{26}, \lambda_{27}, \lambda_{28}, \lambda_{29}$ και λ_{30}) μπορούν να καθοριστούν μόνο με αριθμητική μέθοδο. Με το λογισμικό MATLAB μπορούν να βρεθούν επιλέγοντας συγκεκριμένες τιμές για τα J_i, K_i, C_i, n_i και D_i .

Επιλέγεται μια σειρά τιμών για την ακαμψία K_i . Οι λύσεις έχουν την πιο κάτω μορφή:

$$\lambda_{21, 22} = 0, \lambda_{23, 24} = p \pm qi, \lambda_{25, 26} = r \pm si, \lambda_{27, 28} = u \pm vi \text{ και } \lambda_{29, 30} = w \pm zi \quad (4.96)$$

Χρησιμοποιώντας την ίδια λογική όπως στην περίπτωση του στεγνωτικού τυμπάνου οι λύσεις για τα μεγέθη $\theta_1(t), \theta_3(t), \theta_5(t), \theta_7(t), \theta_{\text{yan}}(t)$ είναι οι ακόλουθες:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= A_{21}e^{\lambda_{21}t} + tA_{22}e^{\lambda_{21}t} + A_{23}e^{\lambda_{23}t} + A_{24}e^{\lambda_{24}t} + A_{25}e^{\lambda_{25}t} + A_{26}e^{\lambda_{26}t} + A_{27}e^{\lambda_{27}t} + A_{28}e^{\lambda_{28}t} + \\ &\quad + A_{29}e^{\lambda_{29}t} + A_{30}e^{\lambda_{30}t} \\ \theta_3(t) &= B_{21}e^{\lambda_{21}t} + tB_{22}e^{\lambda_{21}t} + B_{23}e^{\lambda_{23}t} + B_{24}e^{\lambda_{24}t} + B_{25}e^{\lambda_{25}t} + B_{26}e^{\lambda_{26}t} + B_{27}e^{\lambda_{27}t} + B_{28}e^{\lambda_{28}t} + \\ &\quad + B_{29}e^{\lambda_{29}t} + B_{30}e^{\lambda_{30}t} \\ \theta_5(t) &= C_{21}e^{\lambda_{21}t} + tC_{22}e^{\lambda_{21}t} + C_{23}e^{\lambda_{23}t} + C_{24}e^{\lambda_{24}t} + C_{25}e^{\lambda_{25}t} + C_{26}e^{\lambda_{26}t} + C_{27}e^{\lambda_{27}t} + C_{28}e^{\lambda_{28}t} + \\ &\quad + C_{29}e^{\lambda_{29}t} + C_{30}e^{\lambda_{30}t} \\ \theta_7(t) &= D_{21}e^{\lambda_{21}t} + tD_{22}e^{\lambda_{21}t} + D_{23}e^{\lambda_{23}t} + D_{24}e^{\lambda_{24}t} + D_{25}e^{\lambda_{25}t} + D_{26}e^{\lambda_{26}t} + D_{27}e^{\lambda_{27}t} + D_{28}e^{\lambda_{28}t} + \\ &\quad + D_{29}e^{\lambda_{29}t} + D_{30}e^{\lambda_{30}t} \\ \theta_{\text{yan}}(t) &= E_{21}e^{\lambda_{21}t} + tE_{22}e^{\lambda_{21}t} + E_{23}e^{\lambda_{23}t} + E_{24}e^{\lambda_{24}t} + E_{25}e^{\lambda_{25}t} + E_{26}e^{\lambda_{26}t} + E_{27}e^{\lambda_{27}t} + E_{28}e^{\lambda_{28}t} + \\ &\quad + E_{29}e^{\lambda_{29}t} + E_{30}e^{\lambda_{30}t} \end{aligned} \right\} \quad (4.97)$$

Προκειμένου να καθοριστούν οι συντελεστές $A_{21}, \dots, A_{30}, B_{21}, \dots, B_{30}, C_{21}, \dots, C_{30}, D_{21}, \dots, D_{30}, E_{21}, \dots, E_{30}$ απαιτούνται 50 εξισώσεις και χρησιμοποιείται η ίδια τεχνική όπως στην περίπτωση του στεγνωτικού τυμπάνου. Προκύπτει ένα σύνολο 50 γραμμικών εξισώσεων, από

τις οποίες καθορίζονται οι τιμές των συντελεστών. Οι συντελεστές A_{22} , B_{22} , C_{22} , D_{22} και E_{22} είναι ίσοι με μηδέν και $A_{23}=A_{24}$, $A_{25}=A_{26}$, $A_{27}=A_{28}$, $A_{29}=A_{30}$, $B_{23}=B_{24}$, $B_{25}=B_{26}$, $B_{27}=B_{28}$, $B_{29}=B_{30}$, $C_{23}=C_{24}$, $C_{25}=C_{26}$, $C_{27}=C_{28}$, $C_{29}=C_{30}$, $D_{23}=D_{24}$, $D_{25}=D_{26}$, $D_{27}=D_{28}$, $D_{29}=D_{30}$, $E_{23}=E_{24}$, $E_{25}=E_{26}$, $E_{27}=E_{28}$, $E_{29}=E_{30}$. Χρησιμοποιώντας τις τιμές των καθορισμένων πλέον συντελεστών, τις ρίζες $\lambda_{21,22} = 0$, $\lambda_{23,24} = p \pm qi$, $\lambda_{25,26} = r \pm si$, $\lambda_{27,28} = u \pm vi$, $\lambda_{29,30} = w \pm zi$ και τις εξισώσεις $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$, $e^{-i\theta} = \cos\theta - i\sin\theta$ οι εξισώσεις (4.97) γίνονται:

$$\begin{aligned}\theta_1(t) &= A_{21} + 2A_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2A_{25}e^{rt}\cos(st) + 2A_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2A_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_3(t) &= B_{21} + 2B_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2B_{25}e^{rt}\cos(st) + 2B_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2B_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_5(t) &= C_{21} + 2C_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2C_{25}e^{rt}\cos(st) + 2C_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2C_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_7(t) &= D_{21} + 2D_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2D_{25}e^{rt}\cos(st) + 2D_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2D_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_{yan}(t) &= E_{21} + 2E_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2E_{25}e^{rt}\cos(st) + 2E_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2E_{29}e^{wt}\cos(zt)\end{aligned}\quad (4.98)$$

Σε αυτή την συγκεκριμένη περίπτωση όπου $J_1=J_2$, $K_{12}=K_{34}$, $C_{12}=C_{34}$, οι συντελεστές A_{25} , A_{26} , B_{25} , B_{26} , C_{25} , C_{26} , D_{25} , D_{26} , E_{25} , E_{26} είναι ίσοι με μηδέν και οι εξισώσεις (4.98) γίνονται:

$$\begin{aligned}\theta_1(t) &= A_{21} + 2A_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2A_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2A_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_3(t) &= B_{21} + 2B_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2B_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2B_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_5(t) &= C_{21} + 2C_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2C_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2C_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_7(t) &= D_{21} + 2D_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2D_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2D_{29}e^{wt}\cos(zt) \\ \theta_{yan}(t) &= E_{21} + 2E_{23}e^{pt}\cos(qt) + 2E_{27}e^{ut}\cos(vt) + 2E_{29}e^{wt}\cos(zt)\end{aligned}\quad (4.99)$$

4.9 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου και των πρεσών κατά τη μηχανική εμπλοκή τους

Στη δεύτερη φάση λειτουργίας της μηχανής κάθε πρέσα πιέζει το στεγνωτικό τύμπανο με μεγάλη δύναμη και πρακτικά δεν υπάρχει καμία ολίσθηση μεταξύ του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών. Το σχήμα 4.42 δείχνει τις ιδιοσυχνότητες του συστήματος q , v και z ως συνάρτηση της ακαμψίας των αξόνων K_{12} , K_{34} , K_{56} , και K_{78} . Στα σχήματα 4.43 και 4.44 φαίνονται οι ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_3(t)$, $\theta_5(t)$, $\theta_7(t)$, $\theta_{yan}(t)$ του κινητηρίου συστήματος. Στο σχήμα 4.45 φαίνεται η ταλάντωση του φορτίου $\theta_{yan}(t)$ με μεγαλύτερη κλίμακα απ' ότι στα προηγούμενα σχήματα 4.43 και 4.44. Οι τιμές των παραμέτρων του συστήματος και των αρχικών συνθηκών στα σχήματα αυτά έχουν τις πιο κάτω τιμές:

$$J_1=J_2=1.2 \text{ kgr m}^2, J_4=J_5=0,6 \text{ kgr m}^2, K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}, K_{56}=K_{78}=871.000 \text{ Nm/rad}, \\ C_{12}=0.32 \text{ Nmsec}, C_{34}=0.32 \text{ Nmsec}, C_{56}=1.60 \text{ Nmsec}, C_{78}=1.15 \text{ Nmsec}, \theta_1(0)=\theta_3(0)=0.1 \text{ rad}, \\ \theta_5(0)=\theta_7(0)=0.05 \text{ rad}, \theta_{yan}(0)=-0.01 \text{ rad}, \dot{\theta}_1(0)=\dot{\theta}_3(0)=\dot{\theta}_5(0)=\dot{\theta}_7(0)=\dot{\theta}_{yan}(0)=0.$$

Παρατηρείται ότι η ταλάντωση των $\theta_1(t)$, $\theta_3(t)$, $\theta_5(t)$ και $\theta_7(t)$ γίνεται σε μία περιοχή μικρότερη από τις αρχικές συνθήκες, ενώ η ταλάντωση της $\theta_{yan}(t)$ γίνεται σε περιοχή μεγαλύτερη από την αρχική συνθήκη ($\theta_{yan}(t)=-0.01$). Και σ' αυτή την περίπτωση η δυναμική ενέργεια ανταλλάσσεται μεταξύ των κινητήρων και του φορτίου.

Όπως προαναφέρθηκε οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων του τυμπάνου, της απορροφητικής, “τυφλής” πρέσας και του φορτίου $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$, $\theta_{msp}(s)$, $\theta_{mbp}(s)$ και $\theta_{yan}(s)$, όπως και οι συναρτήσεις μεταφοράς των ροπών των αξόνων του τυμπάνου, της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας $T_{sh}(s)$, $T_{sh1}(s)$ και $T_{sh2}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ δεν είναι δυνατόν να προκύψουν από αναλυτικές λύσεις όπως προηγουμένως. Προκύπτουν από το χονδρικό διάγραμμα και το λογισμικό MATLAB με συγκεκριμένες τιμές για τα J_1 , J_2 , J_4 , J_5 , J_{sys} , K_{12} , K_{34} , K_{56} , K_{78} , C_{12} , C_{34} , C_{56} , C_{78} , n_1 , n_2 , n_3 , D_1 , D_2 και D_{yan} που πρέπει να επιλέξουμε.

Στα σχήματα 4.46 έως 4.49 φαίνονται οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων του τυμπάνου, της απορροφητικής, “τυφλής” πρέσας και φορτίου, $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$, $\theta_{msp}(s)$, $\theta_{mbp}(s)$ και $\theta_{yan}(s)$. Στα τρία πρώτα διαγράμματα υπάρχει ένα ελάχιστο και ένα μέγιστο. Το μέγιστο οφείλεται σε συντονισμό μέσα στο ίδιο το σύστημα, ενώ οι δύο διαταραχές οφείλονται σε συντονισμό των άλλων μερών του κινητηρίου συστήματος. Έτσι στο σχήμα 4.46 παρατηρείται ένα μέγιστο που οφείλεται σε συντονισμό στο σύστημα του τυμπάνου ενώ οι δύο διαταραχές οφείλονται σε συντονισμό του συστήματος των πρεσών. Το

ίδιο συμβαίνει και στα δύο επόμενα σχήματα. Στο σχήμα 4.49 φαίνεται το διάγραμμα της συνάρτησης μεταφοράς του φορτίου $\theta_{\text{yan}}(s)$. Παρατηρούνται τρία μέγιστα στις συχνότητες συντονισμού (ιδιοσυχνότητες του τυμπάνου και πρεσών). Προφανώς όλα τα μέγιστα και στα τέσσερα σχήματα συμβαίνουν στις ίδιες συχνότητες.

Στα επόμενα σχήματα 4.50, 4.51 και 4.52 φαίνονται τα διαγράμματα των συναρτήσεων μεταφοράς της ροπής των αξόνων του τυμπάνου, της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$. Όπως και στα προηγούμενα σχήματα παρατηρείται ένα μέγιστο που οφείλεται σε συντονισμό μέσα στο ίδιο το σύστημα, ενώ οι δύο διαταραχές οφείλονται σε συντονισμό των άλλων μερών του κινητηρίου συστήματος. Παρατηρούμε ότι χρησιμοποιώντας τις επιλεγμένες τιμές των $J_1, J_2, J_4, J_5, J_{\text{sys}}, K_{12}, K_{34}, K_{56}, K_{78}, C_{12}, C_{34}, C_{56}, C_{78}, n_1, n_2, n_3, D_1, D_2$ και D_{yan} δεν προκύπτουν φαινόμενα συντονισμού ή ενίσχυση της ροπής των αξόνων.

Οι ιδιοσυχνότητες στα σχήματα 4.3 και 4.24 διαφέρουν από τις ιδιοσυχνότητες στο σχήμα 4.42 λιγότερο από 0,5%. Δηλ. οι ιδιοσυχνότητες του συστήματος πριν και μετά την συμπίεση των πρεσών στο τύμπανο δεν έχουν σημαντική διαφορά. Αυτό συμβαίνει επειδή οι ροπές αδράνειας των φορτίων είναι ασύγκριτα μεγαλύτερες από τις ροπές αδράνειας των κινητήρων. Κατά συνέπεια τέτοιου είδους κινητήρια συστήματα μπορούν να περιγραφούν ικανοποιητικά με συστήματα δύο μαζών.

Επειδή οι κινητήρες, το στεγνωτικό τύμπανο και οι πρέσες δεν μπορούν να αλλάξουν εύκολα και η ιδιοσυχνότητα (φυσική συχνότητα) εξαρτάται κυρίως από την αδράνεια των μηχανών και την ακαμψία των αξόνων ($\omega_{n1} \approx \sqrt{\frac{K_{12}}{J_1}}, \omega_{n2} \approx \sqrt{\frac{K_{56}}{J_3 n_2^2}}$ και $\omega_{n3} \approx \sqrt{\frac{K_{78}}{J_4 n_3^2}}$) προσοχή πρέπει να δοθεί στην επιλογή των αξόνων κίνησης. Αρχικά επιλέγονται οι κινητήρες, όπου η αδράνεια τους είναι γνωστή και έπειτα επιλέγονται κατάλληλοι άξονες (διάμετρος, μήκος και πάχος), ώστε η φυσική συχνότητα του συστήματος που προκύπτει να είναι πολύ λιγότερο από 300 Hz (σχήματα 4.3, 4.24 και 4.42).

Από τα παραπάνω προκύπτει το συμπέρασμα ότι συμπαγείς και κοντοί άξονες ή οι φλαντζωτές διατάξεις πρέπει να αποφεύγονται. Αντί αυτών προτείνεται να χρησιμοποιούνται κοίλοι και μακρείς άξονες (που δίνουν συντονιζόμενα μηχανικά συστήματα σε μικρότερες συχνότητες μακριά από 300 Hz).

Σχήμα 4.42. Ιδιοσυχνότητες ολοκλήρου του κινητηρίου συστήματος ($J_1=J_2=1.2 \text{ kg m}^2$, $J_4=J_5=0.6 \text{ kg m}^2$).

Σχήμα 4.43. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_3(t)$, $\theta_5(t)$, $\theta_7(t)$, $\theta_{yan}(t)$ του κινητηρίου συστήματος όταν οι πρέσες πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=0,6 \text{ kg m}^2$, $J_4=J_5=1,2 \text{ kg m}^2$, $K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}$, $K_{56}=K_{78}=871.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{56}=1.60 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.15 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.44. Ταλαντώσεις των γωνιών $\theta_1(t)$, $\theta_3(t)$, $\theta_5(t)$, $\theta_7(t)$, $\theta_{yan}(t)$ του κινητηρίου συστήματος όταν οι πρέσες πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1,2 \text{ kgrm}^2$, $J_4=J_5=0,6 \text{ kgrm}^2$, $K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}$, $K_{56}=K_{78}=871.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{56}=1.60 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.15 \text{ Nmsec}$).

Σχήμα 4.45. Ταλάντωση της γωνίας $\theta_{yan}(t)$ του κινητηρίου συστήματος όταν οι πρέσες πιέζουν το τύμπανο ($J_1=J_2=1,2 \text{ kgrm}^2$, $J_4=J_5=0,6 \text{ kgrm}^2$, $K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}$, $K_{56}=K_{78}=871.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{56}=1.60 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.15 \text{ Nmsec}$).

4.10 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών κατά τη μηχανική εμπλοκή τους

Οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων των αξόνων των κινητήρων του τυμπάνου, της απορροφητικής, της “τυφλής” πρέσας και του φορτίου, $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$, $\theta_{msp}(s)$, $\theta_{mbp}(s)$ και $\theta_{yan}(s)$, όπως και οι συναρτήσεις μεταφοράς των ροπών των αξόνων του τυμπάνου, της απορροφητικής πρέσας και “τυφλής” πρέσας $T_{sh}(s)$, $T_{sh1}(s)$ και $T_{sh2}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ δεν είναι δυνατόν να προκύψουν από αναλυτικές λύσεις όπως προηγουμένως. Προκύπτουν από το χονδρικό διάγραμμα και το λογισμικό MATLAB με συγκεκριμένες τιμές για τα J_1 , J_2 , J_3 , J_4 , J_{sys} , K_{12} , K_{34} , K_{56} , K_{78} , C_{12} , C_{34} , C_{56} , C_{78} , n_1 , n_2 , n_3 , D_1 , D_2 και D_{yan} .

Σχήμα 4.46. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως των αξόνων των κινητήρων του τυμπάνου $\theta_1(s)$ και $\theta_3(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.47. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας $\theta_{msp}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.48. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας $\theta_{mbp}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.49. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του φορτίου $\theta_{yan}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.50. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής των αξόνων $T_{sh}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.51. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής του άξονα του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας $T_{sh1}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.52. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής του άξονα του κινητήρα της “τυφλής” πρέσας $T_{sh2}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

4.11 Εξομοίωση του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών με ελαστικούς άξονες κατά την μηχανική εμπλοκή τους

Στη συνέχεια γίνεται εξομοίωση ενός πραγματικού συστήματος με διαφορετικές τιμές ακαμψίας των αξόνων για να διερευνηθεί η λειτουργική συμπεριφορά του κινητηρίου συστήματος.

Τα χονδρικά διαγράμματα ελέγχου του συστήματος είναι αυτά των σχημάτων 3.53 και 3.54. Τα μοντέλα που βασίζεται η εξομοίωση παρουσιάζονται στα σχήματα 4.1 (μοντέλο του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου), 4.22 (μοντέλο του κινητηρίου συστήματος των πρεσών) και 4.41 (μοντέλο ολοκλήρου του κινητηρίου συστήματος). Βασίζεται δε στις εξισώσεις (4.1) έως (4.8), (4.45) έως (4.51) και (4.88) έως (4.91).

Οι τιμές των παραμέτρων του συστήματος που χρησιμοποιήθηκαν έχουν τις πιο κάτω τιμές:

$J_1=J_2=1.2 \text{ kgrm}^2$, $J_4=J_5=0,6 \text{ kgrm}^2$, $J_{sys}=21480 \text{ kgrm}^2$, $K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}$, $K_{56}=K_{78}=871.000 \text{ Nm/rad}$, $C_{12}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{34}=0.32 \text{ Nmsec}$, $C_{56}=1.60 \text{ Nmsec}$, $C_{78}=1.15 \text{ Nmsec}$, $n_1=14.1$, $n_2=4.033$, $n_3=2.913$, $D_1=900 \text{ mm}$, $D_2=650 \text{ mm}$ και $D_{yan}=3600 \text{ mm}$

Η ταχύτητα αναφοράς, που επιλέχθηκε φαίνεται στο σχήμα 4.53. Όταν γίνει ίση με 500 m/min, τότε παραμένει στην τιμή αυτή για 10 sec. Μέσα στο διάστημα αυτό και σε χρόνο 14.5 sec αρχίζουν οι πρέσες να πιέζουν το στεγνωτικό τύμπανο και το φορτίο αρχίζει να αυξάνει γραμμικά από 20% σε 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων (σχήμα 4.54). Ακολούθως η ταχύτητα αναφοράς αυξάνει γραμμικά από τα 500 m/min μέχρι τα 1500 m/min με το φορτίο πλέον των κινητήρων να είναι ίσο με το 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών. Στην εξομοίωση αυτή μεταβάλλεται τόσο η ταχύτητα αναφοράς όσο και η αναφορά του φορτίου.

4.12 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών, με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες κατά τη μηχανική εμπλοκή τους

Στη συνέχεια δίνονται χαρακτηριστικά αποτελέσματα και σχόλια για την εξομοίωση της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του κινητηρίου συστήματος του τυμπάνου και των πρεσών μίας χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών, με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες, όταν αυτά εμπλακούν μηχανικά.

Οι άξονες του τυμπάνου είναι διαφορετικοί από τους άξονες των πρεσών. Στην εξομοίωση αυτή η ροπή αναφοράς μετά την συμπίεση των πρεσών στο τύμπανο λαμβάνεται ίση με το 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων.

Τα χονδρικά διαγράμματα ελέγχου του συστήματος είναι αυτά των σχημάτων 3.10 και 3.11. Στα σχήματα 4.53 και 4.54 φαίνεται αντίστοιχα η μεταβολή της ταχύτητας αναφοράς και του φορτίου αναφοράς. Όταν η ταχύτητα των δύο τμημάτων γίνει ίση με 500 m/min, τότε οι πρέσες πιέζουν το στεγνωτικό τύμπανο και το φορτίο αυξάνεται σημαντικά από 20% σε 60% του αθροίσματος των ονομαστικών ροπών των κινητήρων (σχήμα 4.54). Η απόκριση της ταχύτητας του τυμπάνου και των πρεσών φαίνεται στα σχήματα 4.55 και 4.56.

Παρατηρούμε ότι η ταχύτητα και των δύο τμημάτων ακολουθεί πιστά την ταχύτητα αναφοράς παρά την σημαντική μεταβολή του φορτίου (300 %). Στο επόμενο σχήμα 4.57 φαίνεται η ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων του τυμπάνου και στο επόμενο σχήμα (4.58) φαίνεται η ροπή των αξόνων του τυμπάνου(κύριου και βοηθητικού). Οι ροπές των αξόνων είναι ίσες μεταξύ τους. Παρατηρούμε ότι η υπάρχει σημαντική μείωση της κυμάτωσης της ροπής των αξόνων σε σχέση με την ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων.

Στα επόμενα σχήματα 4.59 και 4.60 φαίνεται η ροπή των αξόνων της απορροφητικής και “τυφλής” πρέσας αντίστοιχα. Παρατηρούμε ότι η κυμάτωσης της ροπής των αξόνων είναι σημαντικά εξομαλυσμένη. Εάν οι μέσες τιμές των ροπών αυτών διαιρεθούν με το αντίστροφο της αντίστοιχης σχέσης μετάδοσης (n_2 και n_3) τότε η προκύπτουσα τιμή της ροπής είναι ίση με το 60% της ονομαστικής ροπής των κινητήρων.

Στο σχήμα 4.61 φαίνεται η ροπή των αξόνων του τυμπάνου για δύο τιμές ακαμψίας των αξόνων, $K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}$ και $K_{12}=K_{34}=143.500 \text{ Nm/rad}$ στη μόνιμη κατάσταση. Παρατηρούμε ότι η κυμάτωσης της ροπής των αξόνων, όταν οι άξονες γίνονται πιο ελαστικοί γίνεται μικρότερη. Στην συγκεκριμένη περίπτωση όταν η ακαμψία διπλασιάζεται, τότε διπλασιάζεται και η κυμάτωση της ροπής των αξόνων. Η μέση τιμή της ροπής παραμένει η ίδια. Στο επόμενο σχήμα 4.62 φαίνεται η ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων του τυμπάνου και η ροπή των αξόνων του τυμπάνου για δύο τιμές ακαμψίας ($K_{12}=K_{34}=287.000 \text{ Nm/rad}$ και $K_{12}=K_{34}=143.500 \text{ Nm/rad}$) στη μόνιμη κατάσταση. Παρατηρείται ότι υπάρχει σαφής μείωση της κυμάτωσης της ροπής των αξόνων σε σχέση με την ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων. Αυτό συνεπάγεται μικρότερη καταπόνηση των αξόνων και της κινούμενης μηχανής. Η μέση τιμή της ηλεκτρομαγνητικής ροπής και των ροπών των αξόνων (με δύο διαφορετικές τιμές ακαμψίας) είναι η ίδια και στις τρεις κυματομορφές και ίση με το 60% της ονομαστικής ροπής των κινητήρων του τυμπάνου.

Παρατηρούμε λοιπόν ότι, και στα δύο εμπλεκόμενα τμήματα της μηχανής, οι μέσες τιμές των ροπών των αξόνων είναι ίσες με το 60% της ονομαστικής ροπής των κινητήρων των. Επίσης παρατηρούμε ότι η μέθοδος ελέγχου που εφαρμόστηκε, εξασφαλίζει και στις δύο περιπτώσεις με ελαστικούς άξονες (άξονες με δύο διαφορετικές τιμές ακαμψίας) ίση κατανομή του φορτίου στους δύο κινητήρες του τυμπάνου.

Επιβεβαιώνεται έτσι η ορθότητα της μέθοδος ελέγχου, η οποία εξασφαλίζει ίση κατανομή του συνολικού φορτίου στους τέσσερις κινητήρες σύμφωνα με την ονομαστική τους ροπή και στην περίπτωση όπου οι άξονες έχουν ελαστικότητα. Αυτός ήταν και ο κύριος σκοπός της μεθόδου που αρχικά προτάθηκε.

Η αναφορά ταχύτητας επιλέγεται έτσι, ώστε να φθάνει στη μέγιστη ταχύτητα (1500 m/min.) σε 25 sec, προκειμένου να μειωθεί ο χρόνος εξομοίωσης. Όμως στην πράξη η μέγιστη ταχύτητα μπορεί να επιτευχθεί σε 2 έως 3 λεπτά. Τα ποιοτικά χαρακτηριστικά του μεταβατικού φαινομένου, όμως παραμένουν.

Σχήμα 4.53. Ταχύτητα αναφοράς ολοκλήρου του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 4.54. Αναφορά φορτίου ολοκλήρου του κινητηρίου συστήματος

Σχήμα 4.55. Ταχύτητα τυμπάνου

Σχήμα 4.56. Ταχύτητα πρεσών

Σχήμα 4.57. Ηλεκτρομαγνητική ροπή κινητήρων τυμπάνου(κύριου και βοηθητικού)

Σχήμα 4.58. Ροπή αξόνων κινητήρων τυμπάνου (κύριου και βοηθητικού)

Σχήμα 4.59. Ροπή άξονα απορροφητικής πρέσας.

Σχήμα 4.60. Ροπή άξονα “τυφλής” πρέσας.

Σχήμα 4.61. Ροπή αξόνων κινητήρων τυμπάνου με διαφορετικές τιμές ακαμψίας στη μόνιμη κατάσταση

Σχήμα 4.62. Ηλεκτρομαγνητική ροπή, ροπή αξόνων κινητήρων τυμπάνου με διαφορετικές τιμές ακαμψίας στη μόνιμη κατάσταση

4.12 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα εξομοίωσης της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών χαρτοποιητικής μηχανής λεπτών χαρτιών, με μηχανές συνεχούς ρεύματος και ελαστικούς άξονες κατά τη μηχανική εμπλοκή τους και στην περίπτωση μηχανικού συντονισμού

Το πολυκινητήριο σύστημα παραμένει το ίδιο όπως και στην προηγούμενη περίπτωση. Η διαφορά είναι ότι οι άξονες του τυμπάνου που επιλέγονται προκαλούν φαινόμενα συντονισμού στο κινητήριο σύστημα. Τα επόμενα τέσσερα σχήματα αναφέρονται σε ένα κινητήριο σύστημα όπου οι άξονες του τυμπάνου έχουν τιμή ακαμψίας $4.2 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$, τιμή από την οποία προκαλούνται φαινόμενα συντονισμού (στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου). Η αναφορά ταχύτητας και ροπής είναι η ίδια όπως στα σχήματα 4.53 και 4.54.

Στο σχήμα 4.63 φαίνεται η ταχύτητας αναφοράς και η απόκριση της ταχύτητας του τυμπάνου. Στα επόμενα σχήματα 4.64, 4.65 και 4.66 φαίνεται η ηλεκτρομαγνητική ροπή, η ταχύτητα και η ροπή των αξόνων των κινητήρων του τυμπάνου.

Παρατηρούμε ότι το ηλεκτρομηχανικό σύστημα μπαίνει σε αστάθεια λόγω του μηχανικού συντονισμού. Οι ελεγκτές ταχύτητας και ρεύματος δεν μπορούν να ελέγξουν το σύστημα. Η ταχύτητα του φορτίου, των κινητήρων, όπως επίσης η ηλεκτρομαγνητική ροπή και η ροπή των αξόνων είναι ασταθή (σχήματα 4.63, 4.64, 4.65 και 4.66) και οφείλονται στο ασταθές εισερχόμενο σήμα ανατροφοδότησης της ταχύτητας.

Η ροπή που αναπτύσσεται στους άξονες (του τυμπάνου) και η οποία μεταφέρεται στο φορτίο, ανέρχεται σε εκατοντάδες χιλιάδες Nm (σχήμα 4.66). Είναι προφανές ότι κανένας άξονας, για αυτήν την εφαρμογή, δεν θα μπορούσε να αντέξει τόση μεγάλη ροπή και θα καταστρεφόταν μέσα στα πρώτα δευτερόλεπτα της λειτουργίας του κινητηρίου συστήματος. Επίσης θα προκαλούντο σοβαρές βλάβες ή θα καταστρεφόταν τόσο το ηλεκτρικό όσο και μηχανικό σύστημα (ηλεκτρικοί πίνακες, θυρίστορ, καλωδιώσεις, κινητήρες, μειωτήρες και τύμπανο)

Σχήμα 4.63 Ταχύτητα αναφοράς, ταχύτητα τυμπάνου στην περίπτωση μηχανικού συντονισμού στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου.

Σχήμα 4.64. Ηλεκτρομαγνητική ροπή κινητήρων τυμπάνου στην περίπτωση μηχανικού συντονισμού στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου.

Σχήμα 4.65. Ταχύτητα κινητήρων τυμπάνου στην περίπτωση μηχανικού συντονισμού στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου.

Σχήμα 4.66. Ροπή αξόνων κινητήρων τυμπάνου στην περίπτωση μηχανικού συντονισμού στο κινητήριο σύστημα του τυμπάνου.

4.14 Ανάλυση κινητηρίου συστήματος μορφοποιητή

Η λειτουργία του κινητηρίου συστήματος του τμήματος του μορφοποιητή δεν εξαρτάται από το επόμενο τμήμα των πρεσών, επειδή δεν εμπλέκεται μηχανικά με αυτό. Έτσι μπορεί να μελετηθεί ξεχωριστά. Το κινητήριο σύστημα αποτελείται από μία μηχανή συνεχούς ρεύματος, ένα μειωτήρα και ένα ελαστικό άξονα (σχήμα 4.67). Υπάρχει μία ταχογεννήτρια για να μετρήσει την ταχύτητα του συστήματος. Σε αυτό το σύστημα κίνησης υπάρχουν δύο περιστρεφόμενες μάζες, δηλ. ο κινητήρας και ο ρόλος του μορφοποιητή. Η αδράνεια της περιστρεφόμενης μάζας του κινητήρα (J_7) και η αδράνεια του ρόλου του μορφοποιητή (J_{fr}) σε συνδυασμό με την ακαμψία του άξονα σχηματίζουν ένα μηχανικό συντονιζόμενο σύστημα δύο μαζών. Η αδράνεια του κιβωτίου ταχυτήτων μπορεί να αγνοηθεί, επειδή είναι πάρα πολύ μικρή σε σύγκριση με την αδράνεια του κινητήρα. Η συμπεριφορά του κινητηρίου συστήματος του μορφοποιητή περιγράφεται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$u_{a5} = i_{a5} R_{a5} + L_{a5} \frac{di_{a5}}{dt} + K_5 \Phi_5 \omega_{fm} \quad (4.100)$$

$$T_{e5} = K_5 \Phi_5 i_{a5} \quad (4.101)$$

$$J_7 \ddot{\theta}_{fm} = T_{e5} - \frac{K_{910}(\theta_9 - \theta_{10}) + C_{910}(\dot{\theta}_9 - \dot{\theta}_{10})}{n_4} \quad (4.102)$$

$$J_{fr} \ddot{\theta}_{10} = K_{910}(\theta_{10} - \theta_9) + C_{910}(\dot{\theta}_{10} - \dot{\theta}_9) - T_{lfr} \quad (4.103)$$

Σχήμα 4.67. Μοντέλο του κινητηρίου συστήματος του μορφοποιητή με ελαστικό άξονα.

Σχήμα 4.68 Χονδρικό διάγραμμα του μοντέλου του κινητηρίου συστήματος του μορφοποιητή με ελαστικό άξονα.

Από τις εξισώσεις (4.102) και (4.103) προκύπτει το χονδρικό διάγραμμα στο σχήμα 4.68. Το μηχανικό μέρος του συστήματος, σύμφωνα με εξισώσεις (4.102) και (4.103) μπορεί να δημιουργήσει στρεπτικές ταλαντώσεις. Η αναλυτική λύση αυτών των εξισώσεων μπορεί να επιτευχθεί με τον ακόλουθο τρόπο: Για τον προσδιορισμό των ιδιοτιμών και των φυσικών συχνοτήτων, τίθεται στις εξισώσεις (4.102, και (4.103) η σχέση $T_{e5} = T_L = 0$.

Έτσι οι εξισώσεις (4.102), και (4.103) γίνονται:

$$J_7 n_4^2 \ddot{\theta}_9 + K_{910}(\theta_9 - \theta_{10}) + C_{910}(\dot{\theta}_9 - \dot{\theta}_{10}) = 0 \quad (4.104)$$

$$J_{fr} \ddot{\theta}_{10} - \left[K_{910}(\theta_{10} - \theta_9) + C_{910}(\dot{\theta}_{10} - \dot{\theta}_9) \right] = 0 \quad (4.105)$$

$$\theta_{fm} = n_4 \theta_9 \quad (4.106)$$

όπου,

Το K_{910} είναι ο συντελεστής ακαμψίας του άξονα και το C_{910} είναι ο συντελεστής απόσβεσης του άξονα.

Για τις στρεπτικές ταλαντώσεις που μπορούν να εμφανιστούν στο σύστημα, οι ακόλουθες εξισώσεις μπορούν να γραφούν ως λύσεις των ανωτέρω διαφορικών εξισώσεων:

$$\left. \begin{aligned} \theta_9(t) &= Ae^{\lambda t}, \dot{\theta}_9(t) = A\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_9(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t} \\ \theta_{10}(t) &= Be^{\lambda t}, \dot{\theta}_{10}(t) = B\lambda e^{\lambda t}, \ddot{\theta}_{10}(t) = B\lambda^2 e^{\lambda t} \end{aligned} \right\} \quad (4.107)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (4.96) στις εξισώσεις (4.93) και (4.94) και απαλείφοντας το $e^{\lambda t}$ προκύπτουν οι πιο κάτω εξισώσεις:

$$J_7 n_4^2 A \lambda^2 + K_{910} A - K_{910} B + C_{910} A \lambda - C_{910} B \lambda = 0 \quad (4.108)$$

$$J_{fr} B \lambda^2 - K_{910} B + K_{910} B - C_{910} A \lambda + C_{910} B \lambda = 0 \quad (4.109)$$

Για τον προσδιορισμό των τιμών των λ_i , αναδιατάσσοντας τις ανωτέρω εξισώσεις (4.108) και (4.109), προκύπτουν οι πιο κάτω εξισώσεις:

$$(J_7 n_4^2 \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda) A - (K_{910} + C_{910} \lambda) B = 0 \quad (4.110)$$

$$-(K_{910} + C_{910} \lambda) A - (J_{fr} \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda) B = 0 \quad (4.111)$$

Για τη λύση των ανωτέρω τριών αλγεβρικών εξισώσεων πρέπει να το καθοριστεί η διακρίνουσα Δ_4 :

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} J_7 n_4^2 \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda & -(K_{910} + C_{910} \lambda) \\ -(K_{910} + C_{910} \lambda) & J_{fr} \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (4.112)$$

Αναπτύσσοντας την διακρίνουσα Δ_4 προκύπτει μια εξίσωση της μορφής:

$$\Delta_4 = \alpha_{31} \lambda^4 + \alpha_{32} \lambda^3 + \alpha_{33} \lambda^2 + \alpha_{34} \lambda + \alpha_{35} = 0, \quad (4.113)$$

όπου $\alpha_{31}, \alpha_{32}, \alpha_{33}, \alpha_{34}$ και α_{35} είναι οι συντελεστές του λ και είναι συναρτήσεις των $J_7, J_{fr}, K_{910}, C_{910}$ και n_4 .

Σε αυτό το κινητήριο σύστημα, επειδή υπάρχουν δύο περιστρεφόμενες μάζες, προκύπτει μια εξίσωση 4^{ου} βαθμού, εξ. (4.113). Οι λύσεις της εξίσωσης (4.113) ($\lambda_{31}, \lambda_{32}, \lambda_{33}$ και λ_{34}) μπορούν να καθοριστούν με αριθμητική μέθοδο. Εδώ βρίσκονται με τη βοήθεια του MATLAB επιλέγοντας ορισμένες τιμές για τους συντελεστές J_i, K_i , and C_i . Για τις τιμές της ακαμψίας K_i επιλέχτηκε μια σειρά τιμών, επειδή η ακαμψία είναι μια καθοριστική παράμετρος για τον προσδιορισμό των ιδιοτιμών και των φυσικών συχνοτήτων. Ασχέτως από

τις τιμές των J_7 , J_{fr} , K_{910} , C_{910} , και n_4 , οι συντελεστές α_{34} και α_{35} είναι πάντα ίσοι με μηδέν. Ως εκ τούτου η εξ. (4.113) γίνεται:

$$\Delta_4 = \lambda^2 (\alpha_{31} \lambda^2 + \alpha_{32} \lambda + \alpha_{33}) = 0 \quad (4.114)$$

Οι λύσεις της ανωτέρω εξίσωσης έχουν την ακόλουθη μορφή:

$$\lambda_{31,32} = 0, \lambda_{33,34} = m \pm pi \quad (4.115)$$

χρησιμοποιώντας τις πιο πάνω τιμές, τα μεγέθη $\theta_9(t)$, $\theta_{10}(t)$ γίνονται:

$$\theta_9(t) = A_{31} e^{\lambda_{31}t} + t A_{32} e^{\lambda_{31}t} + A_{33} e^{\lambda_{33}t} + A_{34} e^{\lambda_{34}t} \quad (4.116)$$

$$\theta_{10}(t) = B_{31} e^{\lambda_{31}t} + t B_{32} e^{\lambda_{31}t} + B_{33} e^{\lambda_{33}t} + B_{34} e^{\lambda_{34}t} \quad (4.117)$$

Προκειμένου να καθοριστούν οι συντελεστές $A_{31}, \dots, A_{34}$, και $B_{31}, \dots, B_{34}$ απαιτούνται 8 εξισώσεις. Χρησιμοποιώντας τις αρχικές συνθήκες ($t = 0$) προκύπτουν οι ακόλουθες τέσσερις εξισώσεις:

$$\theta_9(0) = A_{31} + A_{33} + A_{34} \quad (4.118)$$

$$\theta_{10}(0) = B_{31} + B_{33} + B_{34} \quad (4.119)$$

$$\dot{\theta}_9(0) = A_{32} + A_{33} \lambda_3 + A_{34} \lambda_4 \quad (4.120)$$

$$\dot{\theta}_{10}(0) = B_{32} + B_{33} \lambda_3 + B_{34} \lambda_4 \quad (4.121)$$

Επί πλέον 4 εξισώσεις προκύπτουν από την εξίσωση (4.110).

$$(J_7 n_4^2 \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda) A_i - (K_{910} + C_{910} \lambda) B_i = 0 \quad (4.122)$$

όπου $i = 31, \dots, 34$

Προκύπτει έτσι ένα σύνολο 8 γραμμικών εξισώσεων από τις οποίες καθορίζονται οι τιμές των $A_{31}, \dots, A_{34}$, και $B_{31}, \dots, B_{34}$.

Η λύση αυτού του γραμμικού συστήματος δίνει:

$$\left. \begin{aligned} A_{32} &= B_{32} = 0 \\ A_{31} &= B_{31}, A_{33} = A_{34}, B_{33} = B_{34} \end{aligned} \right\} \quad (4.123)$$

Χρησιμοποιώντας τις τιμές των καθορισμένων πλέον συντελεστών, τις ρίζες $\lambda_{31,32} = 0$, $\lambda_{33,34} = m \pm pi$ και τις εξισώσεις $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$, $e^{-i\theta} = \cos\theta - i\sin\theta$, οι εξισώσεις (4.116) και (4.117) γίνονται:

$$\begin{cases} \theta_9(t) = A_{31} + 2A_{33}e^{at}\cos(pt) \\ \theta_{10}(t) = B_{31} + 2B_{33}e^{at}\cos(pt) \end{cases} \quad (4.124)$$

Η συχνότητα ταλάντωσης του κινητηρίου συστήματος του μορφοποιητή είναι η p .

Οι συντελεστές $A_{31}, \dots, A_{34}$, και $B_{31}, \dots, B_{34}$ εξαρτώνται από τις αρχικές συνθήκες. Σε ένα κινητήριο σύστημα το μέγεθος των κινητήρων καθορίζεται από τις ανάγκες του φορτίου. Το δε φορτίο είναι δεδομένο επειδή καθορίζεται από τις απαιτήσεις της χαρτοποιητικής μηχανής. Οι άξονες όμως μπορούν να αλλάξουν, π. χ. η διάμετρος, το μήκος, το πάχος μπορούν να αλλάξουν.

Για την περίπτωση αυτή οι ιδιοτιμές της εξ. (4.114) μπορούν να βρεθούν με αναλυτική λύση αναπτύσσοντας την διακρίνουσα Δ_4 , εξ. (4.112).

$$\Delta_4 = (J_7 n_4^2 \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda)(J_{fr} \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda) - (K_{910} + C_{910} \lambda)^2 = 0 \quad (4.125)$$

$$\Delta_4 = (J_7 n_4^2 \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda)(J_{fr} \lambda^2 + K_{910} + C_{910} \lambda) - (K_{910} + C_{910} \lambda)^2 = 0 \quad (4.126)$$

$$\begin{aligned} \Delta_4 = & J_7 n_4^2 J_{fr} \lambda^4 + J_7 n_4^2 K_{910} \lambda^2 + J_7 n_4^2 C_{910} \lambda^3 + J_{fr} K_{910} \lambda^2 + K_{910}^2 + K_{910} C_{910} \lambda + C_{910}^2 \lambda^2 + \\ & + J_{fr} C_{910} \lambda + J_{fr} C_{910} \lambda^3 + K_{910} C_{910} \lambda - K_{910}^2 - 2K_{910} C_{910} \lambda - C_{910}^2 \lambda^2 = \\ & \lambda^2 [J_7 n_4^2 J_{fr} \lambda^2 + (J_7 n_4^2 + J_{fr}) C_{910} \lambda + (J_7 n_4^2 + J_{fr}) K_{910}] = 0 \end{aligned} \quad (4.127)$$

Οι ρίζες της πιο πάνω εξίσωσης είναι:

$$\lambda_{31,32} = 0 \quad (4.128)$$

$$\lambda_{33,34} = m \pm pi = \frac{-(J_7 n_4^2 + J_{fr}) C_{910} \pm \sqrt{(J_7 n_4^2 + J_{fr})^2 C_{910}^2 - 4J_7 n_4^2 J_{fr} (J_7 n_4^2 + J_{fr}) K_{910}}}{2J_7 n_4^2 J_{fr}} \quad (4.129)$$

όπου m είναι η απόσβεση και p είναι η ιδιοσυχνότητα του συστήματος. Έτσι προκύπτει:

$$m = -\frac{(J_7 n_4^2 + J_{fr}) C_{910}}{2J_7 n_4^2 J_{fr}}, \quad (4.130)$$

$$p = \sqrt{\frac{(J_7 n_4^2 + J_{fr}) K_{910}}{J_7 n_4^2 J_{fr}} - \frac{(J_7 n_4^2 + J_{fr})^2 C_{910}^2}{4(J_7 n_4^2)^2 J_{fr}^2}} \quad (4.131)$$

$$\text{Εάν τεθεί } J_{eq} = \frac{J_7 n_4^2 J_{fr}}{J_7 n_4^2 + J_{fr}},$$

τότε τα m και p γίνονται:

$$m = -\frac{C_{910}}{2J_{eq}}, \quad (4.132)$$

$$p = \sqrt{\frac{K_{910}}{J_{eq}} - \left(\frac{C_{910}}{2J_{eq}}\right)^2} \quad (4.133)$$

Με $J_7=0.6 \text{ kgr m}^2$, $J_{fr}=1100 \text{ kgr m}^2$, $n_4= 4.826$, $K_{910}=300000 \text{ Nm/rad}$ και $C_{910}=1.347 \text{ Nmsec}$, προκύπτει, $m= - 0.03368$ και $p= 122.476 \text{ rad/sec}$.

Για την εύρεση των $\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$ χρειάζονται οι συντελεστές A_{31}, A_{33} και B_{31}, B_{33} .

Δίνοντας τις πιο κάτω τιμές για τις αρχικές συνθήκες:

$$\theta_9(0) = 0,1 \quad (4.134)$$

$$\theta_{10}(0) = -0,0185178 \quad (4.135)$$

$$\dot{\theta}_9(0) = 0 \quad (4.136)$$

$$\dot{\theta}_{10}(0) = 0 \quad (4.137)$$

και χρησιμοποιώντας τις εξ. (4.118) έως (4.122) προκύπτουν οι τιμές των συντελεστών $A_{31}, \dots, A_{34}$, και $B_{31}, \dots, B_{34}$:

$$A_{31}=0$$

$$A_{32}=0$$

$$A_{33}=0.04999$$

$$A_{34}=0.04999$$

$$B_{31}=0$$

$$B_{32}=0$$

$$B_{33}=-0.0009258$$

$$B_{34} = -0.0009258$$

$$\left. \begin{aligned} \theta_9(t) &= 2 * 0,04999e^{-0,0336t} \cos(122,47t) \\ \theta_{10}(t) &= -2 * 0.000925e^{-0,0336t} \cos(122,47t) \end{aligned} \right\} \quad (4.138)$$

Παρατηρούμε ότι η γωνία $\theta_{10}(t)$ έχει αρνητικό πρόσημο. Οι αρχικές τιμές των $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,0185178 \text{ rad}$ επιλέχθηκαν ούτως ώστε η ταλάντωση να γίνεται γύρω από τα αρχικά σημεία ηρεμίας. Αυτό φαίνεται στα σχήματα 4.71 και 4.72 και συμβαίνει μόνο όταν ισχύει η σχέση:

$$\frac{\theta_9(0)}{\theta_{10}(0)} = \frac{J_7 n_4^2}{J_{fr}} \quad (4.139)$$

Επειδή οι γωνίες ταλάντωσης $\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$ έχουν διαφορά φάσης 180° προκύπτει το σχήμα 4.8. Στο σχήμα αυτό ισχύει $\theta_9(0) = AB$ και $\theta_{10}(0) = \Gamma\Delta$. Όταν η $\theta_9(t) = AE$, τότε η $\theta_{10}(t) = \Gamma Z$. Όταν η $\theta_9(t)$ αποκτά την ελάχιστη τιμή (AB), η $\theta_{10}(t)$ αποκτά την μέγιστη τιμή (ΓΔ) και αντίστροφα. Όταν η $\theta_9(t)$ μηδενίζεται, τότε και η $\theta_{10}(t)$ μηδενίζεται. Η γραμμή ΑΓ παριστάνει τον άξονα. Η παραμόρφωση στο σημείο Η του άξονα, όταν η $\theta_9(t) = AB$, είναι η ΗΚ. Υπάρχουν σημεία πάνω στον άξονα που είναι δεσμοί, δηλ. δεν περιστρέφονται. Αυτό είναι το σημείο Ο. Στην πραγματικότητα είναι ένα επίπεδο που τέμνει κάθετα τον άξονα στο σημείο Ο. Η διατομή στο σημείο Ο δεν παραμορφώνεται.

Σχήμα 4.69 Ταλάντωση του άξονα μετάδοσης κίνησης.

Εάν οι αρχικές συνθήκες είναι διαφορετικές και δεν ισχύει η σχέση (4.139), τότε οι γωνίες $\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$ ταλαντώνται σε διαφορετικά σημεία από τα αρχικά σημεία ηρεμίας (σχήμα 4.74).

4.15 Χαρακτηριστικά αποτελέσματα ανάλυσης ταλαντώσεων στο κινητήριο σύστημα του μορφοποιητή ιστού του χαρτιού με ελαστικό άξονα.

Τα επόμενα σχήματα αναφέρονται στα αποτελέσματα εξομοίωσης για το τμήμα του μορφοποιητή. Το κινητήριο σύστημα αποτελείται από μία μηχανή συνεχούς ρεύματος, έναν μειωτήρα και έναν ελαστικό άξονα (σχήμα 4.69). Το σχήμα 4.70 δείχνει την συχνότητα ταλάντωσης p σαν συνάρτηση της ακαμψίας του άξονα K_{910} . Παρατηρούμε ότι για τιμές ακαμψίας των αξόνων που χρησιμοποιούνται για συνήθεις εφαρμογές η ιδιοσυχνότητα του συστήματος είναι μακριά από 300 Hz.

Σχήμα 4.70. Ιδιοσυχνότητα του κινητηρίου συστήματος του μορφοποιητή (με ελαστικό άξονα)

Η ταλάντωση των άκρων του άξονα ($\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$) φαίνεται στα σχήματα 4.71 και 4.72 όταν οι αρχικές τιμές των είναι $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,0185178 \text{ rad}$. Όταν έχουμε αρχικές τιμές $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,05 \text{ rad}$, η ταλάντωση των άκρων του άξονα ($\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$) φαίνεται στα σχήματα 4.73 και 4.74. Στα σχήματα 4.71 και 4.73 παρατηρούμε μια εκθετική μείωση των ταλαντώσεων. Αυτή οφείλεται όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις στην απόσβεση των αξόνων. Στα σχήματα 4.72 και 4.74 παρατηρούμε ότι η ταλάντωση έχει μορφή συνημιτόνου.

Σχήμα 4.71. Ταλάντωση των δύο άκρων του άξονα ($\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$) όταν οι αρχικές τιμές των είναι $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,0185178 \text{ rad}$

Σχήμα 4.72. Ταλάντωση των δύο άκρων του άξονα $\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$) όταν οι αρχικές τιμές των είναι $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,0185178 \text{ rad}$

Σχήμα 4.73. Ταλάντωση των δύο άκρων του άξονα ($\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$) όταν οι αρχικές τιμές των είναι $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,05 \text{ rad}$

Σχήμα 4.74. Ταλάντωση των δύο άκρων του άξονα ($\theta_9(t)$ και $\theta_{10}(t)$) όταν οι αρχικές τιμές των είναι $\theta_9(0) = 0,1 \text{ rad}$ και $\theta_{10}(0) = -0,05 \text{ rad}$

4.16 Επιδράσεις της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα του μορφοποιητή

Και σ' αυτή την περίπτωση για να βρεθεί η επίδραση της κυμάτωσης της ηλεκτρομαγνητικής ροπής στο κινητήριο σύστημα προσδιορίζονται οι συναρτήσεις μεταφοράς των θέσεων του άξονα του κινητήρα $\theta_{fm}(s)$, του φορτίου $\theta_{fr}(s)$ και της ροπής του άξονα $T_{shfr}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ με παράμετρο την ακαμψία του άξονα K_{910} .

Η συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα $\theta_{fm}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ είναι:

$$\frac{\theta_{fm}(s)}{T_e(s)} = \frac{(J_{fr}s^2 + sC_{910} + K_{910})n_4^2}{s^2(n_4^2J_7 + J_{fr})(s^2 \frac{n_4^2J_7J_{fr}}{n_4^2J_7 + J_{fr}} + sC_{910} + K_{910})} \quad (4.140)$$

Στο σχήμα 4.75 φαίνεται η συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα θ_{fm} ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ με παράμετρο την ακαμψία των αξόνων (K_{910}). Τα ελάχιστα των καμπύλων χαρακτηρίζονται ως f_{ar} και τα μέγιστα ως f_r και δίνονται από τις εξισώσεις:

$$f_{ar} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{910}}{J_{fr}}} \quad (4.141)$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K_{910} \frac{n_4^2J_7 + J_{fr}}{n_4^2J_7J_{fr}}} \quad (4.142)$$

Στην περίπτωση όπου $J_{fr} \gg n_4^2J_7$ τότε το f_r δίνεται από την σχέση:

$$f_r \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{910}}{n_4^2J_7}} \quad (4.132)$$

Οι ροπές αδράνειας των διαφόρων ρόλων, πρεσών και στεγνωτικού τυμπάνου είναι πολύ μεγαλύτερες από τις ροπές αδράνειας των κινητήρων.

Η εξ. (4.144) δίνει την συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του φορτίου $\theta_{10}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$.

$$\frac{\theta_{10}(s)}{T_e(s)} = \frac{(sC_{910} + K_{910})n_4}{s^2(n_4^2J_7 + J_{fr})(s^2 \frac{n_4^2J_7J_{fr}}{n_4^2J_7 + J_{fr}} + sC_{910} + K_{910})} \quad (4.144)$$

Στο σχήμα 4. 76 φαίνεται η συνάρτηση μεταφοράς της θέσεως του άξονα του φορτίου θ_{10} ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ με παράμετρο την ακαμψία των αξόνων (K_{910}). Ελάχιστα στις καμπύλες αυτές δεν παρουσιάζονται. Τα μέγιστα εμφανίζονται στις ίδιες συχνότητες, όπως και στο προηγούμενο σχήμα.

Παρατηρούμε ότι στα σχήματα αυτά (4.75 και 4.76) τα πλάτη των ταλαντώσεων της θέσεως του άξονα του κινητήρα θ_{im} και του άξονα του φορτίου θ_{10} γίνονται μέγιστα σε ορισμένες συχνότητες. Για τιμές ακαμψίας από 100.000 έως $50 \cdot 10^6$ Nm/rad δεν παρατηρούνται φαινόμενα συντονισμού στα 300 Hz. Με τιμή ακαμψίας $50 \cdot 10^6$ Nm/rad η συχνότητα συντονισμού είναι 235 Hz, τιμή κοντά στα 300 Hz.

Μια άλλη σειρά καμπυλών από τις οποίες προκύπτουν χρήσιμες πληροφορίες είναι οι καμπύλες που δίνουν τη συνάρτηση μεταφοράς της ροπής του άξονα ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ και η εξίσωση που τις δίνει είναι η πιο κάτω:

$$\frac{T_{shfr}(s)}{T_e(s)} = \frac{(sC_{910} + K_{910})/(J_7n_4)}{s^2 + sC \frac{n_4^2J_7 + J_{fr}}{n_4^2J_7J_{fr}} + K \frac{n_4^2J_7 + J_{fr}}{n_4^2J_7J_{fr}}} \quad (4.145)$$

Στο επόμενο σχήμα 4.77 φαίνεται η συνάρτηση μεταφοράς της ροπής του άξονα $T_{shf}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$ με παράμετρο την ακαμψία των αξόνων. Παρατηρούμε ότι για τιμή ακαμψίας $50 \cdot 10^6$ Nm/rad υπάρχει ενίσχυση της ροπής του άξονα. Αυτή η τιμή αντιστοιχεί σε κοντό και συμπαγή άξονα και τέτοιοι άξονες πρέπει να αποφεύγονται. Εάν η ακαμψία (K_{910}) αυξηθεί σε $72 \cdot 10^6$ Nm/rad τότε η συχνότητα συντονισμού είναι 300 Hz.

Στις καμπύλες αυτές φαίνεται, εάν κάποιος άξονας με δεδομένη ακαμψία ενισχύει ή προκαλεί φαινόμενα συντονισμού, τα οποία πρέπει οπωσδήποτε να αποφευχθούν. Γενικά, όπως είναι γνωστό, όταν ο άξονας μετάδοσης κίνησης τοποθετείται μετά από κάποιο μειωτήρα, η ροπή αδράνειας του κινητήρα μεταφέρεται στον άξονα πολλαπλασιασμένη με το τετράγωνο του αντιστρόφου της σχέσης μετάδοσης. Έτσι η συχνότητα συντονισμού προσεγγιστικά είναι:

$$f_r \approx \frac{1}{2\pi n_4} \sqrt{\frac{K_{910}}{J_7}} \quad (4.146)$$

Είναι μικρότερη κατά το αντίστροφο της σχέσης μετάδοσης από ότι, θα ήταν εάν δεν παρεμβαλλόταν ο μειωτήρας. Η συχνότητα συντονισμού χωρίς τον μειωτήρα είναι:

$$f_r \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{910}}{J_7}} \quad (4.147)$$

Παρατηρούμε ότι η διαφορά στις δύο σχέσεις δημιουργείται από το μέγεθος n_4 .

Από τα πιο πάνω προκύπτει ότι στο σχεδιασμό ενός πολυκινητήριου συστήματος με μειωτήρα πρέπει πάντα να ελέγχεται η περίπτωση συντονισμού ή ενίσχυσης της ροπής του άξονα, έστω και αν ο άξονας τοποθετείται μετά τον μειωτήρα.

Σχήμα 4.75. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του άξονα του κινητήρα του μορφοποιητή $\theta_{fm}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.76. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της θέσεως του φορτίου (θ_{10}) ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

Σχήμα 4.77. Μέτρο συνάρτησης μεταφοράς της ροπής του άξονα $T_{shf}(s)$ ως προς την ηλεκτρομαγνητική ροπή $T_e(s)$

5. ΠΡΟΤΑΣΗ ΕΝΟΣ ΓΕΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΤΟΥ ΠΟΛΥΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΧΑΡΤΟΠΟΙΗΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΕΠΟΠΤΙΚΟ ΚΑΙ ΚΑΤΑΝΕΜΗΜΕΝΟ ΨΗΦΙΑΚΟ ΕΛΕΓΧΟ.

5.1 Γενικός σχεδιασμός ενός πολυκινητήριου συστήματος με βάση τον εποπτικό και κατανεμημένο ψηφιακό έλεγχο και την καταγραφή των ηλεκτρομηχανικών μεγεθών

Μετά την ανάλυση στο σύνολό της που παρατέθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια προκύπτει ότι η λειτουργία του πολυκινητήριου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής μπορεί να βελτιωθεί σημαντικά εάν εγκατασταθεί ένα σύστημα με βάση εποπτικό και κατανεμημένο ψηφιακό έλεγχο (σχήμα 5.1), όπως επίσης ενός συστήματος για τη συλλογή και καταγραφή στοιχείων από ολόκληρο το ηλεκτρομηχανικό σύστημα (κινητήριο και χαρτοποιητική μηχανή) που αφορούν τα ηλεκτρικά μεγέθη, μηχανολογικά μεγέθη με έμφαση στις μηχανικές ταλαντώσεις και μεγέθη ελέγχου τα οποία απαιτούνται για την εποπτεία της λειτουργίας και πρόβλεψη ή εντοπισμό σφαλμάτων τόσο στο πολυκινητήριο σύστημα όσο και στη χαρτοποιητική μηχανή.

Ας σημειωθεί ότι σήμερα τέτοια συστήματα δεν υπάρχουν σε χαρτοποιητικές μηχανές (ούτε και σε άλλα μεγάλα βιομηχανικά συγκροτήματα) με αποτέλεσμα μη ακριβή έλεγχο των πολυκινητηρίων συστημάτων. Τα συστήματα εποπτείας και καταγραφής είναι ανύπαρκτα με αποτέλεσμα να μην υπάρχει σαφής εικόνα για το τι συμβαίνει μέσα στο πολυκινητήριο σύστημα ή την χαρτοποιητική μηχανή. Λόγω έλλειψης καταγραφής των διάφορων ηλεκτρομηχανικών μεγεθών δεν είναι δυνατόν να γνωρίζουμε αν είχε συμβεί κάτι σε κάποιο τμήμα της μηχανής και τον χρόνο που είχε συμβεί. Επίσης δεν υπάρχει κάποιο σύστημα ανάλυσης ταλαντώσεων σε πραγματικό χρόνο έτσι ώστε να υπάρχει σαφής αντίληψη για την κατάσταση του μηχανικού συστήματος. Με το σύστημα αυτό είναι δυνατό να προβλεφθούν και να αποφευχθούν ζημιές που πολλές φορές είναι αρκετά μεγάλες.

Γίνεται αντιληπτό ότι με τον προτεινόμενο σχεδιασμό εξασφαλίζεται ο ακριβής έλεγχος του πολυκινητήριου συστήματος και η ιεραρχημένη λειτουργία της χαρτοποιητικής μηχανής. Επίσης εξασφαλίζεται ή εποπτεία του πολυκινητήριου συστήματος και της χαρτοποιητικής μηχανής. Με το σύστημα ανάλυσης ταλαντώσεων σε πραγματικό χρόνο προβλέπονται και αποφεύγονται ζημιές που διαφορετικά θα γίνοντο αντιληπτές αφού είχαν συμβεί με όλες τις συνέπειες.

5.2 Περιγραφή του προτεινόμενου σχεδιασμού

Μία χαρτοποιητική μηχανή είναι ένα σύνθετο, πολύπλοκο και ακριβό βιομηχανικό συγκρότημα. Για τη βέλτιστη λειτουργία, αξιοποίηση της μηχανής και αποφυγή δυσάρεστων προβλημάτων είναι ανάγκη να ιεραρχηθεί η λειτουργία των διαφόρων τμημάτων της όπως επίσης και των μηχανημάτων υποστήριξης της (παροχή ατμού, πεπιεσμένου αέρα, νερού, ηλεκτρικής ενέργειας, μονάδων ψύξεως και άλλων).

Στην διατριβή αυτή προτείνεται να εφαρμοστεί κατανεμημένος και εποπτικός έλεγχος για να επιτευχθούν τα πιο πάνω προαναφερθέντα (σχήμα 5.1).

Ο έλεγχος του πολυκινητήριου συστήματος κρίνεται σκόπιμο να γίνει με κατανεμημένο έλεγχο διότι εξασφαλίζεται γρήγορος και ακριβής έλεγχος των κινητήρων σε τοπικό επίπεδο. Επειδή ο έλεγχος κατανέμεται η απαιτούμενη υπολογιστική ισχύς των επιμέρους υπολογιστών δεν χρειάζεται να είναι πολύ μεγάλη. Έτσι η απόκριση των τοπικών υπολογιστών είναι γρήγορη διότι έχουν να εκτελέσουν προγράμματα μικρότερα σε όγκο και ανταποκρίνονται έτσι στις ανάγκες του τοπικού ελέγχου που πρέπει να είναι αρκετά γρήγορος. Επίσης το πρόγραμμα που εκτελεί ο κύριος υπολογιστής είναι μικρότερο με αποτέλεσμα να αυξάνει η ταχύτητα με την οποία επικοινωνεί με τους τοπικούς υπολογιστές για την ανταλλαγή των απαιτούμενων πληροφοριών για τον έλεγχο του πολυκινητήριου συστήματος και της μηχανής. Με τη χρήση συγκεντρωμένου ελέγχου είναι αμφίβολο εάν θα μπορούσε να γίνει ακριβής έλεγχος και συλλογή των απαραίτητων στοιχείων έστω και αν χρησιμοποιηθεί ένας γρήγορος υπολογιστής. Ο υπολογιστής αυτός δεν είναι δυνατόν να βρίσκεται κοντά σε όλους τους ηλεκτρονικούς μετατροπείς ισχύος. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι τα καλώδια των σημάτων για την παλμοδότηση των θυρίστορ που θα έφευγαν από αυτόν τον υπολογιστή προς τους μετατροπείς θα έπρεπε να είχαν μήκος αρκετά μέτρα. Επειδή σε ένα βιομηχανικό περιβάλλον έχει πολύ θόρυβο (ηλεκτρικό), ο θόρυβος αυτός μπορεί να υπεισέρχεται στα σήματα παλμοδότησης των θυρίστορ με αποτέλεσμα λανθασμένη παλμοδότηση και δημιουργία προβλημάτων στη λειτουργία των μετατροπέων και κατ' επέκταση εμφάνιση προβλημάτων στο πολυκινητήριου σύστημα.

Επίσης προτείνονται υπολογιστές για την ανάλυση σε πραγματικό χρόνο και καταγραφή μηχανικών ταλαντώσεων και ένας υπολογιστής συλλογής ηλεκτρομηχανικών μεγεθών και ψηφιακών σημάτων εισόδων – εξόδων. Όλοι αυτοί οι υπολογιστές επικοινωνούν μ' ένα κύριο υπολογιστή ο οποίος ρυθμίζει και αποφασίζει την σειρά (ιεραρχία) με την οποία θα λειτουργήσουν τόσο οι κινητήρες συνεχούς ρεύματος όσο και τα υπόλοιπα μηχανήματα που απαιτούνται στην παραγωγική διαδικασία.

Υπάρχουν ακόμη δύο υπολογιστές που είναι στο δίκτυο. Ο ένας υπολογιστής χρησιμοποιείται από τους χειριστές της μηχανής. Φέρει πληκτρολόγιο και οθόνη για να είναι δυνατός ο χειρισμός της μηχανής. Η εισαγωγή όλων των στοιχείων για την λειτουργία της μηχανής γίνεται από το πληκτρολόγιο. Στην οθόνη εμφανίζονται διάφορες εικόνες με τις πληροφορίες που αφορούν το πολυκινητήριο σύστημα, τα διάφορα τμήματα της μηχανής και τα διάφορα μηχανήματα υποστήριξης της. Ο άλλος υπολογιστής χρησιμοποιείται μόνο από τον μηχανικό του συστήματος. Φέρει πληκτρολόγιο, οθόνη και εκτυπωτή. Ο μηχανικός μπορεί να αλλάξει τις παραμέτρους ρύθμισης του πολυκινητήριου συστήματος (π.χ. τις παραμέτρους των ελεγκτών PI) και όλων των εγκατεστημένων μηχανημάτων, πράγμα το οποίο δεν επιτρέπεται να γίνει από τους χειριστές. Επίσης ο μηχανικός μπορεί να έχει στην διάθεση του περισσότερες εικόνες από εκείνες που έχουν οι χειριστές. Αυτές μπορούν να αναφέρονται στις παραμέτρους ρύθμισης όλων των συστημάτων της μηχανής, στην καταγραφή και ανάλυση ταλαντώσεων των μηχανικών μερών, στην καταγραφή της κατάστασης των διαφόρων εξαρτημάτων και μηχανημάτων (π.χ. το άνοιγμα ή το κλείσιμο μιας βάνας ή το ξεκίνημα ή το σταμάτημα μίας αντλίας) και στην καταγραφή όλων των ηλεκτρομηχανικών μεγεθών. Ο εκτυπωτής εκτυπώνει την ημερομηνία και ώρα κάποιων γεγονότων που κρίνουμε σκόπιμο ότι θα έπρεπε να ενημερωθούμε. Συνήθως αυτά είναι προειδοποιήσεις και σφάλματα από τα διάφορα τμήματα της μηχανής.

5.2.1 Λειτουργίες κύριου υπολογιστή για τον έλεγχο του πολυκινητηρίου συστήματος

Στον κύριο υπολογιστή είναι εγκατεστημένο το πρόγραμμα του εποπτικού ελέγχου με αυστηρά καθορισμένο τρόπο. Το πρόγραμμα πρέπει να είναι γραμμένο έτσι ούτως ώστε να εξασφαλίζεται με αυστηρά καθορισμένο τρόπο ο σωστός και ασφαλής τρόπος λειτουργίας της μηχανής σε συνδυασμό με τα συνεργαζόμενα μηχανήματα ή εξαρτήματα και τα μηχανήματα υποστήριξης. Επίσης με το πρόγραμμα αυτό πρέπει να καθορίζονται με ακρίβεια οι αποφάσεις που πρέπει να ληφθούν στην περίπτωση που συμβεί κάτι για να μην υπάρξουν λανθασμένοι χειρισμοί ή ζημιές στη μηχανή.

Καθορίζονται επίσης οι τιμές ρύθμισης των παραμέτρων PI των ελεγκτών ταχύτητας και ρεύματος, οι χρόνοι επιτάχυνσης, επιβράδυνσης και η ταχύτητα αναφοράς των κινητήρων στο πολυκινητήριο σύστημα. Γενικά καθορίζονται στο πρόγραμμα του κύριου υπολογιστή όλες οι παράμετροι για την ρύθμιση άλλων μηχανημάτων ή συσκευών.

5.2.2 Λειτουργίες των τοπικών υπολογιστών για τον έλεγχο των κινητήρων

Οι υπολογιστές αυτοί εξασφαλίζουν γρήγορο και ακριβή έλεγχο των κινητήρων λόγω της ψηφιακής τεχνολογίας. Τυχόν αλλαγές στις παραμέτρους των ελεγκτών PI, ή ρυθμίσεις γίνονται εύκολα, αλλάζοντας τις τιμές τους στο πρόγραμμα, χωρίς να αλλάξει κάποια καλωδίωση ή να ρυθμιστεί ή να αλλάξει κάποιο εξάρτημα.

Στο προτεινόμενο σύστημα κάθε κινητήρας ελέγχεται τοπικά από ένα υπολογιστή (σχήμα 5.1 και 5.3). Ο υπολογιστής αυτός επικοινωνεί μέσω δικτύου μ' ένα κεντρικό υπολογιστή για να παίρνει και ταυτόχρονα να στέλλει τις αναγκαίες πληροφορίες που αφορούν το συγκεκριμένο κινητήρα. Διαβάζει (από τον κύριο υπολογιστή) τις παραμέτρους των ελεγκτών, τον χρόνο επιτάχυνσης, τον χρόνο επιβράδυνσης, την επιθυμητή ταχύτητα και την λέξη για το ξεκίνημα ή όχι του κινητήρα. Ελέγχει την κατάσταση του δικτύου τροφοδοσίας, την κατάσταση μετατροπέα και την κατάσταση του κινητήρα. Ακολουθώντας στέλλει τις πληροφορίες αυτές στον κύριο υπολογιστή. Επίσης ελέγχει αν του επιτρέπεται το ξεκίνημα από τον κύριο υπολογιστή. Εάν επιτρέπεται το ξεκίνημα από τον κύριο υπολογιστή και δεν υπάρχει κάποιο πρόβλημα στο δίκτυο, στο μετατροπέα και στον κινητήρα τότε εκτελείται ο αλγόριθμος ελέγχου με τους ρυθμιστές PI και αρχίζει η παλμοδότηση των θυρίστορ για να ξεκινήσει ο κινητήρας. Αφού ξεκινήσει ελέγχεται η ταχύτητα που έχει ο κινητήρας με αυτή που παίρνει σαν ταχύτητα αναφοράς από τον κύριο υπολογιστή και γίνονται οι απαιτούμενες διορθώσεις στην περίπτωση που οι δύο ταχύτητες δεν είναι ίσες. Επίσης αφού διαβασθούν η ταχύτητα, το ρεύμα τυμπάνου, η τάση τυμπάνου, το ρεύμα διέγερσης και η τάση διέγερσης οι τιμές αυτές στέλλονται στον κύριο υπολογιστή για καταγραφή. Διαβάζονται ξανά οι τιμές από τον κύριο υπολογιστή και εκτελείται ο ίδιος αλγόριθμος κ.ο.κ..

5.2.3 Λειτουργίες του τοπικού υπολογιστή ανάλυσης και καταγραφής μηχανικών ταλαντώσεων

Ο υπολογιστής αυτός διαβάζει, αναλύει και καταγράφει τα σήματα των ταλαντώσεων των κινητήρων και των κινούμενων μηχανών. Γνωρίζουμε από πριν το σωστό φάσμα των συχνοτήτων (εύρος και συχνότητα) στα διάφορα σημεία της μηχανής. Εάν το φάσμα των συχνοτήτων αλλάξει σε κάποιο σημείο τότε εκτιμάται ότι κάτι δεν πάει καλά για το μηχανήμα από το οποίο έγινε η λήψη του σήματος. Καθορίζονται κάποια όρια πάνω από τα οποία ο υπολογιστής θα δώσει προειδοποίηση ή κάποιο σφάλμα. Εάν ο ρυθμός μεταβολής

του φάσματος είναι γρήγορος τότε δίνεται σφάλμα ότι υπάρχει μηχανικό πρόβλημα. Με αυτόν τον τρόπο γίνεται αντιληπτή η απαρχή ενός προβλήματος πριν αυτό εκδηλωθεί. Διαφορετικά θα γινόταν αντιληπτό αφού είχε προκύψει ζημία με όλες τις συνέπειες που την ακολουθούν. Ουσιαστικά γίνεται μια επόπτευση της κατάστασης του μηχανικού συστήματος της μηχανής όσο αφορά τις ταλαντώσεις. Ο τοπικός υπολογιστής ενημερώνει τον κύριο κινητήρα για τυχόν σφάλματα και ο κύριος κινητήρας αποφασίζει για ποιές ενέργειες θα πρέπει να γίνουν.

5.2.4 Λειτουργίες του τοπικού υπολογιστή συλλογής ηλεκτρομηχανικών μεγεθών και ψηφιακών εισόδων - εξόδων

Ο υπολογιστής αυτός διαβάζει και καταγράφει από κάθε κινητήρα την ταχύτητα κινητήρα, διάφορα μεγέθη, όπως το ρεύμα τυμπάνου, την τάση τυμπάνου, το ρεύμα διέγερσης, τη τάση διέγερσης, τη θερμοκρασία κινητήρα, την θερμοκρασία των θυρίστωρ, την θερμοκρασία των ρουλεμάν (πλευράς κίνησης και πίσω), την θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος, την θερμοκρασία αέρα ψύξης στην είσοδο, την θερμοκρασία αέρα ψύξης στην έξοδο, την πίεση στο σύστημα λίπανσης της μηχανής, κ.λ.π.. Όλες αυτές οι πληροφορίες στέλλονται στον κύριο υπολογιστή.

Διαβάζει δε από τον κύριο υπολογιστή όλες τις πληροφορίες τις οποίες θα βγάλει μέσω των καταλλήλων καρτών προς το περιβάλλον για τεθούν σε λειτουργία τα αναγκαία για την παραγωγή μηχανήματα. Επίσης δέχεται ψηφιακά σήματα τα οποία δηλώνουν την κατάσταση που βρίσκεται κάποιο μηχάνημα ή συσκευή. Τα σήματα αυτά τα μεταφέρει στον κύριο υπολογιστή.

5.2.5 Διαγράμματα ροής των υπολογιστών του συστήματος

Στις σελίδες που ακολουθούν δίνονται τα διαγράμματα ροής των υπολογιστών του συστήματος αυτού. Στο πρώτο φαίνεται το διάγραμμα ροής του κύριου υπολογιστή για τον έλεγχο και εποπτεία ολόκληρης της χαρτοποιοτικής μηχανής. Στο δεύτερο φαίνεται το διάγραμμα ροής των τοπικών υπολογιστών για τον έλεγχο των κινητήρων συνεχούς ρεύματος. Ακολουθεί το διάγραμμα ροής του υπολογιστή ανάλυσης και καταγραφής μηχανικών ταλαντώσεων και τελευταίο διάγραμμα είναι το διάγραμμα ροής του υπολογιστή συλλογής ηλεκτρομηχανικών μεγεθών και ψηφιακών εισόδων – εξόδων.

Σχήμα 5.1 Προτεινόμενη διάταξη εποπτικού και κατακεντρωμένου ψηφιακού ελέγχου.

Σχήμα 5.2 Αναλογικό σύστημα ελέγχου (σύνηθες)

Σχήμα 5.3 Ψηφιακό σύστημα ελέγχου (βελτιωμένο)

Διάγραμμα ροής του κύριου υπολογιστή για τον έλεγχο και εποπτεία ολόκληρης της χαρτο-
ποιητικής μηχανής

Διάγραμμα ροής του τοπικού υπολογιστή για τον έλεγχο των επί μέρους κινητήρων συνεχούς ρεύματος

Διάγραμμα ροής του υπολογιστή ανάλυσης και καταγραφής μηχανικών ταλαντώσεων

Διάγραμμα ροής του υπολογιστή καταγραφής ηλεκτρομηχανικών μεγεθών και ψηφιακών
εισόδων - εξόδων

6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στη διατριβή αυτή προτείνονται λύσεις για την αντιμετώπιση προβλημάτων ενός πολυκινητήριου συστήματος χαρτοποιητικής μηχανής με σχεδιασμό βασισμένο σε διαφορετική φιλοσοφία και με τη χρήση μίας βελτιωμένης μεθόδου ελέγχου.

Κατ' αρχάς προτείνεται μία λογική ελέγχου με την οποία εξασφαλίζεται η ίση συνεισφορά των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου στο συνολικό φορτίο, στην περίπτωση που οι δύο κινητήρες είναι ίδιοι. Στην περίπτωση που οι δύο κινητήρες δεν είναι ίδιοι, η αναλογία των ροπών που συνεισφέρουν στο συνολικό φορτίο εξασφαλίζεται να είναι ίση με την αναλογία των ονομαστικών τους ροπών. Αυτό συμβαίνει τόσο κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης όσο και κατά τη μόνιμη κατάσταση. Η πραγματική ταχύτητα ακολουθεί πιστά την ταχύτητα αναφοράς με μεγάλη ακρίβεια. Επίσης επιτυγχάνεται μια βέλτιστη απόκριση της ταχύτητας κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης και της μόνιμης κατάστασης. Τα αποτελέσματα εξομοίωσης έδειξαν ότι η προτεινόμενη λογική ελέγχου εξασφαλίζει στο πολυκινητήριο σύστημα απόκριση μεγάλης ακρίβειας. Κάθε μηχανή συμβάλλει στο συνολικό φορτίο σύμφωνα με την ονομαστική της ροπή, τούτο δε επιτυγχάνεται με μεγάλη ακρίβεια.

Στην περίπτωση του ιδίου κινητηρίου συστήματος αλλά με ελαστικούς άξονες τα αποτελέσματα εξομοίωσης έδειξαν ότι, η προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου που χρησιμοποιήθηκε προηγουμένως επιτυγχάνει πάλι ακριβή απόκριση της ταχύτητας και κατανομή του φορτίου σύμφωνα με την ονομαστική ροπή των κινητήρων.

Ένας ελαστικός άξονας περιορίζει σημαντικά την κυμάτωση της ηλεκτρομαγνητικής ροπής και η κυμάτωση πλέον της ροπής του άξονα αυτού είναι κατά πολύ μικρότερη από την αντίστοιχη της ηλεκτρομαγνητικής. Έτσι η κινούμενη μηχανή (το φορτίο) υπόκειται σε μικρότερη καταπόνηση. Εάν ο άξονας είναι δύσκαμπτος (άκαμπτος) τότε η ροπή που εφαρμόζεται στο φορτίο είναι ίδια με την ηλεκτρομαγνητική ροπή της μηχανής συνεχούς ρεύματος. Κατά συνέπεια η κυμάτωση της ροπής που επιβάλλεται στο φορτίο είναι ίδια με την κυμάτωση της ηλεκτρομαγνητικής ροπής και πρέπει να εξεταστεί κατά πόσο οι διακυμάνσεις στις διατμητικές τάσεις που αναπτύσσονται θα οδηγήσουν σε μη επιθυμητά αποτελέσματα.

Η ίδια λογική ελέγχου εφαρμόζεται και στην περίπτωση του κινητηρίου συστήματος των πρεσών. Οι δύο κινητήρες είναι συζευγμένοι μηχανικά μέσω της τσόχας που “αγκαλιάζει” σφικτά τις δύο πρέσες.

Επίσης προτείνεται μία μέθοδος ελέγχου του κινητηρίου συστήματος της χαρτοποιητικής μηχανής (τυμπάνου και πρεσών μαζί), με την οποία αποφεύγεται η υπερφόρτιση του ενός

τμήματος και η πλήρης διακοπή της λειτουργίας. Η απόκριση του κινητηρίου συστήματος μπορεί να αξιολογηθεί ως πολύ ακριβής σύμφωνα με τα αποτελέσματα της εξομοίωσης ενός πραγματικού βιομηχανικού συστήματος κίνησης. Είναι σημαντικό να επισημανθεί ότι, η κατανομή του φορτίου στους τέσσερις κινητήρες συνεχούς ρεύματος επιτυγχάνεται ακριβώς σύμφωνα με τη επιλογή από τον χρήστη.

Όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα της εξομοίωσης ενός πραγματικού πολυκινητηρίου συστήματος, η απόκρισή του είναι πολύ ακριβής και αρκετά γρήγορη χωρίς ταλαντώσεις αν και υπάρχουν μεγάλες ροπές αδράνειας. Αυτό οφείλεται στην ακριβή ρύθμιση των παραμέτρων των ελεγκτών PI, η οποία επιτυγχάνεται με κατάλληλες δοκιμές. Μέσω της προτεινόμενης λογικής ελέγχου καθορίζονται τα φορτία μεταξύ των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου και των κινητήρων των πρεσών, και τα φορτία (% της ονομαστικής ροπής των κινητήρων) μεταξύ των δύο τμημάτων.

Σε αντίθεση με τη συμβατική μέθοδο κατανομής του φορτίου η προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου εξασφαλίζει κατανομή του φορτίου με μεγάλη αξιρία.

Η ορθολογική κατανομή του φορτίου τόσο μεταξύ των κινητήρων του ιδίου τμήματος, όσο και μεταξύ των δυο τμημάτων είναι απόλυτα εφικτή. Με την προτεινόμενη μέθοδο ελέγχου αντιμετωπίζεται πλήρως το πρόβλημα της υπερφόρτισης του ενός τμήματος του κινητηρίου συστήματος που εμφανίζεται όταν χρησιμοποιείται η συμβατική μέθοδος ελέγχου, και κατανέμεται το ολικό μηχανικό φορτίο σε όλους τους κινητήρες σύμφωνα με την ονομαστική ισχύ τους.

Τα αποτελέσματα των εξομοιώσεων δείχνουν ότι η ελαστικότητα των αξόνων μειώνει σημαντικά την κυμάτωση των ροπής των αξόνων. Κατά συνέπεια οι οδηγούμενες μηχανές παραγωγής έργου δεν επηρεάζονται ιδιαίτερα από την κυμάτωση της ηλεκτρομαγνητικής ροπής και η λειτουργία αυτών είναι ομαλή, δεδομένου ότι η ταχύτητα και η ροπή της εκάστοτε οδηγούμενης μηχανής παραγωγής έργου έχουν μικρότερες διακυμάνσεις. Έτσι η εκτιμώμενη διάρκεια ζωής των οδηγούμενων μηχανών παραγωγής έργου γίνεται μεγαλύτερη.

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης και της εξομοίωσης των τμημάτων μιας χαρτοποιητικής μηχανής (βιομηχανικό σύστημα κίνησης) δείχνουν ότι μπορεί να προκύψουν φαινόμενα συντονισμού μηχανικών στρεπτικών ταλαντώσεων. Αυτό πρέπει να εξεταστεί κατά τον σχεδιασμό και την κατασκευή των κύριων τμημάτων ενός κινητηρίου συστήματος. Επισημαίνεται ότι γενικά οι άξονες είναι τα ελαστικότερα στοιχεία σε ένα σύστημα κίνησης. Στην περίπτωση μίας χαρτοποιητικής μηχανής προκύπτουν μηχανικά συντονιζόμενα συστήματα δύο, τριών και πέντε μαζών. Λόγω της μεγάλης αδράνειας των μηχανικών

φορτίων (στεγνωτικό τύμπανο, πρέσες, μορφοποιητής) ένα μοντέλο δύο μαζών είναι συνήθως αρκετά ακριβές για να καθορίσει τη δυναμική συμπεριφορά των τμημάτων της χαρτοποιητικής μηχανής. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί στην επιλογή των αξόνων του τυμπάνου. Η ανάλυση και εξομοίωση έδειξε ότι, προκειμένου να αποφευχθούν φαινόμενα συντονισμού στρεπτικών ταλαντώσεων, συμπαγείς και κοντοί άξονες ή φλαντζωτές διατάξεις πρέπει να αποφεύγονται. Οι κοίλοι άξονες (με χαμηλότερη ακαμψία) πρέπει να προτιμώνται, επειδή δίνουν μηχανικά συντονιζόμενα συστήματα των οποίων συχνότητες συντονισμού είναι μακριά από τη συχνότητα των ηλεκτρονικών μετατροπών ισχύος (300 Hz) οι οποίοι χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο των ηλεκτρικών κινητήρων συνεχούς ρεύματος.

Οι προτεινόμενες λύσεις αφορούν νέο σχεδιασμό για τη δόμηση ενός υφιστάμενου πολυκινητηρίου συστήματος, την εποπτεία, τη συλλογή και την καταγραφή όλων εκείνων των ηλεκτρομηχανικών μεγεθών του πολυκινητηρίου συστήματος και ολόκληρης της χαρτοποιητικής μηχανής που σκοπό έχουν να το κάνουν πιο αξιόπιστο και πιο λειτουργικό. Η συλλογή και η καταγραφή των ηλεκτρομηχανικών μεγεθών βοηθά τα μέγιστα στην εύρεση ή και πρόβλεψη σοβαρών σφαλμάτων που είναι δυνατόν να προκύψουν. Με τον τρόπο αυτό παρέχουν όλες τις αναγκαίες πληροφορίες που χρειάζονται οι χειριστές και οι μηχανικοί του συστήματος, για να έχουν μια πλήρη εικόνα της λειτουργίας της χαρτοποιητικής μηχανής και του πολυκινητηρίου συστήματος και για να επιτευχθεί μέγιστη παραγωγή.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Άγγελος Γραμμενίδης, Χαρτοποιία, Πάτρα, 1984
- [2] Pulp Technology and Treatment for paper, James d'A. Clark, 1985, Miller Freeman Publication, Inc.
- [3] <http://www.woodconsumption.org>
- [4] <http://www.fern.org/pages/about/consump.html>
- [5] <http://www.toiletpaperworld.com/tpw/encyclopedia/navigation/worldwide.htm>
- [6] <http://earthtrends.wri.org>
- [7] C. Michael and A. Safacas: “ Design of a multi DC drive system based on hierarchical Control ”, ELECTROMOTION, Vol. 4, No 1-2, 1997, pp. 50-54.
- [8] C. Michael and A. Safacas: “Analysis of a drive system consisting of two DC motors driving the Yankee drying cylinder of a tissue paper machine”, Industrial Electronics, 2003. ISIE '03 2003, IEEE International Symposium on, 9-11, Rio de Janeiro, Brasil, June 2003, vol. 2, pp. 1026 – 1031.
- [9] C. Michael and A. Safacas: “Behavior of a drive system consisting of two D.C. motors with elastic shafts driving the Yankee drying cylinder of a tissue paper machine”, The 4th International Power Electronics and Motion Control Conference, IPEMC 2004, Volume: 3, pp 1460 – 1465, August 14-16, 2004, Xi'an, China.
- [10] C. Michael and A. Safacas: “A Control Method for a Precise Load Distribution of a Multi-motor D.C. Drive System with Elastic Shafts Driving a Tissue Paper Machine ”, ELECTROMOTION, Vol. 10, No 3, July –September 2003, pp. 336 – 341.
- [11] Κ. Μιχαήλ, Α. Σαφάκας “Έλεγχος Κατανομής Φορτίου σε Πολυκινητήριο Σύστημα Χαρτοποιητικής Μηχανής – Ανάλυση Στατικής και Δυναμικής Συμπεριφοράς”, Τεχνικά Χρονικά, ΕΠΙΣΤΗΜΟΝΙΚΗ ΕΚΔΟΣΗ ΤΕΕ, ΙΙΙ, Ιαν. –Δεκ. 2004, τόμος 24, τεύχος 1-2, σελ. 73-87.
- [12] C. Michael and A. Safacas: “Resonance Effects in the Electromechanical System of a Tissue Paper Machine”, The Eighth International Conference on Electrical Machines and Systems 2005 (ICEMS'2005), September 27~29, 2005, Nanjing, P. R. China.
- [13] C. Michael, A. Safacas, Member IEEE, “ Dynamic and Vibration Analysis of a Multi-motor D.C. Drive System with Elastic Shafts Driving a Tissue Paper Machine”, Εγκρίθηκε για δημοσίευση στο IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS.

- [14] M. Valenzuela and R. Lorenz, “Start up and commissioning Procedures for Electronically Line-Shafted Paper Machine Drives,” *IEEE Trans. Ind. Applications*, vol. 38, No. 4, July/August 2002, pp. 966-973.
- [15] M. Valenzuela and R. Lorenz, “Electronic Line-Shafting Control for Paper Machines Drives,” *IEEE Trans. Ind. Applications*, vol. 37, No. 1, January/February 2001, pp. 158-164.
- [16] M. Valenzuela, J. Bentley and R. Lorenz, “Evaluation of Torsional Oscillations in Paper Machine Sections,” *Pulp and Paper Industry Technical Conference*, 2004. Conference Record of the 2004 Annual, 27 June – 1 July 2004.
- [17] J. M. Bentley, “Electromechanical Drive Train Design and Application. Part I”, 1999 TAPPI Paper Machines Drives Short Course.
- [18] J. M. Bentley, “Electromechanical Drive Train Design and Application. Part II”, 1999 TAPPI Paper Machines Drives Short Course.
- [19] Marius J. Nieniewski and Richard S. Marleau: “Mathematical Modeling of a Digital Current Loop for Electrical Drives”, *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, VOL. IE-34, NO. 1, FEBRUARY 1987, pp 107-114.
- [20] Jink-Ping Jiang: “ Optimal Feedback Control of direct-Current Motors”, *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, VOL. 37, NO. 4, AUGUST 1990, pp 269-274.
- [21] Jun-Kenu Ji: “DSP-Based Self-Tuning IP Speed Controller with Load Torque Compensation for rolling Mill DC drive”, *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, VOL. 42, NO. 4, AUGUST 1995, pp 382-386.
- [22] Miomir K. Vukobratovic, Veljko Potkonjak: “ Dynamics of contact tasks in robotics. Part I: general model of robot interacting with environment ”, *Mechanism and machine theory* Vol 34, 1999, pp 923 – 942.
- [23] J. P. Sadler, R. W. Mayne and K. C. Fan:, “ Generalized Study of Crank – rocker Mechanisms Driven by a DC motor ”, *Mechanism and machine theory* Vol 15, 1980, pp 435 - 445.
- [24] Jian Tao and J. P. Sadler: “ Constant speed of a driven mechanism system ”, *Mechanism and machine theory* Vol 30, 1995, pp 737 – 748.
- [25] M. N. Ambardekar and K. N. Gupta: “ Stochastic optimal control of vibrations of a high-speed cam driven mechanism ”, *Mechanism and machine theory* Vol 25, 1990, pp 59-68.
- [26] LEONARD MEIROVITCH, *Elements of Vibration Analysis*, McGraw-Hill, 1986.

- [27] T. Ohmae, T. Matsuda, M. Kanno, K. Saioto and T. Sukegawa, “A microprocessor-based motor speed regulator using fast-response state observer for reduction of torsional vibrations,” *IEEE Trans. Ind. Applications*, vol IA-23, pp 863-871, Sept. /Oct. 1987.
- [28] S. Ozaki et al., “A microprocessor-based D.C. motor drive with a state observer for impact drop suppression,” in *Conf. Rec. IEEE-IAS Annu. Meeting*, Oct. 1983, pp 771-775.
- [29] R. Dhauadi et al., “Analysis and compensation of speed drive systems with Torsional loads”, *IEEE-Trans. On Ind. Applications*, vol 30, No 3, May / June 1994, pp 760-766.
- [30] G. Brandenburg and W. Walfermann, “State observers for multi motor drives in processing machines with continues moving webs.” in *EPE Conf.* Oct. 1985, pp 3.303-3.208.
- [31] S. Hashimoto, K. Hara, H. Funato and K. Kamiyama, “ A-R Based Identification and Control Approach in Vibration Suppression”, *IEEE Trans. Ind. Applications*, vol. 37, NO. 3, May - June 2001, pp 806-811.
- [32] Jun-Kenu Ji: “DSP-Based Self-Tuning IP Speed Controller with Load Torque Compensation for rolling Mill D.C. drive”, *IEEE-Trans. On Ind. Electronics*, VOL. 42, NO. 4, AUGUST 1995, pp 382-386.
- [33] R. Dhauadi et al., ‘Robust speed control of rolling mill drive system using the loop transfer recovery design methodology’, in *Proc. IEEE IECON’ 91*, 1991 pp 555-560.
- [34] R. Dhauadi et al., ‘Two degree of freedom robust speed controller for high performance rolling mill drives’, in *Confe. Rec. IEEE-IAS Annu. Meeting*, 1992, pp 400-407.
- [35] K. Sugiura and Y.Hori, “Vibration suppression in 2- and 3 mass system based on the feedback of imperfect derivative of the estimated torsional torque” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 43, pp. 56-64, Feb. 1996.
- [36] J. K. Ji. And S. K. Sul.”Kalman filter and LQ based speed controller for torsional vibration suppression in a two mass motor drive system,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 42, pp 564-571, Dec. 1991.
- [37] G. Zhang and J. Foreshow, “Speed control of Two-Inertia System by PI/PID Control”, *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 47, No. 3, pp 603-609, June 2000.
- [38] S. Vukosavic, and M. R. Stojic, “Suppression of torsional Oscillations in a High-Performance Speed Servo Drive,” *IEEE Trans. Industrial Electronics*, vol. 45, No. 1, pp 108-117, Feb. 1998.
- [39] Dear, J.; Peril, N, “Analysis of speed control system for electrical drives with elastic transmission,” 1999. ISIE '99. *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Volume: 2, 12-16 July 1999, vol.2, pp 624 – 630.

- [40] Ellis, G.; Lorenz, R.D, “Resonant load control methods for industrial servo drives,” *Industry Applications Conference*, 2000. Conference Record of the 2000 IEEE, Vol.: 3, 8-12 Oct. 2000, vol.3, pp 1438 – 1445.
- [41] Ellis, G.; Zhiqiang Gao, “Cures for low-frequency mechanical resonance in industrial servo systems”, *Industry Applications Conference*, 2001. Thirty-Sixth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2001 IEEE, Volume 1, 30 Sept.-4 Oct. 2001, vol.1, pp. 252 – 258.
- [42] Y. Hori, H. Sawada and Y. Chun, “Slow Resonance Ratio Control for Vibration Suppression and Disturbance Rejection in Torsional system”, *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 46, NO. 1, pp 162-168, Feb. 1999.
- [43] ANDREW DIMAROGONAS, *Vibration for Engineers*, Second Edition, Washington University, PRENTICE HALL, 1996.
- [44] ΑΝΔΡΕΑΣ ΔΗΜΑΡΟΓΚΩΝΑΣ, *Ταλαντώσεις Μηχανών και Κατασκευών*, Τόμος 1, Εκδόσεις Πανεπιστημίου Πατρών, Πάτρα, 1977.
- [45] ΑΝΔΡΕΑΣ ΔΗΜΑΡΟΓΚΩΝΑΣ, *Ταλαντώσεις Μηχανών και Κατασκευών*, Τόμος 2, Εκδόσεις Πανεπιστημίου Πατρών, Πάτρα, 1977.
- [46] G. ANDREESCU, R. RABINOVICI, “Torque-speed Adaptive Observer and Inertia Identification without Current Transducers for Control of Electric Drives”, *Proceedings of the Romanian Academy Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science*, Romanian Academy, Publishing House of the Romanian Academy, ISSN 1454-8267(e), 1454-9069(p), vol.5, no.1, pp.89-95, Jan./April 2004.
- [47] G. Zhang, j. Furusho, “Speed Control Kalman filter and LQ based speed controller for torsional vibration suppression in a two mass motor drive system,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 42, pp 564-571, Dec. 1991.
- [48] A. Damiano, L. Gianluca, M. Gatto, A. Pisano, “Second-Order Sliding-Mode Control of DC Drives,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 51, No. 2, pp 364-373, April 2004.
- [49] K. Patil, J. Senthil, J. Jiang, R. Mathur, “Application of Statcom for damping torsional oscillations in series compensated systems,” *IEEE Trans. on Energy Conversion*, vol. 13, No. 3, pp 237-243, September 1998.
- [50] A. Tabesh, R. Iravani, “Frequency Response Analysis of Torsional Dynamics,” *IEEE Trans. on Power Systems*, vol. 19, No. 3, pp 1430-1437, August 2004.
- [51] J. Milanovic “ The influence of shaft spring constant uncertainty on torsional modes of turbogenerator,” *IEEE Trans. on Energy Conversion*, vol. 13, No. 2, pp 170-175, June 1998.

- [52] K. Itoh, M. Iwasaki, N. Matsui, “Optimal Design of Robust Vibration Suppression Controller Using Genetic Algorithms,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 51, No. 5, pp 947-953, October 2004.
- [53] B. Lazan, Damping of Materials and members in structural mechanics, Minesota, Pergamon Press, 1968.
- [54] K. Peter, I. Scholing, B. Orlik, “Robust Output-Feedback H_{∞} Control with a Nonlinear Observer for a Two-Mass System,” *IEEE Trans. Industry Applications*, vol. 39, No. 3, pp 637-644, May/June 2003.
- [55] P. Gandhi, F. Ghorbel, “Closed-Loop Compensation of Kinematic Error in Harmonic Drives for Precision Control Applications,” *IEEE Trans. On Control Systems Technology*, vol. 10, No. 6, pp 759-768, November 2002.
- [56] A. Smaili, M. Koppararu, M. Sannah, “ Elastodynamic response of a DC motor driven flexible drive train components during start-up”, *Mechanism and machine theory*, Vol 31, pp 652-672, 1996.
- [57] X. Chen, T. Fukuda, “Robust Sliding-Mode Tip Position Control for Flexible Arms,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 48, No. 6, pp 1048-1056, December 2001.
- [58] T. Orłowska-Kowalska, K. Szabat, “Optimization of Fuzzy-Logic Speed Controller for DC Drive With Elastic Joints,” *IEEE Trans. Industry Applications*, vol. 40, No. 4, pp 1138-1144, July-August 2004.
- [59] J. Ji, S. Sul, “ DSP-Based Self-Tuning IP Speed Controller with Load Torque Compensation for Rolling Mill DC Drive,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 42, No. 4, pp 382-386, August 1995.
- [60] J. Hung, “ Control of Industrial Robots that Have Transmission Elasticity,” *IEEE Trans. Ind. Electronics*, vol. 38, No. 6, pp 421-427, December 1991.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

$\Delta\theta$	: γωνία παραμόρφωσης (συστροφής) του άξονα (rad)
θ_1, θ_2	: θέση άξονα του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου, θέση του φορτίου (αρχή - τέλος του άξονα) (rad)
θ_3, θ_4	: θέση άξονα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου, θέση του φορτίου (αρχή - τέλος του άξονα) (rad)
θ_5, θ_6	: θέση άξονα της απορροφητικής πρέσας (αρχή – τέλος του άξονα) (rad)
θ_7, θ_8	: θέση άξονα της “τυφλής” πρέσας (αρχή – τέλος του άξονα) (rad)
θ_9, θ_{10}	: θέση άξονα του μορφοποιητή (αρχή – τέλος του άξονα) (rad)
θ_{fm}	: θέση άξονα του κινητήρα του μορφοποιητή (rad)
$\theta_{msp}, \theta_{mbp}$	: θέση άξονα του κινητήρα της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (rad)
θ_{yan}	: θέση άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου (rad)
Φ_1, Φ_2, Φ_3	: μαγνητική ροή των μηχανών συνεχούς ρεύματος (Vs)
Φ_4, Φ_5	: μαγνητική ροή των μηχανών συνεχούς ρεύματος (Vs)
ω_1, ω_2	: γωνιακή ταχύτητα του κύριου κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου, γωνιακή ταχύτητα του φορτίου (αρχή – τέλος του άξονα) (rad/sec)
ω_3, ω_4	: γωνιακή ταχύτητα του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου, γωνιακή ταχύτητα του φορτίου (αρχή – τέλος του άξονα) (rad/sec)
ω_5, ω_6	: γωνιακή ταχύτητα του άξονα της απορροφητικής πρέσας (αρχή – τέλος του άξονα) (rad/sec)
ω_7, ω_8	: γωνιακή ταχύτητα του άξονα της “τυφλής” πρέσας (αρχή – τέλος του άξονα) (rad/sec)
$\omega_{msp}, \omega_{mbp}$	: γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (rad/sec)
ω_{n1}	: ιδιοσυχνότητα του κινητηρίου συστήματος του στεγνωτικού τυμπάνου (rad/sec)
ω_{n2}	: ιδιοσυχνότητα του κινητηρίου συστήματος της απορροφητικής πρέσας (rad/sec)
ω_{n3}	: ιδιοσυχνότητα του κινητηρίου συστήματος της “τυφλής” πρέσας (rad/sec)
ω_{yan}	: γωνιακή ταχύτητα του στεγνωτικού τυμπάνου (rad/sec)
ω_{fm}	: γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα του μορφοποιητή (rad/sec)

C_{12}, C_{34}	: απόσβεση των αξόνων του κύριου και του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (Nmsec)
C_{56}, C_{78}	: απόσβεση των αξόνων της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (Nmsec)
C_{910}	: απόσβεση του άξονα του μορφοποιητή (Nmsec)
d_o	: εξωτερική διάμετρος άξονα (m)
d_i	: εσωτερική διάμετρος άξονα (m)
D	: D_1/D_2
D_1, D_2, D_{yan}	: διάμετρος απορροφητικής, “τυφλής” πρέσας και στεγνωτικού τυμπάνου (m)
f_r	: συχνότητα συντονισμού (Hz)
f_{ar}	: συχνότητα αντι-συντονισμού (anti resonance) (Hz)
f_{r1}	: συχνότητα συντονισμού κινητηρίου συστήματος της απορροφητικής πρέσας (Hz)
f_{r2}	: συχνότητα συντονισμού κινητηρίου συστήματος της “τυφλής” πρέσας (Hz)
G	: μέτρο διάτμησης του υλικού των αξόνων (Pa)
i_{a1}, i_{a2}	: ρεύμα δρομέα κύριου, βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (A)
i_{a3}, i_{a4}	: ρεύμα δρομέα των κινητήρων της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (A)
$i_{a5},$	: ρεύμα δρομέα του κινητήρα του μορφοποιητή (A)
i_f	: ρεύμα διέγερσης (A)
i_1, i_2, i_3	: σχέση μετάδοσης των μειωτήρων του στεγνωτικού τυμπάνου, της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας
i_4	: σχέση μετάδοσης του μειωτήρα του μορφοποιητή
J_1, J_2, J_3	: ροπή αδράνειας του κύριου, του βοηθητικού κινητήρα, ροπή αδράνειας του στεγνωτικού τυμπάνου ανηγμένη στους άξονες των κινητήρων (kgf m^2)
J_4, J_5	: ροπή αδράνειας των κινητήρων της απορροφητικής πρέσας, “τυφλής” πρέσας (kgf m^2)
J_7	: ροπή αδράνειας του κινητήρα του μορφοποιητή (kgf m^2)
J_L	: $J_L = J_{pr}$
J_P	: πολική ροπή αδράνειας (m^4)
J_{pr}	: ροπή αδράνειας των δύο πρεσών, με αναφορά στον άξονα της απορροφητικής πρέσας (kgf m^2)
J_{prs}	: ροπή αδράνειας των κινητήρων της απορροφητικής πρέσας, της “τυφλής” πρέσας και των δύο πρεσών με αναφορά στον άξονα της απορροφητικής

	πρέσας (kgf m^2)
J_{yan}	: ροπή αδράνειας του στεγνωτικού τυμπάνου (kgf m^2)
J_{sys}	: ροπή αδράνειας του στεγνωτικού τυμπάνου και των πρεσών με αναφορά στον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου (kgf m^2)
J_{fr}	: ροπή αδράνειας του μορφοποιητή (kgf m^2)
K	: ακαμψία (Nm/rad)
K_1, K_2, K_3	: σταθερές των μηχανών συνεχούς ρεύματος
K_4, K_5	: σταθερές των μηχανών συνεχούς ρεύματος
K_{12}, K_{34}	: ακαμψία των αξόνων του κύριου και του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (Nm/rad)
K_{56}, K_{78}	: ακαμψία των αξόνων της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (Nm/rad)
K_{910}	: ακαμψία του άξονα του μορφοποιητή (Nm/rad)
L	: μήκος του άξονα (m)
L_{tr}	: αυτεπαγωγή σκέδασης του μετασχηματιστή ισχύος (H)
L_{a1}, L_{a2}	: αυτεπαγωγή δρομέα του κύριου, του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (H)
L_{a3}, L_{a4}	: αυτεπαγωγή δρομέα του κινητήρα της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (H)
L_{a5}	: αυτεπαγωγή δρομέα του κινητήρα του μορφοποιητή (H)
M	: ροπή (Nm)
n_1, n_2, n_3, n_4	: $n_1=1/i_1, n_2=1/i_2, n_3=1/i_3, n_4=1/i_4$
R_{a1}, R_{a2}	: ωμική αντίσταση του δρομέα του κύριου, του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (Ω)
R_{a3}, R_{a4}	: ωμική αντίσταση του δρομέα των κινητήρων της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (Ω)
R_{a5}	: ωμική αντίσταση του δρομέα του μορφοποιητή (Ω)
R_{tr}	: ωμική αντίσταση μιας φάσεως του μετασχηματιστή ισχύος (Ω)
T_e	: ηλεκτρομαγνητική ροπή (Nm)
T_{e1}, T_{e2}, T_L	: ηλεκτρομαγνητική ροπή του κύριου, του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου, ροπή φορτίου του στεγνωτικού τυμπάνου ανηγμένη στους άξονες των κινητήρων (Nm)
$T_{e3}, T_{e4}, T_{\text{pr}}$	: ηλεκτρομαγνητική ροπή του κινητήρα της απορροφητικής πρέσας, της “τυφλής” πρέσας και ροπή φορτίου των πρεσών (Nm)
T_{e5}	: ηλεκτρομαγνητική ροπή του κινητήρα του μορφοποιητή (Nm)

T_{etot}	: συνολική ηλεκτρομαγνητική ροπή των κινητήρων με αναφορά στον άξονα του στεγνωτικού τυμπάνου (Nm)
T_{l1}, T_{l2}	: ροπή φορτίου στους άξονες του κύριου και του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (Nm)
T_{l3}, T_{l4}	: ροπή φορτίου στους άξονες των κινητήρων της απορροφητικής και της “τυφλής” πρέσας (Nm)
T_{lfr}	: ροπή φορτίου μορφοποιητή (Nm)
$T_{l\text{sys}}$	: ροπή του συνολικού φορτίου (πρεσών και στεγνωτικού τυμπάνου) (Nm)
T_{lyan}	: ροπή φορτίου στεγνωτικού τυμπάνου (Nm)
T_{sh}	: ροπή αξόνων των κινητήρων του στεγνωτικού τυμπάνου (Nm)
T_{sh1}	: ροπή άξονα της απορροφητικής πρέσας (Nm)
T_{sh2}	: ροπή άξονα της “τυφλής” πρέσας (Nm)
T_{shfr}	: ροπή άξονα του μορφοποιητή (Nm)
u_1, u_2, u_3	: φασική τάση (V)
u_{a1}, u_{a2}	: τάση δρομέα του κύριου, του βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (V)
u_{a3}, u_{a4}	: τάση δρομέα των κινητήρων της απορροφητικής, της “τυφλής” πρέσας (V)
u_{a5}	: τάση δρομέα του κινητήρα του μορφοποιητή (V)
u_{q1}, u_{q2}	: επαγόμενη τάση του δρομέα του κύριου, βοηθητικού κινητήρα του στεγνωτικού τυμπάνου (V)

SUMMARY

The drive systems of tissue paper machines, according to empirical data, present various electrical and mechanical problems, which can be attributed to the used design methods. The installed power of these systems can exceed 1 MW. Such problems are the partial treatment of the load sharing in sections where two motors drive the same mechanical load, the lack of a suitable control method for the total load sharing in the two main sections of a paper machine when these sections are mechanically engaged and the lack of a supervisory control system of the entire paper machine. Concerning the mechanical part of the drive, problems can arise due to torsional oscillations because of resonance phenomena or shafts torque amplification. This can happen due to the flexible shafts in the drive train.

The present thesis deals with methods that improve the operation of a tissue paper machine using hierarchy of all operations of the machine, the analysis of oscillations in crucial points of the machine, the monitoring and recording of all those parameters which are aiming the feasibility of the correct function of the paper machine and also the timely warning for problems that could arise. Methods are proposed for the solution of the problems of the electro-mechanical system that arise due to the design that has prevailed. A control method is proposed to share the load between the two DC motors of the same section. Especially an investigation, analysis and simulation of a drive system consisting of two DC motors driving the same mechanical load are carried out. The control can be achieved in such a way that the two motors contribute equally to the total load when the DC motors are identical, or contribute partly to the total load and proportionally to their nominal torques, if the two motors are not identical.

In order to face the overloading of one of the two main sections of the paper machine, when they are mechanically engaged, a control method is proposed. Due to this problem the overloaded section stops functioning and the function of the entire paper machine is interrupted. Also in this case an investigation, analysis and simulation of the drive system of the two main sections when they are mechanically engaged are carried out. In this case, four DC motors drive the same load. The target of this investigation is to specify a control logic that will force the two sections to have the same linear speed, when they are not in contact and the motors of the two sections must proportionally contribute to the total load according to their nominal torques, when the two sections are mechanically engaged. For the simulation of the system the SIMULINK software is used.

The influence of the stiffness and damping of real elastic shafts on the behavior of a multi-drive system, driving a tissue paper machine is investigated. Also resonance effects in the electromechanical drive system of a tissue paper machine are investigated.

The inertia of the motors and the driven machines, in conjunction with the shafts stiffness, form mechanical resonators. Because of the harmonic content of the driving torque, resonance phenomena may be triggered which may lead to undesirable results.

In this particular case the investigation is focused on the two main sections of the paper machine, where two three-mass and one five-mass-system result. An analysis of the resonance frequencies of two sections of the machine, during starting and machine production, considering the shaft stiffness (shaft diameter, length and thickness) is carried out. The elastic shafts eliminate the ripple of the motors' electromagnetic torque, which is transferred to the driven machine. The behavior of elastic shafts with different stiffness in the transmission system is studied. Moreover, the steady state and dynamic behavior of the system considering the influence of the elastic shafts and vibration analysis was investigated using simulation. For the investigation of the resonance effects, a mathematical model algorithm was developed using MATLAB / SIMULINK software, considering the inertia of the motors and driven machines, and the basic mechanical characteristics of the transmission shafts, i.e. the diameter, length, thickness, stiffness and damping. Considering the resonance frequencies analysis and simulation results, mechanical design guidelines can be given for the most significant drive train components in order to avoid torsional oscillations resonance phenomena and minimize torsional oscillations of the drive system.