



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΔΙΑΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΑΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ**  
**«ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ»**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ**

**ΤΙΤΛΟΣ**

Ανάλυση και έλεγχος γερανογέφυρας με χρήση PID ελεγκτών



Τσιρώνης Ορέστης  
Επιβλέπων: Δρ. Αργύρης Σολδάτος

ΑΘΗΝΑ 2015

# Περίληψη

Σκοπός αυτής της εργασίας είναι η κατανόηση της διαδικασίας σχεδιασμού συστημάτων ελέγχου των κινήσεων μιας γερανογέφυρας σε 2Δ της θέσης του φορείου, της γωνίας του φορτίου, και του μήκους του σχοινιού αναρτήσεως. Η γερανογέφυρα μοντελοποιήθηκε ως ένα σύστημα με διακριτές παραμέτρους (lumped mass model). Χρησιμοποιώντας το νόμο του Νεύτωνα αναπτύχθηκε το μαθηματικό μοντέλο που περιγράφει το σύστημα το οποίο αποτελείται από ένα σύστημα μη-γραμμικών συζευγμένων διαφορικών εξισώσεων. Χρησιμοποιώντας την μέθοδο Lyapunov οι εξισώσεις γραμμικοποιήθηκαν και εν συνεχεία χρησιμοποιώντας τον μετασχηματισμό Laplace, υπολογίστηκαν οι συναρτήσεις μεταφοράς του συστήματος.

Έχοντας υπολογίσει τις συναρτήσεις μεταφοράς η μέθοδος Coefficient Diagram Method (CDM) χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό των παραμέτρων των ελεγκτών. Θεωρήθηκαν ελεγκτές PID, PD και PI για την θέση του φορείου, την γωνία του φορτίου και το μήκος του σχοινιού αναρτήσεως, αντίστοιχα. Η απόκριση της θέσης του φορείου και της γωνίας του φορτίου είναι φθίνουσες ταλαντώσεις με αργό όμως ρυθμό μείωσης του πλάτους. Ενδεικτικά ύστερα από 100 secs τα πλάτη δεν βρίσκονται σε ζώνη  $\pm 5\%$  των επιθυμητών τιμών. Η απόκριση του μήκους του σχοινιού ανάρτησης ακολουθεί την είσοδο αναφοράς με μηδενική υπερέψωση και πολύ μικρό χρόνο τελικής κατάστασης. Η παραπάνω συμπεριφορά του συστήματος οφείλεται στο ότι το σύστημα είναι ισχυρά μη – γραμμικό με συζευγμένες εξισώσεις ενώ ο σχεδιασμός γίνεται θεωρώντας τις γραμμικοποιημένες ανεξάρτητες εξισώσεις του συστήματος.

Χρησιμοποιώντας τις τιμές και τα αποτελέσματα της ανάλυσης CDM, υλοποιούμε παραμετρικές προσομοιώσεις του συστήματος για διαφορετικές τιμές των κερδών των ελεγκτών και καταγράφουμε την υπερέψωση και τον χρόνο αποκατάστασης για κάθε απόκριση. Οι τελικές τιμές των ελεγκτών οδηγούν σε ένα σύστημα κλειστού βρόγχου με γρήγορη απόκριση, υπερέψωση μικρότερη από 5% για την θέση του φορείου και το μήκος του σχοινιού αναρτήσεως και μέγιστη απόλυτη γωνία φορτίου μικρότερη από 0.10 rad. Το σύστημα είναι εύρωστο σε αλλαγές της μάζας του φορτίου ενώ απορρίπτει γρήγορα και αποδοτικά βηματικές εισόδους διαταραχών.

# Abstract

The aim of this study is to understand the process of creating a drive to control the moves of a crane in 2D; trolley position, rope length and rope – load swing angle. A lumped mass mathematical model was considered. The resulting system of equations is highly non – linear and coupled. In order to design the controllers, first the Lyapunov linearization method is used to linearize the system, and then the Laplace transformation to estimate the transfer functions.

Having estimated the transfer functions the Coefficient Diagram Method (CDM) is utilized for the selection of the controllers' parameters. PID, PD and PI controllers are assumed for trolley position, load swing – angle and rope length, respectively. The CDM resulted in a closed loop system which exhibits oscillatory response of the trolley motion and swing angle. The magnitude of oscillations is reducing in time but with a very small rate; responses are not in the  $\pm 5\%$  of their reference value even after 100 secs. On the other hand, the rope length response seems to follow close its reference motion, with zero overshoot and short settle time. The differences of the system response and the linearized system response predicted are mainly due to the fact that the system is highly non – linear and strong coupled, where CDM uses a linearized de-coupled transfer functions estimates of the system.

In order to fine tune the parameters of the Controllers the system is simulated for different values of their parameters using the initial values and results of the CDM analysis. Fine-tuned controllers resulted in a fast closed loop system with small overshoot (less than 5%) for trolley and rope motion and absolute swing angle less than 0.10 rad.

Simulations showed robustness of the system to variations of the mass load and rejection of a step input disturbance.

*Αφιερώσεις*

*Ευχαριστώ τον καθηγητή μου Αργύρη Σολδάτο για την υπομονή, επιμονή και καθοδήγηση στην μικρή μου διαδρομή στους λαβύρινθους της γνώσης και στην κατανόηση επιστημονικών αντικειμένων με απλουστευμένη και κατανοητή προσέγγιση*

# Περιεχόμενα

Περίληψη.....	2
Abstract.....	3
Περιεχόμενα .....	Error! Bookmark not defined.
Λίστα Εικόνων .....	6
Λίστα συμβόλων .....	8
<b>1 Εισαγωγή.....</b>	<b>11</b>
<b>2 Μελέτη περίπτωσης: Μια γερανογέφυρα super post panamax εγκατεστημένη σε ράγες προβλήτας.....</b>	<b>16</b>
2.1 Γενικά περί γερανών.....	16
2.2 Γερανογέφυρες εμπορευματοκιβωτίων ή εγκατεστημένοι σε ράγα γερανοί αποβάθρας.....	17
2.3 Περιγραφή και κύριες παράμετροι γερανογεφυρών εμπορευματοκιβωτίων ..	20
2.3.1 Μεταλλοκατασκευή .....	21
2.3.2 Κύρια Συστήματα .....	22
2.3.3 Σύστημα βίρα μάλινα .....	23
2.3.4 Σύστημα μπούμας.....	25
2.3.5 Σύστημα φορείου .....	27
2.3.6 Σύστημα πορείας .....	30
<b>3 Δυναμική μοντέλοποίηση γερανογέφυρας .....</b>	<b>32</b>
3.1 Εξισώσεις κίνησης.....	33
3.2 Γραμμικοποίηση .....	36
3.3 Συναρτήσεις μεταφοράς .....	38
3.4 Μέθοδος συντελεστών διαγράμματος (CDM).....	39
<b>4 Σχεδιασμός ελέγχου &amp; αποτελέσματα εξομοίωσης.....</b>	<b>43</b>
<b>4.1 Σχεδιασμός ελέγχου με τη χρήση CDM.....</b>	<b>43</b>
4.1.1 Σύστημα κίνησης φορείου .....	44
4.1.2 Σύστημα γωνίας ταλάντωσης.....	48
4.1.3 Σύστημα κίνησης βίρα μάλινα .....	53
4.2 Εξομοίωση συστήματος.....	59
4.2.1 Μεταβολή μάζας φορτίου .....	66
4.2.2 Απόρριψη διαταραχής.....	67
<b>5 Συμπεράσματα &amp; Μελλοντική Έρευνα .....</b>	<b>69</b>
5.1 Συμπεράσματα .....	69
5.2 Μελλοντική Έρευνα .....	70
<b>6 Βιβλιογραφία.....</b>	<b>72</b>

## Λίστα Εικόνων

Εικόνα 1. Γερανογέφυρα τύπου Super Post Panamax	16
Εικόνα 2. Επισκόπηση μεταλλοκατασκευής γερανού	22
Εικόνα 3. Κύριοι μηχανισμοί οδήγησης στο μηχανοστάσιο.	23
Εικόνα 4. Σχέδιο και απεικόνιση συστήματος βίρα-μάινα	24
Εικόνα 5. Σύστημα βαρούλκου βίρα-μάινα (βοηθητικό τροχοκινούμενο σύστημα υποβοήθησης)	25
Εικόνα 6. Σχήμα και φώτο μπούμας	26
Εικόνα 7. Συρματόσχοινο βίρα-μάινα	27
Εικόνα 8. Διάταξη μηχανισμού φορείου	28
Εικόνα 9. Συρματόσχοινο φορείου	29
Εικόνα 10. Άποψη μονάδας πορείας	31
Εικόνα 11. Σχήματική απεικόνιση μοντέλου γερανογέφυρας	32
Εικόνα 12. Συντεταγμένες επιτάχυνσεις φορτίου	34
Εικόνα 13. Διάγραμμα ελευθέρου σώματος φορτίου	34
Εικόνα 14. Διάγραμμα ελευθέρου σώματος φορείου	35
Εικόνα 15. Τυπικό διάγραμμα συντελεστών (CDM)	39
Εικόνα 16. Μοναδιαία απόκριση γραμμικοποιημένης συνάρτησης κίνησης φορείου	44
Εικόνα 17. Απόκριση συστήματος κλειστού βρόγχου κίνησης φορείου: Γραμμικοποιημένη συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος με PID ελεγκτή.	47
Εικόνα 18. Διάγραμμα συντελεστών συστήματος κλειστού βρόγχου γωνίας ταλάντωσης για διαφορετικές τιμές των $\gamma_1, \gamma_2$ και $\tau$	48
Εικόνα 19. Βηματική απόκριση γωνιακής ταλάντωσης γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς	49
Εικόνα 20. Βηματική απόκριση γωνιακής ταλάντωσης κλειστού βρόγχου: Γραμμικοποιημένη συνάρτηση μεταφοράς του με PD ελεγκτή.	51
Εικόνα 21. Διάγραμμα συντελεστών συστήματος κλειστού βρόγχου γωνίας ταλάντωσης για διαφορετικά $\gamma_1$ και $\gamma_2$	52
Εικόνα 22. Βηματική απόκριση γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς μήκους σύρματος	53
Εικόνα 23. Βηματική απόκριση κλειστού βρόγχου μήκους σύρματος: Γραμμικοποιημένη συνάρτηση μεταφοράς με PI ελεγκτή.	57
Εικόνα 24. Διάγραμμα συντελεστών συστήματος κλειστού βρόγχου μήκους σύρματος για διαφορετικά $\gamma_1$ και $\gamma_2$	58
Εικόνα 25. Διάγραμμα συστήματος κλειστού βρόγχου	59
Εικόνα 26. Διάγραμμα συστήματος μη γραμμικών εξισώσεων.	60
Εικόνα 27. Διάγραμμα του PID (πάνω), PD (μέσω) και PI ελεγκτή (κάτω)	61
Εικόνα 28. Χρόνοι απόκρισης συστήματος κλειστού βρόγχου. (a) Φορείου. (b) Γωνίας ταλάντωσης. (c) Μήκους σύρματος.	64
Εικόνα 29. Απόκριση συστήματος γερανογέφυρας με παραμέτρους τελικών ελεγκτών.	66
Εικόνα 30. Απόκριση συστήματος γερανογέφυρας με διαφορετική μάζα φορτίου.	67
Εικόνα 31. Απόκριση συστήματος γερανογέφυρας με είσοδο βηματικής εξωτερικής διαταραχής.	68

## Λίστα Πινάκων

Πίνακας 1. Κύριες παράμετροι γερανογέφυρας	20
Πίνακας 2. Κύρια Μέρη συστήματος βίρα-μάινα	24
Πίνακας 3. Κύρια μέρη συστήματος μπούμας	26
Πίνακας 4. Κύρια μέρη συστήματος φορείου	28
Πίνακας 5. Κύρια μέρη συστήματος πορείας	31
Πίνακας 6. Παράμετροι συστήματος γερανογέφυρας	43
Πίνακας 7. Παράμετροι PID ελεγκτή και απόδοση συστήματος κίνησης φορείου.	47
Πίνακας 8. Παράμετροι PD ελεγκτή και απόδοση συστήματος γωνίας ταλάντωσης.	51
Πίνακας 9. Παράμετροι PI ελεγκτή και απόδοση γραμμικοποιημένου συστήματος βίρα μάινα.	56
Πίνακας 10. Παράμετροι ελεγκτών μεθόδου CDM	61

Πίνακας 11. Μεταβολή των παραμέτρων των ελεγκτών κατά την παραμετρική ανάλυση	64
Πίνακας 12. Παράμετροι ελεγκτών και χαρακτηριστικά απόκρισης από την παραμετρική ανάλυση	65
Πίνακας 13. Υπολογισμένες παράμετροι ελεγκτών από την παραμετρική ανάλυση	65

## Λίστα συμβόλων

Σύμβολο	Περιγραφή
$m_T$	Trolley mass-Μάζα φορείου
$m_L$	Load mass-Μάζα φορτίου
$l_n$	Rope length-Μήκος συρματοσχοίνου
$F_x$	Trolley movement Force-Δύναμη μετατόπισης φορείου
$F_l$	Winding hoist rope Force-Δύναμη βαρούλκου σύρματος βίρα-μάνια
$b_x$	Viscous damping coefficient of trolley motion Συντελεστής απόσβεσης φορείου
$b_l$	Viscous damping coefficient of hoist motion Συντελεστής απόσβεσης βίρα-μάνια
$x$	Trolley Position-θέση φορείου
$\dot{x}$	Trolley Velocity-ταχύτητα φορείου
$\ddot{x}$	Trolley Acceleration-επιτάχυνση φορείου
$\theta$	Swing - Angle of the rope – load-γωνία σύρματος φορτίου
$\dot{\theta}$	Swing - Angular Velocity of the rope – load Γωνιακή ταχύτητα σύρματος-φορτίου
$\ddot{\theta}$	Swing - Angular Acceleration of the rope – load Γωνιακή επιτάχυνση σύρματος-φορτίου
$l$	Rope length-μήκος σύρματος
$\dot{l}$	Rope velocity-ταχύτητα σύρματος
$\ddot{l}$	Rope acceleration-επιτάχυνση σύρματος
$x_L$	Movement in x direction of the load with respect to fixed Cartesian frame $(\vec{x}, \vec{y})$ Κίνηση του φορτίου στον χ άξονα σε σχέση με το καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων $(\vec{x}, \vec{y})$
$y_L$	Movement in y -direction of the load with respect to fixed Cartesian frame $(\vec{x}, \vec{y})$ Κίνηση του φορτίου στον ψ άξονα σε σχέση με το καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων $(\vec{x}, \vec{y})$
$\dot{x}_L$	Velocity in x direction of the load Ταχύτητα του φορτίου στον χ άξονα
$\dot{y}_L$	Velocity in y -direction of the load Ταχύτητα του φορτίου στον ψ άξονα



$\ddot{x}_L$	Acceleration in x direction of the load επιτάχυνση του φορτίου στον χ άξονα
$\ddot{y}_L$	Acceleration in y -direction of the load επιτάχυνση του φορτίου στον ψ άξονα
$a_t$	Angular tangential acceleration of the load Γωνιακή εφαπτομενική επιτάχυνση του φορτίου
$a_l$	Angular radial acceleration Γωνιακή εφαπτομενική επιτάχυνση
$T$	Tension force-εφαπτομενική δύναμη
$K_T$	Trolley electric motor constant-σταθερά ηλεκτροκινητήρα φορείου
$T_T$	Trolley electric motor Torque-ροπή ηλεκτροκινητήρα φορείου
$D$	Input to the current drive of the trolley motor Είσοδος του ρεύματος οδήγησης του φορείου
$K_D$	Force constant of trolley motion Σταθερά δύναμης φορείου
$K_R$	Hoisting rope motor constant Σταθερά ηλεκτροκινητήρα βίρα-μάινα
$T_R$	Hoisting rope electric motor Torque Ροπή ηλεκτροκινητήρα βίρα-μάινα
$V$	Input voltage to the current drive of the hoisting rope motor Είσοδος τάσης οδήγησης ηλεκτροκινητήρα βίρα μάινα
$K_V$	Force constant of hoisting rope motion Σταθερά δύναμης βίρα-μάινα
$G_p(s)$	Plant transfer function Συνάρτηση μεταφοράς συστήματος
$G_s(s)$	Closed loop system transfer function Συνάρτηση μεταφοράς κλειστού βρόγχου
$G_x(s)$	Trolley motion transfer function Συνάρτηση μεταφοράς φορείου
$G_\theta(s)$	Load swing angle transfer function Συνάρτηση μεταφοράς ταλάντωσης σύρματος φορτίου
$G_l(s)$	Rope length transfer function Συνάρτηση μεταφοράς βίρα μάινα
$B_p(s)$	Plant's numerator polynomial of order $m$ Πολυώνυμο αριθμητή συστήματος τάξης $m$
$A_p(s)$	Plant's denominator polynomial of order $n$ Πολυώνυμο παρονομαστή συστήματος τάξης $n$
$B_c(s)$	Controller's numerator polynomial of order $\lambda$ Πολυώνυμο αριθμητή ελεγκτή τάξης $\lambda$
$A_c(s)$	Controller's denominator polynomial of order $\nu$ Πολυώνυμο παρονομαστή ελεγκτή τάξης $\nu$
$F_c(s)$	Controller's feed forward gain Κέρδος προώθησης ελεγκτή
$B_s(s)$	Closed loop numerator polynomial of order $r$ Πολυώνυμο αριθμητή κλειστού βρόγχου τάξης $r$
$A_s(s)$	Closed loop denominator / Characteristic polynomial of order $k$ Παρονομαστής κλειστού βρόγχου/ χαρακτηριστικό πολυώνυμο τάξης $k$
$X(s)$	Response Signal-σήμα απόκρισης

$X_R(s)$	Reference Signal-σήμα αναφοράς
$E(s)$	Error signal-σήμα σφάλματος
$E_{SS}$	Steady State Error-σφάλμα μόνιμης κατάστασης
$D(s)$	Disturbance Signal-σήμα διαταραχής
$a_i$	Coefficients of the characteristic polynomial for - $i = 1, 2, \dots, k - 1, k$
$\gamma_i$	Stability index for - $i = 1, 2, \dots, k - 1, k$
$\tau$	Equivalent time constant
$\gamma_i^*$	Stability limit for - $i = 1, 2, \dots, k - 1, k$
$K_p$	Proportional gain-αναλογικό κέρδος
$T_i$	Integral time-χρόνος ολοκληρωτή
$T_d$	Derivative time-χρόνος παραγώγου
$K_p$	Proportional gain-αναλογικό κέρδος
$T_i$	Integral time-χρόνος ολοκληρωτή
$k_i$	Integral gain-κέρδος ολοκληρωτή
$T_d$	Derivative time-χρόνος παραγώγου
$k_d$	Derivative gain-κέρδος παραγώγου
$O$	Percentage Overshoot-Ποσοστό υπερακόντισης
$t_s$	Settle time-χρόνος ηρεμίας

---

# 1 Εισαγωγή

Έχουμε διανύσει κάτι λιγότερο από ένα αιώνα από όταν έλαβε χώρα η κατασκευή της πρώτης γερανογέφυρας. Ήταν τότε που η βιομηχανική επανάσταση είχε οδηγήσει στην ανάγκη για πιο αποτελεσματικά μέσα μεταφοράς από το πλοίο στη στεριά και τούμπαλιν.

Έκτοτε το παγκόσμιο οικονομικό περιβάλλον έχει μετασχηματιστεί δραματικά.

Τα ευρωπαϊκά έθνη κινούνται προς μια πλήρως ενοποιημένη αγορά αντιμετωπίζοντας μεγάλες οικονομικές και πολιτικές προκλήσεις με σαφή αναφορά στον καταμερισμό της εργασίας και την παραγωγικότητα ανάμεσα στα κράτη. Ο όρος περί βιώσιμης αναπτυξιακής πορείας και ενός βιώσιμου καπιταλιστικού συστήματος αναδύεται όλο και περισσότερο από τα χείλη κορυφαίων οικονομολόγων και διανοούμενων. Κράτη όπως η Γαλλία, Ιταλία και κυρίως η Ελλάδα αντιμετωπίζουν μεγάλες προκλήσεις για το μέλλον καθώς η εποχή της ευμαρίας και ανάπτυξης μέσω της κατανάλωσης και του δανεισμού έχει περάσει ανεπιστρεπτή. Ως εκ τούτου η απαίτηση και η αδήριτη ανάγκη για την βέλτιστη εκμετάλευση όλων των πόρων, κεφαλαίων και της παραγωγικής ικανότητας κρίνεται υπέρ του δέοντος απαραίτητη σε ένα συνεχώς και πιο ανταγωνιστικό περιβάλλον που ξετυλίγεται.

Την ίδια ώρα οι ίδιες περίπου προκλήσεις αναδύονται και στην άλλη πλευρά του ατλαντικού και οι συζητήσεις για την συμφωνία εμπορικής σύνδεσης μεταξύ των ΗΠΑ και της Ευρωζώνης πρόσφατα έφτασαν στο επίσημο εναρκτήριο σημείο. Για το ισχυρό δολλάριο είναι μια πολύ λογική διέξοδος των εξαγωγών η αγορά των 500 εκατομμυρίων πολιτών του επίσης ισχυρού Ευρώ και φαίνεται ως το τέλειο δέσιμο για τις εξαγωγές ποιοτικών προϊόντων και υπηρεσιών.

Πάνω στην ίδια λογική βάση κανείς δεν θα πρέπει να αφήσει εκτός σκέψης και την ανατολή και τις αχανείς αναδυόμενες αγορές που δημιουργούνται με μια νέα αναδυόμενη μεσαία τάξη εκατομμυρίων ανθρώπων με την Κίνα και την Ινδία να προπορεύονται. Η Κίνα έχοντας ήδη μετασχηματιστεί σε ένα βιομηχανικό και μεταποιητικό γίγαντα αναζητά αυτή τη στιγμή διέξοδο με σκοπό να διαθέσει την μεγάλη της παραγωγή με τον βέλτιστο οικονομικά και ταχύτερο τρόπο προς τις αγορές της Δύσης. Ταυτόχρονα τα μεγάλα πλεονάσματα που επιτεύχθηκαν στην οικονομία της χώρας ωθούν και ενισχύουν την θέληση για νέες στρατηγικές επενδύσεις και για την ταχύτερη υλοποίησή τους.

Με αυτά τα δεδομένα όταν η ελληνική κυβέρνηση αντιμετώπισε το φάσμα της ανεξέλεγκτης χρεοκοπίας και με τα επιτόκια δανεισμού να σκαρφάζουν η απόφαση για ιδιωτικοποίηση της δημόσιας περιουσίας και των ΔΕΚΟ δεν ήταν παρά μονόδρομος. Ο Οργανισμός Λιμένος Πειραιώς αποτέλεσε και δικαιολογημένα ένα από τα πιο αξιόλογα στοιχεία προς ιδιωτικοποίηση. Όχι μόνο ως παρούσα οικονομική αποτίμηση αλλά και από

τα συγκριτικά πλεονεκτήματα της γεωγραφικής θέσης και της ικανότητας για επένδυση και επέκτασιμότητα. Αν βεβαίως υπήρχαν τα απαραίτητα προς τούτο κεφάλαια. Δεν ήταν λίγοι άλλωστε αυτοί που ισχυρίζονταν ότι αν η ελληνική δημόσια διοίκηση δεν έπασχε από τις γνωστές παθολογίες ο Πειραιάς θα αποτελούσε το Rotterdam της Ευρώπης και δεν θα κατέληγε σε ένα απλό περιφερειακό λιμάνι που να εξυπηρετεί μόνο την τοπική αγορά.

Έτσι το 2009 η ιδιωτικοποίηση του ΟΛΠ και πιο συγκεκριμένα του τομέα των εμπορευματοκιβωτίων προκυρήχθηκε. Αυτό ήταν το αρχικό βήμα μιας πορείας που θα οδηγούσε το λιμάνι του Πειραιά σε μια νέα εποχή. Μια εποχή όπου η εξωστρέφεια και η ανταγωνιστικότητα θα μετατρεπόντουσαν σε κυρίαρχες έννοιες. Οι γνωστές όμως ευρωπαϊκές κυρίαρχες εταιρίες έχοντας ρίξει το βάρος τους σε άλλα ευρωπαϊκά λιμάνια δεν είδαν με θετικό μάτι την εξέλιξη αυτή καθώς ένα υποβαθμισμένο λιμάνι στον Πειραιά ήταν για αυτές αρκετά βολικό. Ως αποτέλεσμα επέδειξαν αδιαφορία δίνοντας έτσι την ευκαιρία στον βιομηχανικό ανερχόμενο γίγαντα της ανατολής να εκπονήσει ένα επιχειρηματικό πλάνο. Οι επενδυτές της COSCO είδαν και άρπαξαν την ευκαιρία για να καταστήσουν τον Πειραιά το λιμάνι εισόδου των προϊόντων της πατρίδας τους στην Ευρώπη. Κερδίζοντας και περί το δεκαήμερο από το αρχικό ταξίδι, αλλά και μετατρέποντας το λιμάνι του Πειραιά σε ένα εξωστρεφές διαμετακομιστικό κέντρο. Αυτό βέβαια για να επιτυχανθεί θα απαιτούσε την έναρξη ενός επενδυτικού πλάνου σε τελευταίας τεχνολογίας ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμό αλλά και έργα civil μεγάλης έκτασης. Ναυαρχίδα αυτού του εξοπλισμού αποτελούν οι γερανογέφυρες τύπου Super Post Panamax. Που οδηγούν το λιμάνι του Πειραιά με στιβαρά και σίγουρα βήματα προς την κατάκτηση μιας θέσης στην λίσκα των κορυφαίων λιμένων στον κόσμο.

Η αυξημένη διακίνηση στους λιμένες ανά τον κόσμο έχει παρακινήσει τους επιχειρηματίες του χώρου στην αναζήτηση μονίμως και ταχύτερων και αποτελεσματικότερων τρόπων μεταφοράς. Κύριον αίτημα για την επιτυχία αυτή είναι η μείωση της γωνίας ταλάντωσης του φορτίου κατά την μεταφορά και η μεγιστοποίηση της ελεγχιμότητας και ικανότητας του βάρους ανύψωσης της γερανογέφυρας. Όσο πιο ελέγξιμη η κίνηση του γερανού τόσο πιο παραγωγικός είναι. Για να είναι λοιπόν ελέγξιμος ο γερανός απαιτείται όλο και περισσότερη ανάπτυξη συστημάτων αυτοματισμού. Όσο περισσότερο ενσωματώνεται ο αυτοματισμός στον γερανό λοιπόν τόσο πιο ελέγξιμος αυτός γίνεται και ταυτόχρονα αυξάνει την αξιοπιστία του.

Επιπροσθέτως η γεωμετρική μεγένθυση στις μεταφορές εμπορευματοκιβωτίων έχει επαυξήσει την ανάγκη για βέλτιστο σχεδιασμό του εξοπλισμού που εγκαθίσταται στις λιμενικές εγκαταστάσεις. Αυτό καθίσταται ιδιαίτερος αληθής σε ότι αφορά την διαδικασία στην αποβάθρα αυτή καθ'εαυτή. Κυρίαρχα η διεπαφή μεταξύ πλοίου και στεριάς (ship-to-shore) έχει από καιρό αναγνωριστεί παγκοσμίως ως το κριτήριο αξιολόγησης της αποτελεσματικότητας μιας λιμενικής εγκατάστασης ενώ συχνά θεωρείται ως το κυρίαρχο

κώλυμα (bottleneck) αυτής. Πράγματι η δημόσια σύγκριση της αποτελεσματικότητας των λιμένων είναι σχεδόν πάντοτε συνυφασμένη και βασίζεται σε αυτό το δείκτη με μέσους όρους πλοίου-στεριάς (ship-to-shore). Το εγκατεστημένο και αναγνωρισμένο μέγεθος όπως έχει προαναφερθεί είναι ο αριθμός των φορτίων (container) αναγόμενος σε 20άρια κουτιά που μεταφέρονται με τα πλοία σε όποιο δεδομένο λιμάνι από την θάλασσα στην στεριά και τούμπαλιν. Η μονάδα αυτή αναφέρεται ως TEU (twenty foot equivalent unit). Ο όρος "containerization" έχει επικρατήσει διεθνώς και έχει οδηγήσει στον σχεδιασμό περαιτέρω κεφαλαιουχικού εξοπλισμού που να τον υιοθετεί. Δεδομένου του σκληρού ανταγωνισμού που έχει αναπτυχθεί στην βιομηχία των μεταφορών έχει ενισχυθεί και ο ανταγωνισμός για την κατασκευή όλο και ασφαλέστερων και ταχύτερων μέσων μεταφοράς στην προκειμένη περίπτωση γερανογεφυρών. Ως εκ τούτου και για την επιτύχηση του στόχου οι κατασκευαστές γερανών καλούνται να αναπτύξουν όλο και πιο αυτοματοποιημένα μέσα ως ότου ο τελικός στόχος των πλήρως αυτοματοποιημένων λιμενικών εγκαταστάσεων γίνει πραγματικότητα.

Για όλους αυτούς τους λόγους και με σκοπό την κατανόηση όλων των παραμέτρων των γερανογεφυρών και του σχεδιασμού τους σκοπεύουμε να μελετήσουμε ενδελεχέστερα και να επιχειρήσουμε μια θεωρητική διαδικασία υπολογισμού ελεγκτών οι οποίοι υποτίθεται ότι θα διασφαλίζουν τη βελτιστοποίηση της ταχύτητας με την ελαχιστοποίηση της γωνίας ταλάντωσης κατά την μεταφορά ενός δεδομένου φορτίου. Αυτό θα επιχειρηθεί σε θεωρητικό επίπεδο παίρνοντας κάποια δεδομένα μιας και δεν υπάρχει η δυνατότητα σε τέτοιο μέγεθος πειραματικών μετρήσεων και πραγματικής λειτουργίας σε ένα γερανό τύπου Super Post Panamax.

Αυτή λοιπόν η διπλωματική απασχολείται με τον έλεγχο μιας γερανογέφυρας εγκατεστημένης πάνω σε ράγες σε μια αποβάθρα τύπου Super Post Panamax που αποτελεί και το τελευταίο επίτευγμα της βιομηχανίας αυτής ως αποτέλεσμα της συνεχούς ανάπτυξης ισχυρότερων και ικανότερων μέσων μεταφοράς για τις λιμενικές εγκαταστάσεις. Οι γερανογέφυρες λοιπόν κατά κύριο λόγο χρησιμοποιούνται για την φόρτωση και εκφόρτωση εμπορευματοκιβωτίων (container) από και προς τα πλοία εξ ου και η ονομασία ship-to-shore.

Ο αποτελεσματικός σχεδιασμός των ελεγκτών γερανογέφυρας είναι σημαντικός για την ασφάλεια και την ταχύτητα της μεταφοράς του φορτίου σε κάθε επιθυμητή θέση, ελαχιστοποιώντας την γωνία ταλάντωσης του φορτίου. Η θέση του φορείου, η γωνία ταλάντωσης και η κίνηση του βίρα-μάνια είναι πλήρως συνδυασμένη (coupled). Ως εκ τούτου πρέπει να υπάρξει ταυτόχρονος ακριβής έλεγχος, άλλως ενδέχεται η καταστροφή του προς μεταφορά φορτίου. Πολλοί τρόποι ελέγχου έχουν προταθεί στο παρελθόν από την επιστημονική κοινότητα για τον έλεγχο της θέσης του φορείου και της γωνίας ταλάντωσης των γερανογεφυρών με στόχο την βέλτιστη απόκριση του συστήματος.

Όπως είναι τα προηγμένα συστήματα ελέγχου γωνιακής ταλάντωσης με ασαφή έλεγχο[17], προσαρμοστικός έλεγχος μοντέλου αναφοράς γερανογέφυρας σε μοντέλο κλίμακας [5], έλεγχος γερανογέφυρας με χρήση νευρονικού δικτύου 2<sup>ου</sup> βαθμού με χρήση PID ελεγκτή [6], εύρωστος σχεδιασμός ελεγκτή γερανογέφυρας [4], στρατηγική έλεγχου κατάστασης ανατροφοδότησης με χρήση ολοκληρωτή [11], εμπροσθοβαρής έλεγχος με μη γραμμικό ελεγκτή PID με ανταπόδοση βαρύτητας [13], σχέδιο μη γραμμικού έλεγχου για γερανό βασιζόμενο σε συνδυασμό 2 μεθόδων σχεδιασμού ελέγχου [12], σχεδιασμό κέρδους ελεγκτών [7], Μέθοδος βέλτιστου γραμμικού τετραγωνικού ρυθμιστή για έλεγχο θέσης γερανού [10]. Όλοι οι παραπάνω είναι πολύ αποτελεσματικοί αλλά συνάμα περίπλοκοι στο σχεδιασμό και την εφαρμογή τους ώστε να επιτυγχάνουν την επιθυμητή απόδοση.

Για να σχεδιαστεί ένας ελεγκτής, απαιτείται ένα μαθηματικό μοντέλο που να αντικατοπτρίζει το σύστημα γερανογέφυρας. 2 προσεγγίσεις χρησιμοποιούνται για την μοντελοποίηση γερανογεφυρών, ονομαστικά αυτές είναι το μοντέλο συσσωρευμένης μάζας όπου τα στοιχεία θεωρούνται υλικά σημεία και το μοντέλο κατανεμημένων μαζών δηλαδή του στερεού σώματος. Η μεγάλη πλειοψηφία που υπάρχει στην βιβλιογραφία χρησιμοποιεί μοντέλα υλικού σημείου 2 διαστάσεων [4, 5, 6, 7, 11, 12, 13, 17] και 3 διαστάσεων [[19], [20]]. Σε αυτά τα μοντέλα, το σύρμα μοντελοποιείται θεωρούμενο ως αβαρές καλώδιο πακτωμένο ή με μεταβαλλόμενο μήκος. Το φορτίο ως ένα υλικό σημείο γαντζομένο στο σύρμα σαν μια μάζα. Το σύστημα σύρμα-γάντζος-φορτίο μοντελοποιείται ως ένα επίπεδο/σφαιρικό εκκρεμές. Στα μοντέλα κατανεμημένης μάζας το σύρμα υπολογίζεται ως σύρμα κατανεμημένου φορτίου και το φορτίο με το spreader ως ένα σφαιρικό σημείο, ως σημειακή μάζα δηλαδή και εφαρμόζονται ως οριακές συνθήκες σε αυτό το κατανεμημένο σύστημα μαζών [[8],[15],[16]]. Μια εκτεταμένη αναθεώρηση της βιβλιογραφίας της μοντελοποίησης του έλεγχου δίδεται από το [1]. Μια άλλη προσέγγιση σχετικά με την μοντελοποίηση του γερανού και την τεχνική του προβλήματος μεταφοράς φορτίου αποτελεί το [9] αν και ελάχιστη σχετική βιβλιογραφία είναι διαθέσιμη για το ζήτημα.

Στην δική μας μελέτη η γερανογέφυρα θεωρείται ως ένα μοντέλο επίπεδου εκκρεμούς σε 2 διαστάσεις (2-D planar pendulum). Οι εξισώσεις της κίνησης προκύπτουν με την χρήση του 2<sup>ου</sup> νόμου του Νεύτωνα. Ο σχεδιασμός του ελέγχου αποτελείται από 3 ελεγκτές που προκύπτουν από την χρήση της μεθόδου συντελεστών διαγράμματος (Coefficient Diagram Method (CDM)) [14], [18] έπειτα από γραμμικοποίηση και αποσύμπλεξη (decoupling) των μη γραμμικών εξισώσεων της κίνησης.

Η γερανογέφυρα super post panamax τοποθετημένη σε ράγες σε αποβάθρα περιγράφεται εκτενέστερα στο κεφάλαιο 2, ενώ η μοντελοποίηση και ο σχεδιασμός του ελέγχου παρουσιάζονται στο κεφάλαιο 3. Στο κεφάλαιο 4 περιλαμβάνονται οι εφαρμογές

του σχεδιασμού ελέγχου για τον υπολογισμό των παραμέτρων των ελεγκτών και την προσομοίωση των αποτελεσμάτων αυτής για το σύστημα κλειστού βρόγχου. Τέλος, τα συμπεράσματα και η προτεινόμενη μελλοντική εργασία παρουσιάζονται στο κεφάλαιο 5.

## 2 Μελέτη περίπτωσης: Μια γερανογέφυρα super post panamax εγκατεστημένη σε ράγες προβλήτας

Αυτό το κεφάλαιο με τη χρήση φωτογραφιών, εικόνων και κειμένου περιγράφει την γερανογέφυρα προβλήτας που χρησιμοποιείται για την μεταφορά εμπορευματοκιβωτίων τύπου Super Post Panamax (Εικόνα 1) που κατασκευάστηκε από την ZPMC και έχει εγκατασταθεί στην ΣΕΠ (σταθμός εμπορευματοκιβωτίων Πειραιά-Piraeus Container Terminal) την περίοδο του 2010. Συμπεριλαμβάνει τα γενικά χαρακτηριστικά, κατασκευαστικά στοιχεία, εξαρτήματα, σχέδια, τεχνικές παράμετρους, λειτουργίες και χαρακτηριστικά των διάφορων μηχανισμών που είναι εγκατεστημένοι σε αυτό που αποκαλούμαι γερανογέφυρα. Αυτή αποτελείται κατά κύριο λόγο από 4 κύριους μηχανισμούς υποσυστήματα το βίρα-μάνινα, το φορείο, την πορεία την μπούμα (Main Hoist, Trolley Drive, Boom Hoist and Gantry Travel) τα οποία και θα αποτελέσουν τα κύρια μέρη της μελέτης μας και θα περιγραφούν και πιο ενδελεχώς. Αφού η ερευνά μας αφορά την 2 διαστάσεων υπόθεση εργασίας γίνεται πιο ξεκάθαρο ότι θα προσανατολιστούμε κυρίως στο σύστημα του φορείου και του βίρα μάνινα (hoist and trolley). Μολονότι η περιγραφή που αποδίδεται θα αφορά μια πιο ολιστική περιγραφή και προσεγγιση της γερανογέφυρας και είναι πιθανό να έχει ουσία σε περίπτωση μελλοντικής μελέτης των γερανών γενικότερα.



Εικόνα 1. Γερανογέφυρα Εμπορευματοκιβωτίων τύπου Super Post Panamax  
[Πηγή: [https://en.wikipedia.org/wiki/File:Vallarpadam\\_Container\\_Terminal.JPG](https://en.wikipedia.org/wiki/File:Vallarpadam_Container_Terminal.JPG) ]

### 2.1 Γενικά περί γερανών

Ο γερανός είναι ένα είδος μηχανήματος, γενικώς προμηθευμένο με ένα σύστημα βίρας-μάνινας, σύρματα ή αλυσίδες, καδένες και τροχαλίες. Η χρήση του έγκειται στη δυνατότητα να ανυψώνει φορτία και υλικά καθώς και να τα μεταφέρει οριζόντια. Κυρίως χρησιμοποιείτε για την μεταφορά και ανύψωση βαρέων φορτίων. Οι γερανοί χρησιμοποιούν ένα ή και περισσότερα απλά υποσυστήματα και ηλεκτρομηχανολογικές



διατάξεις με σκοπό την διαμόρφωση μηχανικού πλεονεκτήματος και έτσι να διευκολύνουν πέρα από την ικανότητα ανύψωσης των διατάξεων που κινούνταν από το ανθρώπινο σώμα η και από διάφορα θηλαστικά κατά το παρελθόν. Οι γερανοί κυρίως χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία των μεταφορών, των κατασκευών, της φόρτωσης και ξεφόρτωσης χύδην φορτίου αλλά ακόμα και για την συναρμολόγηση μερών σε υπερκατασκευές με ογκώδη και βαρέα υποσύνολα.

Οι γερανοί υπάρχουν σε πολύ μεγάλη ποικιλία και μορφές όπου η κάθε μία είναι μελετημένη και προσαρμοσμένη στην χρήση για την οποία προορίζεται. Τα μεγέθη δύνανται να ποικίλουν από τους μικρού μεγεθούς γεραμούς με γάντζους που βρίσκονται σε μικρά συνεργεία μέχρι και τους πανύψηλους γεραμούς τύπου πύργου που χρησιμοποιούνται στην οικοδομή για ουρανοξύστες και άλλα κτίρια ανάλογου μεγέθους. Ακόμα μικροί γερανοί οι οποίοι χρησιμοποιούνται σε κατασκευές για μεταφορές υλικών σε μικρούς χώρους όπως σωληνώσεων σε έργα EPC (erection, procurement, commissioning) και τοποθέτησης εξοπλισμού με δυνατότητα να εκτελούν μικροκινήσεις. Τέλος υπάρχουν και επιπλέον γερανοί που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή αποβάθρων πετρελαίου (offshore oil rigs) αλλά και για την ανέγερση και διερεύνηση ναυαγίων.

## **2.2 Γερανογέφυρες εμπορευματοκιβωτίων ή εγκατεστημένοι σε ράγα γερανοί αποβάθρας**

Οι γερανογέφυρες εμπορευματοκιβωτίων τοποθετούνται πάνω σε ένα υποστηρικτικό πλαίσιο εγκατεστημένο στην αποβάθρα το οποίο διαθέτοντας ράγες επιτρέπει στην γερανογέφυρα να διασχίζει όλο το μήκος της αποβάθρας. Σε αντίθεση με τους γεραμούς που προαναφέραμε οι οποίοι διαθέτουν γάντζο οι γερανογέφυρες εμπορευματοκιβωτίων διαθέτουν το αποκαλούμενο ως spreader εξειδικευμένο εργαλείο το οποίο πακτώνεται πάνω στο εμπορευματοκιβώτιο κλειδώνοντας το φορτίο. Το spreader έχει τη δυνατότητα με την τοποθέτηση του πάνω στο container να κλειδώσει με την εντολή περιστροφής κλειδώματος των κλειδιών που διαθέτει (twistlocks) και να προσδεθεί στο container στα 4 σημεία φωλιές κλειδιών ("cornercastings") που διαθέτει αυτό. Αυτό μπορεί να συμβαίνει με τον εξής απλό τρόπο χρήσης του μηχανισμού κλειδώματος (twistlock mechanism). Φέροντας το spreader μια φυγοκεντρική αντλία και ένα υδραυλικό κύκλωμα μόλις οι πείροι της προσγείωσης ανυψωθούν και οι αισθητήρες (proximity sensors) διαβάσουν προσγείωση (landed) με την εντολή lock ο χειριστής στέλνει ρεύμα στα πηνία τα οποία τραβούν έξω τα έμβολα στις βαλβίδες ανοίγωντας την οδό στο λάδι με πίεση να οδηγηθεί στο έμβολο που ελέγχει την κίνηση του κάθε κλειδιού. Στα σημερινά

spreader υπάρχουν 8 κλειδιά ώστε να υπάρχει η δυνατότητα ταυτόχρονης μεταφοράς 2 φορτίων κάθε φορά ενώ στις καινούριες super post panamax γερανογέφυρες με διπλό βίρα μάλινα (double pendulum) υπάρχει η δυνατότητα για 4 container σε μία κίνηση.

Υπάρχουν και άλλοι 2 τύποι γερανογεφυρών εμπορευματοκιβωτίων που χαρακτηρίζονται από την λειτουργία της μπούμας και τον τρόπο μετακίνησης του φορείου.Οι πρώτοι ονομάζονται υψηλού προφίλ (high profile) όπου η μπούμα είναι γαντζωμένη στην πλευρά που κοιτά προς την θάλασσα και υψώνεται στον γάντζο για την αναχώρηση ή την άφιξη του πλοίου στην θέση ξεφόρτωσης διασφαλίζοντας έτσι ότι δεν θα συμβεί κάποιο ατύχημα ή κάποια σύγκρουση ανάμεσα στο πλοίο και τη γερανογέφυρα. Και αυτές χαμηλού προφίλ όπου η μπούμα κινείται με παλινδρομική κίνηση προς και πάνω από το πλοίο για να επιτραπεί έπειτα στο φορείο να μεταφέρει το φορτίο. Όπως γίνεται αντιληπτό οι γερανογέφυρες χαμηλού προφίλ χρησιμοποιούνται σε ειδικές περιπτώσεις όπως επί παραδείγματι όταν δίπλα στο λιμάνι υπάρχει αεροδρόμιο και η γερανογέφυρα ενδεχομένως βρίσκεται στην τροχιά απογείωσης η προσγείωσης των πτητικών μέσων.

Οι γερανογέφυρες είναι γενικώς κατηγοριοποιημένες βάση της ικανότητας ανύψωσης και από το μέγεθος των πλοίων (κοντεϊνεράδικων) που μπορούν να εξυπηρετήσουν.(φόρτωμα-ξεφόρτωμα).Μια γερανογέφυρα τύπου Panamax για παράδειγμα μπορεί να εξυπηρετήσει τα πλοία εκείνα των οποίων το πλάτος δεν ξεπερνά το μέγεθος της διώρυγας του Παναμά.Συνήθως πρόκειται για πλοία με πλάτος 12–13 containers.Μια γερανογέφυρα μεγέθους "post-Panamax" μπορεί αντίστοιχα να εξυπηρετήσει την φόρτωση και εκφόρτωση εμπορευματοκιβωτίων από ένα πλοίο το οποίο δεν περνά από την διώρυγα του Παναμά και έχει πλάτος 18 εμπορευματοκιβωτίων (containers). Οι μεγαλύτερες σύγχρονες γερανογέφυρες οι οποίες και ονομάζονται ως "super-post-Panamax" έχουν την ικανότητα να εξυπηρετούν πλοία με πλάτος περί τα 22 εμπορευματοκιβώτια η και περισσότερα. Αυτές οι γερανογέφυρες έχουν αναπτυγμένη ανυψωτική ικανότητα και προσαρμοσμένο spreader ώστε να μπορούν να ανυψώνουν 2-πλά κουτιά (container) ταυτόχρονα. Μια τέτοια γερανογέφυρα συνήθως χαρακτηρίζεται από μια ανυψωτική ικανότητα της τάξεως των 65 τόνων καθότι μπορεί να ανυψώνει 2 κουτιά μήκους 20 ποδιών το καθένα (6.1 m).Αυτά τα μεγέθη αναφέρονται καθαρά στο οφέλιμο φορτίο δηλαδή κάτωθι του spreader.Σήμερα έχουν αναπτυχθεί και γερανογέφυρες τύπου super post panamax με ανυψωτική ικανότητα που πλησιάζει τους 120 τόνους διαθέτοντας 2πλό σύστημα βίρα-μάλινα με 2 τύμπανα και 2 spreader τα οποία μπορούν να δουλέψουν σε συμπλεξη δίνοντας την δυνατότητα στον χειριστή να μεταφέρει μέχρι και 4 εμπορευματοκιβώτια με μία κίνηση.Οι γερανογέφυρες Post-Panamax έχουν βάρος που φθάνει τους 800–900 τόνους,ενώ η καινούριας τεχνολογίας που μόλις αναφέραμε αγγίζουν στους 1,600–2,000 τόνους.

Υπάρχουν και άλλοι τύποι γερανογεφυρών εμπορευματοκιβωτίων μικρότερων διαστάσεων και ικανότητας όπως τα RMG (rail mounted gantry cranes) τα ERTG (electrical rubber tyred gantry crane), και τα ακόμη μικρότερα straddle carriers, αυτά χρησιμοποιούνται είτε για την στοίβαξη των εμπορευματοκιβωτίων στη εγκατάσταση είτε για την φορτωεκφόρτωση τρένων από και προς φορηγά. Τα φορηγά φέρουν στο σασί τους το φορτίο και περνώντας κάτω από αυτά τα μηχανήματα στο πλάι τους τους δίνουν την δυνατότητα είτε επανατοποθέτησης των εμπορευματοκιβωτίων στοίβαγμένων σε 3αδες και ακόμα και 6αδες της άμεσης μεταφοράς τους σε τρένα και την αποστολή τους οπουδήποτε εκτός λιμενικής εγκατάστασης. Αξίζει να αναφερθεί ότι υπάρχουν straddle carrier που διαθέτουν μηχανές εσωτερικής καύσης έχοντας έτσι μεγαλύτερη ευελιξία κίνησης καθότι δεν χρειάζεται να φέρουν σύνδεση με καλώδιο.

Η γερανογέφυρα ελέγχεται επί του παρόντος από έναν χειριστή ο οποίος ευρίσκεται καθισμένος στην καμπίνα η οποία είναι αναρτημένη πάνω στο φορείο και ακολουθεί την πορεία του ώστε ο χειριστής να μπορεί να παρατηρεί ανα πάσα στιγμή την θέση και κίνηση του φορτίου. Το φορείο κινείται κατα μήκος της ράγας που έχει εγκατασταθεί πάνω η στα πλαϊνά της μπούμας. Ο χειριστής μέσω των χειριστηρίων μπορεί να καθοδηγεί το φορείο πάνω από το πλοίο και έτσι να ανυψώνει το φορτίο μεταφέροντας το εν συνεχεία εκτός πλοίου η το ανάστροφο. Αυτό επιτυγχάνεται «κλειδώνοντας» το spreader πάνω στο container, επομένως τώρα όντας κλειδωμένο το κουτί ακολουθεί την ανύψωση του spreader, ακολούθως μεταφέρεται στη προβλήτα και τοποθετείται πάνω στο σασί (καρότσα) του φορηγού που έχει ήδη τοποθετηθεί ανάμεσα σε ένα διάδρομο στα ποδαρικά της γερανογέφυρας. Αφού ξεκλειδώσει ο χειριστής και ανυψωθεί από το κουτί τότε ο οδηγός του φορηγού το μεταφέρει είτε στο σημείο στοίβαξής του είτε στο τρένο για την άμεση μεταφορά του ή σπανιότερα στην περιοχή που θα γίνει διανομή των προϊόντων που αυτό διαθέτει. Η γερανογέφυρα μπορεί να εκτελέσει με τον ίδιο τρόπο και την ανάστροφη προφανώς λειτουργία του να παίρνει από ένα φορηγό και να εναποθέτει σε ένα πλοίο το κουτί.

Όπως έχει προαναφερθεί το κύριο ενδιαφέρον μας στην παρούσα εργασία αφορά κυρίως αυτή καθ' εαυτή τη γερανογέφυρα τύπου super post panama και ειδικότερα το κομμάτι του ελέγχου της. Παρά το γεγονός ότι πλέον η τεχνολογία έχει προχωρήσει στην δημιουργία γερανογεφυρών με 2-πλό spreader εμείς θα επικεντρωθούμε στην περίπτωση λειτουργίας με ένα spreader όμως αξίζει να αναφέρουμε ότι αυτές οι γερανογέφυρες έχουν την ικανότητα μεταφοράς 4 εμπορευματοκιβωτίων ανά πλήρη κίνηση με ότι αυτό συνεπάγεται για την παραγωγικότητα του εξοπλισμού. Αυτές είναι super post panama double pendulum ή dual spreader και εγκαταστάθηκαν στην προβλήτα 3 του λιμένα το 2013.

## 2.3 Περιγραφή και κύριες παράμετροι γερανογεφυρών εμπορευματοκιβωτίων

Με δεδομένο ότι η κατασκευή όλων των γερανογεφυρών βασίζεται πάνω κάτω στην ίδια μεθοδολογία και είναι κατά βάση παρόμοια όλες οι λεπτομέρειες και πληροφορίες που σχετίζονται με τους κοινούς μηχανισμούς των επιμέρους στοιχείων σε αυτό το κεφάλαιο βασίζονται σε ένα γερανό που πρωτοσχεδιάστηκε και εγκαταστάθηκε στο λιμάνι του Tangier στο Μαρόκο για λογαριασμό της APM Terminals και αναπτύχθηκε από την συνεργασία των APM και ZPMC. Ο παρών γερανός είναι ίδιος και για το λιμάνι του Πειραιά τουλάχιστον ως προς τα κυρίαρχα χαρακτηριστικά του και αποτελείται από την μπούμα την μεταλλοκατασκευή, ένα φορείο που κινείται από το προσαρτημένο σε αυτό συρματόσχοινο διαθέτοντας και μια βοηθητική -catenary- πλατφόρμα κίνησης. Παρακάτω δίνονται οι παράμετροι που αφορούν αυτό το συγκεκριμένο γερανό και σχετίζονται με τις ικανότητες και δυνατότητες της κατασκευής μας. Οι κύριες αυτές παράμετροι εμφανίζονται στον πίνακα 1.

Πίνακας 1.Κύριες Παράμετροι Γερανογέφυρας

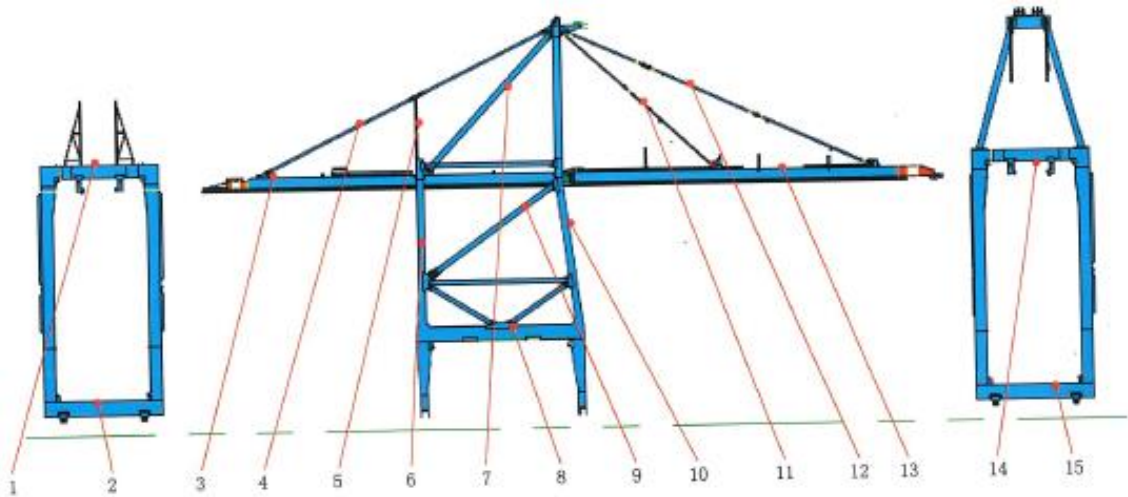
Basic Parameters	rated load capacity (t)	under	65	Speed	hoist speeds (m/min)	full load	90	
		under hook	100			no load	180	
	lift height (m)	above rail	41+5. 8		trolley travel speed (m/min)		240	
		total lift height	58+5.8		gantry speed (m/min)		45	
	outreach(m)	63. 5		Accelerating Speed	main hoist acceleration time (sec)	full load	1. 875	
	backreach(m)	25				no load	3. 75	
	maximum operating wheel load(t)	seaside	97		trolley travel acceleration time(sec)		5	
		landside	75.2		gantry travel acceleration time(sec)		5	
	maximum stowed wheel load(t)	seaside	86.5		boom hoist time one	0°—80°(stowed)		5
		landside	101			0°—45°(ship clearance)		3
	inside clearance between height under link beam (m)	18. 276		Motor Power	Hoist Motors	quantity(pcs)	2	
	overall crane width from bumper to bumper (m)	28				power (kW)	722	
	crane weight(t)	1550. 2			trolley motors	rotating speed (rpm)		900/1800
	setback of WS trolley girder support beam (m)	3. 7				quantity (pcs)	1	
						power (kW)	350	

Special Functions	anti-snag	provided	Motor Power	rotating speed (rpm)	1750	
	type of anti-sway	electrical		gantry	quantity(pcs)	16
				motors	power (kW)	25
					rotating speed (rpm)	1750
Spreader Parameters	trim	$\pm 3^\circ$	boom hoist motor	quantity( pcs)	1	
	list	+ 3		power (kW)	350	
	skew	$\pm 3^\circ$		quantity (pcs)	1750	
	single-20ft/40ft/45ft &- twin-20ft telescopic spreader		Gantry Main Data	rail gauge (m)		30.48
rail gauge (m)		wheel base (m)		15.7		
wheel base (m)		wheel diameter (mm)		800		
wheel diameter		wheels per leg (pcs)		8		
wheel number		drive wheels(pcs)		4		
weight (t)						
stowage pin between crane and wharf			manual	double boom hinges used between boom and trolley girder		
stowage pin between boom and A-frame			manual	power supply on wharf	2200kVA, 4160V, 60Hz	

### 2.3.1 Μεταλλοκατασκευή

Οι γερανογέφυρες διαθέτουν ενά προφίλ μεγάλου όγκου και λειτουργούν εκτεθειμένες σε ισχυρά φορτία, υψηλή αδράνεια, συχνά φρεναρίσματα και ενάρξεις και αντίστροφες κινήσεις, και παρόλα αυτά πρέπει να διασφαλίζουν την ακρίβεια στην θέση του εμπορευματοκιβωτίου και να χειρίζονται με αποτελεσματικότητα και ασφάλεια υπό συνθήκες υψηλής ταχύτητας κατά την λειτουργία. Όλες οι απαιτήσεις ικανοποιούνται από

την καλοσχεδιασμένη μεταλλοκατασκευή και τα προηγμένα συστήματα αυτομάτου ελέγχου. Τα περισσότερα στοιχεία της κατασκευής είναι ορθογωνικά ή τετραγωνικά αν και υπάρχουν και κάποια σωληνοειδή Εικόνα 2.



Εικόνα 2. Επισκόπηση μεταλλοκατασκευής γερανού

1. Όψη στεριανής πλευράς
2. Στεριανό ποδαρικό
3. Δοκοί-ράγες φορείου
4. Πίσω δοκός φορείου
5. Στήριγμα δοκών φορείου πίσω
6. Στεριανό ποδαρικό
7. παράτονοι κορυφή δοκών
8. Πλαίσιο συνδέσμων δικτυώματος
9. Πλαίσιο συνδέσμων δικτυώματος
10. θαλασσινό ποδαρικό
11. Εσωτερική δοκός μπούμας
12. Εξωτερική δοκός μπούμας
13. Μπούμα
14. Θαλασσινή όψη
15. ποδαρικό θαλασσινής πλευράς

### 2.3.2 Κύρια Συστήματα

Οι 3 από τους 4 κύριους μηχανισμούς οδήγησης, μηχανισμός βίρα μάνινα, μπούμα, φορείο (main hoist drive, boom hoist drive and trolley travel drive) είναι εγκατεστημένοι σε ένα επιστεγασμένο μηχανοστάσιο. Υπάρχουν περιπτώσεις όπως άλλωστε προαναφέραμε όπου ο μηχανισμός οδήγησης του φορείου είναι εγκατεστημένος πάνω στο φορείο και είναι αυτοκινούμενο φέροντας μαζί του τους ηλεκτροκινητήρες του, τους μειωτήρες ου κλπ. Στην περίπτωση μας όμως η κίνηση στο φορείο δίδεται από το συρματοσχοίνο το οποίο κινείται αντίστοιχα από την κίνηση του τυμπάνου στο μηχανοστάσιο και αυτό με τη σειρά του από την έξοδο του μειωτήρα που κινείται από τον αντίστοιχο ηλεκτροκινητήρα.

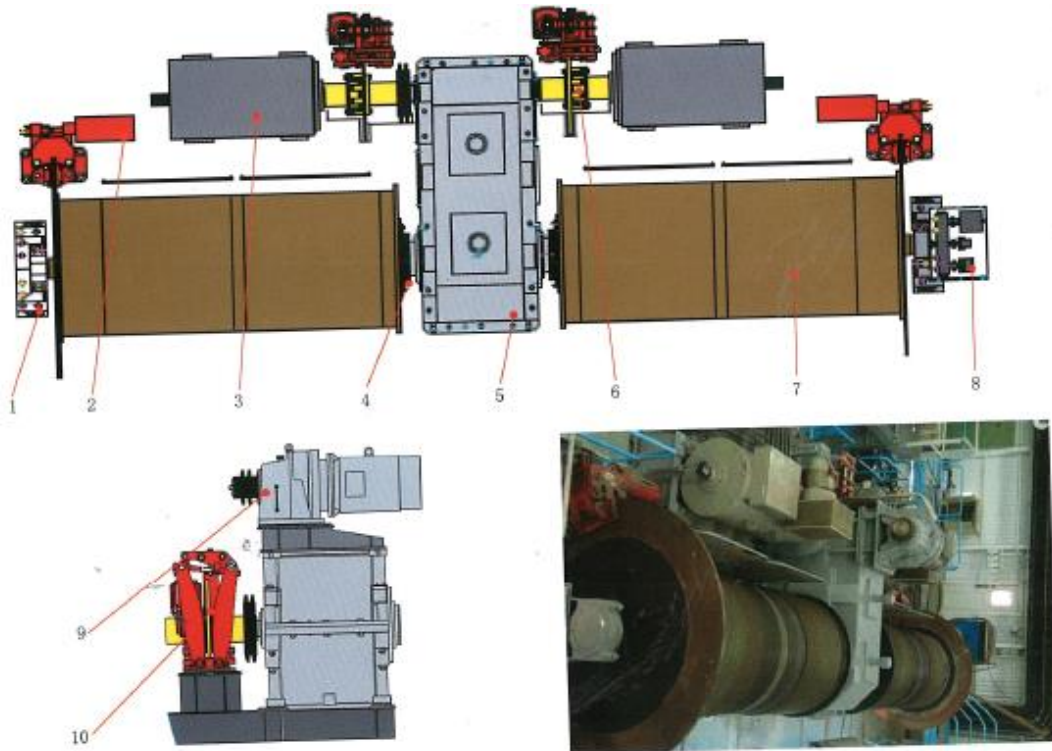


Εικόνα 3. Κύριοι μηχανισμοί οδήγησης στο μηχανοστάσιο  
1. Τύμπανο μπούμας 2. Τύμπανο φορείου 3. Τύμπανο βίρα-μείνα.

### 2.3.3 Σύστημα βίρα μείνα

Ο μηχανισμός του συστήματος βίρα-μείνα, που είναι τοποθετημένος στο μηχανοστάσιο, τροφοδοτείται με ισχύ από 2 μεταβλητής συχνότητας κινητήρες εναλλασόμενου ρεύματος (variable-frequency AC motors) συνδεδεμένος στους άξονες εισόδου ενός μειωτήρα με την χρήση ελαστομερικών κομπλερ που χρησιμοποιούνται για υψηλές ταχύτητες περιστροφής. 2 τύμπανα που φέρουν συρματόσχοινο είναι συνδεδεμένα στους άξονες της εξόδου από τους μειωτήρες μέσω ευέλικτων γραναζοτών κόμπλερ που χρησιμοποιούνται για χαμηλότερες ταχύτητες. Η δύναμη οδήγησης αυτού του εξοπλισμού μεταδίδεται από τους κινητήρες στα τύμπανα μέσω του υψηλής ταχύτητας κόμπλερ και στα κόμπλερ των τυμπάνων και ενισχύεται από τον μειωτήρα ο οποίος οδηγεί το τύμπανο και κατά συνέπεια το συρματόσχοινο στο να ανυψώνει ή να οδηγεί σε κάθοδο το φορτίο που είναι προσαρτημένο στο τηλεσκοπικού τύπου spreader ή γάντζους σε περίπτωση χύδην φορτίου. Τα δεδομένα του

Πίνακας 2 αναφέρονται στα κύρια μέρη της Εικόνα 4.



Εικόνα 4. Σχέδιο και φωτογραφία του μηχανισμού Βίρα-Μάινα

1. Θέση ρουλεμάν τυμπάνου 2.φρένο τυμπάνου 3. κινητήρας 4. Κόμπλερ τυμπάνου 5. μειωτήρας 6. Κόμπλερ κινητήρα 7. τύμπανο 8.οριακός διακόπτης υπερτάχυνσης 9. Συσκευή εκτάκτου ανάγκης 10. Φρένο κινητήρα

Πίνακας 2. Κύρια Μέρη μηχανισμού βίρα μάινα

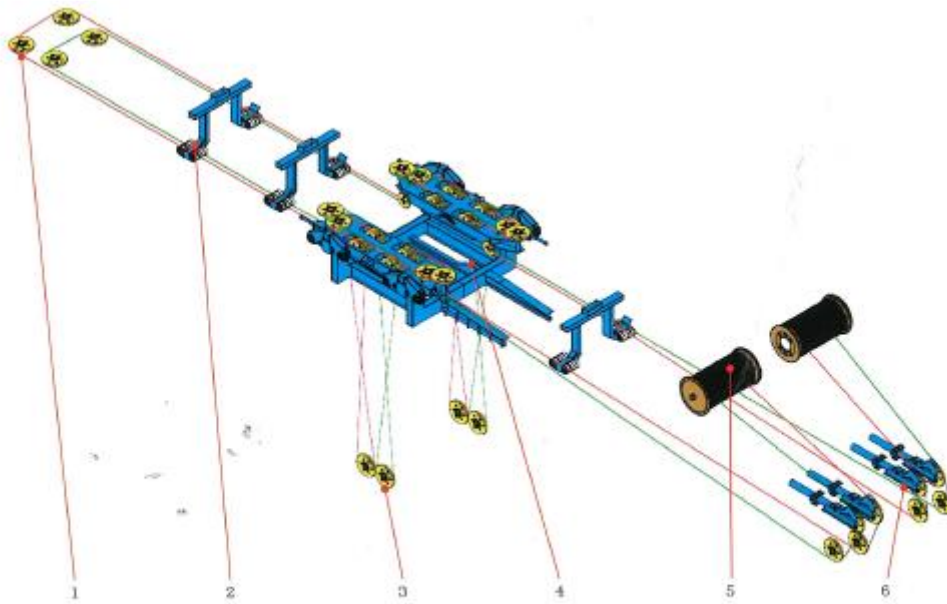
Motor	Type	ODRKF 400L	Drum brake	type	SBB365
	Power	2X720kW		brake torque	2X229. 2kNm
	rotating speed	900/1800rpm		Motor coupling	type
Reducer	Type	FH1655. 21. C2A	rated torque		16kNm
	Ratio	21. 389	brake torque	40. 05kNm	
	Rated output torque	2X275kNm	Drum coupling	type	DC09B
Motor brake	Type	YP41-4500-900X30		rated torque	450kNm
	braking torque	20X2kNm	Wire rope	diameter	Φ 31. 5mm

### Σύστημα βαρούλκου βίρα μάινα (συνεχούς βοηθητικού κυλιόμενου συστήματος)

Σε σχέση με το σύστημα τυλίγματος ξετυλίγματος των συρματοσχοίνων του βίρα-μάινα (main hoist reversing system) τα συρματοσχοίνα ξετυλίγονται από το τύμπανο και τρέχουν διαμέσου της κάτωθι πορείας: τύμπανο (drum) → σύστημα ευθυγράμμισης(trim/list/skew/snag system) στο πίσω τέλος του πλαισίου της μεταλλοκατασκευής (girder rear end) → τροχαλίες στο πλαίσιο του φορείου (sheaves on the trolley frame) → τροχαλίες πάνω από το spreader (sheaves on the head-block) → επιστροφή στις τροχαλίες στο πλαίσιο του φορείου (sheaves on the trolley frame) → αισθητήρες ζύγισης στο μπροστά άκρο της μπούμας (load cell at the boom tip). Τα



άκρα των συρματοσχοίων πακτώνονται στους αισθητήρες ζύγισης που είναι εγκατεστημένα κάτω από τις αντιστοίχα στοιχισμένες τροχαλίες στο μπρος μέρος της μπούμας (Εικόνα 5).



Εικόνα 5. Σύστημα συρματοσχοίων δια τυμπάνων βίρα μάνια  
(Main hoist rope reeving system-continuous catenary roller support system)

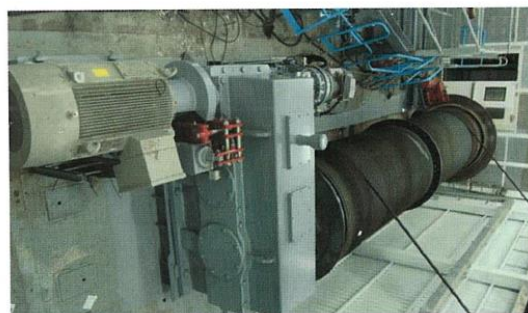
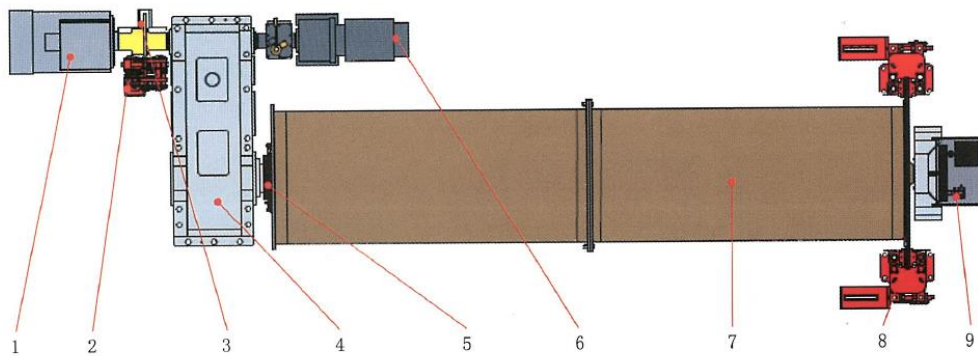
1. Αισθητήρες ζύγισης μπούμα
2. Πακτωμένοι βοηθητικοί κύλινδροι
3. Τροχαλίες headblock
4. κινούμενο πλαίσιο φορείου
5. Τύμπανα οδήγησης συρματοσχοίων βίρα-μάνια
6. Σύστημα ευθυγράμμισης και αποφόρτισης πίσω μέρους

### 2.3.4 Σύστημα μπούμας

Το σύστημα ανύψωσης και κατάβασης μπούμας, που βρίσκεται επίσης στο μηχανοστάσιο, τροφοδοτείται με ισχύ από ένα ηλεκτροκινητήρα εναλλασσόμενου ρεύματος συνδεδεμένου με τον άξονα της εισόδου του μειωτήρα μέσω ενός εύκαμπτου ελαστομερικού κόμπλερ (μαργαρίτα) που χρησιμοποιείται εξαιτίας των υψηλής ταχύτητας. Το αντίστοιχο τύμπανο συνδέεται με τον άξονα στην έξοδο του μειωτήρα μέσω ενός πιο εύκαμπτου γραναζοτού συνδέσμου (κομπλερ) για χαμηλότερες ταχύτητες. Επομένως ομοίως η δύναμη κίνησης μεταδίδεται από τον ηλεκτροκινητήρα στο τύμπανο μέσω ενός συνδέσμου υψηλής (coupling) ενισχυμένη μέσω του μειωτήρα οδηγώντας το τύμπανο στο να τυλίγει ή να ξετυλίγει ανάλογα το σύρμα για την ανύψωση ή κατάβαση της μπούμας. Όπως περιγράφονται τα χαρακτηριστικά στον πίνακα 3 και γίνεται η αντίστοιχη απεικόνιση στην εικόνα 6.

Πίνακας 3. Κύρια χαρακτηριστικά του συστήματος οδήγησης μπούμας(Boom Hoist Drives)

Motor	type	ILA8 315-4	Drum brake	type	SBB365
	power	350kW		brake torque	2X235kNm
	rotating speed	1750rpm		Motor coupling	type
Reducer	type	FH1560.105B. B3A-00	rated torque		6. 3kNm
	ratio	105. 242	brake torque		
	rated output torque		Drum coupling	type	DC09B
Motor brake	type	YP31 — 2000—630 X 30		rated torque	450kNm
	braking torque	6. 6kNm	Wire rope	diameter	Φ 35mm

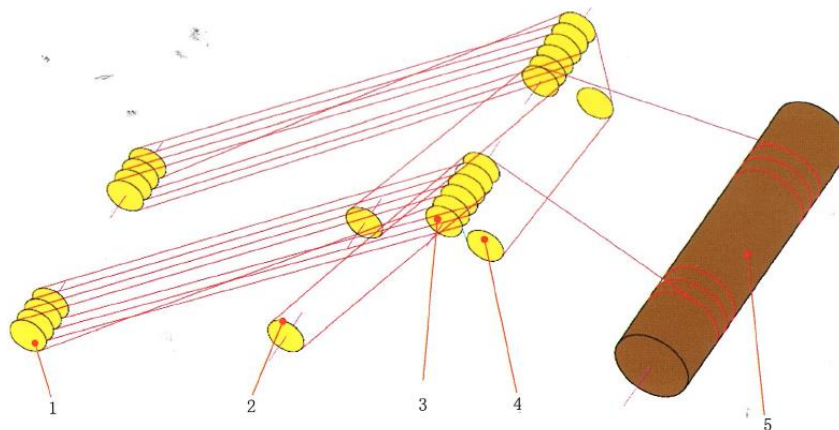


Εικόνα 6. Σχήμα και φωτογραφία συστήματος μπούμας (Boom Hoist Drive)

1. Ηλεκτροκινητήρας
2. Φρένο ηλεκτροκινητήρα
3. Σύνδεσμος κινητήρα-μειωτήρα (Coupling)
4. Μειωτήρας
5. Σύνδεσμος μειωτήρα-τυμπάνου (Drum Coupling)
6. Συσσκευή έκτακτης ανάγκης
7. Τύμπανο
8. Φρένο τυμπάνου
9. Θέση ρουλεμάν και οριακός διακόπτης υπερτάχυνσης

### Σύστημα συρματοσχοίνου δια τυμπάνου Μπούμας(Boom hoist rope reeving system)

Το συρματόσχοινο φεύγοντας από το τύμπανο της μπούμας διέρχεται την ακόλουθη πορεία: Τύμπανο (boom hoist drum)→ διάταξη τροχαλιών στο πάνω πλαίσιο(sheave block on top of the A frame)→ εξωτερική διάταξη τροχαλιών πάνω στην μπούμα(outer sheave blocks (4) on the boom), το σύρμα τυλίγεται 8 φορές μπρος και πίσω ανάμεσα στις τροχαλίες του άνω πλαισίου και της εξωτερικής διάταξης στην μπούμα σε κάθε πλευρά (Εικόνα 7)



Εικόνα 7. Σύστημα σύρματος δια τυμπάνου μπούμας (Boom hoist rope reeving system)

1. Εξωτερική διάταξη τροχαλιών μπούμας(Outer sheave blocks on boom) 2. Εσωτερικές τροχαλίες (Inner single sheave on boom) 3. Διάταξη τροχαλιών άνω πλαιίου (Sheave blocks on top of A-frame) 4. Εξισωτής στο άνω πλαίσιο (Equalizer on top of the A-frame) 5. Τύμπανο μπούμας (Boom hoist Drum)

Η ανύψωση ή κατάβαση της μπούμας εναλλάσσεται με την αντιστροφή της φοράς του ηλεκτροκινητήρα . Το σύστημα οδήγησης της μπούμας (boom hoist drive) ανυψώνει την μπούμα είτε στην θέση των 45 μοιρών γωνίας για την εναλλαγή των πλοίων ή στην θέση στον γάντζο στις 80 μοίρες για την εκτέλεση εργασιών συντήρησης μέσω της κίνησης του συρματοσχοίνου. Το σύστημα συρματοσχοίνου δια τυμπάνου διαθέτει 2 ξεχωριστούς και ανεξάρτητους γάντζους καθένας με την ικανότητα στήριξης της μπούμας ώστε να δύναται η στήριξη σε περίπτωση βλάβης του ενός. Όλες οι τροχαλίες διαθέτουν ρουλεμάν κλειστού τύπου σχεδιασμένα ως μονάδα για την το δυνατότερο ευχερέστερη αντικατάσταση τους.

### 2.3.5 Σύστημα φορείου

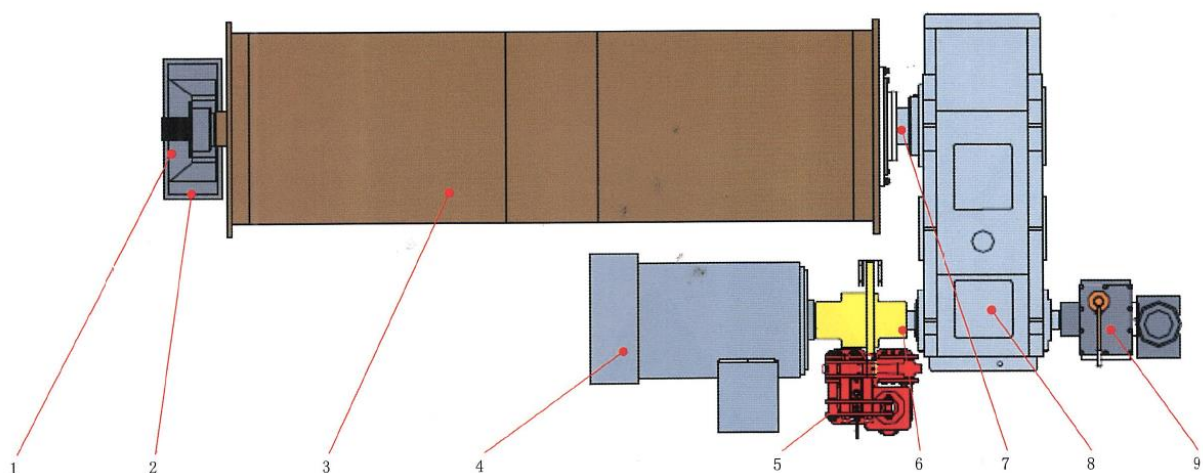
Ο μηχανισμός κίνησης του φορείου, επίσης βρίσκεται εγκατεστημένος στο μηχανοστάσιο, τροφοδοτείται με ισχύ από ένα ηλεκτροκινητήρα εναλλασσόμενου ρεύματος μεταβλητής συχνότητας (variable frequency AC motor) που συνδέεται στον άξονα στην είσοδο του

μειωτήρα μέσω ενός ελαστομερικού συνδέσμου (flexible elastomeric coupling) ο οποίο; Χρησιμοποιείται στην περίπτωση των υψηλών ταχυτήτων. Στον άξονα της εξόδου του μειωτήρα συνδέεται το τύμπανο μέσω ενός ευέλικτου γραναζωτού συνδέσμου (flexible gear coupling) η χρήση του οποίου ενδείκνυται σε χαμηλότερες ταχύτητες. Η δύναμη λοιπόν της κίνησης μεταδίδεται από τον ηλεκτροκινητήρα στο τύμπανο από ένα σύνδεσμο (coupling) υψηλής ταχύτητας και ένα σύνδεσμο τυμπάνου ενισχυμένο ως προς την ροπή μέσω του μειωτήρα στο τυμπανό οδηγώντας κατά αυτό τον τρόπο το τύμπανο να ωθήσει το φορείο μέσω του συρματοσχοίνου εμπρός ή πίσω

Πίνακας 4 και Εικόνα 8 αντίστοιχα.

Πίνακας 4. Κύρια Μέρη του μηχανισμού κίνησης του φορείου

Motor	type	1LA8 31	Drum brake	type	none
	power	350kW		brake torque	
	rotating speed	1750rpm		Motor coupling	type
Reducer	type	FH1060. 24A A2A	rated torque		4. 5kNm
	ratio	23. 78	brake torque	11. 94kNm	
	rated output torque		Drum coupling	type	DC06B
Motor brake	type	YP31—2000- 630X30		rated torque	160kNm
	braking torque	6. 6kNm	Wire rope	diameter	25mm

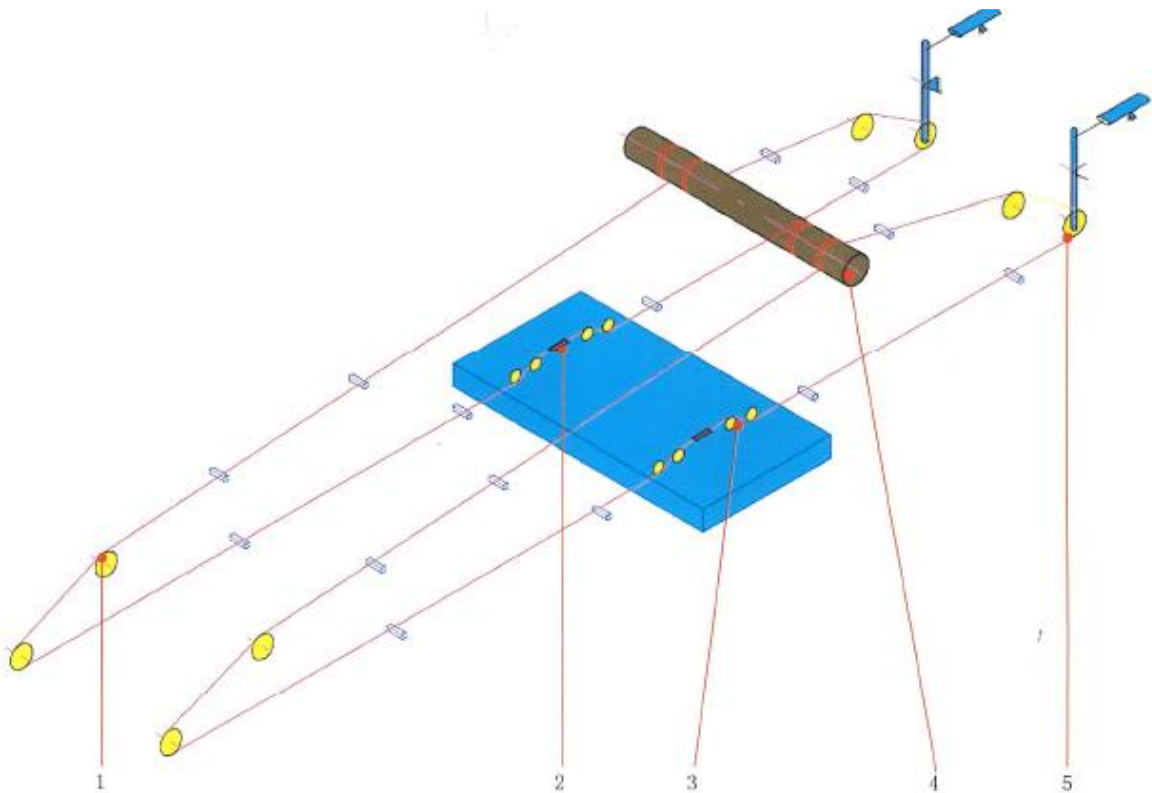


Εικόνα 8. Διάταξη μηχανισμού φορείου

1. Κωδικοποιητής (Encoder) 2. Θέση ρουλεμάν 3. Τύμπανο 4. Κινητήρας 5. Φρένο ηλεκτροκινητήρα
6. Σύνδεσμος κινητήρα-μειωτήρα (Coupling)
7. Σύνδεσμος μειωτήρα-τυμπάνου (drum coupling) 8. Μειωτήρας 9. Συσσκευή έκτακτης ανάγκης

### Σύστημα συρματοσχοίνου δια τύμπανου φορείου

2 συρματόσχοινα ξεκινούν από το τύμπανο του φορείου όπου έχουν προσδεθεί και διέρχονται διαμέσου της ακόλουθης πορείας: τύμπανο (drum)→ τροχαλία ελέγχου τάσης εφελκυσμού στο πίσω μέρος της μπούμας→ τροχαλία παρέκλισης φορείου→σταθερό σημείο πρόσδεσης στο φορείο→ τροχαλία παρέκλισης φορείου → τροχαλία μπροστά μέρους μπούμας→ τύμπανο. Τα 4 άκρα των δύο συρματοσχοίνων τυλίγονται γύρω από το τύμπανο του φορείου και πακτώνονται με σφιγκτήρες πάνω στο τύμπανο. Επίσης τα 2 μεσαία μέρη του συρματοσχοίνου ασφαλιζονται πάνω στο φορείο γεγονός που τα κάνει να απεικονίζονται εμφανισιακά ως 2 συρματόσχοινα πίσω από το φορείο και αντίστοιχα 2 μπροστινά. Αυτά με τη σειρά τους είναι που τραβούν το φορείο να κινηθεί μπρος και πίσω (Εικόνα 9)



Εικόνα 9. Σύστημα συρματοσχοίνων δια τύμπανου φορείου

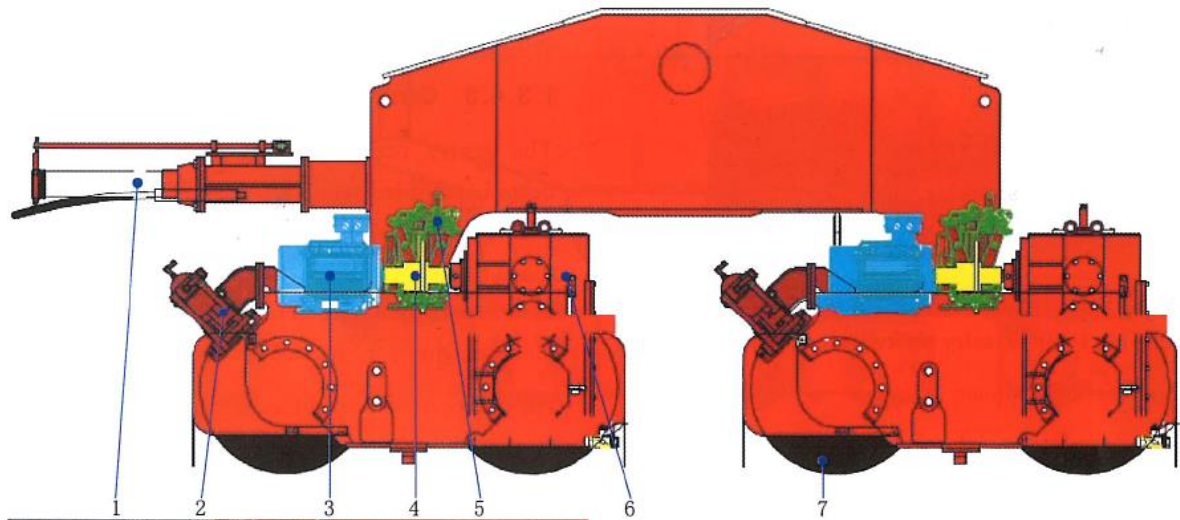
1. βραχίονας εμπρός μπούμα
2. Σύνδεση πάνω στο φορείο
3. Τροχαλία παρέκλισης φορείου
4. Τύμπανο φορείου
5. τροχαλία ελέγχου εφέλκησης συρματοσχοίνου

### 2.3.6 Σύστημα πορείας

Το σύστημα πορείας της γερανογέφυρας οδηγεί το γερανό κατά μήκος της αποβάθρας πάνω στις εγκατεστημένες ράγες. Κάθε πλευρά αποτελείται από οχτώ τροχούς οι μισοί από τους οποίους είναι οι οδηγοί. Δεκαέξι ηλεκτροκινητήρες εναλλάσσόμενου ρεύματος δίνουν ισχύ για κίνηση στο σύστημα. Δύο οδηγητές (drives) εναλλάσσομενου χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο τους, ένας για την κάθε πλευρά δηλαδή για τους ηλεκτροκινητήρες της πλευράς στεριάς και θάλασσας αντίστοιχα. Ο έλεγχος της συμβατότητας της ταχύτητας της κάθε πλευράς επιτυγχάνεται με την χρήση δύο ταχογεννητριών (tachometer) εγκατεστημένων πάνω στον τελευταίο ηλεκτροκινητήρα της κάθε πλευράς από αριστερά. Οι ηλεκτροκινητήρες είναι κατά συνέπεια αριθμημένοι από το 1 ως το 16 ξεκινώντας από την θαλασσινή πλευρά το πρώτο από δεξιά κινητήρα και κινούμενα ανθρολογιακά καταλήγουμε στον ηλεκτροκινητήρα 16 στην στεριανή πλευρά τέρμα δεξιά. Για να αποκλειστεί το ενδεχόμενο ανεπιθύμητης μετατόπισης του γερανού σε περίπτωση ακραίων καιρικών φαινομένων και ισχυρών ανέμων η κάθε πλευρά είναι εξοπλισμένη με ένα ζευγάρι πείρων αγκύρωσης στο κέντρο κάθε ποδαρικού. Επιπρόσθετα και κατά την διάρκεια της λειτουργίας αυτή η προστασία παρέχεται με την χρήση υδραυλικών φρένων στους ελεύθερους τροχούς της κάθε πλευράς καθώς και με την ύπαρξη φρένων στον κάθε ηλεκτροκινητήρα τύπου thruster ώστε κάθε τυχόν επίδραση από τον άνεμο να εξουδετερώνεται. Η ισχύς της κίνησης μεταδίδεται από τον κάθε ηλεκτροκινητήρα στους τροχούς οδήγησης μέσω ενός γραναζωτού συνδέσμου και ενός μειωτήρα. Η κατεύθυνση μετατόπισης του γερανού εναλλάσσεται κατά απαίτηση του χειριστή με την εναλλαγή της περιστροφής των ηλεκτροκινητήρων. Τα δισκόφρενα τύπου thruster που προαναφέραμε και που είναι εγκατεστημένα στον άξονα ανάμεσα στον κινητήρα και τον μειωτήρα του κάθε τροχού οδήγησης έχουν την ικανότητα να σταματούν τον γερανό όταν αυτός υπόκειται σε ταχύτητες ανέμου της τάξεως των 25m/sec δηλαδή περί των 10 μποφόρ. Αν η ταχύτητα του ανέμου ξεπερνά τα 10 μποφόρ τότε η ικανότητα στήριξης του γερανού από τα φρένα αυτά αλλά και τα φρένα των τροχών φθάνει στα 35m/sec ή 12 μποφόρ περίπου. Σε περίπτωση που η πρόβλεψη των καιρικών φαινομένων κάνει λόγο για περισσότερη ένταση ανέμου τότε κρίνεται ως απαραίτητη η χρήση των πείρων αγκύρωσης. Τα κύρια στοιχεία του μηχανισμού οδήγησης για την πορεία του γερανού παρουσιάζονται στον πίνακα 5 και Εικόνα 10.

Πίνακας 5. Κύρια στοιχεία μηχανισμού οδήγησης πορείας

Motor	type	1LP4 188-4	Wheel brake	type	YLZ63-200CP
	power	25kW		clamping force	180kN
	rotation speed	1 750rpm	Motor coupling	type	MLPK6 355X20
Reducer	braking torque	250Nm		rated torque	600Nm
	type	FKR555. 96. D1A		type	75MFK—140-519
	ratio	95. 712	Buffer	maximum permissible impact force	700kN
Motor brake	type	YP11-300—355X20		stroke	500mm
	braking torque	410Nm	Wheel	diameter	Φ 25mm

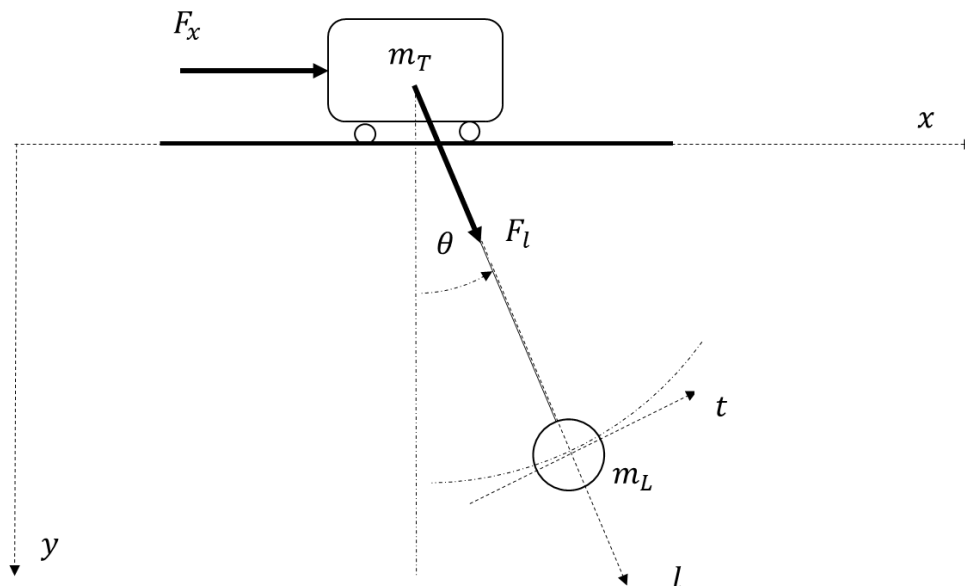


Εικόνα 10. Όψη μονάδας πορείας-Gantry unit view

1. Προφυλακτήρας 2. Φρένο τροχού 3. Κινητήρας 4. κόμπλερ 5. Φρένο κινητήρα 6. μειωτήρας 7. Τροχός πορείας

### 3 Δυναμική μοντελοποίηση γερανογέφυρας

Τα κύρια μέρη ή συστήματα από τα οποία αποτελείται η γερανογέφυρα είναι το φορείο, το βίρα μάλια και το spreader με τα συρματόσχοινά του. Ειδικότερα όταν αναφερόμαστε στο απλοποιημένο σχέδιο 2 διαστάσεων που παρατίθεται παρακάτω στην Εικόνα 11, όπου  $m_T$  είναι η μάλια του φορείου,  $m_L$  είναι η μάλια του φορτίου στην οποία για συντομία συμπεριλαμβάνουμε και τις μάλιας των και headblock και spreader και  $l$  είναι το μήκος του σύρματος. Η μεταφορά στην επιθυμητή θέση του φορείου επιτυγχάνεται μέσω της εφαρμογής της δύναιμης  $F_x$ , ενώ η μεταφορά του φορτίου στο επιθυμητό ύψος αντίστοιχα επιτυγχάνεται μέσω της εφαρμογής μίας δύναιμης τυλίγματος και ξετυλίγματος του σύρματος πάνω στο τύμπανο η οποία ονομάζεται δύναιμη  $F_l$ .



Εικόνα 11. Σχηματική απεικόνιση μοντέλου γερανογέφυρας

Σε αυτή την μελέτη έχουμε θεωρήσει καταρχάς ότι το φορείο κινείται επί της δοκού της μπούμας πάνω σε τροχούς μηδενικής μάλιας και θεωρούμε και τις τριβές αμελητέες. Επιπρόσθετα μαζί το φορείο και το φορτίο θεωρούνται σημειακές μάλιας, υλικά σημεία δηλαδή και η μάλια και η ακαμψία του συρματοσχοίνου επίσης υποτίθενται ως αμελητέα. Η επίδραση εξωγενών παραγόντων όπως κατά κύριο λόγο η διαταραχή από τον άνεμο αλλά και δευτερευόντως η επίδραση από τον κυματισμό της θάλασσας δεν λαμβάνονται υπόψιν. Στις ακόλουθες εξισώσεις το γράμμα  $T$  (trolley) αναπαριστά το φορείο και το γράμμα  $L$  το φορτίο (load).



### 3.1 Εξισώσεις κίνησης

Οι κινηματικές εξισώσεις που περιγράφουν την θέση και την κίνηση του φορτίου σε σχέση με το καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων  $(\vec{x}, \vec{y})$  είναι

$$\begin{aligned}x_L &= x + l \sin \theta \\y_L &= l \cos \theta\end{aligned}\quad (1)$$

Υποθέτοντας ότι η ενδεχόμενη μετατόπιση έχει ως θετική φορά προς τα δεξιά και προς τα κάτω.

Πάιρνοντας τις πρώτες και δεύτερες παραγώγους ως προς τον χρόνο παράγουμε τις απαιτούμενες σχέσεις που αφορούν στις ταχύτητες

$$\begin{aligned}\dot{x}_L &= \dot{x} + \dot{l} \sin \theta + l \dot{\theta} \cos \theta \\ \dot{y}_L &= \dot{l} \cos \theta - l \dot{\theta} \sin \theta\end{aligned}\quad (2)$$

Και τις επιταχύνσεις

$$\begin{aligned}\ddot{x}_L &= \ddot{x} + \ddot{l} \sin \theta + \dot{l} \dot{\theta} \cos \theta + l \ddot{\theta} \cos \theta - l \dot{\theta}^2 \sin \theta \\ \ddot{y}_L &= \ddot{l} \cos \theta - \dot{l} \dot{\theta} \sin \theta - l \ddot{\theta} \sin \theta - l \dot{\theta}^2 \cos \theta\end{aligned}\quad (3)$$

Η γωνιακή εφαπτομενική επιτάχυνση (Εικόνα 12) προκύπτει τότε ως

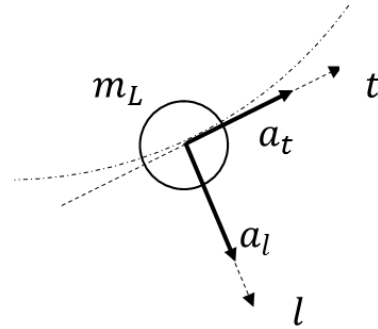
$$\begin{aligned}a_t &= \ddot{x}_L \cos \theta - \ddot{y}_L \sin \theta \\ &= \ddot{x} \cos \theta + \ddot{l} \sin \theta \cos \theta + 2 \dot{l} \dot{\theta} \cos^2 \theta + l(\ddot{\theta} \cos^2 \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta \cos \theta) - \ddot{l} \sin \theta \cos \theta + 2 \dot{l} \dot{\theta} \sin^2 \theta \\ &\quad + l(\ddot{\theta} \sin^2 \theta + \dot{\theta}^2 \sin \theta \cos \theta)\end{aligned}$$

$$a_t = \ddot{x} \cos \theta + 2 \dot{l} \dot{\theta} + l \ddot{\theta}\quad (4)$$

Όπου και η αντίστοιχη ακτινική επιτάχυνση (Εικόνα 12) δίδεται από

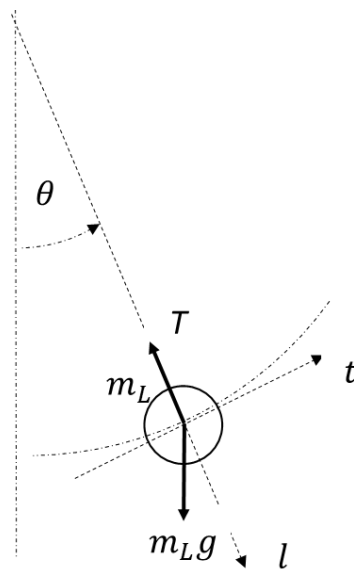
$$\begin{aligned}a_l &= \ddot{x}_L \sin \theta + \ddot{y}_L \cos \theta \\ &= \ddot{x} \sin \theta + \ddot{l} \sin^2 \theta + 2 \dot{l} \dot{\theta} \sin \theta \cos \theta + l(\ddot{\theta} \cos \theta \sin \theta - \dot{\theta}^2 \sin^2 \theta) + \ddot{l} \cos^2 \theta - 2 \dot{l} \dot{\theta} \sin \theta \cos \theta \\ &\quad - l(\ddot{\theta} \sin \theta \cos \theta + \dot{\theta}^2 \cos^2 \theta)\end{aligned}$$

$$a_l = \ddot{x} \sin \theta + \ddot{l} - l \dot{\theta}^2\quad (5)$$



Εικόνα 12. γωνιακή ακτινική και εφαπτομενική επιτάχυνση της μάζας του φορτίου

Χρησιμοποιώντας το διάγραμμα ελεύθερου σώματος (ΔΕΣ) βασιζόμενη στην (Εικόνα 13) της μάζας του φορτίου και τις παραπάνω κινηματικές σχέσεις και εφαρμόζοντας τον 2<sup>ο</sup> νόμο του Νεύτωνα που αφορά την ακτινική και εφαπτομενική κατεύθυνση της μάζας του φορτίου προκύπτει ότι



Εικόνα 13. διάγραμμα ελεύθερου σώματος μάζας του φορτίου

Για την ακτινική διεύθυνση έχουμε,

$$\begin{aligned}
 m_L a_l &= \sum F^l \\
 m_L a_l &= m_L g \cos \theta - T \\
 m_L (\ddot{x} \sin \theta + \ddot{l} - l \dot{\theta}^2) &= m_L g \cos \theta - T \\
 m_L \ddot{l} + m_L \ddot{x} \sin \theta - m_L l \dot{\theta}^2 &= m_L g \cos \theta - T
 \end{aligned} \tag{6}$$

Όπου  $T$  είναι η τάση της δύναμης που ισούται με την δύναμη που ασκείται και ελέγχει το μήκος του σύρματος μείον τις αποσβέσεις (damping effect), ακολούθως

$$T = -F_l + b_l \dot{l} \quad (7)$$

Η εξίσωση (6) μπορεί να γραφεί ως

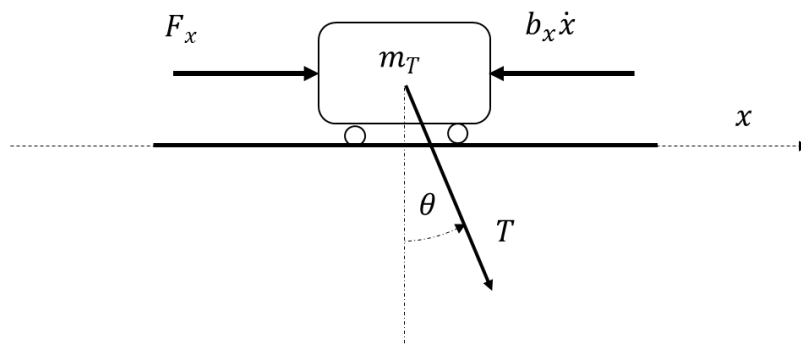
$$m_L \ddot{l} + m_L \ddot{x} \sin\theta - m_L l \dot{\theta}^2 = m_L g \cos\theta + F_l - b_l \dot{l} \quad (8)$$

Στην εφαπτομενική διεύθυνση ο νόμος του Νεύτωνα μπορεί να αποτυπωθεί ως εξής

$$m_L a_t = \sum F^t$$

Ή

$$\begin{aligned} m_L (\ddot{x} \cos\theta + 2\dot{l}\dot{\theta} + l\ddot{\theta}) &= -m_L g \sin\theta \\ \ddot{x} \cos\theta + 2\dot{l}\dot{\theta} + l\ddot{\theta} &= -g \sin\theta \end{aligned} \quad (9)$$



Εικόνα 14. Διάγραμμα ελεύθερου σώματος φορείου

Με την ίδια λογική προχωρούμε με βάση τον νόμο του Νεύτωνα στην παραγωγή των εξισώσεων που αφορούν την κίνηση του φορείου

$$\begin{aligned} m_T \ddot{x}_T &= \sum F^x \\ m_T \ddot{x} &= F_x - b_x \dot{x} + T \sin\theta \end{aligned} \quad (10)$$

Όπου ο 2<sup>ος</sup> νόμος του Νεύτωνα για την μάζα του φορτίου μπορεί να γραφεί ως

$$\begin{aligned} m_L \ddot{x}_L &= \sum F^x \\ m_L (\ddot{x} + \dot{l} \sin\theta + \dot{l} \dot{\theta} \cos\theta + \dot{l} \dot{\theta} \cos\theta + l(\ddot{\theta} \cos\theta - \dot{\theta}^2 \sin\theta)) &= -T \sin\theta \\ m_T \ddot{x} + m_L (\ddot{x} + \dot{l} \sin\theta + \dot{l} \dot{\theta} \cos\theta + \dot{l} \dot{\theta} \cos\theta + l(\ddot{\theta} \cos\theta - \dot{\theta}^2 \sin\theta)) & \\ &= F_x - b_x \dot{x} + T \sin\theta - T \sin\theta \end{aligned} \quad (11)$$

Από τις εξισώσεις (10) και (11) προσθέτωντας κατά μέρη παίρνουμε

$$(m_T + m_L)\ddot{x} + m_L\dot{l}\sin\theta + m_L\dot{\theta}\cos\theta + m_L\dot{\theta}\cos\theta + m_L l(\ddot{\theta}\cos\theta - \dot{\theta}^2 \sin\theta) = F_x - b_x\dot{x} \quad (12)$$

Όπου οι δυνάμεις ελέγχου  $F_x, F_l$  από τους ηλεκτροκινητήρες ισούνται με μία σταθερά  $K_i$  του ηλεκτροκινητήρα επί την εφαρμοζόμενη ροπή, δηλαδή

$$F_i = K_i T_i \quad (13)$$

Με δεδομένο ότι η ηλεκτρική χρονική σταθερά των ηλεκτροκινητήρων είναι πολύ πιο γρήγορη από την αντίστοιχη μηχανική σταθερά του συστήματος η  $F_x$  μπορεί να προσεγγιστεί ως εξής

$$F_x = K_T T_T \cong K_D D \quad (14)$$

όπου  $K_T$  και  $T_T$  η σταθερά του ηλεκτροκινητήρα του φορείου και της ροπής αντίστοιχα,  $D$  (*Duty Cycle*) είναι η είσοδος του ρεύματος στον οδηγητή του ηλεκτροκινητήρα και  $K_D$  είναι η σταθερά της δύναμης της κίνησης η οποία εξαρτάται από την μετάδοση της κίνησης του συστήματος του φορείου και από την σταθερά του ηλεκτροκινητήρα  $K_T$ .

Παρομοίως η δύναμη  $F_l$  είναι η δύναμη ελέγχου και μπορεί να προσεγγιστεί ως εξής

$$F_l = K_R T_R \cong K_V V \quad (15)$$

όπου,  $K_R$  και  $T_R$  οι σταθερές του ηλεκτροκινητήρα του βίρα μάινα και της ροπής αντίστοιχα και  $V$  είναι η είσοδος της τάσης στον οδηγητή (drive) του ηλεκτροκινητήρα του βίρα μάινα και  $K_V$  είναι η σταθερά της δύναμης της κίνησης η οποία εξαρτάται από την μετάδοση της κίνησης του συστήματος βίρα μάινα του συρματοσχοίνου και από την σταθερά του ηλεκτροκινητήρα του βίρα μάινα  $K_R$ .

### 3.2 Γραμμικοποίηση

Με σκοπό να σχεδιάσουμε τους απαραίτητους ελεγκτές πρωτίστως θα πρέπει να γραμμικοποιήσουμε το σύστημα γύρω από ένα σημείο ισορροπίας. Για να το επιτύχουμε αυτό πρέπει να γράψουμε το σύστημα των εξισώσεων της κίνησης στην παρακάτω μορφή

$$\ddot{q} = f(q, \dot{q}, F, \dot{F}) \quad (16)$$

όπου  $q = [x, \theta, l]$  και  $F = [F_x, F_l]$

Οι εξισώσεις 1-3 μπορούν να γραφούν και ύπο την μορφή πίνακα ως εξής

$$\ddot{q} = [\ddot{x}, \ddot{\theta}, \ddot{l}]'$$

$$\overbrace{\begin{bmatrix} m_T + m_L & m_L l \cos(\theta) & m_L \sin(\theta) \\ \cos(\theta) & l & 0 \\ m_L \sin(\theta) & 0 & m_L \end{bmatrix}}^M \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{l} \end{bmatrix} = \overbrace{\begin{bmatrix} -2m_L \dot{\theta} \cos \theta + m_L \dot{\theta}^2 \sin \theta + F_x - b_x \dot{x} \\ -2\dot{l} \dot{\theta} - g \sin \theta \\ m_L \dot{\theta}^2 + m_L g \cos \theta + F_l - b_l \dot{l} \end{bmatrix}}^Q$$

Η

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q} \quad (17)$$

Επιλύοντας το παραπάνω σύστημα ως προς το  $\ddot{\mathbf{q}}$  προκύπτει η παρακάτω μορφή

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{Q} \quad (18)$$

Η

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{l} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_x - b_x \dot{x} - F_l \sin \theta + b_l \dot{l} \sin \theta}{m_T} \\ -\frac{2F_x \cos \theta - F_l \sin 2\theta + 2gm_T \sin \theta + b_l \dot{l} \sin 2\theta + 4\dot{\theta} m_T - 2b_x \dot{x} \cos(\theta)}{2lm_T} \\ \frac{F_l(m_L + m_T - m_L \cos^2 \theta) - b_l \dot{l}(m_L + m_T - m_L \cos^2 \theta) - F_x m_L \sin \theta + \dot{\theta}^2 m_L m_T + gm_L m_T \cos \theta + b_x \dot{x} m_L \sin \theta}{m_L m_T} \end{bmatrix}$$

Όπου τα  $m_L, m_T, l \neq 0$  Πρακτικά το μήκος του σύρματος είναι πάντα μεγαλύτερο από 2,5 μέτρα ενά όταν είναι μικρότερο από τα 5 μέτρα ενεργοποιείται slowdown για την αποφυγή σύγκρουσης με την καμπίνα του χειριστή.

Χρησιμοποιώντας την μέθοδο γραμμικοποίησης κατά Lyapunov το παραπάνω σύστημα γραμμικοποιείται γύρω από τις ονομαστικές τιμές ως ακολούθως ( $q_n, \dot{q}_n, F_n, \dot{F}_n$ )

$$\Delta \ddot{\mathbf{q}} = \left. \frac{\partial f}{\partial q} \right|_n \Delta q + \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{q}} \right|_n \Delta \dot{q} + \left. \frac{\partial f}{\partial F} \right|_n \Delta F + \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{F}} \right|_n \Delta \dot{F} \quad (19)$$

Όπου γενικά ισχύει ότι  $\Delta x = x - x_n$

Σκοπεύουμε να γραμμικοποιήσουμε το σύστημα γύρω από τις ακόλουθες ονομαστικές τιμές

$$q_n = \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ l_n \end{bmatrix}, \dot{q}_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \text{ και } F_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \dot{F}_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Εκτελώντας τις απαιτούμενες αλγεβρικές πράξεις προκύπτουν οι γραμμικοποιημένες εξισώσεις της κίνησης

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{l} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_x - b_x \dot{x}}{m_T} \\ -\frac{g\theta}{l_n} - \frac{F_x}{l_n m_T} + \frac{b_x \dot{x}}{l_n m_T} \\ \frac{F_l - b_l \dot{l}}{m_L} \end{bmatrix} \quad (21)$$

Αντικαθιστώντας τις δυνάμεις ελέγχου  $F_x, F_l$  με τα ισοδύναμα τους από τις 14,15 οι εξισώσεις μπορούν να γραφούν με την παρακάτω μορφή

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \frac{b_x}{m_T} \dot{x} &= \frac{K_D}{m_T} D \\ \ddot{\theta} + \frac{g}{l_n} \theta - \frac{b_x}{l_n m_T} \dot{x} &= -\frac{K_D}{l_n m_T} D \\ \ddot{l} + \frac{b_l}{m_L} \dot{l} &= \frac{K_V}{m_L} V \end{aligned} \quad (22)$$

Όπου το  $l_n$  θα ισούται με την ονομαστική τιμή του μήκους του σύρματος.

### 3.3 Συναρτήσεις Μεταφοράς

Εκτελώντας τον αντίστοιχο μετασχηματισμό Laplace για τις εξισώσεις (22) στοχεύοντας να αποκτήσουμε τη συνάρτηση μεταφοράς για κάθε υποσύστημα έχουμε

$$\begin{aligned} s^2 X(s) + \frac{b_x}{m_T} sX(s) &= \frac{K_D}{m_T} D(s) \\ s^2 \theta(s) + \frac{g}{l_n} \theta(s) - \frac{b_x}{l_n m_T} sX(s) &= -\frac{K_D}{l_n m_T} D(s) \\ s^2 L(s) + \frac{b_l}{m_L} sL(s) &= \frac{K_V}{m_L} V(s) \end{aligned}$$

Επομένως η συνάρτηση μεταφοράς για κάθε υποσύστημα προκύπτει ως ακολούθως:

#### Φορείο:

$$\begin{aligned} (m_T s^2 + b_x s) X(s) &= K_D D(s) \\ \Rightarrow G_x(s) \equiv \frac{X(s)}{D(s)} &= \frac{K_D}{m_T s^2 + b_x s} \end{aligned} \quad (23)$$

#### Γωνία Ταλάντωσης:

$$\begin{aligned} s^2 \theta(s) + \frac{g}{l_n} \theta(s) - \frac{b_x}{l_n m_T} sX(s) &= -\frac{K_D}{l_n m_T} D(s) \\ \Rightarrow l_n m_T s^2 \theta(s) + m_T g \theta(s) - K_D b_x \frac{D(s)}{(m_T s + b_x)} &= -K_D D(s) \\ \Rightarrow l_n m_T s^2 \theta(s) + m_T g \theta(s) &= \frac{(b_x - (m_T s + b_x)) K_D}{(m_T s + b_x)} D(s) \\ \Rightarrow l_n s^2 \theta(s) + g \theta(s) &= \frac{-s K_D}{(m_T s + b_x)} D(s) \\ \Rightarrow (m_T s + b_x) l_n s^2 \theta(s) + (m_T s + b_x) g \theta(s) &= -s K_D D(s) \\ \Rightarrow l_n m_T s^3 \theta(s) + l_n b_x s^2 \theta(s) + m_T g s \theta(s) + b_x g \theta(s) &= -s K_D D(s) \end{aligned}$$

$$\Rightarrow G_{\theta}(s) \equiv \frac{\theta(s)}{D(s)} = \frac{-sK_D}{l_n m_T s^3 + l_n b_x s^2 + m_T g s + b_x g} \quad (24)$$

**Βίρα-μείνα:**

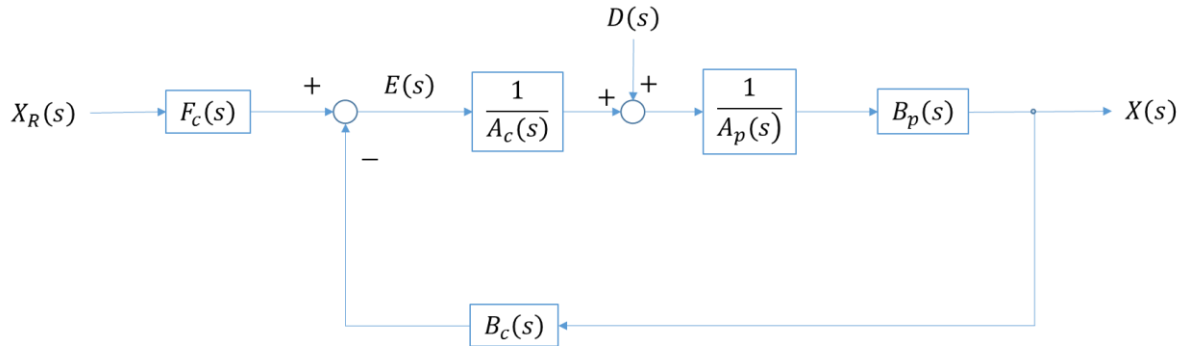
$$(m_L s^2 + b_l s)X(s) = K_V V(s)$$

$$\Rightarrow G_l(s) \equiv \frac{L(s)}{V(s)} = \frac{K_V}{m_L s^2 + b_l s} \quad (25)$$

### 3.4 Μέθοδος συντελεστών διαγράμματος-Coefficient Diagram Method (CDM)

Έχοντας ορίσει την συνάρτηση μεταφοράς του κάθε υποσυστήματος μπορούμε να σχεδιάσουμε ξεχωριστούς ελεγκτές με χρήση της μεθόδου συντελεστών διαγράμματος ή **Coefficient Diagram Method (CDM)** [14, 18]. Οι παράμετροι των ελεγκτών προσαρμόζονται (tuned) έτσι ώστε να διασφαλίζουν την ευστάθεια (stability) την ευρωστία (robustness) και την ταχύτερη δυνατή απόκριση (response) του συστήματος κλειστού βρόγχου (closed loop).

Το μπλοκ διάγραμμα (block diagram) για ένα τυπικό σύστημα κλειστού βρόγχου σχεδιασμένο με την μέθοδο CDM παρουσιάζεται στην Εικόνα 15.



Εικόνα 15. Τυπικό διάγραμμα (block diagram) μεθόδου CDM

Συνεπώς η συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος (plant) μπορεί να γραφεί ως εξής

$$G_p(s) = \frac{B_p(s)}{A_p(s)} \quad (26)$$

Όπου

$$B_p(s) = b_{p,m} s^m + b_{p,m-1} s^{m-1} + \dots + b_{p,1} s + b_{p,0} \quad (27a)$$

$$A_p(s) = a_{p,n} s^n + a_{p,n-1} s^{n-1} + \dots + a_{p,1} s + a_{p,0} \quad (28b)$$

όπου  $m$  και  $n$  είναι οι τάξεις των πολυωνύμων του αριθμητή και του παρονομαστή του συστήματος αντίστοιχα, ενώ ισχύει και ότι  $m \leq n$ .

Ο ελεγκτής αποτελείται λοιπόν από τρία πολυώνυμα όπως φαίνεται και στην Εικόνα 15

$$\begin{aligned} B_c(s) &= b_{c,\lambda}s^\lambda + b_{c,\lambda-1}s^{\lambda-1} + \dots + b_{c,1}s + b_{c,0} \\ A_c(s) &= a_{c,v}s^v + a_{c,v-1}s^{v-1} + \dots + a_{c,1}s + a_{c,0} \\ F_c(s) &= b_{c,0} \end{aligned} \quad (29)$$

Όπου  $\lambda$  και  $v$  είναι οι τάξεις του αριθμητή και παρονομαστή των ελεγκτών αντίστοιχα με  $\lambda \leq v$  και το  $b_{c,0}$  είναι το κέρδος του προ-φίλτρου (pre-filter gain), απαραίτητο για να επιτύχουμε μηδενικό σφάλμα μόνιμης κατάστασης (zero steady state error).

Εξειδικεύοντας το μπλοκ διάγραμμα -block diagram- της Εικόνα 15 παίρνουμε την συνάρτηση μεταφοράς -transfer function- του συστήματος κλειστού βρόγχου -closed loop system- ως εξής

$$G_s(s) = \frac{F_c(s) \frac{1}{A_c(s)} \frac{B_p(s)}{A_p(s)}}{1 + \frac{B_c(s) B_p(s)}{A_c(s) A_p(s)}} = \frac{F_c(s) B_p(s)}{A_c(s) A_p(s) + B_c(s) B_p(s)} = \frac{B_s(s)}{A_s(s)} \quad (30)$$

Και το χαρακτηριστικό πολυώνυμο του συστήματος κλειστού βρόγχου (closed loop) είναι

$$\begin{aligned} A_s(s) &= A_c(s) A_p(s) + B_c(s) B_p(s) \\ A_s(s) &= a_n s^k + a_{n-1} s^{k-1} + \dots + a_1 s + a_0 = \sum_{i=0}^k a_i s^i \end{aligned} \quad (31)$$

Όπου  $a_0, a_1, \dots, a_{k-1}, a_k$  είναι οι συντελεστές του χαρακτηριστικού πολυωνύμου. Ο δείκτης ευστάθειας (stability index)  $\gamma_i$ , η ισοδύναμη χρονική σταθερά (time constant  $\tau$ ) και το όριο ευστάθειας (stability limit)  $\gamma_i^*$  ορίζονται ως εξής παρακάτω

$$\gamma_i = \frac{a_i^2}{a_{i+1} \cdot a_{i-1}} \quad (32)$$

$$\tau = \frac{a_1}{a_0} \quad (33)$$

$$\gamma_i^* = \frac{1}{\gamma_{i+1}} + \frac{1}{\gamma_{i-1}}, \quad \gamma_0, \gamma_k = \infty \quad (34)$$



Όπου  $i = 1, 2, \dots, k - 1, k$ . Με σαφή στόχο να ικανοποιούνται οι προδιαγραφές της μεθόδου που αναφέρουν ότι πρέπει,

$$t_s = 2.5 \sim 3 \tau \quad (35)$$

$$\gamma_i > 1.5 \cdot \gamma_i^* \quad (36)$$

να επιλέγονται. Γενικότερα η ισοδύναμη χρονική σταθερά  $\tau$  προκύπτει από την σχέση  $\tau = t_s/2.5$  σύμφωνα με την (35) και ο καθιερωμένος δείκτης ευστάθειας (stability index) είναι προτεινόμενος ως εξής

$$\gamma_{k-1} = \dots = \gamma_3 = \gamma_2 = 2, \quad \gamma_1 = 2.5 \quad (37)$$

Οι καθιερωμένες τιμές που δηλώνονται βάση της σχέσης (37) μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον σχεδιασμό του ελεγκτή εάν το ακόλουθο κριτήριο ικανοποιείται

$$\frac{a_{p,n}}{a_{p,n-1}} > \frac{\tau}{\gamma_{k-1} \cdot \gamma_{k-2} \dots \gamma_1} \quad (38)$$

όπου  $a_{p,n}$  και  $a_{p,n-1}$  είναι ο  $n$ -ιστός ( $n - th$ ) και ο αμέσως προηγούμενος ( $(n - 1) - th$ ) συντελεστής του συστήματος που εδώ συμβολίζεται με το  $p$  (plant). Εάν η παραπάνω εξίσωση δεν ικανοποιείται, τότε το  $\gamma_{k-1}$  αυξάνεται πρώτα και εν συνεχεία ακολουθεί ο  $\gamma_{k-2}$  και ακολούθως οι επόμενοι, ωστόσο η (38) να ικανοποιείται. Από τις εξισώσεις (32) – (34), οι συντελεστές  $a_1, a_2, \dots$  μπορούν να γραφούν και ως εξής

$$\begin{aligned} a_1 &= a_0 \tau \\ \alpha_2 &= \frac{\alpha_1^2}{\gamma_1 \alpha_0} = \frac{(\tau a_0)^2}{\gamma_1 \alpha_0} = a_0 \tau^2 \frac{1}{\gamma_1} \\ \alpha_3 &= \frac{\alpha_2^2}{\gamma_2 \alpha_1} = \left( \frac{a_0 \tau^2}{\gamma_1} \right)^2 \frac{1}{\gamma_2 \tau a_0} = a_0 \tau^3 \frac{1}{\gamma_1^2 \gamma_2} \\ \alpha_4 &= \frac{\alpha_3^2}{\gamma_3 \alpha_2} = \left( \frac{a_0 \tau^3}{\gamma_1^2 \gamma_2} \right)^2 \frac{1}{\gamma_3 a_0 \tau^3 \frac{1}{\gamma_1}} = a_0 \tau^4 \frac{1}{\gamma_1^3 \gamma_2^2 \gamma_3} \end{aligned}$$

και γενικότερα ο γενικός συντελεστής  $a_i$  μπορεί να ικανοποιηθεί από τον τύπο

$$\alpha_i = \alpha_0 \tau^i \frac{1}{\gamma_1^{i-1} \gamma_2^{i-2} \dots \gamma_{i-2}^2 \gamma_{i-1}} = \alpha_0 \tau^i \prod_{k=1}^{i-1} \frac{1}{\gamma_k^{i-k}} \quad (39)$$

Ως αποτέλεσμα το χαρακτηριστικό πολυώνυμο του συστήματος κλειστού βρόγχου μπορεί να γραφεί ως ακολούθως

$$A_s(s) = a_n s^k + a_{n-1} s^{k-1} + \dots + a_1 s + a_0 = \sum_{i=0}^k \alpha_0 \tau^i \prod_{k=1}^{i-1} \frac{1}{\gamma_k^{i-k}} s^i \quad (40)$$

$$A_s(s) = \alpha_0 \left( 1 + \tau s + \sum_{i=0}^k \tau^i \prod_{k=1}^{i-1} \frac{1}{\gamma_k^{i-k}} s^i \right)$$

Οι παράμετροι των ελεγκτών μπορούν να οριστούν εξισώνοντας το χαρακτηριστικό πολυώνυμο του συστήματος κλειστού βρόγχου (plant) και τις συναρτήσεις μεταφοράς των ελεγκτών από την εξίσωση (31). Έτσι το πολυώνυμο που προκύπτει χρησιμοποιεί την ισοδύναμη χρονική σταθερά  $\tau$  και τους δείκτες ευστάθειας  $\gamma_i$  από την εξίσωση (40). Το συγκεκριμένο κέρδος επιλέγεται έτσι ώστε να μας δίνει μηδενικό σφάλμα μόνιμης κατάστασης (zero steady state error) επομένως είναι  $E_{SS} = 0$  για μια βηματική απόκριση. Το σήμα του σφάλματος στο πεδίο Laplace είναι λοιπόν,

$$E(s) = X_R(s) - X(s) = X_R(s) - G_s(s)X_R(s) = (G(s) - 1)X_R(s)$$

Και το σφάλμα μόνιμης κατάστασης βηματικής απόκρισης είναι

$$E_{SS} = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = s(G_s(s) - 1)X_R(s) = s(G_s(s) - 1) \frac{1}{s}$$

$$E_{SS} = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s(G_s(s) - 1)X_R(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s(G_s(s) - 1) \frac{1}{s}$$

$$E_{SS} = \lim_{s \rightarrow 0} G_s(s) - 1 = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{B_s(s) - A_s(s)}{A_s(s)}$$

$$E_{SS} = \lim_{s \rightarrow 0} G_s(s) - 1 = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{B_s(s) - A_s(s)}{A_s(s)} \quad (41)$$

## 4 Σχεδιασμός ελέγχου & αποτελέσματα εξομοίωσης

Η μέθοδος των συντελεστών διαγράμματος -Coefficient Diagram Method (CDM)- χρησιμοποιείται για τον σχεδιασμό ξεχωριστών ελεγκτών για το κάθε υποσύστημα, δηλαδή την κίνηση του φορείου, την μεταβολή της γωνίας του συρματοσχοίνου και την κίνηση του βίρα μάλινα δηλαδή την ανύψωση και καθύψωση του φορτίου. Οι παράμετροι του συστήματος γερανογέφυρας που χρησιμοποιούνται στην διαδικασία σχεδιασμού του ελέγχου παρουσιάζονται στον Πίνακα 6. Οι παράμετροι που χρησιμοποιούνται για την μάζα και το μήκος του σύρματος παίρνονται για την γερανογέφυρα super post ranamax εγκατεστημένη σε ράγα από τους κάτωθι πίνακες ( Πίνακας 1 –Πίνακας 5) και κυρίως για την μάζα διατίθεται και στα σχέδια του γερανού. Οι συντελεστές απόσβεσης και οι σταθερές των δυνάμεων υπολογίζονται χρησιμοποιώντας τα πειραματικά δεδομένα της μελέτης [18], αναγόμενα κατ'αναλογία στην παρούσα μάζα του συστήματος καθώς εκεί το εργαστηριακό μοντέλο ήταν κατά πολύ μικρότερης κλίμακας. Τεχνικές προσδιορισμού των παραμέτρων θα μπορούσαν να εφαρμοστούν αν υπήρχε η δυνατότητα για την πειραματική επεξεργασία ενός τέτοιου γερανού όπως στην [3].

Πίνακας 6. Παράμετροι συστήματος γερανογέφυρας

Περιγραφή	Σύμβολο	Τιμή
Μάζα του φορείου-Mass of trolley	$m_L$	22827 (kg)
Μάζα του φορτίου-Mass of load	$m_T$	41900 (kg)
Μήκος σύρματος-Rope length	$l_n$	25 (m)
Συντελεστής απόσβεσης κίνησης συστήματος φορείου-Viscous damping coefficient of trolley motion	$b_x$	45952 (N sec /m )
Συντελεστής απόσβεσης του συστήματος βίρα μάλινα-Viscous damping coefficient of hoist motion	$b_l$	419000 (N sec /m )
Σταθερά δύναμης κίνησης φορείου-Force constant of trolley motion	$K_D$	350000
Σταθερά δύναμης του βίρα μάλινα-Force constant of hoist motion	$K_V$	700000

### 4.1 Σχεδιασμός ελέγχου με τη χρήση CDM

Χρησιμοποιώντας την μέθοδο CDM και τις υπολογισμένες συναρτήσεις μεταφοράς του συστήματος [Παράγραφος 3.3] οι ελεγκτές είναι σχεδιασμένοι για την κίνηση του υποσυστήματος του φορείου, του φορτίου και της γωνίας ταλάντωσης αλλά και του μήκους του σύρματος δηλαδή του βίρα μάλινα.

#### 4.1.1 Σύστημα κίνησης φορείου

Η συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος κίνησης του φορείου είναι

$$G_x(s) \equiv \frac{X(s)}{D(s)} = \frac{K_D}{m_T s^2 + b_x s} \quad (42)$$

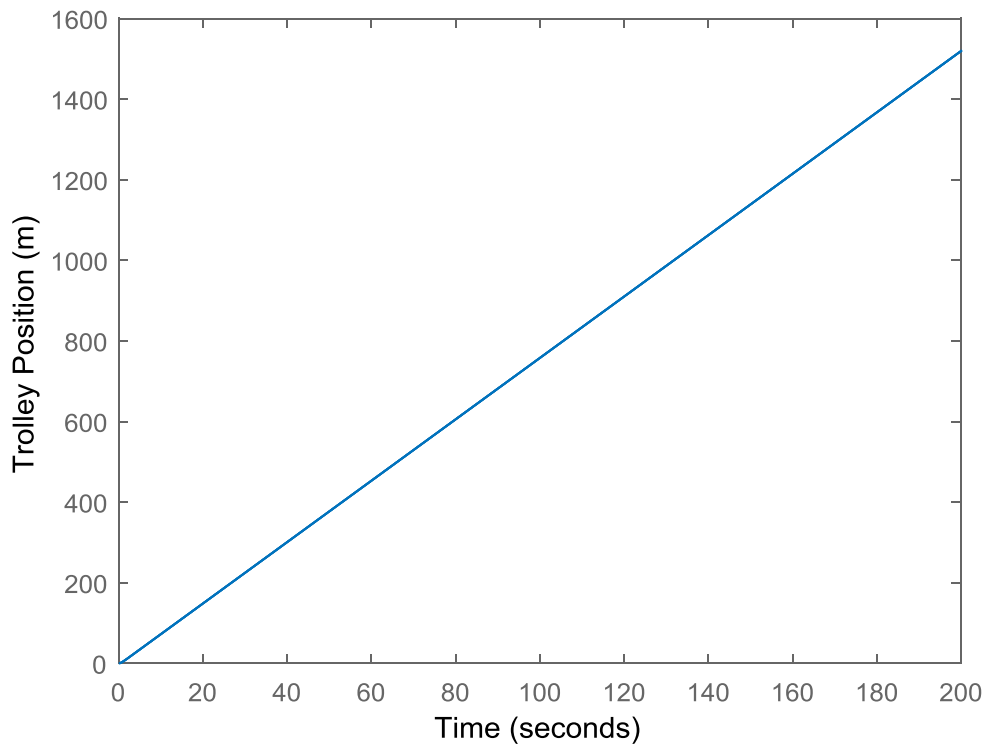
Έτσι,

$$A_p(s) = K_D \quad (43)$$

Και

$$B_p(s) = m_T s^2 + b_x s \quad (44)$$

Η βηματική απόκριση της γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς του συστήματος του φορείου είναι οριακά ευσταθής (Εικόνα 19) καθότι εμφανίζει ένα πόλο στο σημείο 0 ( $p = 0$ ).



Εικόνα 16. Μοναδιαία απόκριση γραμμικοποιημένης συνάρτησης κίνησης φορείου.

Υποθέτουμε έναν PID ελεγκτή με συνάρτηση μεταφοράς

$$G_c(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (45)$$

Όπου  $K_p$  είναι το αναλογικό κέρδος του ελεγκτή,  $T_i$  είναι ο χρόνος ολοκλήρωσης και  $T_d$  είναι ο χρόνος διαφόρισης.

Η παραπάνω συνάρτηση μετάφορας μπορεί να γραφεί και ως

$$G_c(s) = \frac{K_p T_d s^2 + K_p s + \frac{K_p}{T_i}}{s} = \frac{B_c(s)}{A_c(s)} \quad (46)$$

Όπου  $B_c(s) = k_d s^2 + k_p s + k_i$  και  $A_c(s) = s$  έχοντας  $k_d = K_p T_d$ ,  $k_p = K_p$  και  $k_i = K_p / T_i$

Το χαρακτηριστικό πολυώνυμο του συστήματος κλειστού βρόγχου είναι

$$P(s) = 22827 \cdot s^3 + \left( 350000 \cdot k_d + \frac{6315648687574157}{137438953472} \right) \cdot s^2 + 350000 \cdot k_p \cdot s + 350000 \cdot k_i \quad (47)$$

Και ο αριθμητής

$$N(s) = 350000 \cdot K_F \quad (48)$$

Χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους του σχεδιασμού του χαρακτηριστικού πολυωνύμου έχουμε

$$A(s) = \frac{a_0 \cdot \tau^3}{\gamma_1^2 \cdot \gamma_2} s^3 + \frac{a_0 \cdot \tau^2}{\gamma_1} s^2 + a_0 \cdot \tau \cdot s + a_0 \quad (49)$$

Εξισώνοντας τα 2 πολυώνυμα και επιλύοντας την εξίσωση ως προς τις παραμέτρους των ελεγκτών παίρνουμε ότι

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{a_0}{350000} \\ k_p &= \frac{a_0 \cdot \tau}{350000} \\ k_d &= \frac{a_0 \cdot \tau^2}{350000 \cdot \gamma_1} - 0.1313 \end{aligned} \quad (50)$$

Όπου

$$\tau = \sqrt[3]{\frac{\gamma_2 \cdot \gamma_1^2 \cdot 22827}{a_0}} \quad (51)$$

Η συνθήκη ευστάθειας κατά την CDM προϋποθέτει ότι

$$\gamma_1 > 1.5 \cdot \gamma_1^* = \frac{1}{\gamma_2} \quad (52)$$

$$\gamma_2 > 1.5 \cdot \gamma_2^* = \frac{1}{\gamma_1} \quad (53)$$

Ή

$$\gamma_1 \cdot \gamma_2 > 1.5 \quad (54)$$

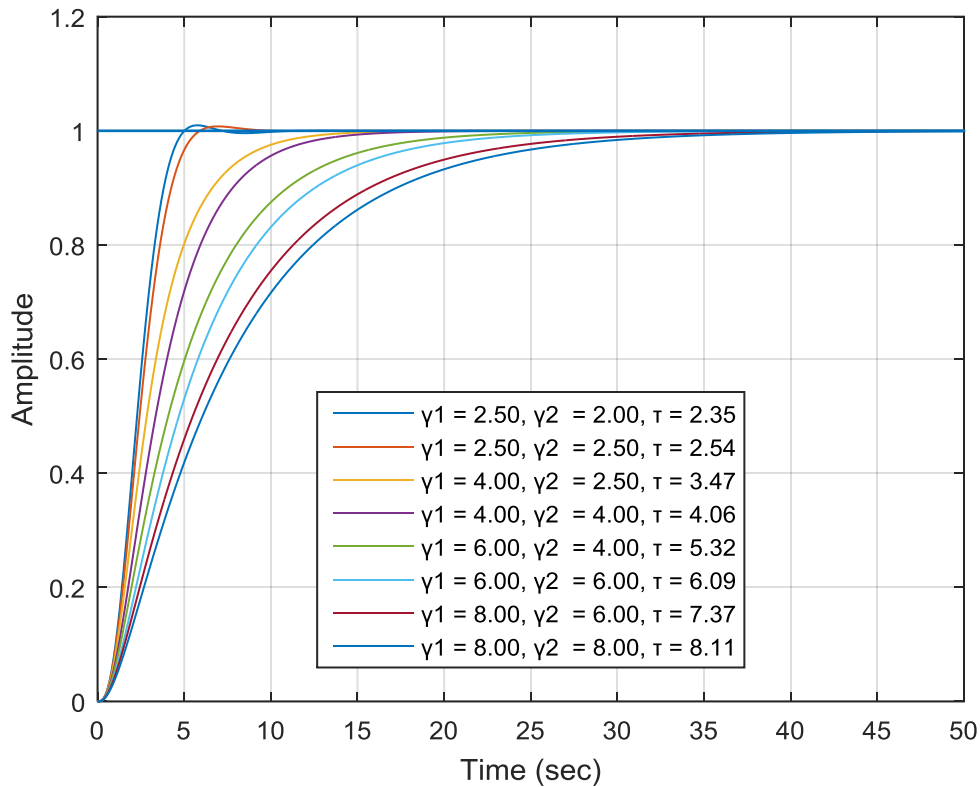
Το σφάλμα ανάμεσα στην απόκριση και στην είσοδο αναφοράς μπορεί να υπολογιστεί ως ακολούθως

$$E_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{350000 \cdot K_F - \left( 22827 \cdot s^3 + \left( 350000 \cdot k_d + \frac{6315648687574157}{137438953472} \right) \cdot s^2 + 350000 \cdot k_p \cdot s + 350000 \cdot k_i \right)}{22827 \cdot s^3 + \left( 350000 \cdot k_d + \frac{6315648687574157}{137438953472} \right) \cdot s^2 + 350000 \cdot k_p \cdot s + 350000 \cdot k_i} \quad (55)$$

$$E_{ss} = \frac{K_F - k_i}{k_i} \quad (56)$$

Για να εξυπηρετήσουμε την ανάγκη μας να έχουμε μηδενικό σφάλμα μόνιμης κατάστασης επιλέγουμε το κέρδος του προ-φίλτρου ίσο με το  $k_i$  ή  $K_F = k_i$ . Οι παραπάνω εξισώσεις επιλύονται για διαφορετικές τιμές των παραμέτρων  $\gamma_1, \gamma_2$  και  $a_0$  με σκοπό τον καθορισμό των βέλτιστων παραμέτρων των ελεγκτών. Κάθε φορά το δημιουργούμενο σύστημα κλειστού βρόγχου εξομοιώνεται ύπο μια βηματική είσοδο (step input) και η υπερακόντιση (overshoot) και ο χρόνος ηρεμίας (settle time) υπολογίζονται γραφικά. Οι παράμετροι και τα αποτελέσματα δίδονται συνεκτικά στον

Πίνακας 97. Τα αποτελέσματα αποδεικνύουν ότι για  $\gamma_1 \geq 4$  και  $\gamma_2 \geq 2.5$  το σύστημα επιδεικνύει μηδενική υπερακόντιση (overshoot) και αρκετά υψηλό επίπεδο απόκρισης (response  $t_s \cong 8.3 \text{ secs}$ ).

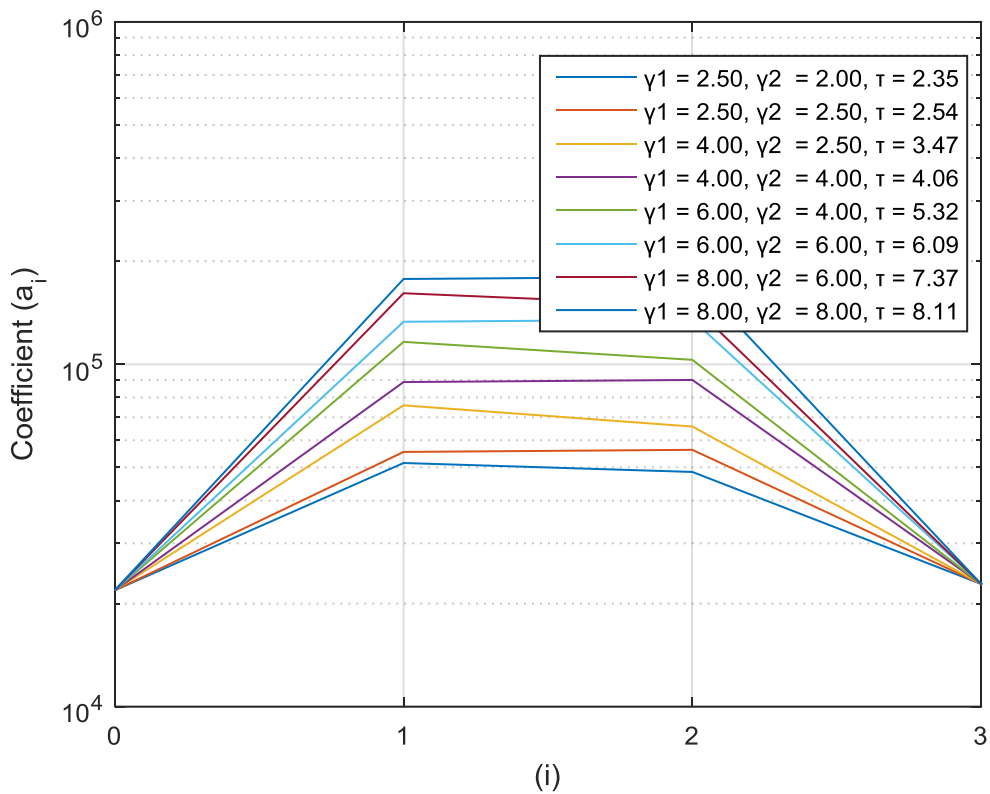


Εικόνα 17. Απόκριση συστήματος κλειστού βρόγχου κίνησης φορείου: Γραμμικοποιημένη συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος με PID ελεγκτή.

Πίνακας 7. Παράμετροι PID ελεγκτή και απόδοση συστήματος κίνησης φορείου

$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\tau$	$K_p$	$T_i$	$T_d$	$K_F$	$O$	$t_s$
2.50	2.00	2.35	0.15	2.35	0.05	0.06	0.96%	4.25
2.50	2.50	2.54	0.16	2.54	0.19	0.06	0.77%	4.77
4.00	2.50	3.47	0.22	3.47	0.26	0.06	0.00%	8.30
4.00	4.00	4.06	0.25	4.06	0.50	0.06	0.00%	9.72
6.00	4.00	5.32	0.33	5.32	0.49	0.06	0.00%	13.92
6.00	6.00	6.09	0.38	6.09	0.67	0.06	0.00%	15.98
8.00	6.00	7.37	0.46	7.37	0.64	0.06	0.00%	20.08
8.00	8.00	8.11	0.51	8.11	0.76	0.06	0.00%	22.15

Το διάγραμμα συντελεστών από (Εικόνα 18) δεν δείχνει καμία διαφοροποίηση στο αριστερό και δεξί άκρο. Όσο μεγαλύτερη είναι η καμπύλη στο μέσο του γραφήματος το σύστημα καθίσταται πιο αργό αλλά η υπερακόνηση (overhoot) μειώνεται.



Εικόνα 18. Διάγραμμα συντελεστών συστήματος κλειστού βρογχού γωνίας ταλάντωσης για διαφορετικές τιμές των  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  και  $\tau$

#### 4.1.2 Σύστημα μεταβολής γωνίας

Η συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος που αφορά στην γωνία ταλάντωσης είναι

$$G_{\theta}(s) \equiv \frac{\theta(s)}{D(s)} = \frac{-sK_D}{l_n m_T s^3 + l_n b_x s^2 + m_T g s + b_x g} \quad (57)$$

Έτσι,

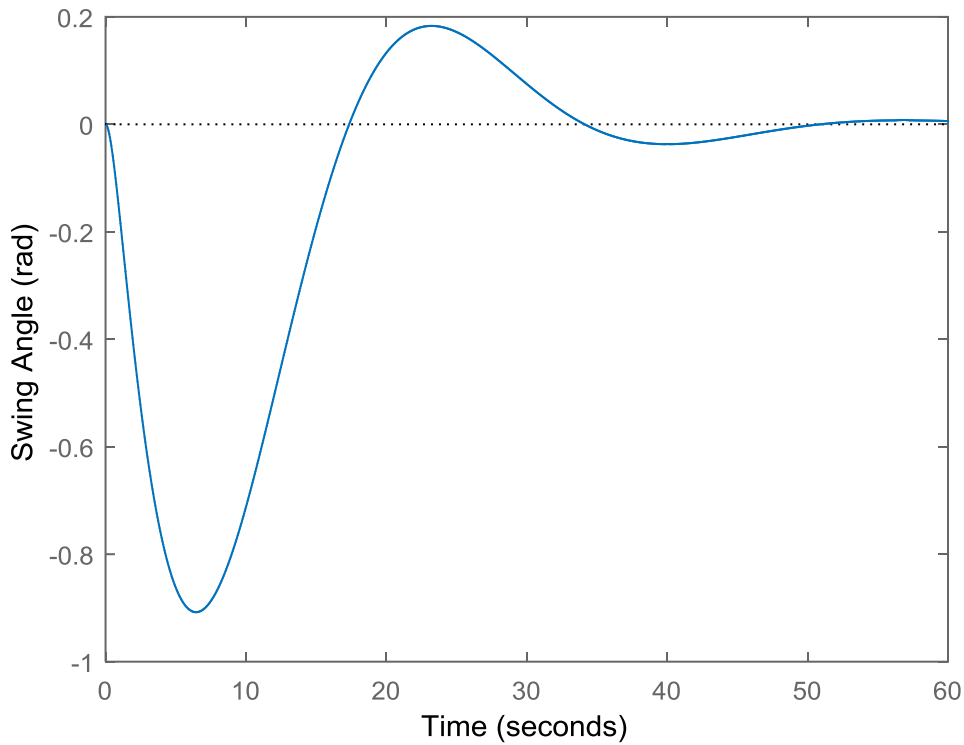
$$A_p(s) = -sK_D \quad (58)$$

και

$$B_p(s) = l_n m_T s^3 + l_n b_x s^2 + m_T g s + b_x g \quad (59)$$

Η μοναδιαία απόκριση της γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς της κίνησης της γωνίας ταλάντωσης παρουσιάζεται στην Εικόνα 19.





Εικόνα 19. Βηματική απόκριση γωνιακής ταλάντωσης γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς.

Πρώτα από όλα υποθέτουμε έναν PD ελεγκτή με συνάρτηση μεταφοράς

$$G_c(s) = K_p(1 + T_d s) \quad (60)$$

Όπου  $K_p$  είναι το αναλογικό κέρδος και  $T_d$  είναι ο χρόνος ολοκλήρωσης. Επομένως η παραπάνω συνάρτηση μεταφοράς μπορεί να γραφεί και ως εξής

$$G_c(s) = T_d K_p s + K_p = \frac{B_c(s)}{A_c(s)} \quad (61)$$

Με  $B_c(s) = k_d s + k_p$  και  $A_c(s) = 1$  όπου  $k_d = T_d K_p$  και  $k_p = K_p$

Το χαρακτηριστικό πολυώνυμο του συστήματος κλειστού βρόγχου είναι

$$\begin{aligned}
G_c(s) &= T_d K_p s + K_p = \frac{B_c(s)}{A_c(s)} P(s) \\
&= 570675 \cdot s^3 + \left( \frac{2467050268583655}{2147483648} - 350000 \cdot k_d \right) \cdot s^2 \\
&\quad + \left( \frac{7686431527718093}{34359738368} - 350000 \cdot k_p \right) \cdot s + \frac{6315648687574157}{137438953472}
\end{aligned} \tag{62}$$

Και ο αριθμητής αντιστοιχεί

$$B_s(s) = -350000 \cdot F \cdot s \tag{63}$$

Κάνοντας χρήση των παραμέτρων σχεδιασμού το χαρακτηριστικό πολυώνυμο γίνεται

$$A(s) = \frac{a_0 \cdot \tau^3}{\gamma_1^2 \cdot \gamma_2} s^3 + \frac{a_0 \cdot \tau^2}{\gamma_1} s^2 + a_0 \cdot \tau \cdot s + a_0 \tag{64}$$

Εξισώνοντας τα δύο πολυώνυμα και λύνοντας ως προς τις παραμέτρους του ελεγκτή και την ισοδύναμη χρονική σταθερά  $\tau$  παίρνουμε

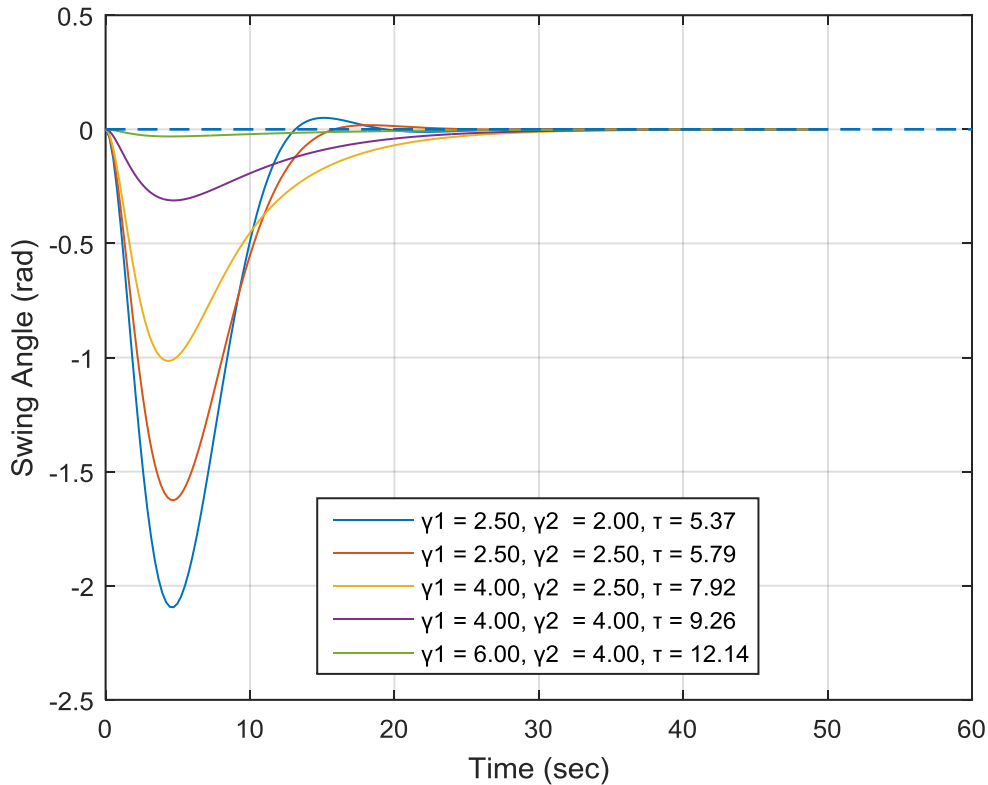
$$\begin{aligned}
k_p &= 0.63916 - 0.13129 \sqrt[3]{12.419 \cdot \gamma_1^2 \cdot \gamma_2} \\
k_d &= 3.28230 - 0.13129 \sqrt[3]{12.419^2 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2^2} \\
\tau &= \sqrt[3]{12.419 \cdot \gamma_1^2 \cdot \gamma_2} \\
a_0 &= 45952
\end{aligned} \tag{65}$$

Λόγω του ελεύθερου μηδενιστή της συνάρτησης μεταφοράς κλειστού βρόγχου η απόκριση μόνιμης κατάστασης του συστήματος είναι μηδέν για οποιοσδήποτε τιμές του ελεγκτή, αυτό σημαίνει ότι

$$\begin{aligned}
\theta_{ss} &= \lim_{s \rightarrow 0} s \theta(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s G_s(s) \frac{1}{s} = \lim_{s \rightarrow 0} G_s(s) \\
&= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{-350000 \cdot F \cdot s}{(570675 \cdot s^3 + (1148809.80 - 350000 \cdot k_d) \cdot s^2 + (223704.60 - 350000 \cdot k_p) \cdot s + 45952.39)} \\
&= 0
\end{aligned} \tag{66}$$

Αυξάνοντας τους δείκτες ευστάθειας  $\gamma_1, \gamma_2$  αυξάνεται και η προσπάθεια που απαιτείται για εξισορρόπηση και αυξάνεται και η χρονική σταθερά. Κάνοντας χρήση του κριτηρίου ευστάθειας υπολογίζουμε τις τιμές των παραπάνω μεταβλητών για διαφορετικές τιμές των

παραμέτρων  $\gamma_1, \gamma_2$ . Επίσης υπολογίζουμε και σχεδιάζουμε την βηματική απόκριση για την συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος κλειστού βρόγχου και υπολογίζουμε και την υπερακόντιση (overshoot). Στην συγκεκριμένη περίπτωση το μέγιστο απόλυτο μέγεθος της και τον χρόνο που χρειάζεται για εξισορρόπηση. Η κάθε διαφορετική βηματική απόκριση του συστήματος για διαφορετικές παραμέτρους απεικονίζεται στην Εικόνα 20 και οι σχεδιαστικές παράμετροι και η αποδόση του συστήματος στον πίνακα Πίνακας 8.

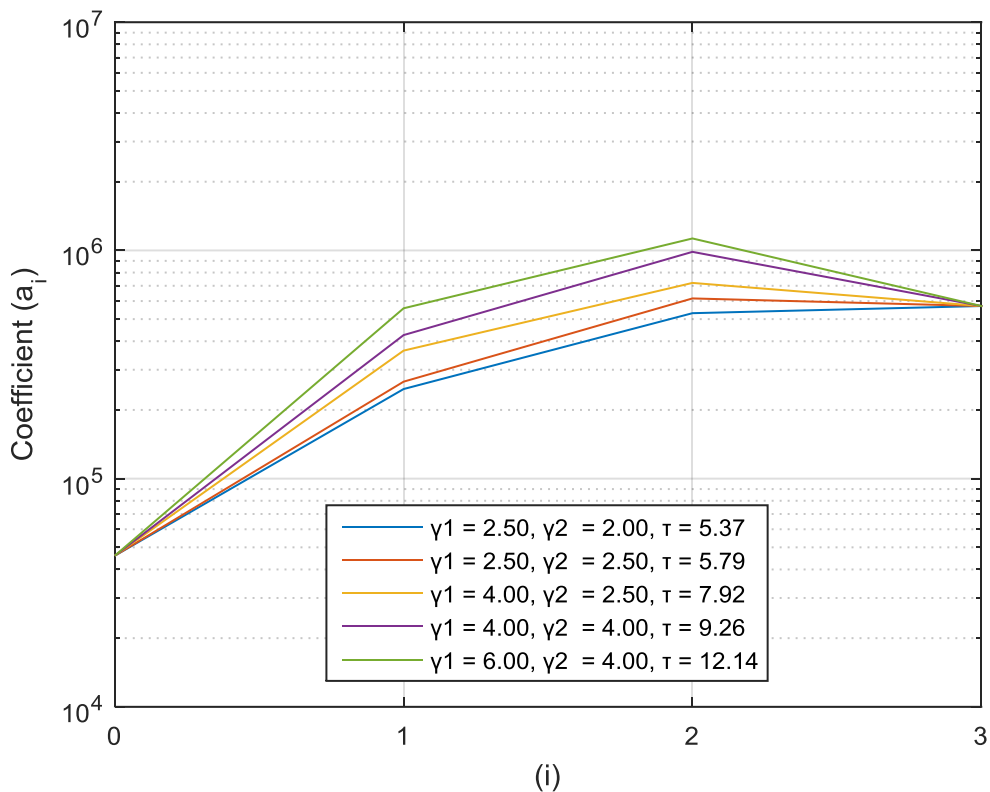


Εικόνα 20. Βηματική απόκριση γωνιακής ταλάντωσης κλειστού βρόγχου: Γραμμικοποιημένη συνάρτηση μεταφοράς του με PD ελεγκτή

Πίνακας 8. Παράμετροι PD ελεγκτή και απόδοση συστήματος γωνίας ταλάντωσης.

$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\tau$	$K_p$	$T_d$	$K_F$	$O$	$t_s$
2.5	2	5.37	-0.07	-26.56	NA	2.09	15.45
2.5	2.5	5.79	-0.12	-12.58	NA	1.63	14.32
4	2.5	7.92	-0.4	-3.05	NA	1.01	21.84
4	4	9.26	-0.58	-0.81	NA	0.31	18.81
6	4	12.14	-0.95	-0.06	NA	0.03	NA

Το διάγραμμα συντελεστών (Εικόνα 21) δεν δείχνει κάποια μεταβολή στην αριστερή και δεξιά άκρη. Όσο υψηλότερη είναι η καμπύλη στο μέσο του γραφήματος τόσο πιο αργό είναι το σύστημα και τόσο μικρότερη είναι η μέγιστη γωνία ταλάντωσης. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι για  $\gamma_1 \geq 4$  και  $\gamma_2 \geq 4$  το σύστημα έχει μέγιστη γωνία ταλάντωσης μικρότερη των 0.31 rads και συνάμα χρόνο ηρεμίας περί τα 18 δευτερόλεπτα (secs).



Εικόνα 21. Διάγραμμα συντελεστών συστήματος κλειστού βρόγχου γωνίας ταλάντωσης για διαφορετικά  $\gamma_1$  και  $\gamma_2$

#### 4.1.3 Σύστημα κίνησης βίρα μάλινα

Η συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος κίνησης του φορτίου μέσω του συρματοσχοίνου ή απλά βίρα μάλινα που στην περίπτωση μας αφορά το μήκος του συρματοσχοίνου είναι

$$G_l(s) \equiv \frac{X(s)}{V(s)} = \frac{K_V}{m_L s^2 + b_L s} \quad (67)$$

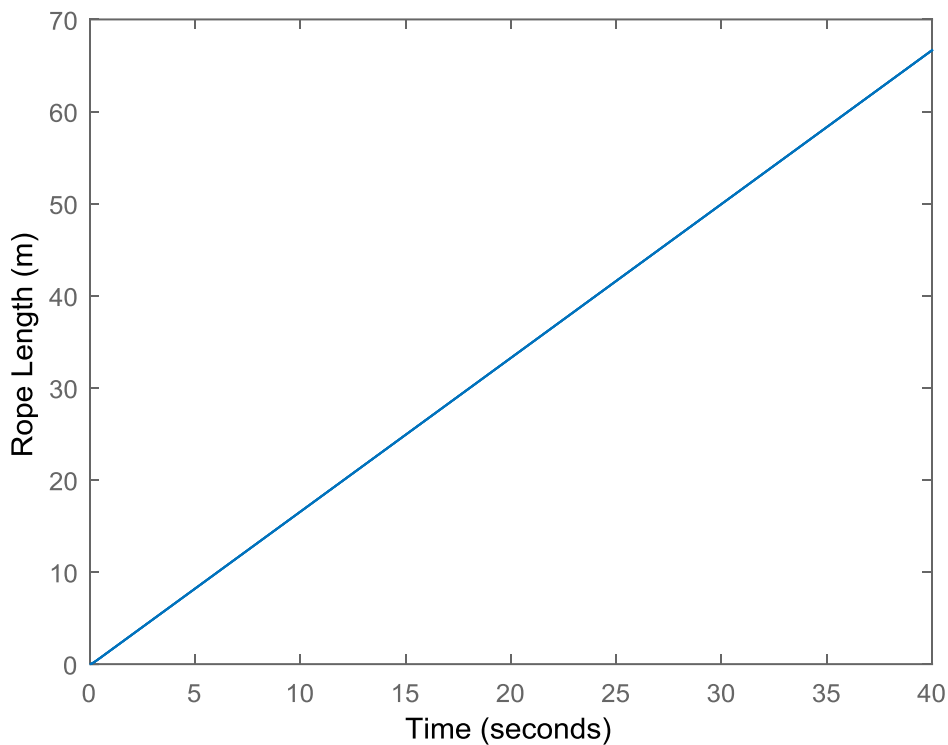
Έτσι,

$$A_p(s) = K_V \quad (68)$$

και

$$B_p(s) = m_L s^2 + b_l s \quad (69)$$

Η συνάρτηση μεταφοράς είναι οριακά ευσταθής με δεδομένο ότι προκύπτει ένας πόλος στο σημείο μηδέν ( $p = 0$ ). Η βηματική απόκριση της γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς του μήκους του συρματοσχοίνου απεικονίζεται ευκρινώς στην Εικόνα 22.



Εικόνα 22. Βηματική απόκριση γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς μήκους σύρματος.

Υποθέτουμε λοιπόν έναν PI ελεγκτή με συνάρτηση μεταφοράς

$$G_c(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (70)$$

Όπου  $K_p$  είναι το αναλογικό κέρδος και  $T_i$  είναι ο χρόνος ολοκλήρωσης. Η παραπάνω συνάρτηση μεταφοράς μπορεί να γραφεί και ως εξής

$$G_c(s) = \frac{K_p s + \frac{K_p}{T_i}}{s} = \frac{B_c(s)}{A_c(s)} \quad (71)$$

Όπου  $B_c(s) = k_p s + k_i$  και  $A_c(s) = s$  με τα  $k_p = K_p$  και  $k_i = K_p/T_i$

Το χαρακτηριστικό πολυώνυμο του συστήματος κλειστού βρόγχου είναι ακολούθως

$$P(s) = 41900 \cdot s^3 + 419000 \cdot s^2 + 700000 \cdot k_p \cdot s + 700000 \cdot k_i \quad (72)$$

Και ο αριθμητής

$$N(s) = 700000 \cdot K_F \quad (73)$$

Κάνοντας χρήση των παραμέτρων σχεδίασης το χαρακτηριστικό πολυώνυμο μπορεί να γίνει ως εξής

$$A(s) = \frac{a_0 \cdot \tau^3}{\gamma_1^2 \cdot \gamma_2} s^3 + \frac{a_0 \cdot \tau^2}{\gamma_1} s^2 + a_0 \cdot \tau \cdot s + a_0 \quad (74)$$

Εξισώνοντας λοιπόν τα δύο πολυώνυμα και επιλύοντας ως προς τις παραμέτρους του ελεγκτή, η ισοδύναμη χρονική σταθερά  $\tau$  και ο σταθερός πολυωνυμικός όρος  $a_0$  παίρνουμε τα παρακάτω

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{59.86}{\gamma_1 \cdot \gamma_2^2} \\ k_p &= \frac{5.986}{\gamma_2} \\ \tau &= 0.1 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2 \\ a_0 &= 41900000 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2^2 \end{aligned} \quad (75)$$

Το κριτήριο ευστάθειας προϋποθέτει ότι

$$\begin{aligned} \gamma_1 &> 1.5 \cdot \gamma_1^* = \frac{1}{\gamma_2} \\ \gamma_2 &> 1.5 \cdot \gamma_2^* = \frac{1}{\gamma_1} \end{aligned} \quad (76)$$

Ή

$$\gamma_1 \cdot \gamma_2 > 1.5$$

Το σφάλμα μόνιμης κατάστασης ανάμεσα στην απόκριση και την είσοδο αναφοράς μπορεί να υπολογιστεί ως εξής

$$E_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{700000 \cdot K_F - (41900 \cdot s^3 + 419000 \cdot s^2 + 700000 \cdot k_p \cdot s + 700000 \cdot k_i)}{41900 \cdot s^3 + 419000 \cdot s^2 + 700000 \cdot k_p \cdot s + 700000 \cdot k_i} \quad (77)$$

$$E_{ss} = \frac{K_F - k_i}{k_i}$$

Στοχεύοντας στο να έχουμε μηδενικό σφάλμα μόνιμης κατάστασης επιλέγουμε το κέρδος του προ-φίλτρου να είναι ίσο με το  $k_i$  ή άλλως

$$K_F = k_i \quad (78)$$

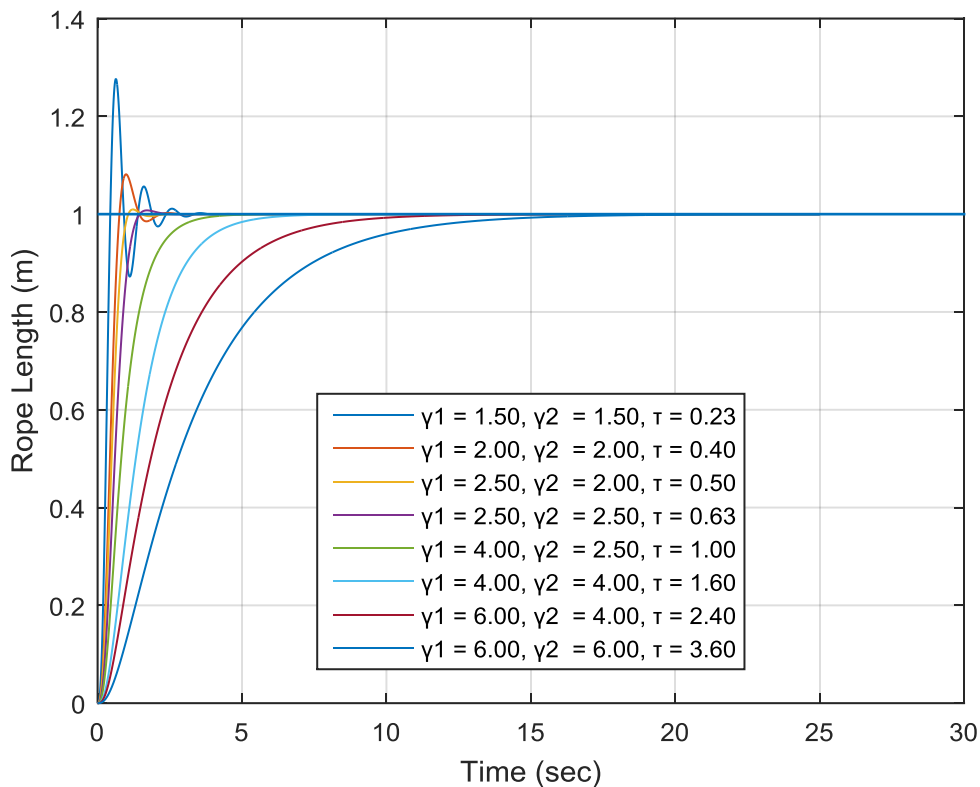
Από τις παραπάνω εξισώσεις καθίσταται προφανές ότι τους δείκτες ευστάθειας  $\gamma_1, \gamma_2$  η προσπάθεια που απαιτείται από τον ελεγκτή για να επιτύχει το στόχο μειώνεται αλλά αντίθετα η χρονική σταθερά που το καταφέρνει αυξάνεται. Κάνοντας χρήση του κριτηρίου ευστάθειας μπορούμε και υπολογίζουμε τις τιμές των παραπάνω μεταβλητών για διαφορετικές τιμές των παραμέτρων των  $\gamma_1, \gamma_2$ . Επιπρόσθετα υπολογίζουμε και σχεδιάζουμε την βηματική απόκριση (Εικόνα 23) για την συνάρτηση μεταφοράς του συστήματος κλειστού βρόγχου και υπολογίζουμε την αντίστοιχη υπερακόντιση (overshoot) και το χρόνο ηρεμίας που απαιτείται (settle time). Οι παράμετροι και τα αποτελέσματα περιλαμβάνονται στον

Πίνακας 9. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι για  $\gamma_1 \geq 4$  και  $\gamma_2 \geq 2.5$  το σύστημα έχει μηδενική υπερακόντιση (overshoot) και πολύ υψηλή ταχύτητα απόκρισης ( $t_s \cong 2.4 \text{ secs}$ ).

Πίνακας 9. Παράμετροι PI ελεγκτή και απόδοση γραμμικοποιημένου συστήματος βίρα μάλια

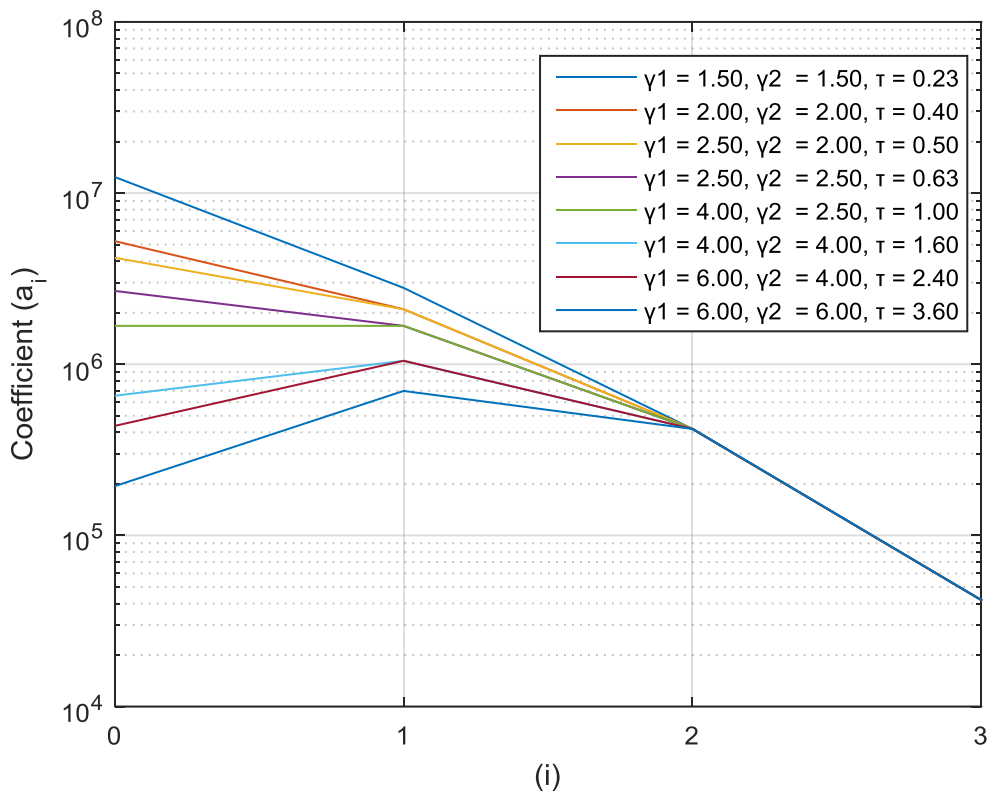
$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\tau$	$K_p$	$T_i$	$K_F$	$O\%$	$t_s$
1.5	1.5	0.23	3.99	0.23	17.74	28	1.69
2	2	0.4	2.99	0.4	7.48	8	1.2
2.5	2	0.5	2.99	0.5	5.99	1	0.9
2.5	2.5	0.63	2.39	0.63	3.83	1	1.17
4	2.5	1	2.39	1	2.39	0	2.39
4	4	1.6	1.5	1.6	0.94	0	3.83
6	4	2.4	1.5	2.4	0.62	0	6.29
6	6	3.6	1	3.6	0.28	0	9.45





Εικόνα 23. Βηματική απόκριση κλειστού βρόγχου μήκους σύρματος:Γραμμικοποιημένης συνάρτησης μεταφοράς με PI ελεγκτή

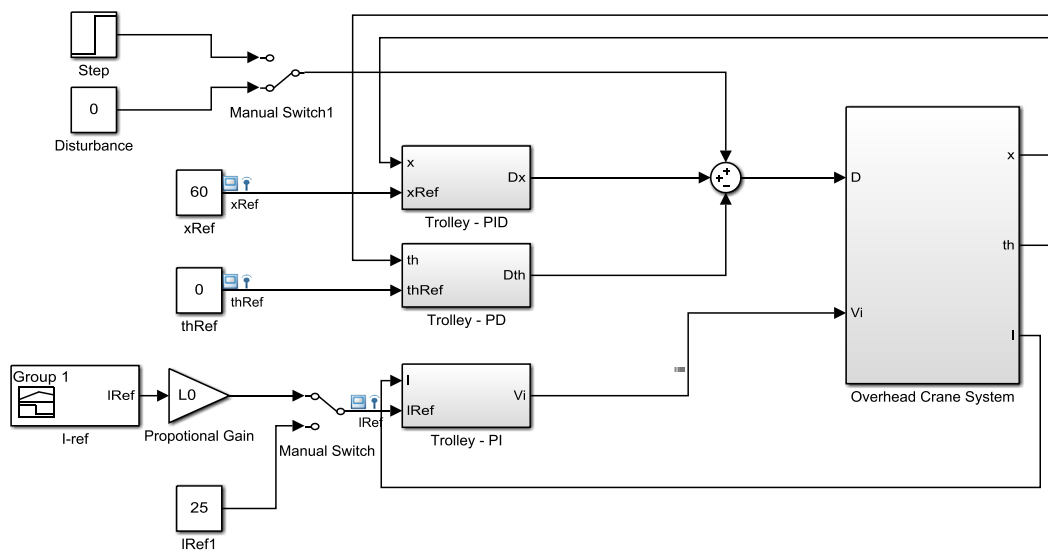
Το διάγραμμα συντελεστών για το σύστημα κλειστού βρόγχου του μήκους του συρματοσχοίνου ή αλλιώς σύστημα βίρα μείνα παρουσιάζεται στην Εικόνα 24 για τις διαφορετικές τιμές των  $\gamma_1$  και  $\gamma_2$ . Το σύστημα εμφανίζει ταχύτερη απόκριση αλλά και αυξημένη υπερακόντιση όταν η καμπύλη είναι χαμηλότερα στην αριστερή άκρη του διαγράμματος.



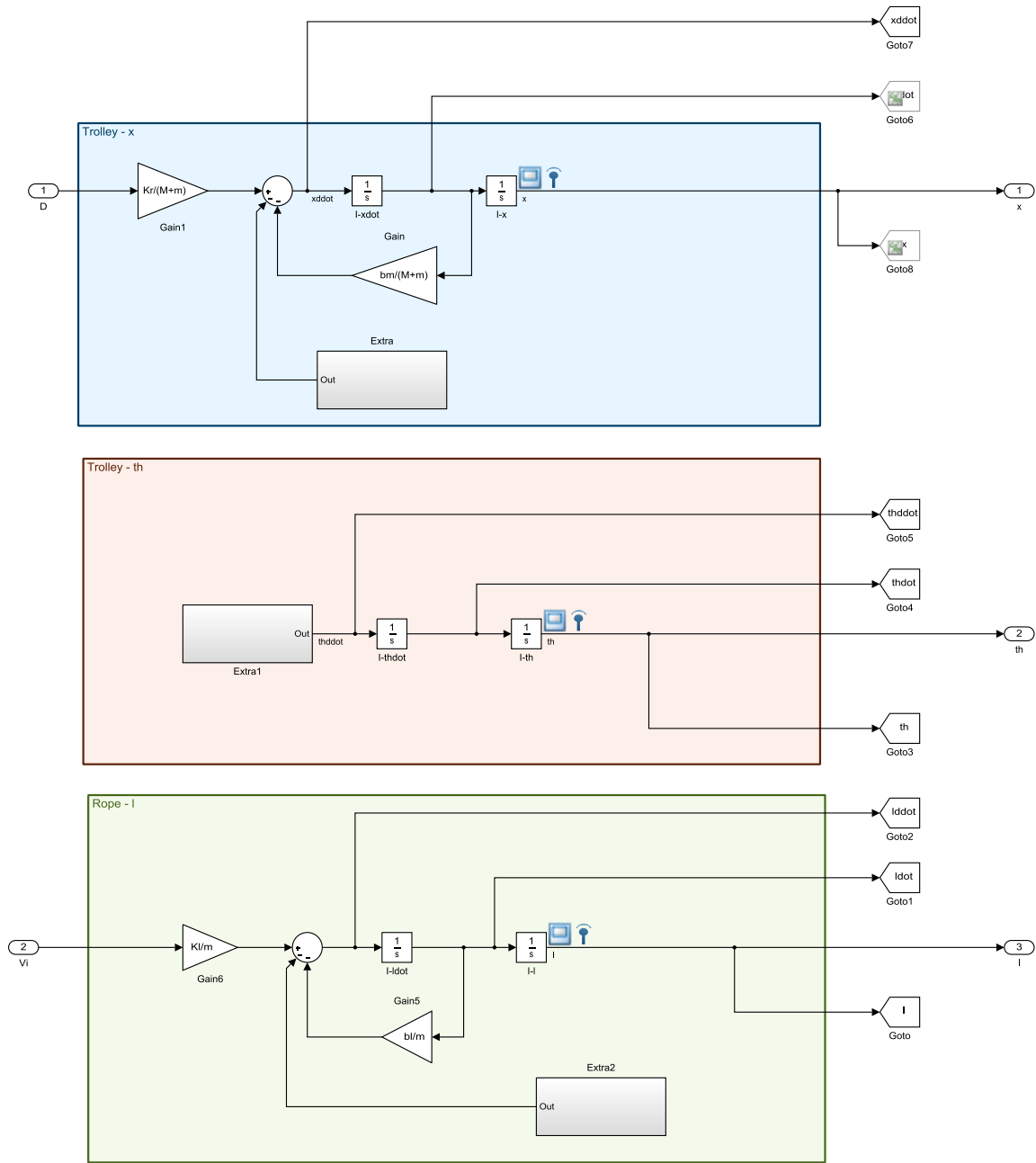
Εικόνα 24. Διάγραμμα συντελεστών συστήματος κλειστού βρόγχου μήκους σύρματος για διαφορετικά  $\gamma_1$  και  $\gamma_2$

## 4.2 Εξομοίωση Συστήματος

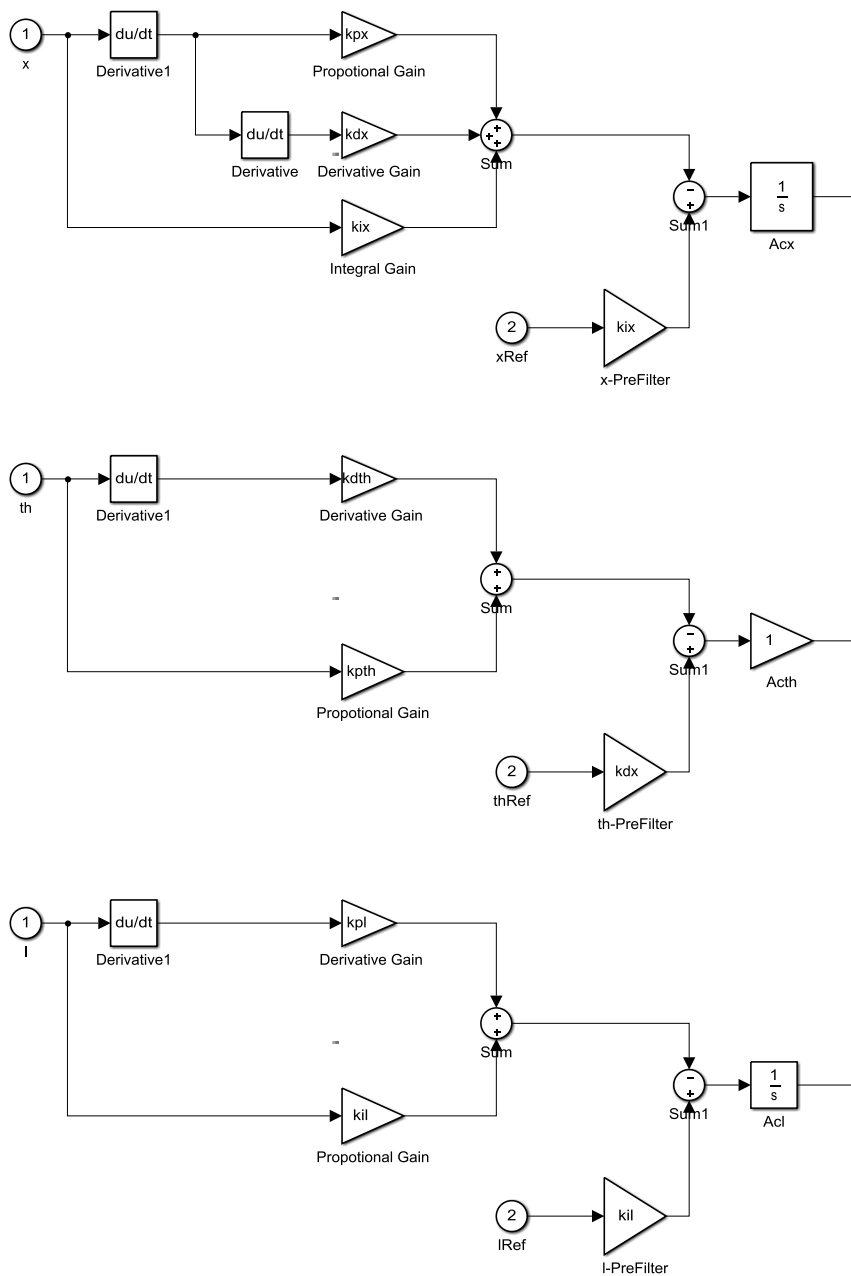
Το πακέτο των μη γραμμικών εξισώσεων που περιγράφουν την κίνηση του συστήματος εφαρμόζεται στο Simulink και γίνεται εξομοίωση χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους σχεδίασης που προέκυψαν από την ανάλυση της μεθόδου συντελεστών διαγράμματος – coefficient diagram method (CMD). Το μπλοκ διάγραμμα του συστήματος κλειστού βρόγχου παρουσιάζεται στην Εικόνα 25. Τα λεπτομερή μπλοκ διαγράμματα των εξισώσεων κίνησης του συστήματος και οι ελεγκτές του παρουσιάζονται στην Εικόνα 26 και Εικόνα 27, αντίστοιχα.



Εικόνα 25. Διάγραμμα συστήματος κλειστού βρόγχου



Εικόνα 26. Διάγραμμα συστήματος μη γραμμικών εξισώσεων.



Εικόνα 27. Διάγραμμα του PID (πάνω), PD (μέσω) και PI ελεγκτή (κάτω)

Πίνακας 10. Controller's parameters from CDM Analysis

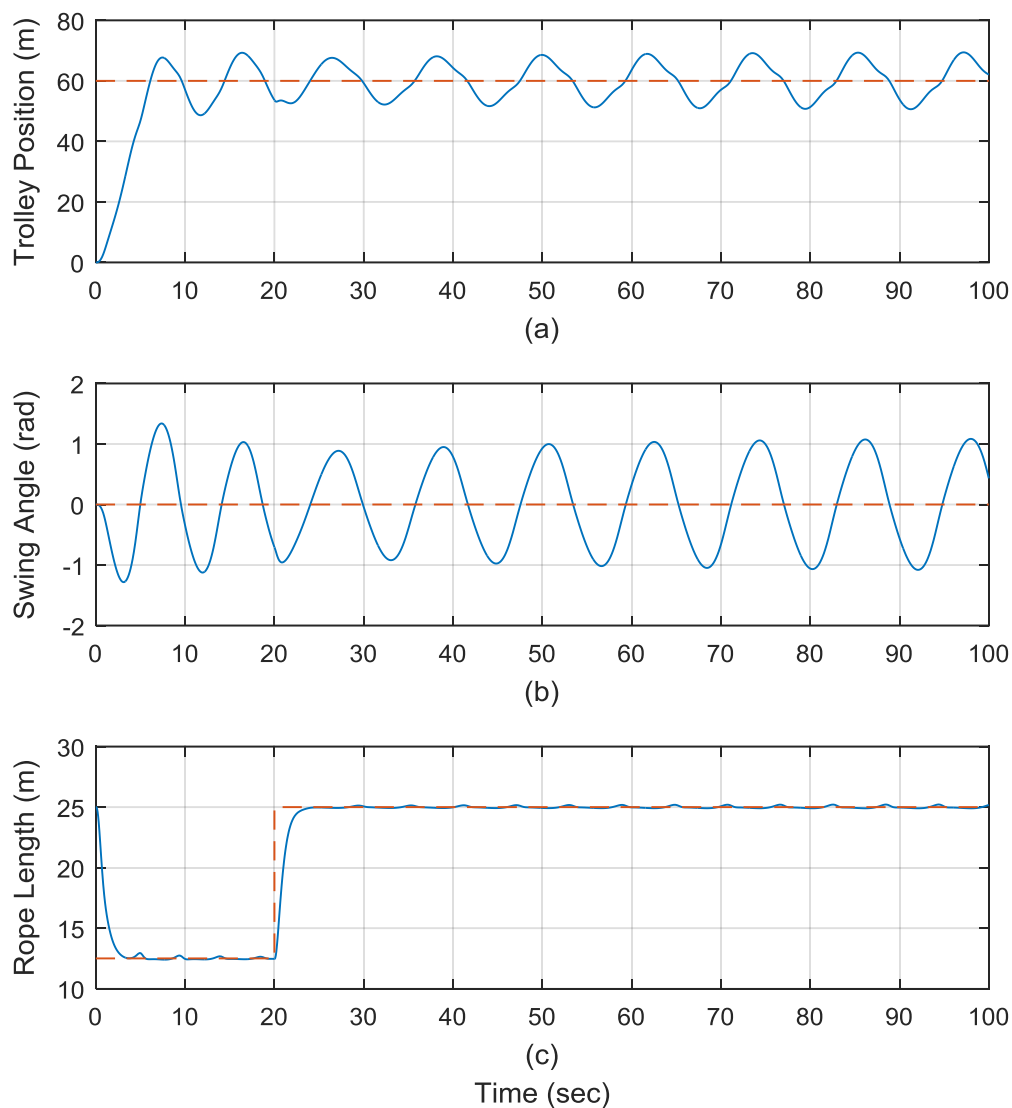
$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\tau$	$K_p$	$T_i$	$T_d$	$K_F$	$O(\%)$	$t_s(s)$
4	2.50	3.47	0.22	3.47	0.26	0.06	0.00	8.30
4	4	9.26	-0.58		-0.81		0.31	18.81
4	2.5	1	2.39	1		2.39	0.00	2.39

Το σύστημα εξομοιώνεται για μια περίοδο που ισοδυναμεί σε 100 secs. Οι ελεγκτές καλούνται να μετατοπίσουν το φορείο από την αρχική θέση 0 m (θέση parking) στα 60 m, (υποτίθεται ως ένα σημείο πάνω από το πλοίο) με την μικρότερη δυνατή γωνία ταλάντωσης η οποία προσεγγίζει τις 0 rad στο τέλος της εξομοίωσης, ενώ απαιτείται από το σύστημα βίρα μείνα ταυτόχρονα από το αρχικό μήκος σύρματος στα 25m, να μεταφερθεί στα 12.5 m κάνοντας μια ανύψωση του φορτίου για την αποφυγή τυχόν εμποδίων και επιστρέφοντας σε μια τυχαία θέση εναπόθεσης ξανά στα 25 m έπειτα από τον χρόνο των 20 secs. Οι παράμετροι των PID, PD και PI ελεγκτών που χρησιμοποιούνται στην εξομοίωση φαίνονται στον Πίνακα 10. Η κίνηση του φορείου και η ταλάντωση της γωνίας παρουσιάζουν μια ταλαντωτική απόκριση. Το μέγεθος των ταλαντώσεων μειώνεται με την πάροδο του χρόνου αλλά με μικρό μέγεθος με τις αποκρίσεις να μην περιορίζονται σε μια απόκλιση  $\pm 5\%$  από την τιμή αναφοράς ακόμα και μετά την πάροδο των 100 secs. Η απόκριση του μήκους του σύρματος αντίθετα ακολουθεί και τείνει στην θέση αναφοράς, με μηδενική υπερακόντιση (overshoot) και αρκετά μικρό χρόνο ηρεμίας. Οι διαφορές που εμφανίζονται από την απόκριση του συστήματος και από την προβλεπόμενη απόκριση που είχε υπολογιστεί παρουσιάζονται κυρίως εξαιτίας του γεγονότος ότι οι ελεγκτές κατά την φάση του σχεδιασμού δημιουργήθηκαν υπό την προϋπόθεση ότι οι συναρτήσεις μεταφοράς είναι γραμμικοποιημένες (linearized) και δίχως σύμπλεξη (de-coupled) μεταξύ τους αντί για την πραγματικότητα που αφορά σε ένα μη γραμμικό και συμπλεκόμενο σύστημα εξισώσεων. Ένας τρόπος διόρθωσης των παραμέτρων των ελεγκτών μπορεί να γίνει στήνοντας ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης τους χρησιμοποιώντας τις αρχικά υπολογιζόμενες τιμές από τη μέθοδο CDM και τις επιθυμητές αποκρίσεις ή τις απαιτήσεις μιας αντικειμενικά καλής λειτουργίας. Στην περαιτέρω ανάλυση θα οδηγηθούμε σε μια βελτίωση (fine tune) των παραμέτρων εκτελώντας αρκετές εξομοιώσεις των παραμέτρων του συστήματος ύπο τυχαίες τιμές εντός των προϋπάρχοντων ορίων των παραμέτρων σχεδιασμού αναζητώντας την βέλτιστη λύση που αποδίδει την βέλτιστη τελική υπερακόντιση (overshoot) και χρόνο ηρεμίας (settle time). Τα αποτελέσματα από την ανάλυση του συστήματος της γωνίας ταλάντωσης του γραμμικοποιημένου συστήματος δείχνουν ότι αυξάνοντας το αναλογικό κέρδος του ελεγκτή και μειώνοντας τη χρονική σταθερά διαφορίσης οδηγούμαστε σε ένα πιο ευσταθές σύστημα. Επιπρόσθετα λαμβάνοντας υπόψιν ότι το σύστημα της γωνίας ταλάντωσης εμφανίζει σύμπλεξη (coupled) με την κίνηση του φορείου που σημαίνει ότι οι μεταβολές στις παραμέτρους του ελεγκτή του φορείου πιθανότατα να έχουν επίδραση στην γωνία ταλάντωσης και στη απόκριση της. Αυτή η εξάρτηση προκύπτει ότι τελικά αφορά στην αύξηση του κέρδους του διαφοριστή του PID ελεγκτή. Βασιζόμενοι στις παραπάνω παρατηρήσεις το σύστημα εξομοιώνεται σε μια πλειάδα συνδυασμών παραμέτρων των ελεγκτών. Ειδικότερα σε ότι αφορά στο

αναλογικό κέρδος του PD ελεγκτή της γωνίας ταλάντωσης αυτό ποικίλει σε τιμές από 1 ως και 10 φορές πολλαπλάσιο των υπολογισμένων κατά CDM τιμών, ενώ και για τον χρόνο διαφώρισης του PD ελεγκτή της γωνίας οδηγούμαστε σε δοκιμές που ποικίλουν από το 1/10 στην αρχική υπολογιζόμενη τιμή που προέκυψε όπως προαναφέραμε από την μέθοδο CDM. Ο χρόνος ολοκλήρωσης του ελεγκτή PID της θέσης του φορείου αυτή ποικίλει επίσης από 1 έως και 10 φορές το πολλαπλάσιο της μεθόδου CDM και αντίστοιχα ο χρόνος του διαφοριστή του ελεγκτή υπόκειται στην ίδια διαδικασία από 1 ως 10 φορές την αρχική CDM τιμή. Στην Εικόνα 28 έχουμε τα εξής (Χρόνοι απόκρισης συστήματος κλειστού βρόγχου. (a) Φορείου. (b) Γωνίας ταλάντωσης. (c) Μήκους σύρματος.

Πίνακας 11).

Ως εκ τούτου το σύστημα της γερανογέφυρας που υιοθετήθηκε υπόκειται σε μια δοκιμή εξομοίωσης για όλους και τους 625 συνδυασμούς των παραπάνω παραμέτρων με καταγραφή της υπερακόντισης και του χρόνου ηρεμίας για όλες δηλαδή και τις 3 αποκρίσεις των υποσυστημάτων πίνακας 11.



Εικόνα 28. Χρόνοι απόκρισης συστήματος κλειστού βρόγχου. (a) Φορείου. (b) Γωνίας ταλάντωσης. (c) Μήκους σύρματος.

Πίνακας 11. Μεταβολή των παραμέτρων των ελεγκτών κατά την παραμετρική ανάλυση

System	Controller Parameters	CDM	Variation
Trolley Motion	$K_p$	0.22	–
	$T_i$	3.47	$\times [1 \ 3.25 \ 5.5 \ 7.75 \ 10]$
	$T_d$	0.26	$\times [1 \ 3.25 \ 5.5 \ 7.75 \ 10]$
Swing Angle	$K_p$	0.58	$\times [1 \ 3.25 \ 5.5 \ 7.75 \ 10]$
	$T_d$	0.81	$\times [0.1 \ 0.325 \ 0.55 \ 0.775 \ 1]$
Rope Length	$K_p$	2.39	–
	$T_i$	1	–



Πίνακας 12 παρουσιάζουμε τους συνδυασμούς των τιμών των παραμέτρων για τις οποίες η υπερακόντιση (overshoot) είναι μικρότερη του 5% για την κίνηση του φορείου και το συρματόσχοινο του βίρα μείνα και η απόλυτη γωνία ταλάντωσης που ανακύπτει δεν ξεπερνά σε απόλυτες τιμές τα 0.10 rad ενώ ο χρόνος ηρεμίας είναι μικρότερος από 60 sec για όλες τις αποκρίσεις. Με την υποσημείωση ότι για την γωνία ταλάντωσης ως χρόνο ηρεμίας θεωρούμε τον χρόνο κατά τον οποίο η απόκριση της γωνίας ταλάντωσης παύει να ξεπερνά τα  $\pm 0.05$  αλλά εισέρχεται και παραμένει εντός αυτής της τάξης μεγέθους. Οι συνδυασμοί για τους οποίους τα παραπάνω κριτήρια ικανοποιούνται παρουσιάζονται στην μεσαία στήλη του πίνακα 13. Από την ανάλυση που εκτελέσαμε επιλέξαμε τις παραμέτρους των τελικών ελεγκτών τον ιδανικό συνδυασμό αυτών στην τελευταία στήλη του πίνακά 13 που μας δίνει και την ελάχιστη γωνία ταλάντωσης. Μια σύνοψη των παραμέτρων των ελεγκτών που να ικανοποιεί τις απαιτήσεις του συστήματος που έχουμε ορίσει μαζί με τις τελικές επιλεγμένες τιμές είναι διαθέσιμη ως εκ τούτου στον Πίνακα 13.

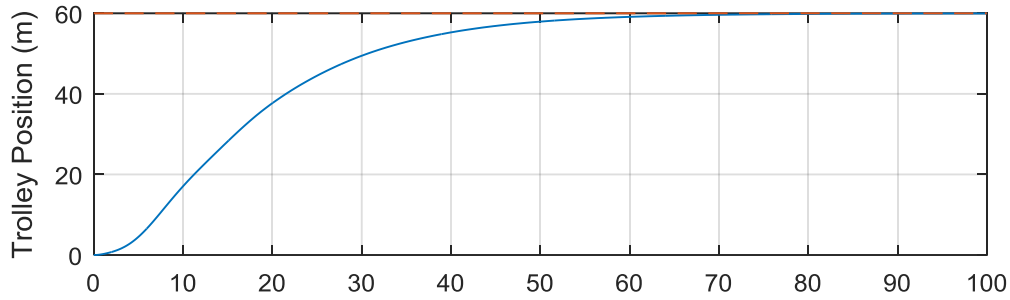
Πίνακας 12. Παράμετροι ελεγκτών και χαρακτηριστικά απόκρισης από την παραμετρική ανάλυση

Trolley motion PID controller			Swing Angle PD controller		Rope Length PI controller		Trolley response		Swing Angle response		Rope Length response	
$K_p$	$T_i$	$T_d$	$K_p$	$T_d$	$K_p$	$T_i$	$O(\%)$	$t_s(s)$	$O(\%)$	$t_s(s)$	$O(\%)$	$t_s(s)$
0.22	19.085	2.6	4.495	0.0081	2.39	1	0.0%	45.22	9.8%	4.93	0.0%	21.93
0.22	19.085	2.6	5.8	0.0081	2.39	1	0.0%	45.12	9.2%	4.98	0.0%	21.95
0.22	19.085	2.6	4.495	0.208575	2.39	1	0.0%	45.11	9.7%	5.01	0.0%	21.95
0.22	19.085	2.6	5.8	0.208575	2.39	1	0.0%	45.00	9.1%	5.09	0.0%	21.98
0.22	19.085	2.6	4.495	0.40905	2.39	1	0.0%	45.17	9.6%	5.10	0.0%	21.87
0.22	19.085	2.6	5.8	0.40905	2.39	1	0.0%	45.23	9.1%	5.23	0.0%	21.94
0.22	19.085	2.6	4.495	0.609525	2.39	1	0.0%	45.14	9.6%	5.22	0.3%	21.90
0.22	19.085	2.015	5.8	0.609525	2.39	1	0.0%	48.29	10.0%	5.56	0.4%	21.93
0.22	19.085	2.6	5.8	0.609525	2.39	1	0.0%	45.30	9.0%	5.33	0.2%	21.86
0.22	19.085	2.6	4.495	0.81	2.39	1	0.0%	45.22	9.5%	5.35	0.1%	21.87
0.22	19.085	2.015	5.8	0.81	2.39	1	0.0%	48.26	9.9%	5.69	0.4%	21.95
0.22	19.085	2.6	5.8	0.81	2.39	1	0.0%	45.27	9.0%	5.42	0.3%	21.93

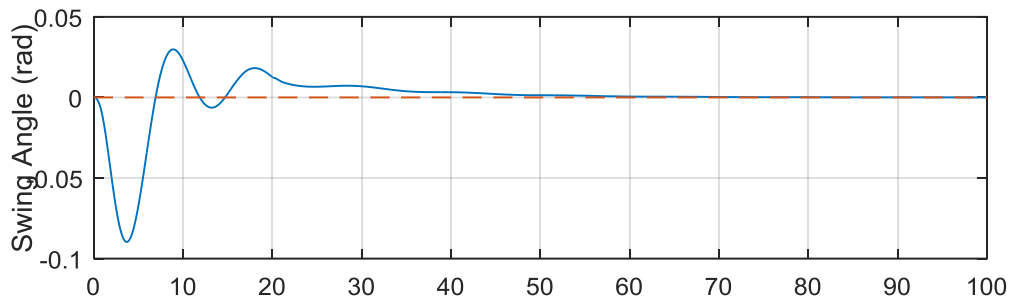
Πίνακας 13. Υπολογισμένες παράμετροι ελεγκτών από την παραμετρική ανάλυση

System	Controller Parameters	Parametric Analysis	Parametric Analysis (selected)
Trolley Motion	$K_p$	0.22	0.22
	$T_i$	19.085	19.085
	$T_d$	[2.015 – 2.6]	2.6
Swing Angle	$K_p$	[4.495 – 5.8]	5.8

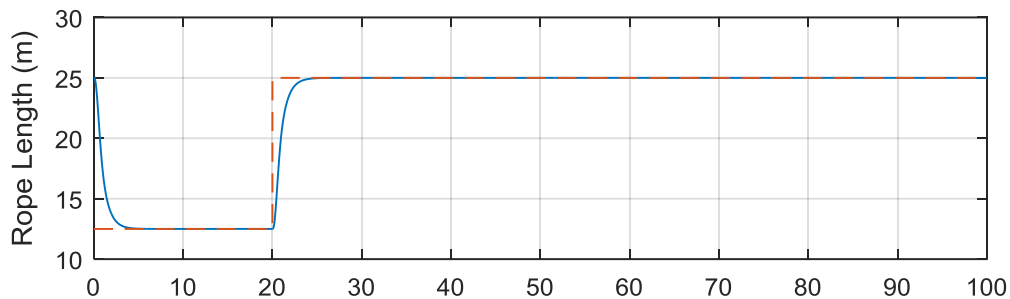
	$T_d$	[0.081 – 0.81]	0.81
Rope Length	$K_p$	2.39	2.39
	$T_i$	1	1



(a)



(b)



(c)

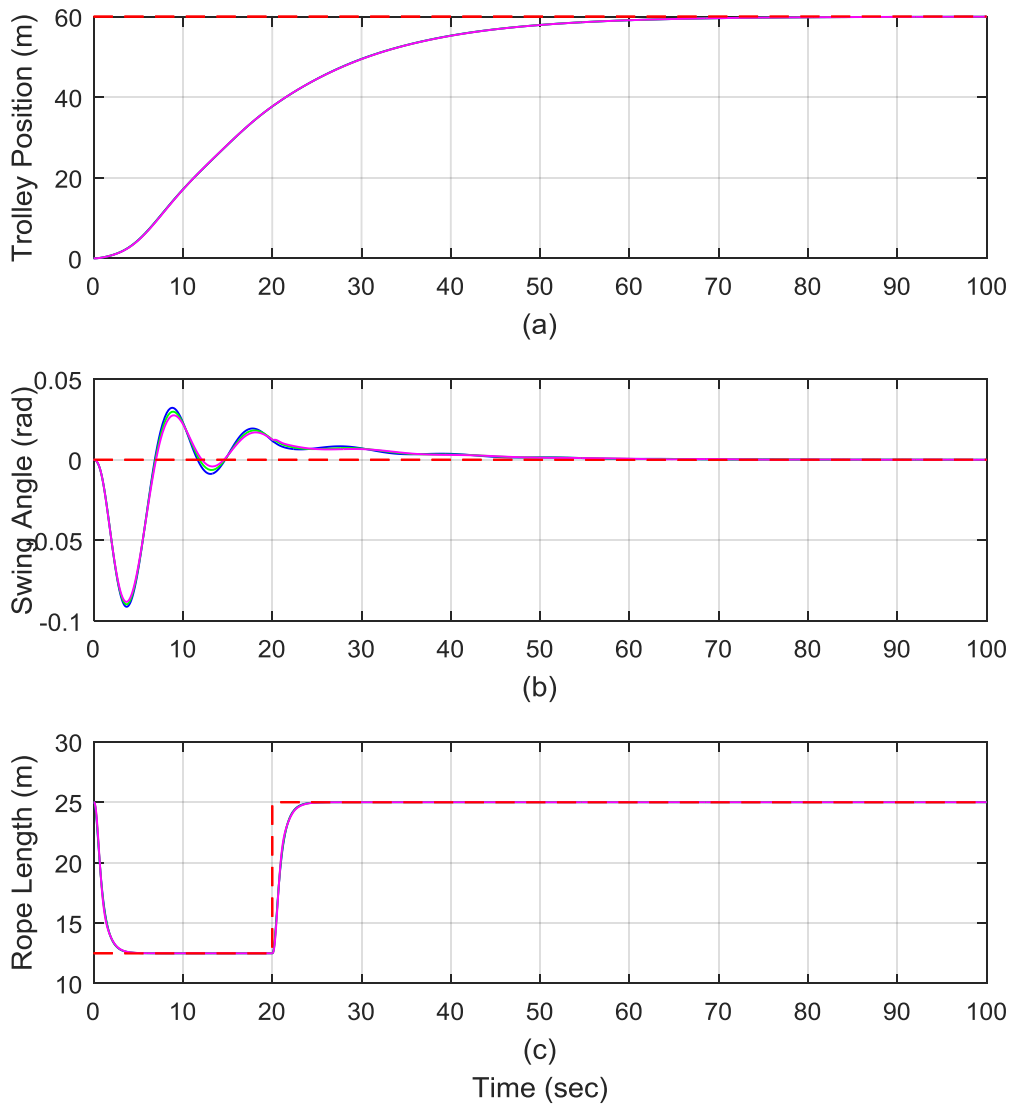
Time (sec)

Εικόνα 29. Απόκριση συστήματος γερανογέφυρας με παραμέτρους τελικών ελεγκτών.

#### 4.2.1 Μεταβολή μάζας φορτίου

Έχοντας καταλήξει σε ότι αφορά τις ιδανικές τιμές των κερδών των ελεγκτών του συστήματος μας εξετάζουμε την απόκριση του όταν αυτό υπόκειται σε μεταβολή του βάρους του δηλαδή εξετάζουμε την ευρωσιτία (robustness) του συστήματός μας στις μεταβολές της μάζας του φορτίου. Ειδικότερα το εύρος της μάζας που χρησιμοποιούμε είναι για βάρος φορτίου πλησίον του κενού container από 10,000 kg σε μία αρκετά

μεγάλη και σπάνια τιμή για βαρύ 40ft container μάζας 40,000 kg χωρίς να επανακαθορίσουμε τις τιμές των παραμέτρων. Οι αποκρίσεις του μοντέλου μας για τις μεταβολές αυτές στο φορτίο απεικονίζονται στην Εικόνα 30 . Από τα παραπάνω προκύπτει ότι η ευστάθεια (stability) και η ευρωστία (robustness) του συστήματος μας δεν επηρεάζεται από την μεταβολή της μάζας του φορτίου καθώς η απόκριση είναι σχεδόν πανομοιότυπη από την σύγκριση των εικόνων 29-30.

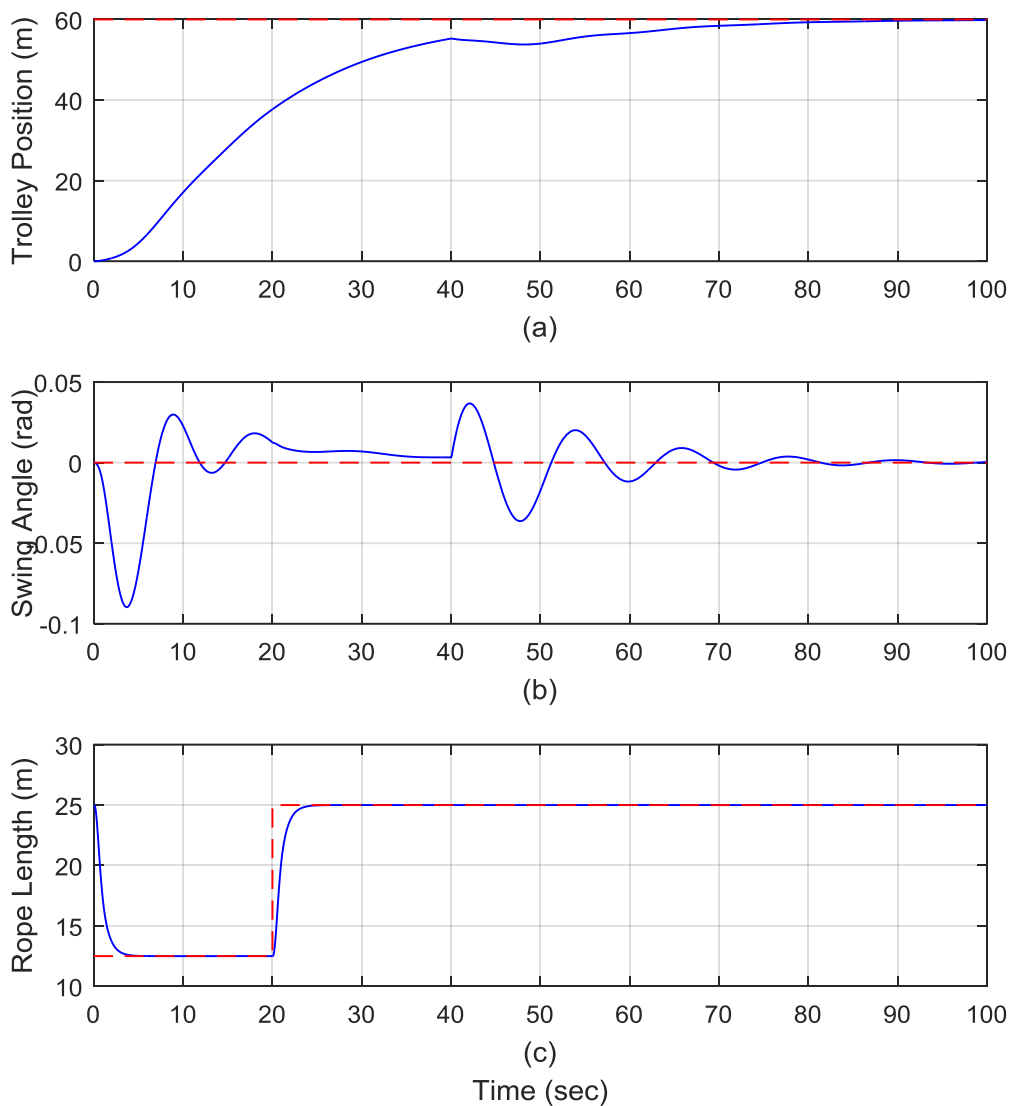


Εικόνα 30. Απόκριση συστήματος γερανογέφυρας με διαφορετική μάζα φορτίου

#### 4.2.2 Απόρριψη διαταραχής

Στο τελικό στάδιο καλό είναι να εξετάσουμε και την ικανότητα ή μη του συστήματος μας να αντιδρά σε εξωγενείς παράγοντες όπως σε πραγματικό περιβάλλον μπορεί να είναι ο άνεμος και την δυνατότητα του για απόρριψη τέτοιων διαταραχών. Ειδικότερα εισάγουμε

μία διαταραχή υπό μορφή βηματικής εισόδου και θεωρούμε ότι διαθέτει βηματικό χρόνο 40 sec. Η απόκριση του συστήματος μας σε αυτή παρουσιάζεται στην Εικόνα 31, από όπου εξάγουμε το συμπέρασμα ότι οι ελεγκτές ανταποκρίνονται στην ανάγκη απόρριψης της διαταραχής και προσεγγίζουν τις εισόδους αναφοράς (zero steady state error), δίχως να επιδεικνύουν καμία ιδιαίτερη υπερακόντιση (overshoot) στην κίνηση του φορείου αλλά και στο μήκος του συρματόσχοινου δηλαδή στο βίρα μάινα. Σε ότι αφορά την γωνία ταλάντωσης αυτή παραμένει εντός του εύρους των  $\pm 0.1$  rad.



Εικόνα 31. Απόκριση συστήματος γερανογέφυρας με είσοδο βηματικής εξωτερικής διαταραχής

## 5 Συμπεράσματα & μελλοντική έρευνα

Σε αυτή την εργασία παρουσιάζεται μία μεθοδολογία σχεδιασμού ελεγκτών για μια γερανογέφυρα με τα ποιοτικά και ποσοτικά χαρακτηριστικά της *super post ranamax* η οποία είναι εγκατεστημένη πάνω σε ράγες σε λιμενική προβλήτα. Οι ελεγκτές πρέπει να έχουν την ικανότητα να ελεγχούν την κίνηση του φορείου από μια θέση 0m σε μια θέση που απέχει 60 m, με μικρή γωνία ταλάντωσης ,που προσεγγίζει τις 0 rad στο τέλος της κίνησης , ταυτόχρονα να ελέγχουν και την θέση εναπόθεσης του εμπορευματοκιβωτίου δηλαδή το μήκος του συρματοσχοίνου του βίρα μάλινα από ένα αρχικό μήκος 25m,στα 12.5 m και πίσω στα 25 m με την πάροδο 20 secs. Η διαδικασία επιλογής των παραμέτρων των ελεγκτών και η επαλήθευση τους βασίστηκε στους ακόλουθους άξονες, βήματα:

- Ανάπτυξη ενός μαθηματικού δυναμικού μοντέλου υλικών σημείων (lumped mass) που να αντικατοπτρίζει τα πραγματικά μεγέθη μιας τέτοιου τύπου γερανογέφυρας. Το μη γραμμικό σύστημα των συμπλεκόμενων εξισώσεων που περιγράφουν την κίνηση του φορείου την γωνία ταλάντωσης του σύρματος και το μήκος του σύρματος ή άλλως την κίνηση του βίρα μάλινα εφαρμόστηκαν στο Simulink και έγιναν εξομοιώσεις των αποκρίσεων ενός «πραγματικού» συστήματος αποκρίσεων
- Έλαβε χώρα η γραμμικοποίηση του συστήματος σύμφωνα με την μέθοδο γραμμικοποίησης κατά Lyapunov
- Κατά τον μετασχηματισμό υπολογίστηκαν οι συναρτήσεις μεταφοράς
- Ο σχεδιασμός του ελέγχου ακολούθησε την μεθοδολογία του διαγράμματος συντελεστών Coefficient Diagram Method (CDM)
- Επίσης εκτελέστηκε και παραμετρική ανάλυση μέσω της εξομοίωσης του μη γραμμικού συστήματος

### 5.1 Συμπεράσματα

Η διαδικασία της μεθόδου του διαγράμματος συντελεστών (CDM) αποτελεί μια σχετικά απλοποιημένη μέθοδο που χρησιμοποιείται για τον σχεδιασμό ελεγκτών στην βιομηχανία και στις γερανογέφυρες όλων των τύπων. Οι αποκρίσεις των συστημάτων κλειστού βρόγχου χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους των ελεγκτών που υπολογίστηκαν επί τη βάση της μεθόδου CDM, φέρουν τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

- Η κίνηση του φορείου και η γωνία ταλάντωσης του συρματοσχοίνου εμφανίζουν ταλαντωτική απόκριση.
- Το μέγεθος της ταλάντωσης είναι μειούμενο προϊόντος του χρόνου αν και αυτή η μείωση χαρακτηρίζεται από μικρό μέγεθος. Οι αποκρίσεις δεν είναι εντός μίας

απόκλισης μεγέθους  $\pm 5\%$  από την τιμή αναφοράς έπειτα από ένα χρονικό διάστημα της τάξεως των 100 secs.

- Η απόκριση του συστήματος που αφορά στο βίρα μάλια ή στο μήκος του σύρματος ακολουθεί προσεγγιστικά τις τιμές αναφοράς με μηδενική σχεδόν υπερακόντιση (overshoot) και σχετικά μικρό χρόνο ηρεμίας (settle time).

Οι διαφοροποιήσεις στις αποκρίσεις του συστήματος και στις προβλεπόμενες αποκρίσεις κατά την φάση του σχεδιασμού εμφανίζονται κυρίως εξαιτίας του γεγονότος ότι οι ελεγκτές σχεδιάζονται ύπο την προϋπόθεση γραμμικοποιημένων αποσυμπλεγμένων (de-coupled) συναρτήσεων μεταφοράς ενός επί της πράγμασι μη γραμμικού συμπλεγμένου συστήματος εξισώσεων.

Οι παράμετροι των ελεγκτών δοκιμάστηκαν και προσαρμόστηκάν (fine-tuned) ανάλογα με την εκτέλεση παραμετρικών εξομοιώσεων του συστήματος για μια ποικιλία διαφορετικών τιμών μετρώντας την υπερακόντιση (overshoot) και τον χρόνο ηρεμίας (settle time). Οι αρχικές παράμετροι και οι μεταβολές τους καθορίστηκαν από την ανάλυση της μεθόδου των συντελεστών διαγράμματος (CDM). Οι τελικοί επιλέξιμοι ελεγκτές οδήγησαν σε ένα σύστημα κλειστού βρόγχου με ικανότητα υπερακόντισης (overshoot) μικρότερη του 5% για την κίνηση του φορείου και το μέγεθος του σύρματος (ύψος) ,ενώ και η μέγιστη ταλάντωση που αναπτύσει η γωνία του σύρματος δεν ξεπερνά τα 0.10 rad,σε ένα χρόνο ηρεμίας (settle time) μικρότερο των 60 sec για όλες τις αποκρίσεις.

Το αναπτυσσόμενο αυτό σχέδιο ελεγχού εμφανίζει ευρωστία (robustness) σε τυχόν μεταβολές της μάζας του φορτίου σε μεγάλο εύρος και καταφέρνει απόλυτα να απορρίπτει τυχόν διαταράξεις από εξωγενείς παράγοντες (άνεμοι) και να προσεγγίζει τις εισόδους αναφοράς δίχως να παρουσιάζει περεταίρω υπερακόντιση (overshoot) σε ότι αφορά τις αποκρίσεις της κίνησης του φορείου και του συστήματος βίρα μάλια ή του μήκους του σύρματος.

## 5.2 Μελλοντική Έρευνα

Όπως εύκολα γίνεται αντιληπτό το πεδίο προσφέρεται για εκτενή μελλοντική έρευνα η οποία πρωτίστως μπορεί να περιέχει μια γενίκευση της μεθόδου για σχεδιασμό επί τη βάση ενός μοντέλου γερανογέφυρας 3 διαστάσεων (3D crane model) και ενδεχομένως προσθέτωντας εκ των υστέρων εξωτερικές διαταραχές που επιδρούν στην πράξη στο σύστημα όπως ο άνεμος ή ακόμα και ο κυματισμός της θάλασσας ο οποίος μπορεί να μην επιδρά άμεσα στο υπάρχον σύστημα αλλά μεταβάλλει και επιδρά στην τελική θέση χ,ψ. Επιπρόσθετα οι σχεδιασμένοι ελεγκτές θα μπορούσαν να εφαρμοστούν σε μικρο ελεγκτές πραγματικού χρόνου (real time micro controllers) και να δοκιμαστούν σε

πραγματική λειτουργία χρησιμοποιώντας τα ήδη υπάρχοντα μέσα του γερανού για ανάδραση όπως διάφοροι αισθητήρες μεταξύ των οποίων και τα loadcell που πληροφορούν για το μεταβαλλόμενο βάρος του φορτίου από φορτίο σε φορτίο αλλά και την κατανομή αυτού εφόσον μας απασχολούν οι 3 διαστάσεις. Κλείνοντας θα ήταν ευχής έργο τα πολυτεχνεία και τεχνολογικά ιδρύματα να είχαν την δυνατότητα να αναπτύξουν συνέργιες με τις εταιρίες του χώρου με σκοπό την έρευνα και ανάπτυξη πάνω στο αντικείμενο και στον κρίσιμο αυτό εξοπλισμό μειώνοντας καθυστερήσεις και αυξάνοντας το επίπεδο ασφάλειας . Βασιζόμενοι πάνω σε αυτό έχουμε την πεποίθηση ότι η επιστήμη και το δυναμικό που ενυπάρχει στην χώρα μπορούν να αποτελέσουν κινητήρια δύναμη για την ανάπτυξη των εταιριών που δραστηριοποιούνται στην παγκόσμια αυτή αγορά ώστε αυτές να αναπτυχθούν και να ανταγωνιστούν επάξια τους ανταγωνιστές τους στο διεθνές στερέωμα και στον ανταγωνιστικό κόσμο που ξεδιπλώνεται στο μέλλον.

## 6 Βιβλιογραφία

- [1] Abdel-Rahman E.M., Nayfeh, A.H., and Masoud Z.N.: Dynamics and control of cranes: A review. *Journal of Vibration and Control*, Vol. 9, No 7, pp. 863-909, 2003.
- [2] Abe A., “Anti-sway control for overhead cranes using neural networks”, *International Journal Of Innovative Computing, Information And Control*, Vol. 7, No. 7, 2011.
- [3] Araki N. , Sato T., Konishi Y., Ishigaki H., “Unknown parameter identification method using Unscented Kalman Filter for container crane system”, *The 2010 International Conference on Modelling, Identification and Control (ICMIC)*, 17 – 19 July, pp. 254 – 258, 2010.
- [4] Burul I., Koloni F., Matuško J., “The Control System Design of a Gantry Crane Based on  $H_{\infty}$  Control Theory”, *Proceedings of the 33rd International Convention MIPRO*, pp:183 - 188 May 24-28, Opatija, Croatia, 2010.
- [5] Butler H., Honderd G. and Van Amerongen J., “Model reference adaptive control of a gantry crane scale model,” *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 11, Issue: 1, pp.57 –62, 1991.
- [6] Choi S.U., Kim J.H., Lee J.W., Lee Y.J. and Lee K.S., “A Study on Gantry Crane Control using Neural Network Two Degree of PID Controller, ” *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, vol. 3, pp. 1896 - 1900, 2001.
- [7] Corrigan G., Giua A., and Usai G., “An Implicit Gain-Scheduling Controller for Cranes”, *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, Vol. 6, No. 1, 1998.
- [8] d'Andréa-Novel B., Boustany F., Conrad F., Rao B.P., “Feedback stabilization of a hybrid PDE-ODE system: Application to an overhead crane”, *Mathematics of Control, Signals and Systems*, 7 (1), pp. 1-22, 1994.
- [9] Zrnić N., Gašić V., Bošnjak S., Đorđević M., “Moving Loads in Structural Dynamics of Cranes: Bridging the Gap Between Theoretical and Practical Researches”, *FME Transactions*, 41, pp. 291-297S., 2013.
- [10] Jafari J., M. Ghazal M., Nazemizadeh M., “A LQR Optimal Method to Control the Position of an Overhead Crane”, *International Journal of Robotics and Automation (IJRA)*, Vol. 3, No. 4, pp. 252-258, 2014.



- [11] Kim Y.S., Hong K.S., and Sul S.K., "Anti-Sway Control of Container Cranes: Inclinometer, Observer, and State Feedback", *International Journal of Control, Automation, and Systems*, vol. 2, no. 4, pp. 435-449, 2004.
- [12] Le T.A., Lee S.G. and Moon S.C., "Partial feedback linearization and sliding mode techniques for 2D crane control", *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 36(1) 78–87, 2014.
- [13] Lee H.H., "A new approach for the anti-swing control of overhead cranes with high-speed load hoisting", *International Journal of Control*, Vol. 76, No. 15, pp. 1493–1499, 2003.
- [14] Manabe S., "Coefficient Diagram Method," *14th IFAC Symposium on Automatic Control in Aerospace*, 1998.
- [15] O'Connor W., Habibi H., "Gantry crane control of a double-pendulum, distributed-mass load, using mechanical wave concepts", *Mechanical Sciences*, 4 (2), pp. 251-261, 2013.
- [16] Renuka V. S. and Abraham T.M., "Precise Modelling of a Gantry Crane System Including Friction, 3D Angular Swing and Hoisting Cable Flexibility", *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering (IJTARME)*, 2(1), pp. 117-123, 2013.
- [17] Suzuki Y., Yamada S. and Fufikawa H., "Anti-Swing Control of the Container Crane by Fuzzy Control," *Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics Control and Instrumentation*, vol. 1, pp. 230 -235, 1993.
- [18] Tantaworasilp A, Benjanarasuth T., Ngamwiwit J., Komine N., "Application of Coefficient Diagram Method, for Multivariable Control of Overhead Crane System" <http://xm414948.reportworld.co.kr/data/paper/view/51339/P51338719.html>
- [19] Ventzas D.E., Pandazaras C., "Crane Load Swing Suppression Control", *WSEAS Transactions On Systems*, Issue 3, Volume 5, p. 631, 2006.
- [20] Younesian D., Ghafoori E. , Sadeghpour M., "Nonlinear Vibration Of A Three-Dimensional Moving Gantry Crane Subjected to a Travelling Trolley Hoisting Swinging Object", *Csme-05*, No. 09, E.I.C. Accession 3091, 2005.



