



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
«ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ»

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΕΛΕΓΚΤΗ ΠΡΟΒΛΕΠΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΣΕ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ μ ORC ΚΑΙ
ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕ ΣΥΜΒΑΤΙΚΕΣ ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΕΛΕΓΧΟΥ

(ΒΑΡΒΑΓΙΑΝΝΗΣ ΕΥΣΤΡΑΤΙΟΣ)

Επιβλέπων Καθηγητής: Σαρίμβης Χαράλαμπος

ΑΘΗΝΑ 2020

Θα ήθελα να αφιερώσω την εργασία αυτή στη μνήμη του πατέρα μου, τον οποίο έχασα αναπάντεχα λίγες ημέρες πριν την ολοκλήρωση της και ο οποίος αποτελούσε πάντα για μένα πρότυπο ως προς την επιστήμη μου αλλά και τον τρόπο ζωής μου.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή της Σχολής Χημικών Μηχανικών Ε.Μ.Π. κ. Σαρίμβη Χαράλαμπο ο οποίος ανέλαβε την επίβλεψη της παρούσας εργασίας, τόσο για την υπόδειξη σημαντικών κατευθύνσεων σχετικά με τις τεχνικές ελέγχου που μελετήθηκαν, όσο και για την αμέριστη υποστήριξη του σε όλες τις δυσκολίες που προέκυψαν κατά την εκπόνηση της εργασίας. Επίσης, ευχαριστώ τον Υποψήφιο Διδάκτορα της εργαστηριακής μονάδας Αυτόματης Ρύθμισης και Πληροφορικής της σχολής Χημικών Μηχανικών Ε.Μ.Π. Καλογερόπουλο Ιωάννη ο οποίος μοιράστηκε μαζί μου τον υπολογιστικό κώδικα που αποτέλεσε στη βασική δομή του Ελεγκτή Προβλεπτικού Μοντέλου.

Θεωρώ σημαντικό να ευχαριστήσω τον καθηγητή της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. κ. Καρέλλα Σωτήριο, στου οποίου την ερευνητική ομάδα έχω την χαρά να βρίσκομαι τα τελευταία χρόνια, για την στήριξη του σε ζητήματα που άπτονται τόσο της ακαδημαϊκής όσο και της προσωπικής μου πορείας και εξέλιξης. Αντίστοιχα ευχαριστώ τον ερευνητή Δρ. Πάλλη Πλάτωνα που για πολλοστή φορά αφιέρωσε πολύτιμο χρόνο ώστε να ασχοληθεί με την επιμέλεια και τη διόρθωση του κειμένου μίας ακαδημαϊκής μου εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου, τον ευρύτερο οικογενειακό μου κύκλο, αλλά και τους επιστήθιους φίλους οι οποίοι με πραγματικό ενδιαφέρον και αγάπη με βοήθησαν να επιστρέψω στην εν λόγω εργασία όσες φορές και αν χρειάστηκε να την αφήσω λόγω ανωτέρας βίας.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Περίληψη

Η ηλεκτροπαραγωγή με αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας βιομηχανικών διεργασιών ή μηχανών εσωτερικής καύσης με χρήση του Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC) και κατά συνέπεια οι δυνατότητες της λειτουργικής βελτιστοποίησης του, αποτελεί ένα αντικείμενο που βρίσκεται στο επίκεντρο των ερευνητών τις τελευταίες δύο δεκαετίες. Η συγκεκριμένη εργασία επικεντρώνεται στην ανάπτυξη και τη σύγκριση δύο διαφορετικών τεχνικών ελέγχου μίας πειραματικής εγκατάστασης Οργανικού Κύκλου Rankine που ανήκει στην κλίμακα ισχύος των micro-ORC και προορίζεται για την ανάκτηση θερμότητας από το κύκλωμα ψύξης της μηχανής ενός πλοίου.

Η πρώτη μέθοδος αξιοποιεί ανεξάρτητους βρόχους ελέγχου με συμβατικούς ελεγκτές τριών όρων (PID), ενώ η δεύτερη μέθοδος αφορά σε έναν νέο ελεγκτή που ανήκει στην ευρύτερη οικογένεια Ελεγκτών Προβλεπτικού Μοντέλου (MPC), η οποία αξιοποιώντας την κλασσική τεχνική της μεθόδου Ελέγχου Δυναμικού Μητρώου (DMC) και τη διατύπωση μίας «οικονομικής» συνάρτησης κόστους για την ωφέλιμη ενέργεια που αποδίδει η εγκατάσταση ORC, επιδιώκει την ενεργειακά βέλτιστη λειτουργία της εγκατάστασης με την παράλληλη ικανοποίηση κάποιων περιορισμών ασφαλείας για τις θερμοκρασίες και τις πιέσεις του κύκλου. Για την υλοποίηση του Ελεγκτή Προβλεπτικού Μοντέλου αλλά και την σύγκριση των δύο τεχνικών ελέγχου με τη βοήθεια προσομοιώσεων, αρχικά αναπτύχθηκε ένα αναλυτικό μοντέλο της εγκατάστασης στο περιβάλλον προγραμματισμού Dymola με χρήση της γλώσσας Modelica.

Στα κεφάλαια που ακολουθούν γίνεται αρχικά η τοποθέτηση του προβλήματος, ο ορισμός των βασικών εννοιών καθώς και μία ανασκόπηση συναφών επιστημονικών εργασιών πάνω στο συγκεκριμένο θέμα. Εν συνεχεία γίνεται μία σύντομη αναφορά στις παραδοχές και το μαθηματικό υπόβαθρο που σχετίζονται τόσο με την ανάπτυξη του μοντέλου της εγκατάστασης και κάθε επιμέρους συνιστώσας αυτής, όσο και με τις τεχνικές ελέγχου που μελετήθηκαν. Ακολουθεί η παραμετροποίηση των μοντέλων προκειμένου αυτά να ανταποκρίνονται στο πραγματικό σύστημα που μοντελοποιήθηκε καθώς και τα αποτελέσματα της δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος σε βηματικές μεταβολές των εισόδων του, τα οποία ορίζουν και τα δυναμικά χαρακτηριστικά του συστήματος. Τα χαρακτηριστικά αυτά αξιοποιούνται στην επόμενη ενότητα, στην οποία γίνεται εκτενής αναφορά στην μαθηματική έκφραση και τη ρύθμιση κάθε ελεγκτή, ενώ εν συνεχεία γίνεται μία σύγκριση των δύο μεθόδων τόσο όσον αφορά τα λειτουργικά χαρακτηριστικά τους σε επίπεδο ηλεκτροπαραγωγής αλλά και ασφαλούς λειτουργίας, όσο και από πλευράς δυναμικής. Η εργασία ολοκληρώνεται με την εξαγωγή συμπερασμάτων και τις προτάσεις για περαιτέρω έρευνα επί του θέματος.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Abstract

Power generation from the waste heat of industrial processes or Internal Combustion Engines by means of the Organic Rankine Cycle (ORC), and thus the possibilities for its operational optimization, is of particular interest within the research community during the last two decades. This study focuses on the development and the comparison between two different control strategies of an ORC test rig of the power scale of micro ORCs, that is intended to be used for Waste Heat Recovery from the cooling circuit of a marine engine.

The first method uses two independent control loops with conventional three term (PID) controllers while the second one is related to a new controller that falls in the general category of Model Predictive Controllers (MPC), which based on the classic Dynamic Matrix Control (DMC) method and the definition of an “economic” cost function for the net produced energy of the ORC, thus aiming at the optimum operation of the rig from an energetic perspective, as well as ensuring the fulfillment of several safety constraints for the temperatures and the pressures of the cycle. For the implementation of the MPC and the benchmarking between the two control strategies by means of simulations, a detailed model of the setup in the Dymola simulation software, using the programming language Modelica, was developed.

In the upcoming chapters the general concept is initially discussed, while fundamental definitions and a literature review of relevant research studies are included. Next, a brief reference to the assumptions and the mathematical background related both to the dynamic models and the control techniques considered is discussed. Then, the parameterization of the dynamic model follows, along with the simulation results on step responses of the system inputs, which reveal the dynamic characteristics of the system. These characteristics are used in the following section, where the mathematical formulation and the tuning of each controller are studied in detail. Afterwards, a comparison between the two control methods in terms of electricity generation and constraint violation as well as dynamic performance is presented, based on the simulation of a benchmarking scenario. The study summarizes with the presentation of the main outcomes and the proposal of future research work on this specific topic.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Περιεχόμενα

Περίληψη	7
Abstract	9
Περιεχόμενα	11
Κατάλογος Σχημάτων	13
Κατάλογος Πινάκων.....	17
Κατάλογος Συμβόλων.....	19
1 Εισαγωγή	21
1.1 Σκοπός Εργασίας	22
1.2 Βιβλιογραφική Ανασκόπηση	24
1.3 Δομή Εργασίας	27
2 Στοιχεία Θεωρίας	29
2.1 Ο Οργανικός Κύκλος Rankine και η υπό μελέτη πειραματική εγκατάσταση	29
2.2 Δυναμική μοντελοποίηση εγκαταστάσεων ORC	32
2.2.1 Μοντελοποίηση εναλλακτών.....	33
2.2.2 Μοντελοποίηση αντλίας.....	36
2.2.3 Μοντέλο εκτονωτή	38
2.2.4 Μοντέλο τροφοδοτικού δοχείου	42
2.3 Μέθοδοι ελέγχου της εγκατάστασης ORC.....	44
2.3.1 Βασικές αρχές δυναμικής γραμμικών συστημάτων πρώτης και δεύτερης τάξης	44
2.3.2 Ο έλεγχος PID.....	47
2.3.3 Έλεγχος προβλεπτικού μοντέλου με χρήση της μεθόδου Δυναμικού Μητρώου (Dynamic Matric Control).....	53
3 Κατάστρωση δυναμικού μοντέλου και αποτελέσματα προσομοίωσης	59
3.1 Το θερμοδυναμικό μοντέλο της εγκατάστασης.....	59
3.1.1 Μοντέλα ατμοποιητή και συμπυκνωτή	61
3.1.2 Μοντέλα αντλίας και εκτονωτή.....	63
3.1.3 Μοντέλο τροφοδοτικού δοχείου	65
3.1.4 Μοντέλο υποψύκτη.....	66
3.2 Αποτελέσματα δυναμικής προσομοίωσης της εγκατάστασης.....	67

3.2.1	Ορισμός αρχικών συνθηκών – ονομαστικού σημείου λειτουργίας.....	67
3.2.2	Απόκριση μοντέλου σε βηματική διαταραχή της παροχής του θερμού νερού	69
3.2.3	Απόκριση μοντέλου σε βηματική διαταραχή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού 72	
3.2.4	Απόκριση του μοντέλου σε βηματική διαταραχή των στροφών του εκτονωτή.....	75
3.2.5	Απόκριση του μοντέλου σε βηματική διαταραχή των στροφών της αντλίας	78
4	Ανάπτυξη τεχνικών ελέγχου.....	81
4.1	Γενικά στοιχεία.....	81
4.2	Γραμμικοποίηση συστήματος.....	82
4.3	Ελεγκτές PID	83
4.4	Ελεγκτής Economic DMC	86
4.4.1	Γενικά στοιχεία και μαθηματική διατύπωση του νόμου ελέγχου	86
4.4.2	Υλοποίηση ελεγκτή και ρύθμιση παραμέτρων	93
4.5	Προσομοίωση και σύγκριση των τεχνικών ελέγχου	98
5	Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική εργασία	110
5.1	Σύνοψη των συμπερασμάτων	110
5.2	Προτάσεις για μελλοντική εργασία	111
	Βιβλιογραφία	114

Κατάλογος Σχημάτων

Εικόνα 1-1 Ενδεικτικό διάγραμμα Shankey μηχανής πλοίου [3].....	22
Εικόνα 2-1 Διάγραμμα T-S με τις θερμοδυναμικές καταστάσεις στις θέσεις ενδιαφέροντος της εγκατάστασης ORC.....	30
Εικόνα 2-2 Μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης ORC και προτεινόμενη συνδεσμολογία στο κύκλωμα ψύξης μηχανής πλοίου.....	31
Εικόνα 2-3 Μεταβλητές κατάστασης και συνόρων σε κάθε πεπερασμένο όγκο	33
Εικόνα 2-4 Απεικόνιση της εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου σε έναν ελικοειδή εκτονωτή[26]	38
Εικόνα 2-5 Απώλειες υποεκτόνωσης	39
Εικόνα 2-6 Απώλειες υπερεκτόνωσης[10]	39
Εικόνα 2-7 Φυσική σημασία των παραμέτρων των εξισώσεων (2.2.33-2.2.40)[10]	41
Εικόνα 2-8 Τυπική απόκριση συστήματος πρώτης τάξης σε βηματική είσοδο[28]	45
Εικόνα 2-9 Τυπική απόκριση συστήματος δεύτερης τάξης με υποαπόσβεση σε βηματική είσοδο[28]	46
Εικόνα 2-10 Τυπικό σχήμα ελέγχου κλειστού βρόχου εγκατάστασης[29].....	47
Εικόνα 2-11 Τεχνική Back Calculation για την αναίρεση κορεσμού του ολοκληρωτικού όρου[30]	49
Εικόνα 2-12 Σχηματική αναπαράσταση μεθόδου IMC	50
Εικόνα 2-13 Τυπική δομή ελεγκτή προβλεπτικού μοντέλου	53
Εικόνα 2-14 Η υλοποίηση της στρατηγικής του ελέγχου προβλεπτικού μοντέλου	54
Εικόνα 2-15.....	55
Εικόνα 3-1 Παρουσίαση του μοντέλου της εγκατάστασης στο λογισμικό δυναμικής προσομοίωσης Dymola	60
Εικόνα 3-2 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλάκας ατμοποιητή και συμπυκνωτή	61
Εικόνα 3-3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του και του λόγου πίεσης σύμφωνα με το μοντέλο που αναπτύχθηκε[27]	65
Εικόνα 3-4 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλάκας υποψύκτη.....	66
Εικόνα 3-5 Βηματική διαταραχή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή	70
Εικόνα 3-6 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή	70
Εικόνα 3-7 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή.....	71
Εικόνα 3-8 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή	72
Εικόνα 3-9 Βηματική διαταραχή της θερμοκρασίας εισόδου θαλασσινού νερού ψύξης .	73
Εικόνα 3-10 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού	73

Εικόνα 3-11 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού	74
Εικόνα 3-12 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας θαλασσινού νερού	74
Εικόνα 3-13 Βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή.....	75
Εικόνα 3-14 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή	76
Εικόνα 3-15 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή	76
Εικόνα 3-16 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή	77
Εικόνα 3-17 Νηατική μεταβολή των στροφών της αντλίας.....	78
Εικόνα 3-18 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας.....	79
Εικόνα 3-19 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας.....	79
Εικόνα 3-20 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας.....	80
Εικόνα 4-1 Προσέγγιση καμπύλης κορεσμού του R134a με γραμμικές εκφράσεις.....	88
Εικόνα 4-2 Αποτελέσματα προσομοίωσης ελεγκτή DMC με χρήση του γραμμικοποιημένου μοντέλου και $R1 = R2 = 100, R3 = 0$	94
Εικόνα 4-3 Αποτελέσματα προσομοίωσης ελεγκτή DMC με χρήση του γραμμικοποιημένου μοντέλου και $R1 = R2 = 100, R3 = 10$	96
Εικόνα 4-4 Αποτελέσματα προσομοίωσης ελεγκτή DMC με χρήση του γραμμικοποιημένου μοντέλου και $R1 = 10000, R2 = 100, R3 = 0$	97
Εικόνα 4-5 Διαταραχές του συστήματος στη πρώτη δοκιμή σύγκρισης	99
Εικόνα 4-6 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC.....	100
Εικόνα 4-7 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC	100
Εικόνα 4-8 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC.....	101
Εικόνα 4-9 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης-υπόψυξης για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC.....	101
Εικόνα 4-10 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC.....	103
Εικόνα 4-11 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC	103
Εικόνα 4-12 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC.....	104
Εικόνα 4-13 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης-υπόψυξης για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC.....	104
Εικόνα 4-14 Διαταραχές του συστήματος στη δεύτερη δοκιμή σύγκρισης	105
Εικόνα 4-15 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC.....	106
Εικόνα 4-16 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC	106

Εικόνα 4-17 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύς αντλίας και εκτοντωτή για έλεγχο PID (Σενάριο Β) και DMC.....	107
Εικόνα 4-18 Στροφές αντλίας και εκτοντωτή για έλεγχο PID (Σενάριο Α) και DMC	108
Εικόνα 4-19 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο Α) και DMC.....	108
Εικόνα 4-20 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύς αντλίας και εκτοντωτή για έλεγχο PID (Σενάριο Α) και DMC.....	109

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1 Κανόνες ρύθμισης ελεγκτών P, PI, PID με χρήση της μεθόδου Ziegler-Nichols	50
Πίνακας 2 Ενδεικτικοί κανόνες ρύθμισης βάσει της μεθόδου IMC για διαφορετικά συστήματα[33]	51
Πίνακας 3 Παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για τα μοντέλα ατμοποιητή-συμπυκνωτή	62
Πίνακας 4 Γεωμετρικές παράμετροι του μοντέλου του εκτονωτή	64
Πίνακας 5 Παράμετροι για τον υπολογισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή[27]	64
Πίνακας 6 Παράμετροι για το μοντέλο του υποψύκτη	66
Πίνακας 7 Ονομαστικές τιμές για τις εισόδους του μοντέλου	67
Πίνακας 8 Αποτελέσματα μόνιμης κατάστασης του μοντέλου στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας	68
Πίνακας 9 Όρια ασφαλούς λειτουργίας εγκατάστασης ORC	81
Πίνακας 10 Κέρδη ελεγκτών PID βάσει της μεθόδου ρύθμισης IMC	86
Πίνακας 11 Σύνοψη των μοντέλων βηματικής απόκρισης που αξιοποιήθηκαν κατά την υλοποίηση του ελεγκτή DMC	90
Πίνακας 12 Ορισμός βαρών για τους περιορισμούς του προβλήματος βελτιστοποίησης	94
Πίνακας 13 Σύγκριση παραγόμενης και καταναλισκόμενης ενέργειας της εγκατάστασης για τις μεθόδους ελέγχου DMC και PID (Σενάριο A)	102
Πίνακας 14 Σύγκριση παραγόμενης και καταναλισκόμενης ενέργειας της εγκατάστασης για τις μεθόδους ελέγχου DMC και PID (Σενάριο B)	105

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Κατάλογος Συμβόλων

η	Βαθμός απόδοσης	<i>is</i>	Ισεντροπικός
		<i>is</i>	Ισεντροπικός
		<i>mot/m</i>	Κινητήρα
		<i>gen</i>	Γεννήτριας
p	Απόλυτη πίεση (bar)	<i>h</i>	Υψηλή/ατμοποίησης
		<i>l</i>	Χαμηλή/συμπύκνωσης
		<i>s</i>	Κορεσμού
M	Ροπή (kg/m ³)	-	-
f	Ηλεκτρική Συχνότητα (Hz)	-	-
E	Ηλεκτρική ενέργεια (kWh _{el})	<i>exp</i>	Εκτονωτή
		<i>pump</i>	Αντλίας
		<i>net</i>	Καθαρή
W	Έργο/Ισχύς (kW)	<i>mech</i>	Μηχανικό
		<i>hyd</i>	Υδραυλικό
		<i>exp</i>	Εκτονωτή
P	Ηλεκτρική ισχύς (kW)	<i>el</i>	Ηλεκτρική (γενικά)
		<i>exp</i>	Εκτονωτή
		<i>pump</i>	Αντλίας
		<i>net</i>	Καθαρή
\dot{m}	Ροή μάζας (kg/s)	<i>w</i>	Νερού
		<i>r</i>	Εργαζόμενου μέσου
G_c	Ανηγμένη ροή μάζας σε πλακοειδή εναλλάκτη (kg/m ² s)	<i>h</i>	Θερμού ρευστού (σε εναλλάκτη)
		<i>c</i>	Ψυχρού ρευστού (σε εναλλάκτη)
\dot{V}	Ροή όγκου (m ³ /s)	-	-
\dot{V}_s	Όγκος σάρωσης (m ³ /rev)		
N	Ορίζοντας πρόβλεψης MPC		
N_s	Χρόνος αποκατάστασης διακριτού δυναμικού συστήματος	-	-
N_{rot}	Μηχανικές στροφές αντλίας (RPM)	-	-
		<i>p</i>	Αντλίας
ρ	Πυκνότητα (kg/m ³)	<i>G</i>	Κορεσμένου αερίου
		<i>L</i>	Κορεσμένου υγρού
		<i>L</i>	Κορεσμένου υγρού
h	Ειδική ενθαλπία (kJ/kg)	"	Κορεσμένου αερίου
		'	Κορεσμένου υγρού
U	Συντελεστής θερμικής	-	-

	διαπερατότητας (W/m ² K)		
Q	Θερμική ισχύς (kW)	-	-
ff	Παράγοντας πλήρωσης εκτονωτή	-	-
OS	Υπερακόντιση (%)		
ζ	Παράγοντας απόσβεσης		
ω_n	Ιδιοσυχνότητα (Hz)		
τ	Χρονική σταθερά (sec)		
γ	Έξοδος συστήματος (γενικά)		
u	Είσοδος συστήματος (γενικά)		
t	Χρόνος (sec)	s	Αποκατάστασης
		r	Κορυφής
T	Θερμοκρασία (°C)	SH	Υπερθέρμανσης
		SC	Υπόψυξης
		w	Νερού
r_p	Λόγος πίεσης	-	-
r_v	Λόγος όγκων	-	-
A	Επιφάνεια (m ²)	-	-
L	Μήκος (m)	-	-

Γενικοί δείκτες επίσης είναι οι:

- SU ή in ή i Είσοδος
- EX ή out ή o Έξοδος
- out, is Έξοδος κατόπιν ισεντροπικής μεταβολής
- $evap$ Στον ατμοποιητή
- $cond$ Στον συμπυκνωτή
- exp Στον εκτονωτή
- $pump$ Στην αντλία
- n Ονομαστικό σημείο λειτουργίας

1 Εισαγωγή

Έως σήμερα η παραγωγή ενέργειας βασίζεται κυρίως σε θερμοδυναμικές διαδικασίες έπειτα από την καύση κάποιου ορυκτού (πετρέλαιο, λιγνίτης κοκ). Οι διεργασίες αυτές όπως είναι γνωστό από τον δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο απαιτούν την απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον. Παράλληλα θερμότητα απορρίπτεται και από την καύση με την μορφή καυσαερίων, αποτρέποντας την πλήρη ενεργειακή αξιοποίηση των καυσίμων και οδηγώντας σε παραγωγή ενέργειας με χαμηλούς βαθμούς απόδοσης.

Προκειμένου λοιπόν να γίνει η μέγιστη δυνατή εκμετάλλευση της ενέργειας των ορυκτών καυσίμων, η επιστημονική κοινότητα έχει στραφεί στη διερεύνηση λύσεων Ανάκτησης της Απορριπτόμενης Θερμότητας (Waste Heat Recovery) από τις κλασσικές θερμοδυναμικές διεργασίες. Τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας εφαρμόζονται τόσο στο χώρο της παραγωγής ενέργειας, όσο και σε άλλες περιπτώσεις παραγωγής ενέργειας από ορυκτά καύσιμα μέσω συμβατικών θερμοδυναμικών διεργασιών (π.χ. αυτοκινητοβιομηχανία, ναυτιλία κ.ο.κ.)

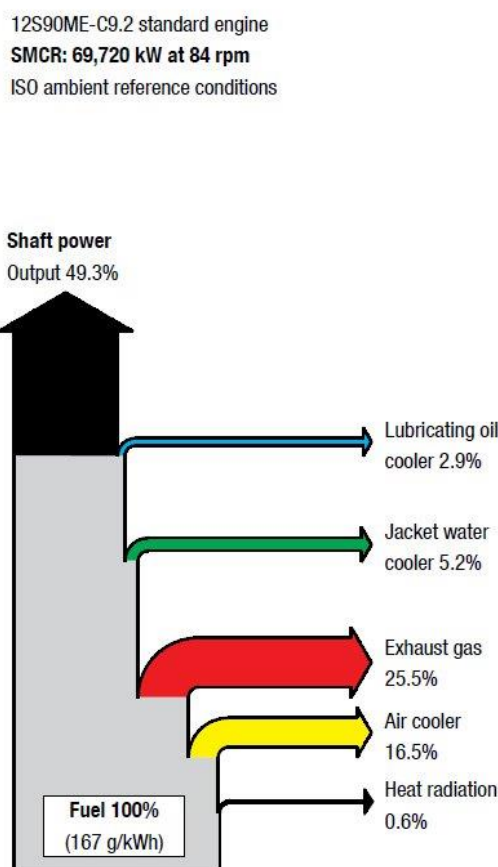
Ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC), στον οποίο επικεντρώνεται η παρούσα εργασία, αποτελεί μια ώριμη τεχνολογική λύση που έχει ήδη αποδειχθεί αξιόπιστη και αποδοτική σε διάφορες εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας. Ουσιαστικά πρόκειται για έναν κλασσικό κύκλο Rankine του οποίου το εργαζόμενο μέσο δεν είναι το νερό αλλά ένα οργανικό ρευστό (π.χ. R134a). Δεδομένου ότι, όπως ήδη γνωρίζουμε από την ευρεία εφαρμογή τους στους ψυκτικούς κύκλους, τα οργανικά μέσα είναι χημικές ενώσεις πτητικές, δηλαδή εμφανίζουν σημείο κορεσμού για πίεση ίση με την ατμοσφαιρική σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία (για το R134a λ.χ. είναι -26°C), γίνεται εφικτός ο σχεδιασμός ενός θερμοδυναμικού κύκλου που θα λειτουργεί αξιοποιώντας *θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας*. η αύξηση της παραγωγής ενέργειας μίας συμβατικής εγκατάστασης ανακτώντας θερμότητα από τα καυσαέρια ή ακόμα και το νερό ψύξης μίας μηχανής εσωτερικής καύσης.

Μια ιδιαιτερότητα των εφαρμογών ανάκτησης θερμότητας είναι ότι η πηγή ενέργειας του θερμοδυναμικού κύκλου δεν είναι αυτόνομη αλλά εξαρτάται από την κύρια διεργασία και φυσικά μπορεί να μεταβάλλεται σημαντικά και πολλές φορές και απρόβλεπτα ανάλογα με τις ανάγκες που καλείται να καλύψει η βασική διεργασία. Ως εκ τούτου, το ζήτημα της αξιόπιστης και αποδοτικής λειτουργίας μίας τέτοιας εγκατάστασης ως αποτέλεσμα μίας ορθά επιλεγμένης μεθόδου ελέγχου κάτω από αρκετά μεταβλητές συνθήκες αποκτά ιδιαίτερη σημασία και αποτελεί ένα ανοικτό επιστημονικό πεδίο αυτή τη στιγμή. Η παραπάνω ανάγκη έχει επίσης αναδείξει και την ανάγκη κατάστρωσης λεπτομερών δυναμικών μοντέλων των θερμοδυναμικών διεργασιών προκειμένου να γίνει εφικτή η

ανάπτυξη καινοτόμων τεχνικών ελέγχου καθώς και η αξιολόγηση αυτών μέσω σύγχρονου λογισμικού προσομοίωσης. Σημαντική εξέλιξη στον χώρο της δυναμικής μοντελοποίησης κύκλων ORC την τελευταία δεκαετία αποτέλεσαν οι διδακτορικές διατριβές των S. Quoilin[1] και A. Desideri[2], ενώ έρευνα στο εν λόγω τομέα διεξάγεται ακόμα.

1.1 Σκοπός Εργασίας

Στην παρούσα εργασία μελετάται μία πειραματική εγκατάσταση που βασίζεται στον κύκλο ORC και η οποία έχει σχεδιαστεί με γνώμονα την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από το κύκλωμα ψύξης της βοηθητικής μηχανής ενός πλοίου. Το διάγραμμα Shankey που ακολουθεί αποδεικνύει πως το ποσοστό της θερμότητας που πρακτικά απορρίπτεται στη θάλασσα κατά την ψύξη της μηχανής ενός πλοίου μπορεί να φτάσει και το 5% της αρχικής ενέργειας του καυσίμου καταδεικνύοντας το δυναμικό μίας τέτοιας εφαρμογής, η οποία άλλωστε έχει αρχίσει να εφαρμόζεται από τις εταιρείες κατασκευής ναυτικών κινητήρων.



Εικόνα 1-1 Ενδεικτικό διάγραμμα Shankey μηχανής πλοίου [3]

Η πειραματική εγκατάσταση αποτελεί ουσιαστικά ένα εργαστηριακό πρωτότυπο μικρής κλίμακας ισχύος (εκμεταλλεύεται περίπου 90kW_{th} οδηγώντας σε ωφέλιμη ηλεκτροπαραγωγή περίπου $3,5\text{kW}_{\text{el}}$) το οποίο βρίσκεται στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων Ε.Μ.Π. και αποτελεί το κύριο αντικείμενο της διδακτορικής διατριβής του Π. Πάλλη [4].

Η διαφοροποίηση της εν λόγω εργασίας σε σχέση με συναφείς είναι ότι απώτερος σκοπός της είναι να αναπτύξει μία μεθοδολογία αυτομάτου ελέγχου της εγκατάστασης που να επιτρέπει τόσο την ασφαλή λειτουργία της κάτω από πλήρως ελέγξιμες συνθήκες για τις κρίσιμες μεταβλητές της (δηλαδή πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης, θερμοκρασία υπερθέρμανσης, θερμοκρασία υπόψυξης) και ταυτόχρονα να βελτιστοποιεί σε πραγματικό χρόνο την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια σε περίπτωση μεταβολής των συνοριακών συνθηκών, ήτοι των χαρακτηριστικών στο κύκλωμα ψύξης της μηχανής του πλοίου (πηγή θερμότητας) και στο κύκλωμα ψύξης της μηχανής (απόρριψη θερμότητας). Η μεθοδολογία ελέγχου βασίζεται στη γενική μεθοδολογία Ελέγχου Προβλεπτικού Μοντέλου (Model Predictive Control – MPC) και συγκεκριμένα σε μία τροποποιημένη εκδοχή της ευρέως χρησιμοποιούμενης τεχνικής Δυναμικού Μητρώου (Dynamic Matrix Control – DMC). Για τον σκοπό αυτό προηγήθηκε η κατάστρωση ενός αναλυτικού δυναμικού μοντέλου της εγκατάστασης με χρήση της μη αιτιοκρατικής γλώσσας Modelica στο λογισμικό Dymola, το οποίο παραμετροποιήθηκε με βάση τα χαρακτηριστικά των πραγματικών τις συνιστωσών αλλά και τα αποτελέσματα που προέκυψαν κατά την πειραματική αξιολόγηση και την μοντελοποίηση τις υπό σταθερές συνθήκες (steady state) σε προηγούμενη εργασία.

Με την προτεινόμενη τεχνική ελέγχου η παρούσα εργασία φιλοδοξεί στο να προσφέρει έναν πιο ευέλικτο τρόπο ελέγχου της συγκεκριμένης εγκατάστασης αλλά και παρόμοιων εγκαταστάσεων που θα μειώσει το πλήθος των επενεργητών (άρα και το κόστος) και συνάμα θα αυξήσει την απόδοσή τους. Επιπλέον θα οδηγήσει σε απλοποίηση των υφιστάμενων μεθόδων ελέγχου που βασίζονται σε πλήθος ανεξάρτητων μεταξύ τους βρόχων ελέγχου με ελεγκτές τριών όρων.

1.2 Βιβλιογραφική Ανασκόπηση

Όπως αναφέρθηκε, το πρώτο μέρος της παρούσας εργασίας επικεντρώνεται στην ανάπτυξη δυναμικών μοντέλων για τις συνιστώσες της εγκατάστασης. Συνήθης παραδοχή κατά την μοντελοποίηση κύκλων ORC είναι να αναπτύσσονται δυναμικά μοντέλα με χρήση της δυναμικής έκφρασης των εξισώσεων διατήρησης μαζάς και ενέργειας μόνο για τους εναλλάκτες και τα τροφοδοτικά δοχεία, ενώ οι συνιστώσες με κινούμενα μέρη (αντλία, εκτονωτής) αντιμετωπίζονται ως αμελητέας δυναμικής [1].

Στη διεθνή βιβλιογραφία κυριαρχούν δύο μεθοδολογίες για την ανάπτυξη μονοδιάστατων δυναμικών μοντέλων εναλλακτών:

- Η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων (Finite Volume - FV), η οποία ακολουθεί μία διακριτή επίλυση της ροής σε N πεπερασμένους όγκους, των οποίων τα θερμοδυναμικά μεγέθη μπορούν να εκφραστούν ως συνάρτηση των τιμών στα όρια των όγκων, ανάλογα με το σχήμα διακριτοποίησης.
- Η μέθοδος των κινούμενων ορίων, σύμφωνα με την οποία ο εναλλάκτης χωρίζεται $a priori$ σε τρεις περιοχές ανάλογα με την κατάσταση του εργαζόμενου μέσου, την περιοχή υπόψυκτου υγρού, τη διφασική περιοχή και την περιοχή υπέρθερμου αερίου [5].

Κοινός τόπος αποτελεί το συμπέρασμα ότι η πρώτη μέθοδος υστερεί σημαντικά σε ταχύτητα σε σχέση με τη δεύτερη (έως και τρεις φορές γρηγορότερη [6]) χωρίς να υστερεί σημαντικά σε ακρίβεια ή αριθμητική ευστάθεια[6]. Παρόλαυτα, κατά τη μοντελοποίηση σε έντονα μεταβαλλόμενες συνθήκες (π.χ. κατά την εκκίνηση ή την παύση της εγκατάστασης), οι διάφορες περιοχές στις οποίες διακριτοποιείται ο εναλλάκτης με τη μέθοδο Moving Boundaries μπορεί να εμφανίζονται ή να εξαφανίζονται, οδηγώντας σε αριθμητικές ασυνέχειες που απαιτούν πολύπλοκες τεχνικές για την ομαλή μετάβαση από το ένα σύνολο εξισώσεων στο άλλο [7].

Όσον αφορά τον εκτονωτή, η ύπαρξη τόσο ντετερμινιστικών όσο και εμπειρικών ή ημι-εμπειρικών μοντέλων αμελητέας δυναμικής είναι εμφανής στη βιβλιογραφία [8], με τα τελευταία όμως να αποτελούν την πιο συνήθη πρακτική για τις περισσότερες εφαρμογές. Ευρύτερα αποδεκτό θεωρείται το ημι-εμπειρικό μοντέλο που έχει αναπτυχθεί από την ερευνητική ομάδα του Lemort [9], και το οποίο έχει προέλθει από την προσέγγιση της ASHRAE για την μοντελοποίηση συμπιεστών. Εναλλακτικά, η χρήση συσχετίσεων από πειραματικά αποτελέσματα για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης και τον βαθμό πλήρωσης[10] που οδηγούν στην κατάσταση πλήρως εμπειρικών μοντέλων είναι μία ακόμα εναλλακτική για την μοντελοποίηση υφιστάμενων εγκαταστάσεων.

Τέλος, μικρή έμφαση δίνεται συνήθως στην αντλία η οποία τις περισσότερες φορές μοντελοποιείται με τη χρήση απλοϊκών εμπειρικών μοντέλων [11], αν και η χρήση πιο

σύνθετων ημι-εμπειρικών μοντέλων που βασίζονται σε μοντέλα συμπίεστων είναι επίσης μία επιλογή [12][13].

Στο δεύτερο μέρος της εργασίας, δίνεται έμφαση στον αλγόριθμο ελέγχου της εγκατάστασης ORC, ο οποίος ανήκει στην οικογένεια των τεχνικών Οικονομικού Ελέγχου Προβλεπτικού Μοντέλου (Economic Model Predictive Control –EMPC) με εφαρμογή της ευρέως χρησιμοποιούμενης και αξιόπιστης μεθοδολογίας Ελέγχου Δυναμικού Μητρώου (Dynamic Matrix Control). Παρόμοιες τεχνικές ελέγχου έχουν χρησιμοποιηθεί επίσης σε αντίστοιχες εφαρμογές, χωρίς όμως να έχει βρεθεί κάποια μελέτη που να εφαρμόζει τη συγκεκριμένη μεθοδολογία. Μία επιπλέον διαφοροποίηση της εν λόγω εργασίας είναι ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δεν βασίστηκαν στο απλό γραμμικοποιημένο μοντέλο που χρησιμοποιεί ο ελεγκτής DMC αλλά στον αναλυτικό φυσικό μοντέλο που αναπτύχθηκε για το σύστημα στο λογισμικό Dymola.

Εν γένει, κατά τη συνήθη πρακτική, ο έλεγχος των κύκλων ORC βασίζεται σε ελεγκτές τριών όρων (PID) για τον έλεγχο κυρίως της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης γύρω από μία σταθερή τιμή (ως επί το πλείστον για προστασία του εκτονωτή από τον σχηματισμό φυσαλίδων λόγω ύπαρξης διφασικού μίγματος κατά την εκτόνωση) και ίσως και των πιέσεων του κύκλου μέσω επενέργειας πρωτίστως στην αντλία και στον εκτονωτή (με έλεγχο στροφών με τη χρήση Variable Frequency Drive).

Προκειμένου να εξετασθούν πιο σύνθετες τεχνικές ελέγχου, οι Grelet et al[14]. έδωσαν έμφαση στην εφαρμογή των κύκλων ORC σε φορτηγά και δοκίμασαν να συγκρίνουν μία συμβατική τεχνική ελέγχου PID με μεταβλητά κέρδη, τα οποία προκύπτουν από πινακοποιημένα δεδομένα για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, με μία τεχνική προσαρμοστικού ελέγχου (Adaptive Control) PID και τον συνδυασμό του αρχικού PID ελεγκτή με μία μέθοδο απόρριψης διαταραχών μέσω Feedforward, κάνοντας χρήση ενός αντεστραμμένου μη γραμμικού μοντέλου του συστήματος. Η μέθοδος του ανεστραμμένου μοντέλου έδειξε σαφώς καλύτερη συμπεριφορά αν και η ευρωστία αυτής της τεχνικής είναι αμφίβολη για προφανείς λόγους. Από την άλλη ο προσαρμοστικός ελεγκτής PID είχε επίσης πολύ καλύτερη απόδοση σε σχέση με τον συμβατικό.

Από την άλλη, προς αναζήτηση ενός ελεγκτή που θα επιτρέπει την αποδοτικότερη λειτουργία ενός κύκλου ORC από την ενεργειακή σκοπιά, εφαρμογές που συνδυάζουν τη χρήση ελεγκτών PID για την πίεση ατμοποίησης και τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης με έλεγχο των στροφών της αντλίας και του εκτονωτή, με συσχετίσεις που επιτρέπουν την εύρεση των βέλτιστων σημείων ρύθμισης (set-points) για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας προτάθηκαν από τους Quoilin et al. [15]. Οι τεχνικές αυτές φαίνεται να δίνουν καλά αποτελέσματα, χωρίς όμως να διαφοροποιούνται σημαντικά από τα αποτελέσματα του κλασσικού ελέγχου PID.

Σε αντιδιαστολή οι Hernandez et al. [16] επέλεξαν να χρησιμοποιήσουν την τεχνική Extremum Seeking, η οποία υπάγεται στη γενικότερη κατηγορία του Προσαρμοστικού Ελέγχου (Adaptive Control), προκειμένου να τροφοδοτούν σε πραγματικό χρόνο έναν ελεγκτή PI και έναν γραμμικό ελεγκτή προβλεπτικού μοντέλου (MPC) EPSAC που λειτουργεί ως ρυθμιστής (regulator), με την τιμή αυτή για την πίεση ατμοποίησης που οδηγεί σε μεγιστοποίηση της ισχύος στην έξοδο του εκτονωτή. Για τον σχηματισμό του ελεγκτή EPSAC χρησιμοποιήθηκε ένα γραμμικοποιημένο μοντέλο συναρτήσεων μεταφοράς του συστήματος, το οποίο προέκυψε από την αναλυτική μοντελοποίηση του κύκλου στο λογισμικό Dymola[17]. Σε κάθε περίπτωση ο έλεγχος EPSAC έδωσε καλύτερα αποτελέσματα από τους ελεγκτές τύπου PI κατά την προσομοίωση μίας μονάδας ORC σε συνθήκες πραγματικής λειτουργίας. Σε σύγκριση όμως με ένα συμβατικό σύστημα ελέγχου PI ή MPC, η προσομοίωση έδειξε αύξηση της παραγόμενης ενέργειας κατά 12% στις συνθήκες δοκιμής μίας εγκατάστασης ORC χάρη στην προσθήκη του αλγορίθμου Extremum Seeking. Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι τα αποτελέσματα της προσομοίωσης προέκυψαν με χρήση του απλοποιημένου γραμμικού μοντέλου του συστήματος το οποίο χρησιμοποιήθηκε και για την κατασκευή του ελεγκτή προβλεπτικού μοντέλου EPSAC.

Μία εφαρμογή ελέγχου Economic – NMPC (Non-linear Model Predictive Control), κατά την οποία ο ελεγκτής αναζητά την ελαχιστοποίηση μίας συνάρτησης κόστους που σχετίζεται με την απόδοση της εγκατάστασης προτάθηκε από τους Petr et al.[18] και πάλι για εφαρμογές κύκλου ORC σε φορτηγά. Ο ελεγκτής υλοποιήθηκε στο Dymola μαζί με το μη γραμμικό μοντέλο της εγκατάστασης, ενώ για τη βελτιστοποίηση έγινε χρήση εξωτερικού επιλύτη μέσω του Functional Mockup Interface. Ως συνάρτηση κόστους ορίστηκε το αντίθετο της καθαρής ισχύος της μονάδας ORC, δηλ της διαφοράς της κατανάλωσης της αντλίας από την παραγωγή των εκτονωτών. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης με χρήση δεδομένων για τη μηχανή του φορτηγού κατά τη διάρκεια μιας τυπικής διαδρομής έδειξαν μία αύξηση της καθαρά παραγόμενης ενέργειας από το ORC κατά 7%. Μία αντίστοιχη εφαρμογή Economic NMPC υιοθετήθηκε και από τους Esposito et al.[19], οδηγώντας και πάλι σε καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου του φορτηγού σε σύγκριση με απλό έλεγχο NMPC στον οποίο γινόταν τροφοδότηση των σημείων ρύθμισης (set-points) με βάση τη βέλτιστη λύση που προέκυψε από την offline βελτιστοποίηση του συστήματος. Στη μελέτη αυτή τέθηκαν επίσης περιορισμοί τόσο για τις μεταβλητές ελέγχου όσο και για άλλες παραμέτρους του ORC (π.χ. πίεση ατμοποίησης) ενώ περιορισμοί χρησιμοποιήθηκαν και για τον ρυθμό μεταβολής των μεταβλητών ελέγχου (π.χ. το ρυθμό αύξησης των στροφών της αντλίας). Στην συγκεκριμένη μελέτη οι χρονοσειρές που προέκυψαν από τον Economic NMPC

ελεγκτή ανατροφοδοτήθηκαν στο μοντέλο του συστήματος για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

Ολοκληρώνοντας, οι Liu et al. [20] σύγκριναν τη λειτουργία μίας πειραματικής εγκατάστασης ORC της οποίας οι παράμετροι ελέγχονται από ανεξάρτητους βρόχους ελέγχου PID, με την αντικατάσταση του ελεγκτή της πίεσης ατμοποίησης με ένα γραμμικό και ένα μη γραμμικό ελεγκτή MPC που λειτουργεί ως ρυθμιστής (regulator). Παρατήρησαν αισθητά καλύτερη απόδοση στον έλεγχο της πίεσης ατμοποίησης με τους ελεγκτές MPC, καθώς και πολύ σημαντικά μικρότερο υπολογιστικό κόστος κατά την υλοποίηση του γραμμικού MPC σε σύγκριση με τον μη γραμμικό στην πλατφόρμα ελέγχου της εγκατάστασης.

1.3 Δομή Εργασίας

Όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο η συγκεκριμένη εργασία πραγματεύεται εστιάζει πάνω στη δυναμική μοντελοποίηση και τον έλεγχο μίας πειραματικής εγκατάστασης ORC. Ως εκ τούτου στα επόμενα κεφάλαια θα αναπτυχθούν τα ακόλουθα θέματα:

1. Στο Κεφάλαιο 2 θα γίνει μία ανασκόπηση των βασικών αρχών θεωρίας που χρησιμοποιήθηκαν τόσο για τη μοντελοποίηση της εγκατάστασης (Ενότητα 2.1) όσο και για την προτεινόμενη μεθοδολογία ελέγχου (Ενότητα 2.2)
2. Στο Κεφάλαιο 3 θα γίνει αναλυτική παρουσίαση της ίδιας της εγκατάστασης αλλά και του δυναμικού μοντέλου αυτής καθώς και των αποτελεσμάτων της δυναμικής προσομοίωσης, που αφορούν την απόκριση των κρίσιμων μεταβλητών ελέγχου αλλά και των ηλεκτρικών μεγεθών στον εκτονωτή και την αντλία αντίστοιχα
3. Στο Κεφάλαιο 4 εστιάζει στις τεχνικές ελέγχου της εγκατάστασης, που είναι η συμβατική μέθοδος PID και η προτεινόμενη μέθοδος Economic DMC. Η δεύτερη τεχνική, που αποτελεί και το κύριο μέρος της εργασίας θα αναλυθεί σε βάθος και θα δοθούν όλες οι παράμετροι του προβλήματος βελτιστοποίησης που χρησιμοποιήθηκε. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των δύο τεχνικών ελέγχου για μία τυπική λειτουργία της εγκατάστασης παρουσιάζονται και συγκρίνονται επίσης στο κεφάλαιο αυτό.
4. Στο Κεφάλαιο 5 γίνεται μία σύνοψη των συμπερασμάτων που προέκυψαν κατά την προσομοίωση του συστήματος καθώς και συγκεντρώνονται θέματα που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον για μελλοντική εργασία επί του συγκεκριμένου θέματος.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

2 Στοιχεία Θεωρίας

2.1 Ο Οργανικός Κύκλος Rankine και η υπό μελέτη πειραματική εγκατάσταση

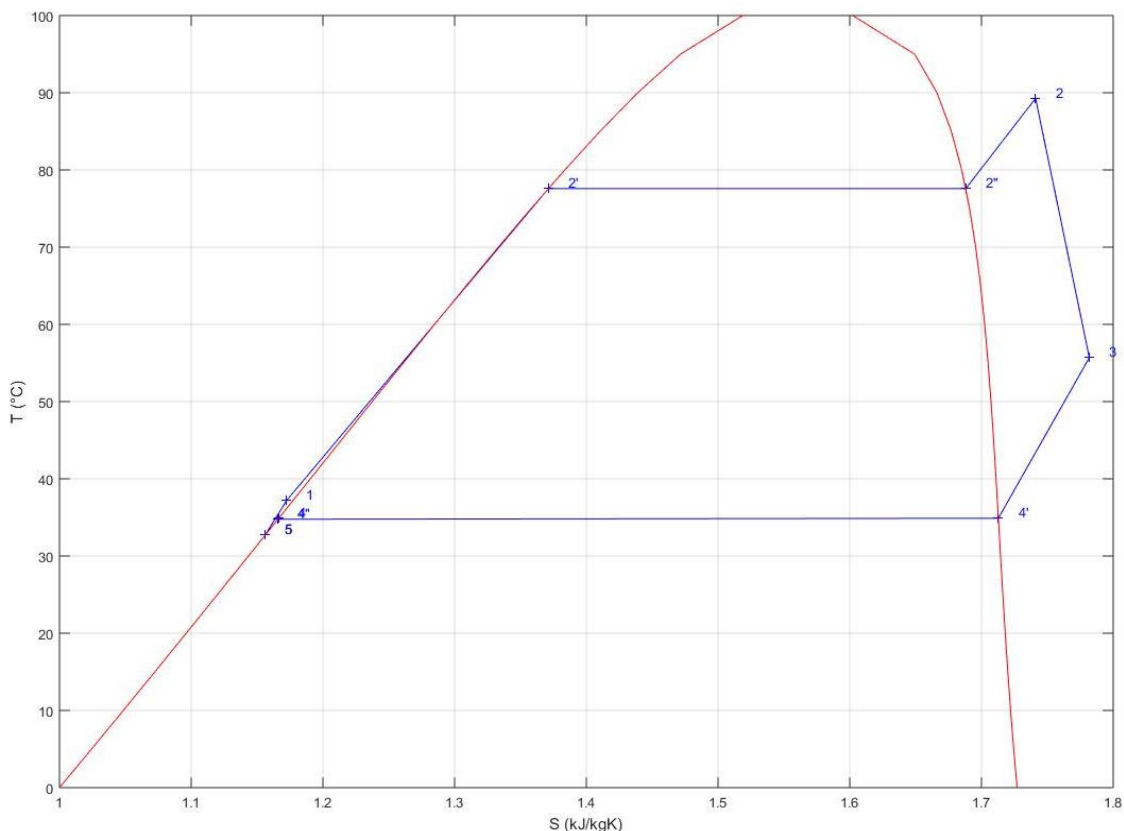
Όπως προαναφέρθηκε στην Ενότητα της εισαγωγής η υπό μελέτη εγκατάσταση οργανικού κύκλου Rankine έχει μελετηθεί την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από το κύκλωμα ψύξης των χιτωνίων μίας βοηθητικής μηχανής πλοίου. Η συνήθης τιμή της θερμοκρασίας απαγωγής του ψυκτικού νερού του χιτωνίου της μηχανής είναι περίπου 90 °C και δεν υφίσταται μεγάλες μεταβολές, καθότι η θερμοκρασία εισόδου του νερού στο χιτώνιο ελέγχεται μέσω ανάμιξης με το νερό απαγωγής. Το υδραυλικό κύκλωμα αυτό διατηρείται σε σχετικά υψηλές θερμοκρασίες για λόγους αποφυγής σχηματισμού θερμικού σοκ της μηχανής και ψύχεται δευτερευόντως από θαλασσινό νερό στο κεντρικό σύστημα ψύξης του πλοίου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2-2.

Η εγκατάσταση προβλέπεται να αξιοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα από το υδραυλικό κύκλωμα υψηλής θερμοκρασίας, ενώ η ψύξη στον συμπυκνωτή και τον υποψύκτη της εγκατάστασης θα παρέχεται επίσης μέσω θαλασσινού νερού από τον κεντρικό ψύκτη της του πλοίου. Ως συνέπεια λαμβάνεται μία τυπική τιμή 90°C για την θερμοκρασία της πηγής θερμότητας και 15°C για τη θερμοκρασία του θαλασσινού νερού, που αποτελεί το μέσο απόρριψης θερμότητας του κύκλου.

Ως εργαζόμενο μέσο για τον κύκλο ORC επιλέχθηκε το ψυκτικό R134a με κρίσιμη θερμοκρασία στους 100,1 °C και θερμοκρασία κορεσμού στα 25 bar ίση με 77,7 °C (σημείο σχεδιασμού). Οι λόγοι που οδήγησαν στην επιλογή του παραπάνω οργανικού μέσου οφείλονται κυρίως στον υψηλό βαθμό απόδοσης που θεωρητικά μπορεί να επιτευχθεί για τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης του εν λόγω κύκλου, οι οποίες καθορίζονται από τη θερμοκρασία του νερού ψύξης του χιτωνίου (πηγή θερμότητας) και τη θερμοκρασία του θαλασσινού νερού (απαγωγή θερμότητας), με βάση προσομοιώσεις παρόμοιων κύκλων που έχουν γίνει στο παρελθόν [21].

Ακολουθώντας τις θερμοδυναμικές διεργασίες που αποτελούν τον Οργανικό Κύκλο Rankine, η αντλία (1) τροφοδοτεί συνέχεια με οργανικό μέσο τον ατμοποιητή, εντός του οποίου το μέσο προθερμαίνεται (2'), ατμοποιείται (2'') και υπερθερμαίνεται (2) και έπειτα οδηγείται σε δύο πανομοιότυπους εκτονωτές (3). Οι εκτονωτές είναι συμπλεγμένοι με γεννήτριες μέσω ιμάντα και έτσι έχουμε την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας. Η ύπαρξη των δύο εκτονωτών επιτρέπει την λειτουργία της εγκατάστασης είτε σε πλήρες είτε σε μερικό φορτίο με την δυνατότητα απομόνωσης του δεύτερου εκτονωτή μέσω της *normally closed* (NC) ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας που εικονίζεται στο σχέδιο της

εγκατάστασης (Εικόνα 2-2). Έπειτα το οργανικό μέσο συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή (4,4',4'') και καταλήγει στο τροφοδοτικό δοχείο. Ο κύκλος κλείνει με την υπόψυξη του μέσου σε εναλλάκτη (5), ο οποίος διασφαλίζει ότι το εισερχόμενο στην αντλία ρευστό βρίσκεται σε θερμοκρασία αρκετά μικρότερη αυτής του κορεσμού, αποτρέποντας έτσι το φαινόμενο της σπηλαιώσης της αντλίας. Παρακάτω εικονίζονται σε διάγραμμα T-s οι θερμοδυναμικές καταστάσεις στις θέσεις του κύκλου που περιγράφηκαν παραπάνω.



Εικόνα 2-1 Διάγραμμα T-S με τις θερμοδυναμικές καταστάσεις στις θέσεις ενδιαφέροντος της εγκατάστασης ORC

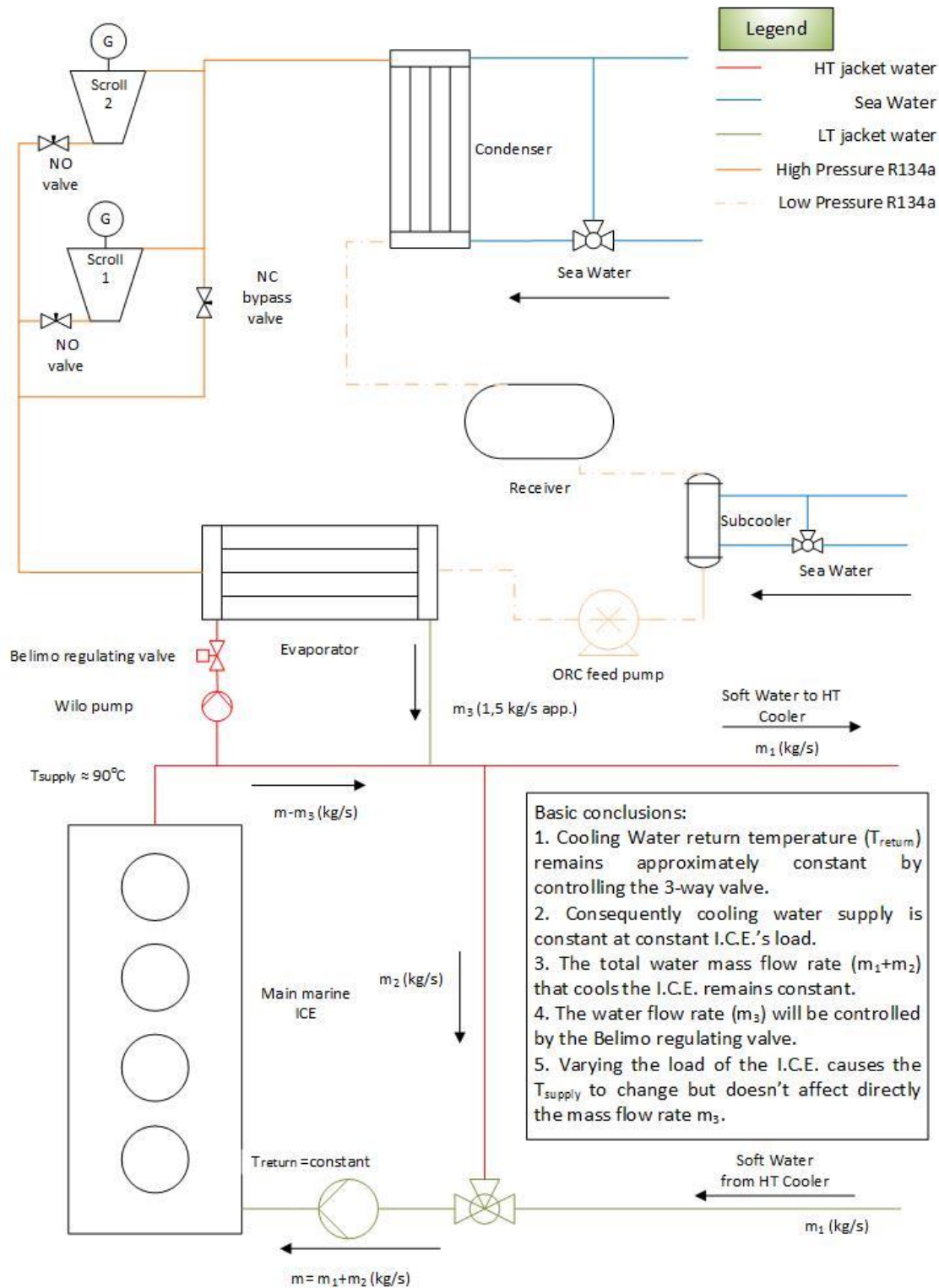
Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ορίζεται ως ο λόγος του παραγόμενου έργου του εκτονωτή προς την θερμότητα που απορροφά ο ατμοποιητής:

$$\eta_{th} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.1.1)$$

Ενώ ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης λαμβάνει υπόψη του μόνο καθαρή ηλεκτρική ισχύ:

$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{m_{wf} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{P_{gen} - P_p}{m_{wf} \cdot (h_2 - h_1)} \quad (2.1.2)$$

Στην εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζεται ένα μονογραμμικό διάγραμμα που απεικονίζει τις συνιστώσες της εγκατάστασης καθώς και την προτεινόμενη τοποθέτησή της στο κύκλωμα ψύξης της μηχανής του πλοίου



Εικόνα 2-2 Μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης ORC και προτεινόμενη συνδεσμολογία στο κύκλωμα ψύξης μηχανής πλοίου[4]

2.2 Δυναμική μοντελοποίηση εγκαταστάσεων ORC

Η μοντελοποίηση μίας εγκατάστασης ORC προϋποθέτει την μοντελοποίηση των βασικών συνιστωσών της, οι οποίες είναι:

1. Οι εναλλάκτες, δηλαδή ο ατμοποιητής, ο συμπυκνωτής και ο υποψύκτης
2. Η αντλία καθώς και ο ηλεκτρικός κινητήρας της
3. Ο εκτονωτής και η ηλεκτρική γεννήτρια
4. Το τροφοδοτικό δοχείο

Όπως αναφέρθηκε και στο Ενότητα 1.2, η συνήθης πρακτική στη βιβλιογραφία είναι στην αντλία και τον εκτονωτή να αμελείται η δυναμική συμπεριφορά και να χρησιμοποιούνται μοντέλα σταθερών συνθηκών. Από την άλλη, οι εναλλάκτες και το τροφοδοτικό δοχείο μοντελοποιούνται συνήθως με χρήση των δυναμικών εξισώσεων διατήρησης ενέργειας και μάζας. Στις υποενότητες που ακολουθούν περιγράφονται οι μέθοδοι που χρησιμοποιήθηκαν για τη μοντελοποίηση κάθε συνιστώσας. Για την μοντελοποίηση αξιοποιήθηκε η βιβλιοθήκη ανοιχτού κώδικα Thermocycle [22] που έχει αναπτυχθεί ειδικά για χρήση με το λογισμικό Dymola και τη γλώσσα Modelica. Τα μοντέλα των εναλλάκτων βασίζονται στα ενσωματωμένα μοντέλα της βιβλιοθήκης, ενώ τα μοντέλα της αντλίας και του εκτονωτή αναπτύχθηκαν εκ νέου προκειμένου να ανταποκρίνονται στις πραγματικές συνιστώσες της εγκατάστασης.

Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι η γλώσσα Modelica παρουσιάζει σημαντικές ιδιαιτερότητες σε σχέση με τις συμβατικές γλώσσες προγραμματισμού, με αποτέλεσμα να είναι πολύ διαδεδομένη στη δυναμική μοντελοποίηση σύνθετων συστημάτων. Η βασικότερη έγκειται στο γεγονός ότι ο μεταφραστής της συγκεκριμένης γλώσσας στην πραγματικότητα αναζητά τις συσχετίσεις που αφορούν τα φυσικά μεγέθη που εμπλέκονται στις εξισώσεις που απαρτίζουν τον πηγαίο κώδικα και σχηματίζει την έκφραση του συστήματος στον χώρο κατάστασης. Η επίλυση του συστήματος γίνεται μέσω κώδικα σε γλώσσα C++ που δημιουργείται αυτόματα από τον μεταφραστή της Modelica και με την αξιοποίηση σύνθετων επιλυτών αλγεβρο-διαφορικών εξισώσεων μεταβλητού βήματος όπως ο Dassl ή ο Radau ή και επιλυτών σταθερού βήματος (π.χ. Runge Kutta). Ως εκ τούτου, κατά τη συγγραφή ενός προγράμματος σε γλώσσα Modelica, δεν γίνεται κλασική μετάφραση του κώδικα γραμμή προς γραμμή αλλά απεναντίας αναγράφονται οι φυσικές εξισώσεις που διέπουν το σύστημα, κάτι που πρακτικά συνιστά μία τεχνική μη αιτιοκρατικού προγραμματισμού (acausal programming) και το οποίο απλοποιεί σημαντικά τον προγραμματισμό δίνοντας έμφαση στη φυσική του συστήματος και όχι στις προγραμματιστικές τεχνικές [23].

2.2.1 Μοντελοποίηση εναλλακτών

Οι εναλλάκτες της εγκατάστασης μοντελοποιήθηκαν με τη μέθοδο πεπερασμένων όγκων σύμφωνα με τα διαθέσιμα μοντέλα που διαθέτει η βιβλιοθήκη Thermocycle, όπου πρακτικά κάθε ρεύμα ρευστού χωρίζεται σε N το πλήθος όγκους στους οποίους εφαρμόζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας. Τα εν λόγω μοντέλα είναι μονοδιάστατα και η ανάπτυξη τους βασίζεται στις ακόλουθες παραδοχές:

- Μονοδιάστατη ροή των ρευστών εντός του εναλλάκτη, η οποία πρακτικά μετατρέπει κάθε όγκο ελέγχου σε ένα μοντέλο συγκεντρωμένων παραμέτρων
- Σταθερή ροή θερμότητας ανά μονάδα επιφάνειας και γραμμική κατανομή της ειδικής ενθαλπίας σε κάθε σε κάθε όγκο ελέγχου. Επίσης η μεταφορά θερμότητας κατά τη διεύθυνση της ροής θεωρείται αμελητέα, καθότι κυριαρχούν τα φαινόμενα μεταφοράς με συναγωγή.
- Αμελητέες βαρυτικές δυνάμεις στη ροή του ρευστού.
- Αμελητέες τάσεις λόγω ιξώδους οι οποίες οδηγούν και σε αμελητέα πτώση πίεσης της ροής εντός των εναλλακτών και των σωληνώσεων λόγω τριβών. Ως αποτέλεσμα, η πίεση σε έναν όγκο ελέγχου θεωρείται χωρικά σταθερή.

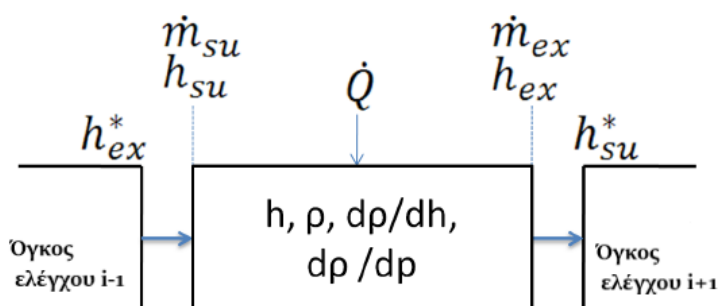
Εν συνεχεία γίνεται η διακριτοποίηση της ροής καθενός από τα δύο ρεύματα του εναλλάκτη σε N το πλήθος όγκους για τους οποίους ισχύει:

$$A_i = \frac{A}{N} \quad (2.2.1)$$

$$V_i = \frac{V}{N} \quad (2.2.2)$$

Σε N κόμβους χωρίζεται και το τοίχωμα μεταξύ των δύο ρευμάτων άρα:

$$m_{wall,i} = \frac{m_{wall}}{N} \quad (2.2.3)$$



Εικόνα 2-3 Μεταβλητές κατάστασης και συνόρων σε κάθε πεπερασμένο όγκο

Κατά τη συνήθη τακτική σε μοντέλα πεπερασμένων όγκων, οι μεταβλητές που αφορούν τον όγκο ελέγχου εκφράζονται ως συνάρτηση των μεταβλητών στα όρια του όγκου (δείκτες su – supply και ex – exit) μέσω ενός σχήματος διακριτοποίησης. Δυο διαφορετικά σχήματα διακριτοποίησης μπορούν να χρησιμοποιηθούν, το σχήμα κεντρικών διαφορών (central difference scheme) και το σχήμα ανάντι διαφόρισης (upwind scheme).

Σύμφωνα με το σχήμα κεντρικών διαφορών ισχύει ότι:

$$h = \left(\frac{h_{su} + h_{ex}}{2} \right) \quad (2.2.4)$$

ενώ προκειμένου να είναι εφικτή η λειτουργία του μοντέλου σε περίπτωση αναστροφής της ροής γίνεται η ακόλουθη διάκριση περιπτώσεων για τα h_{su} και h_{ex} :

$$h_{ex} = \begin{cases} h & \text{αν } \dot{m}_{su} > 0 \text{ και } \dot{m}_{EX} \geq 0 \\ 2h - h_{su} & \text{αν } \dot{m}_{su} > 0 \text{ και } \dot{m}_{EX} < 0 \\ h_{ex,i-1} & \text{αν } \dot{m}_{su} < 0 \text{ και } \dot{m}_{EX} \geq 0 \end{cases} \quad (2.2.5)$$

Για το σχήμα ανάντι διαφόρισης ισχύει ότι:

$$h = h_{su} \quad (2.2.6)$$

και όμοια με πριν, για την διαχείριση πιθανής αναστροφής της ροής:

$$h_{EX} = \begin{cases} h & \text{αν } \dot{m}_{su} > 0 \\ h_{su,i-1} & \text{αν } \dot{m}_{su} < 0 \end{cases} \quad (2.2.7)$$

Βάσει των παραπάνω σε για καθένα από τα δύο ρευστά εφαρμόζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας, καθόσον η αρχή διατήρησης της ορμής λόγω των παραδοχών εκφυλίζεται στη σχέση:

$$p_{su} = p_{ex} \quad (2.2.8)$$

Για την εξίσωση διατήρησης μάζας ισχύει η εξίσωση

$$\frac{\partial(\rho V_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\dot{m})}{\partial z} = 0 \quad (2.2.9)$$

Ως μεταβλητές καταστάσεις θεωρούνται η πίεση και η ενθαλπία. Η παράγωγος της πυκνότητας δίνεται από τη σχέση:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \frac{dh}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h \frac{dp}{dt} \quad (2.2.10)$$

Όπου οι μερικές παράγωγοι της πυκνότητας ως προς την ενθαλπία και ως προς την πίεση $\left[\frac{\partial \rho}{\partial h}, \frac{\partial \rho}{\partial p} \right]$ θεωρούνται θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού και μπορούν να υπολογιστούν χρησιμοποιώντας μία βιβλιοθήκη θερμοδυναμικών ιδιοτήτων για το εκάστοτε εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται. Συνεπώς, η τελική μορφή της εξίσωσης διατήρησης μάζας για κάθε όγκο ελέγχου θα είναι:

$$V \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \frac{dh}{dt} + \frac{\partial \rho}{\partial p} \frac{dp}{dt} \right) = \dot{m}_{ex} - \dot{m}_{su} \quad (2.2.11)$$

Η εξίσωση διατήρησης ενέργειας μπορεί να γραφεί ως:

$$\frac{dU_i}{dt} = \dot{m}_{su} h_{su} - \dot{m}_{ex} h_{ex} + \dot{Q}_i - p \frac{dV_i}{dt} \quad (2.2.12)$$

Γνωρίζοντας πως για την εσωτερική ενέργεια U_i ισχύει πως

$$U_i = \rho V_i h_i - p V_i \quad (2.2.13)$$

Η εξίσωση 2.2.12 γίνεται:

$$V_i \frac{\partial \rho_i}{\partial t} h_i + V_i \rho_i \frac{\partial h_i}{\partial t} - V_i \frac{dp}{dt} = \dot{m}_{su} h_{su} - \dot{m}_{ex} h_{ex} + \dot{Q}_i \quad (2.2.14)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις 2.2.11 και 2.2.14 η εξίσωση διατήρησης ενέργειας για κάθε όγκο ελέγχου θα είναι τελικά:

$$V_i \rho_i \frac{\partial h_i}{\partial t} = \dot{m}_{su} (h_{su} - h_i) - \dot{m}_{ex} (h_{ex} - h_i) + \dot{Q}_i + V_i \frac{dp}{dt} \quad (2.2.15)$$

Η ολοκλήρωση των συνήθων διαφορικών εξισώσεων 2.2.11 και 2.2.15 για κάθε όγκο δίνει την πίεση και την ενθαλπία σε κάθε χρονική στιγμή, βάσει των οποίων προσδιορίζεται η θερμοδυναμική κατάσταση του ρευστού και κατά συνέπεια και των υπόλοιπων θερμοδυναμικών μεγεθών (όπως η θερμοκρασία T_i κάθε κόμβου) μέσω του λογισμικού θερμοδυναμικών ιδιοτήτων CoolProp [24]. Η διασύνδεση των όγκων μεταξύ τους προϋποθέτει ότι:

$$m_{su,i} = m_{ex,i-1} \quad (2.2.16)$$

$$p_{su,i} = p_{ex,i-1} \quad (2.2.17)$$

$$h_{su,i} = h_{ex,i-1} \quad (2.2.18)$$

ενώ οριακές συνθήκες για τα παραπάνω μεγέθη απαιτούνται τόσο για την είσοδο όσο και για την έξοδο κάθε ρεύματος του εναλλάκτη.

Τέλος η εξίσωση διατήρησης ενέργειας για το τοίχωμα για εναλλάκτη αντιρροής θα είναι:

$$M_{wall,i} \cdot c_{wall} \cdot \frac{dT_{wall,i}}{dt} = \dot{Q}_{hot,i} - \dot{Q}_{cold,N-(i-1)} \quad (2.2.19)$$

Όπου c_w είναι η ειδική θερμότητα του μεταλλικού τοιχώματος και $Q_{hot,i}$, $Q_{cold,i}$ οι θερμοροές για καθένα από τα δύο ρευστά.

Προκειμένου να προσδιοριστεί η τιμή αυτή γίνεται χρήση του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U σε κάθε ρεύμα, σύμφωνα με τον οποίο:

$$Q_i = U \cdot A_i \cdot (T_i - T_{wall,i}) \quad (2.2.20)$$

Για την αποφυγή αύξησης της πολυπλοκότητας του μοντέλου δεν χρησιμοποιούνται εμπειρικές συσχετίσεις για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας αλλά απεναντίας δίνεται ως παράμετρος η τιμή του στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας U_n και εν συνεχεία γίνεται υπολογισμός του βάσει της σχέσης:

$$\frac{U}{U_n} = \left(\frac{m}{m_n} \right)^k \quad (2.2.21)$$

Όπου m_n η παροχή μάζας στις ονομαστικές συνθήκες και $k=0.8$ προκειμένου να μοντελοποιηθεί μία αντιπροσωπευτική συμπεριφορά σύμφωνα με τη σχέση των Dittus-Boelter[25]. Σε περίπτωση παρουσίας διαφορετικών φάσεων εντός του εναλλάκτη ορίζονται τρεις διαφορετικοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, οι U_{SC} , U_{TP} , U_{SH} οι οποίοι εφαρμόζονται από την μεριά του εργαζόμενου μέσου ανάλογα με το αν αυτό βρίσκεται σε υπόψυκτη, διφασική ή υπέρθερμη κατάσταση, αντίστοιχα. Από την άλλη, από την μεριά του νερού δεν αναμένεται αλλαγή φάσης και έτσι ορίζεται ένας και μοναδικός συντελεστής U .

Όπως είναι λογικό, η συνολική θερμότητα που μεταφέρεται σε ένα ρεύμα ρευστού μπορεί να βρεθεί με ολοκλήρωση ως:

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i \quad (2.2.22)$$

2.2.2 Μοντελοποίηση αντλίας

Το μοντέλο της αντλίας βασίζεται σε ένα αναλυτικο-εμπειρικό μοντέλο για το οποίο γίνεται χρήση εμπειρικών συσχετίσεων που παρέχει ο κατασκευαστής της αντλίας έπειτα από δοκιμές. Η αντλία της παρούσας εγκατάστασης είναι τύπου διαφράγματος, κάτι που συνεπάγεται ότι η παροχή όγκου της είναι ευθέως ανάλογη των στροφών και το μανομετρικό της καθορίζεται αποκλειστικά από την υδραυλική αντίσταση ολόκληρης της εγκατάστασης. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή της αντλίας η σχέση που συνδέει τις στροφές με την ογκομετρική παροχή είναι η:

$$\dot{V}[lpm] = \frac{N_p[RPM] - 22,681}{46,705} \quad (2.2.23)$$

Οι υπολογισμοί ξεκινάνε με δεδομένα την κατάσταση εισόδου και τις στροφές της αντλίας. Επιπλέον, αφού όπως αναφέρθηκε παραπάνω, το μανομετρικό της αντλίας δεν εξαρτάται από την παροχή, αναγκαστικά πρέπει να δοθεί ως δεδομένο και η πίεση στην έξοδο της αντλίας. Αξιοποιώντας τα παραπάνω δεδομένα υπολογίζεται η μηχανική ισχύς στον άξονα της αντλίας W_{mech} μέσω της προτεινόμενης σχέσης του κατασκευαστή της αντλίας:

$$W_{mech}[kW] = 15 \cdot \frac{N_p(RPM)}{84428} + \frac{\dot{V}(l/m) \cdot dP(bar)}{511} \quad (2.2.24)$$

Η σχέση αυτή υπονοεί και τον βαθμό απόδοσης της αντλίας, αφού ο δεύτερος όρος της ορίζει το υδραυλικό έργο για ασυμπίεστο ρευστό:

$$W_{hyd} = \dot{V} \cdot dP \quad (2.2.25)$$

Η διαίρεση κατά μέλη των εξισώσεων 2.2.24 και 2.2.25 πρακτικά δίνει τον βαθμό απόδοσης της αντλίας:

$$\eta_{pump} = \frac{W_{hyd}}{W_{mech}} \quad (2.2.26)$$

Το προσδιδόμενο στο ρευστό έργο μπορεί εναλλακτικά να υπολογισθεί και με την διαφορά ενθαλπιών μεταξύ της εισόδου και της εξόδου:

$$W_{flu,p} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (2.2.27)$$

Όπου \dot{m} η παροχή μάζας στην αντλία, που υπολογίζεται κατά σύμβαση ως:

$$\dot{m} = \rho_{out} \cdot \dot{V} \quad (2.2.28)$$

Η ενθαλπία εξόδου βέβαια είναι άγνωστη, δεδομένου ότι δεν είναι γνωστή άλλη ιδιότητα πέραν την πίεσης στην έξοδο της αντλίας. Σε περίπτωση που η διαδικασία είναι ισεντροπική (αντιστρέψιμη), οι εξισώσεις 2.2.25 και 2.2.27, λόγω του πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος, δίνουν περίπου τις ίδιες τιμές και άρα μπορεί να εκτιμηθεί η ενθαλπία στην έξοδο.

Η διαδικασία της συμπίεσης του οργανικού ρευστού βέβαια δεν γίνεται με αντιστρέψιμο τρόπο και εν γένει $W_{flu,p} \neq W_{hyd}$. Μη αντιστρεπτότητες υπεισέρχονται λόγω τριβών και συμπίεσότητας που οδηγούν στην μεταφορά θερμότητας προς το ρευστό και συνεπώς σε αύξηση της θερμοκρασίας του. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για την συμπίεση ορίζεται ως:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (2.2.28)$$

Δεδομένου ότι δεν είναι εφικτή η εκτίμηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης της αντλίας, στο εν λόγω μοντέλο γίνεται η υπόθεση ότι η περίσσεια ισχύς στον άξονα της αντλίας, όπως αυτή υπολογίζεται από τη σχέση (2.2.24), προσδίδεται ως θερμότητα στο οργανικό μέσο και συνεπώς αμελούνται οι απώλειες θερμότητας από το σώμα της αντλίας στο περιβάλλον. Έτσι:

$$h_{out} = h_{in} + \frac{W_{mech}}{\dot{m}} \quad (2.2.28)$$

Οπότε πρακτικά γίνεται η υπόθεση ότι:

$$\eta_{pump} \cong \eta_{is,p} \quad (2.2.29)$$

Τελικά, η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς κατά τη λειτουργία της αντλίας μπορεί να βρεθεί μέσω του ορισμού ενός ολικού βαθμού απόδοσης για τον κινητήρα, ο οποίος χάριν απλοποίησης θεωρείται σταθερός και ίσος με:

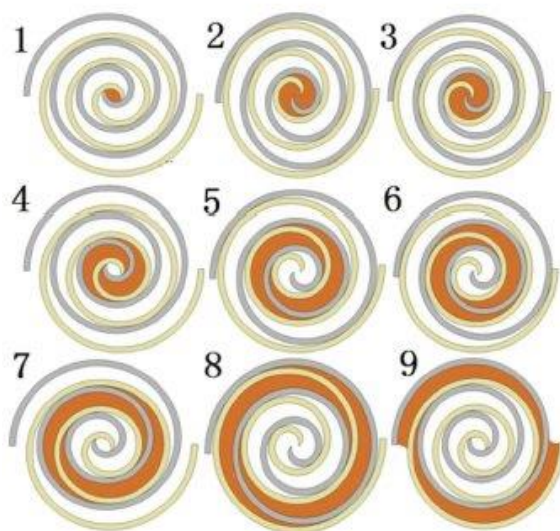
$$\eta_{motor} = 0.9 \quad (2.2.30)$$

Και κατά συνέπεια:

$$P_{el,pump} = \frac{W_{mech}}{\eta_{motor}} \quad (2.2.31)$$

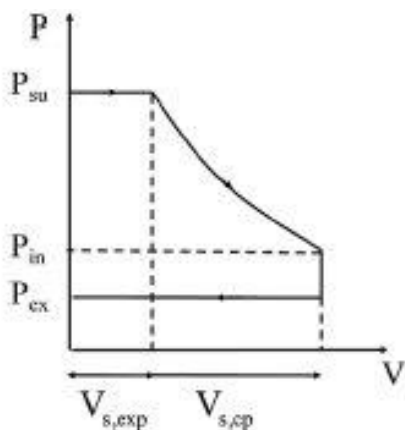
2.2.3 Μοντέλο εκτονωτή

Όπως περιγράφεται στην ενότητα 2.1 στην εγκατάσταση λειτουργούν δύο πανομοιότυποι εκτονωτές ελικοειδούς τύπου (scroll), οι οποίοι έχουν προκύψει από κατάλληλη μετατροπή συμπιεστών. Η εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου σε αυτού του τύπου τους εκτονωτές γίνεται με την εισαγωγή του εργαζόμενου μέσου στο κέντρο δύο έκκεντρα τοποθετημένων σπειρών, εκ των οποίων η μία είναι ακίνητη ενώ η άλλη κινούμενη. Το υπέρθερμο και σε υψηλή πίεση εργαζόμενο μέσο προκαλεί την κίνηση της κινούμενης σπείρας, με αποτέλεσμα να αυξάνεται ο όγκος του και να εκτονώνεται, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2-4. Η σχεδόν ευθύγραμμη κίνηση της κινούμενης σπείρας μετατρέπεται σε περιστροφική μέσω ενός μηχανισμού στροφάλου.

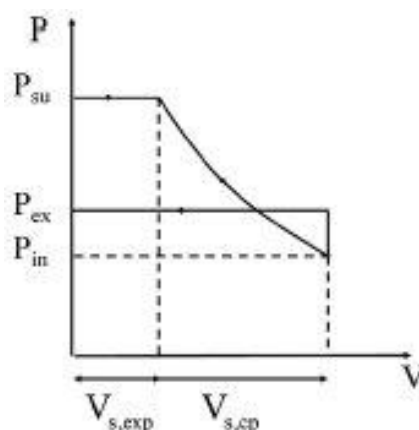


Εικόνα 2-4 Απεικόνιση της εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου σε έναν ελικοειδή εκτονωτή[26]

Κατά την έξοδο του εργαζόμενου μέσου από τον εκτονωτή, η πίεση του προκύπτει με βάση τον κατασκευαστικό λόγο όγκων αναρρόφησης και εκτόνωσης της μηχανής. Ανάλογα με το μέγεθος της πίεσης συμπύκνωσης μπορεί να εμφανισθούν φαινόμενα είτε υποεκτόνωσης είτε υπερεκτόνωσης του μέσου, όπως εικονίζεται στο επόμενο σχήμα. Καθένα από τα δύο αυτά φαινόμενα επιφέρει πρακτικά μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, κάτι που οδηγεί σε μία συγκεκριμένη μορφή της σχέσης $\eta_{is}(r_p)$, όπου r_p ο λόγος πιέσεων μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του εκτονωτή, κάτι που θα φανεί στην ανάπτυξη του μοντέλου. Η περίπτωση της υποεκτόνωσης οδηγεί σε αύξηση της ισχύος στην άτρακτο του εκτονωτή, κάτι που αποτελεί και ζητούμενο για τη βέλτιστη λειτουργία μίας εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας, αφού εκτελεί επιπλέον εκτόνωση του μέσου.



Εικόνα 2-5 Απώλειες υποεκτόνωσης



Εικόνα 2-6 Απώλειες υπερεκτόνωσης[10]

Οι κατασκευαστικές παράμετροι της μηχανής είναι ο όγκος σάρωσης τους σε λειτουργία συμπίεστη $\dot{V}_{s,comp}$ και ο λόγος όγκου τους r_v . Ο όγκος σάρωσης της μηχανής σε αντίστροφη λειτουργία, δηλαδή σε λειτουργία εκτονωτή, αναφέρεται στον μικρότερο σε όγκο θάλαμο που σχηματίζεται στο κέντρο μεταξύ των δύο σπειρών και συνεπώς είναι:

$$\dot{V}_{s,exp} = \frac{\dot{V}_{s,comp}}{r_v} \quad (2.2.32)$$

Το μοντέλο βασίζεται στην αξιοποίηση εμπειρικών συσχετίσεων για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (η_{is}) και τον παράγοντα πλήρωσης (ff) του εκτονωτή με τη μεθοδολογία που έχει προταθεί από τους Declaye et. al [10]. Η μελέτη αυτή βασίζεται στο γεγονός ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αυτών των μηχανών συναρτήσει του λόγου πίεσης παρουσιάζει μία μορφή που μπορεί να προσεγγισθεί ικανοποιητικά από την εξίσωση του Rajeska, η οποία έχει την ακόλουθη γενική μορφή:

$$\eta_{is} = \gamma_{max} \cdot \left\{ \xi \cdot \operatorname{atan} \left[B \cdot (r_p - r_{p,o}) - E \cdot \left(B \cdot (r_p - r_{p,o}) - \operatorname{atan} \left(B \cdot (r_p - r_{p,o}) \right) \right) \right] \right\} \quad (2.2.33)$$

όπου:

- γ_{max} ο μέγιστος βαθμός απόδοσης,
- r_p ο λόγος πίεσης του εκτονωτή,
- $r_{p,o}$ ο λόγος πίεσης για τον οποίον ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης παίρνει μηδενική τιμή
- ξ ένας παράγοντας μορφής της καμπύλης και
- B, E σταθερές.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της παραπάνω σχέσης ορίζεται ως:

$$\eta_{is} = \frac{W_{exp}}{m \cdot (h_i - h_{out,is})} \quad (2.2.34)$$

όπου W_{exp} το παραγόμενο μηχανικό έργο από τον εκτονωτή, m η παροχή μάζας, h_i η ενθαλπία εισόδου και $h_{out,is}$ η ενθαλπία εξόδου από τον εκτονωτή αν η μεταβολή ήταν

ισεντροπική. Ο θερμοδυναμικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ορίζεται κατά τα γνωστά ως¹:

$$\eta_{is,th} = \frac{m \cdot (h_i - h_{out})}{m \cdot (h_i - h_{out,s})} = \frac{W_{exp} + \dot{Q}_{loss}}{m \cdot (h_i - h_{out,is})} \quad (2.2.35)$$

όπου \dot{Q}_{loss} οι απώλειες θερμότητας από το σώμα της μηχανής προς το περιβάλλον. Αυτό σημαίνει ότι ο παραπάνω οριζόμενος βαθμός απόδοσης ταυτίζεται με τον θερμοδυναμικό μόνο αν ισχύει η υπόθεση ότι $\dot{Q}_{loss} \cong 0$.

Εδώ θα πρέπει να αναφερθεί ότι στην παρούσα εργασία οι μετρήσεις που απαιτούνται για τον καθορισμό του μοντέλου που περιγράφει η εξίσωση (2.2.33) βασίστηκαν σε μετρήσεις που αφορούν την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ. Συνεπώς ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της σχέσης (2.2.35) ξαναγράφεται ως:

$$\eta_{is} = \frac{P_{el}}{m \cdot (h_{in} - h_{out,s})} = \frac{\frac{W_{exp}}{\eta_{gen}}}{m \cdot (h_i - h_{out,s})} \quad (2.2.36)$$

Όπως γίνεται άμεσα αντιληπτό, ο προσδιορισμός του θερμοδυναμικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης πλέον απαιτεί και την γνώση του βαθμού απόδοσης της γεννήτριας η_{gen} , ο οποίος χάριν απλοποίησης λήφθηκε σταθερός και ίσος με

$$\eta_{gen} = 0,9 \quad (2.2.37)$$

Σύμφωνα με την εργασία του Declaye ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή αποτελεί επίσης συνάρτηση και της πίεσης εισόδου και των στροφών του:

$$\eta_{is} = \eta_{is}(r_p, p_{in}, N_{exp}) \quad (2.2.38)$$

Για να συμπεριληφθούν οι δύο νέες παράμετροι στο μοντέλο προτείνεται οι σταθερές B και E να ορισθούν ως ακολούθως:

$$B = \frac{\delta}{\xi \cdot y_{max}} \quad (2.2.39)$$

και

$$E = \frac{B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) - \tan\left(\frac{\pi}{2\xi}\right)}{B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o}) - \operatorname{atan}\left(B \cdot (r_{p,max} - r_{p,o})\right)} \quad (2.2.40)$$

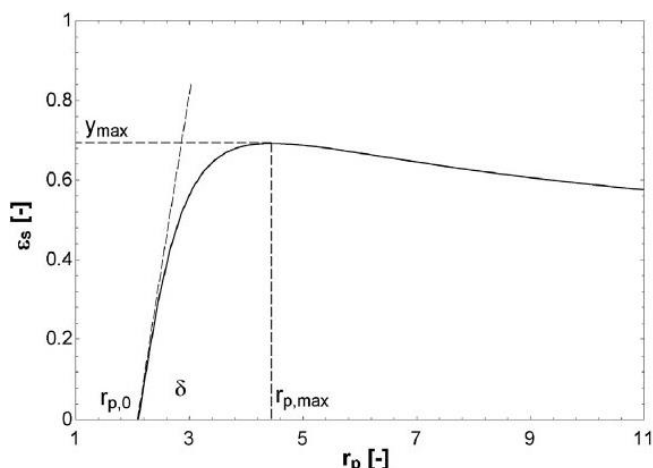
όπου οι νέες παράμετροι δ και $r_{p,max}$ ορίζουν την κλίση της καμπύλης $\eta_{is}(r_p)$ στο σημείο $r_p = r_{p,o}$ και τον λόγο πίεσης στον οποίο εμφανίζεται η μέγιστη τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης y_{max} αντιστοίχως.

¹Στην παραπάνω έκφραση αμελούνται οι μηχανικές απώλειες μετάδοσης της ισχύος από τον εκτονωτή στην γεννήτρια, κάτι που στην περίπτωση της μαντοκίνησης δεν είναι πάντα δεδομένο.

Οι παράμετροι $r_{p,o}$, $r_{p,max}$, δ , y_{max} συσχετίζονται με την πίεση εισόδου και τις στροφές του εκτονωτή δηλαδή:

$$\begin{aligned} r_{p,o} &= r_{p,o}(p_{in}, N_{exp}) \\ r_{p,max} &= r_{p,max}(p_{in}, N_{exp}) \\ \delta &= \delta(p_{in}, N_{exp}) \\ y_{max} &= y_{max}(p_{in}, N_{exp}) \end{aligned}$$

ενώ ο παράγοντας ξ είναι κοινός για όλες τις συνθήκες, αποτελώντας ουσιαστικά παράμετρο του ίδιου του εκτονωτή.



Εικόνα 2-7 Φυσική σημασία των παραμέτρων των εξισώσεων (2.2.33-2.2.40)[10]

Παρατηρώντας την Εικόνα 2-7, όπου εικονίζεται μία τυπική μορφή του αναμενόμενου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή, παρατηρείται η εμφάνιση ενός μέγιστου βαθμού απόδοσης σε έναν λόγο πίεσης $r_{p,max}$, πέραν του οποίου ο βαθμός απόδοσης αρχίζει σταδιακά να μειώνεται. Αυτή η τυπική συμπεριφορά οφείλεται στην ύπαρξη των απωλειών υποεκτόνωσης. Η σταδιακή μείωση του βαθμού απόδοσης εξηγείται από το γεγονός ότι η υποεκτόνωση του μέσου συνοδεύεται με αύξηση του παραγόμενου έργου εξαιτίας της ισόχωρης εκτόνωσης του μέσου στην έξοδο του εκτονωτή. Για τιμές του λόγου πίεσης $r_p < r_{p,max}$, η πτώση του βαθμού απόδοσης είναι πολύ πιο απότομη καθώς οφείλεται στις απώλειες υπερεκτόνωσης. Ο $r_{p,max}$ είναι ο λόγος πίεσης αυτός που αντιστοιχεί σε λόγο όγκων μεταξύ των καταστάσεων εισόδου και εξόδου ίσο με τον κατασκευαστικό λόγο όγκου του εκτονωτή r_v .

Θεωρητικά η διερχόμενη από τον εκτονωτή παροχή μάζας θα πρέπει να ακολουθεί την σχέση:

$$m_{th} = \frac{\dot{V}_{s,exp} \cdot N(RPM)}{60 \cdot v_{in}} \quad (2.2.41)$$

όπου v_{in} ο ειδικός όγκος για την κατάσταση εισόδου στον εκτονωτή και όλα τα μεγέθη σε SI πλην των στροφών που είναι σε RPM.

Όμως η ύπαρξη διαρροών μεταξύ των δύο σπειρών οδηγεί στην ανάγκη ορισμού μίας επιπλέον παραμέτρου λειτουργία του εκτονωτή, αυτή του παράγοντα πλήρωσης (**filling factor**) ff .

$$ff = \frac{m}{m_{th}} = 1 + \frac{m_{leak}}{m_{th}} \quad (2.2.42)$$

Ο συνδυασμός των σχέσεων (2.2.41) και (2.2.42) οδηγεί στην ακόλουθη σχέση για τον παράγοντα πλήρωσης:

$$ff = \frac{60 \cdot m \cdot v_{in}}{\dot{V}_{s,exp} \cdot N(RPM)} \quad (2.2.43)$$

Η παραπάνω σχέση συνδέει εμμέσως και τις στροφές του εκτονωτή με την πίεση εισόδου, που πρακτικά ταυτίζεται με την υψηλή πίεση του κύκλου, καθώς το ρευστό εξερχόμενο από τον ατμοποιητή θα πρέπει να έχει τέτοιο ειδικό όγκο ώστε να ικανοποιείται η σχέση (3.66), προσαρμόζοντας κατάλληλα πρωτίστως την πίεση και δευτερευόντως τη θερμοκρασία του. Όπως στα περισσότερα αέρια, έτσι και στο R134a, μία μεταβολή της πίεσης προκαλεί ακριβώς αντίστροφη μεταβολή στον ειδικό όγκο. Η παραπάνω συσχέτιση ισχύει με την μορφή της αντίστροφης αναλογίας μόνο για όσα αέρια μπορούν να προσεγγισθούν ως τέλεια, ενώ για τα υπόλοιπα χαρακτηρίζεται από την ιδιότητα $\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T$, η οποία παίρνει αρνητικές τιμές.

Έτσι, με βάση τη σχέση (2.2.43) για σταθερή θερμοκρασία εξόδου, αύξηση των στροφών θα συνοδεύεται με αντίστοιχη πτώση της πίεσης. Αντίστροφα, αν οι στροφές μειωθούν, η πίεση θα αυξηθεί.

Στην ίδια εργασία του ο Declaye συσχετίζει απευθείας τον συντελεστή πλήρωσης επίσης με τις στροφές, την πίεση εισόδου και τον λόγο πίεσης:

$$ff = ff(r_p, p_{in}, N_{exp}) \quad (2.2.44)$$

Οι συσχετίσεις που χρησιμοποιήθηκαν προέκυψαν από σειρές μετρήσεων που έχουν πραγματοποιηθεί στο παρελθόν από τον γραφόντα [27] και παρουσιάζονται αναλυτικά στο επόμενο κεφάλαιο.

2.2.4 Μοντέλο τροφοδοτικού δοχείου

Το τροφοδοτικό δοχείο της εγκατάστασης βρίσκεται στην έξοδο του συμπυκνωτή και αμέσως πριν τον υποψύκτη (subcooler) όπως μπορεί να φανεί και στην Εικόνα 2-2 και πρακτικά εξασφαλίζει την αδιάλειπτη παροχής της απαραίτητης ποσότητας ψυκτικού στο κύκλωμα σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας. Το εργαζόμενο μέσο στο εσωτερικό ενός τροφοδοτικού δοχείου βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού, αφού συνυπάρχουν τόσο η αέρια όσο και η υγρή του φάση και σε μόνιμες συνθήκες η πίεση του δοχείου είναι ίση με την πίεση συμπύκνωσης. Σε δυναμικές συνθήκες όμως είναι απαραίτητη η κατάστρωση ενός μοντέλου με βάση τις μη μόνιμες διατυπώσεις των εξισώσεων διατήρησης μάζας και ενέργειας. Για την ανάγκη αυτή το δοχείο αντιμετωπίζεται ως ένας ενιαίος όγκος ελέγχου ενώ τα φαινόμενα μεταφοράς θεωρούνται μονοδιάστατα κατά την κατεύθυνση του άξονα

του δοχείου. Επιπλέον αμελείται η συναλλαγή θερμότητας του δοχείου με το περιβάλλον, δηλαδή εικάζεται πως το δοχείο είναι καλά μονωμένο.

Σύμφωνα με την εξίσωση διατήρησης της μάζας ισχύει:

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \frac{\partial(\dot{m})}{\partial z} = 0 \quad (2.2.45)$$

Όπου V ο όγκος του δοχείου. Αν η μάζα του αποθηκευμένο αερίου στο εσωτερικό του δοχείου θεωρηθεί αμελητέα (δεδομένης της κατά πολύ μικρότερης πυκνότητας του) τότε η παραπάνω σχέση μπορεί να γραφεί ως

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} = \dot{m}_{su} - \dot{m}_{ex} \quad (2.2.46)$$

Ισχύει όμως ότι

$$\rho = L \cdot \rho_l + (1 - L) \cdot \rho_v \quad (2.2.47)$$

όπου L η ανηγμένη στάθμη της υγρής φάσης στο εσωτερικό του δοχείου, δηλαδή

$$L = \frac{V_l}{V} \quad (2.2.48)$$

Όπου V_l ο όγκος της υγρής φάσης

Και κατά συνέπεια

$$\frac{d\rho}{dt} = \left[L \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_l + (1 - L) \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_v \right] \cdot \frac{dp}{dt} + (\rho_l - \rho_v) \cdot \frac{dL}{dt} \quad (2.2.49)$$

Άρα

$$V \left\{ \left[L \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_l + (1 - L) \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_v \right] \cdot \frac{dp}{dt} + (\rho_l - \rho_v) \cdot \frac{dL}{dt} \right\} = \dot{m}_{su} - \dot{m}_{ex} \quad (2.2.50)$$

Κατά αντιστοιχία η εξίσωση της ενέργειας υπαγορεύει:

$$\frac{d(mh - pV)}{dt} = \dot{m}_{su} h_{su} - \dot{m}_{ex} h_{ex} \quad (2.2.60)$$

Όμως

$$\frac{d(mh)}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} h + \rho V \frac{dh}{dt} \quad (2.2.61)$$

Και

$$h = L \cdot h_l + (1 - L) \cdot h_v$$

οπότε τελικά:

$$\begin{aligned} V \left\{ (\rho_l h_l - \rho_v h_v) \frac{dL}{dt} + \left[L \left(h_l \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_l + \rho_l \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_l \right) + (1 - L) \left(h_v \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_v + \rho_v \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_v \right) \right] - 1 \right\} \frac{dp}{dt} \\ = \dot{m}_{su} h_{su} - \dot{m}_{ex} h_{ex} \quad (2.2.62) \end{aligned}$$

Η ολοκλήρωση των παραπάνω εξισώσεων με το χρόνο δίνει τον όγκο της υγρής φάσης στο δοχείο καθώς και την πίεση του κάθε χρονική στιγμή. Βάσει της πίεσης αυτής υπολογίζεται η κατάσταση του οργανικού μέσου στην είσοδο του υποψύκτη.

2.3 Μέθοδοι ελέγχου της εγκατάστασης ORC

Έχοντας ολοκληρώσει τη συνοπτική παρουσίαση της μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε για την ανάπτυξη των δυναμικών μοντέλων των συνιστωσών της εγκατάστασης έμφαση δίνεται στη θεωρητική παρουσίαση των δύο τεχνικών ελέγχου που εξετάζονται στην εν λόγω εργασία, δηλαδή του κλασσικού ελέγχου PID και της μεθοδολογίας ελέγχου προβλεπτικού μοντέλου Δυναμικού Μητρώου (DMC). Πρώτα όμως θα πραγματοποιηθεί μία συνοπτική παρουσίαση των βασικών αρχών που διέπουν τη δυναμική συμπεριφορά γραμμικών συστημάτων πρώτης και δεύτερης τάξης, κάτι που θα αποδειχθεί ιδιαίτερα χρήσιμο κατά την ανάπτυξη των ελεγκτών.

2.3.1 Βασικές αρχές δυναμικής γραμμικών συστημάτων πρώτης και δεύτερης τάξης

Ένα φυσικό γραμμικό σύστημα ελάχιστης φάσης πρώτης τάξης εν γένει έχει την μορφή

$$\tau \frac{dy}{dt} + y = K \cdot u \quad (2.3.1)$$

Στο πεδίο του χρόνου και με εφαρμογή του μετασχηματισμού Laplace μπορεί να ορισθεί η συνάρτηση μεταφοράς του

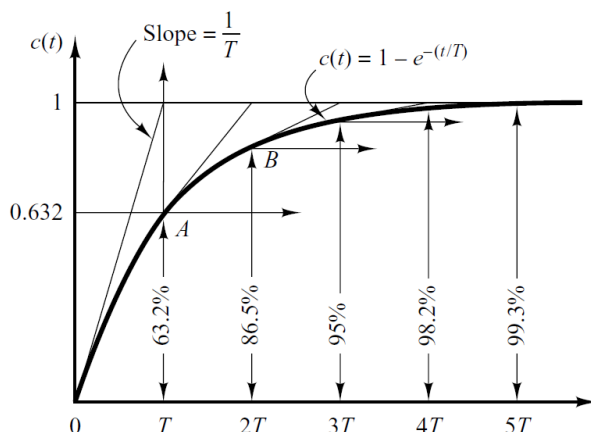
$$G_1(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (2.3.2)$$

Η παράμετρος K ονομάζεται κέρδος (Gain) και σχετίζεται με την ενίσχυση της εισόδου στην έξοδο του συστήματος, δηλαδή

$$K = \frac{y_{ss}}{u} \quad (2.3.3)$$

Κατά την επιβολή μίας βηματικής εισόδου στο σύστημα, αν y_{ss} ορισθεί η τιμή της εξόδου του συστήματος σε μόνιμη κατάσταση (μετά την επίτευξη ισορροπίας).

Η παράμετρος τ ονομάζεται χρονική σταθερά και σχετίζεται με τη δυναμική του συστήματος. Μία τυπική απόκριση ενός πρωτοτάξιου συστήματος μοναδιαίου κέρδους ($K=1$) σε μοναδιαία βηματική μεταβολή της εισόδου του εικονίζεται στο επόμενο σχήμα, επί του οποίου ορίζονται βασικοί δείκτες χαρακτηρισμού της δυναμικής συμπεριφοράς:



Εικόνα 2-8 Τυπική απόκριση συστήματος πρώτης τάξης σε βηματική είσοδο[28]

Όπως είναι σαφές, η κλίση της απόκρισης του συστήματος τη χρονική στιγμή $t=0\text{sec}$ είναι:

$$\frac{dy}{dt}(0) = \frac{1}{\tau} \quad (2.3.4)$$

Επίσης το σύστημα φτάνει το 63,2% της τελικής του τιμής y_{ss} σε χρόνο t_r που είναι:

$$t_r = \tau \quad (2.3.5)$$

Ο χρόνος στον οποίο το σύστημα φτάνει περίπου το 98% της τελικής του τιμής ονομάζεται χρόνος αποκατάστασης και ορίζεται ως:

$$t_s = 4 \cdot \tau \quad (2.3.6)$$

Ένα γραμμικό σύστημα ελάχιστης φάσης και δεύτερης τάξης έχει τη γενική μορφή:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot y + \omega_n^2 = (K \cdot \omega_n^2) \cdot u \quad (2.3.7)$$

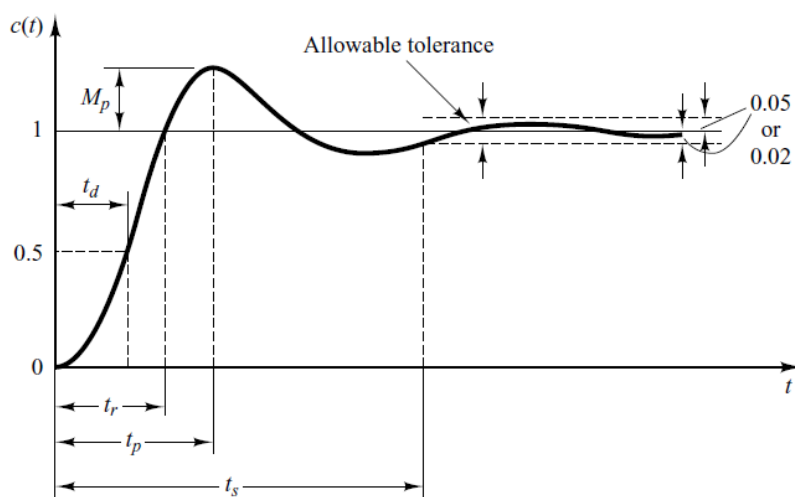
Πέραν από το κέρδος K που έχει αντίστοιχη φυσική σημασία με την περίπτωση του πρωτοτάξιου συστήματος, παρατηρούνται δύο παράμετροι που σχετίζονται με τη δυναμική του συστήματος, η παράμετρος ω_n και η παράμετρος ζ .

Η τελευταία ονομάζεται παράγοντας απόσβεσης και ανάλογα με την τιμή της καθορίζεται το πλήθος των πραγματικών ριζών του χαρακτηριστικού πολυωνύμου της διαφορικής εξίσωσης και ως εκ τούτου:

- Αν $\zeta > 1$ το χαρακτηριστικό πολυώνυμο έχει δύο πραγματικές ρίζες και το σύστημα μπορεί να γραφεί στη μορφή $\frac{K}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)}$ και πρακτικά έχει συμπεριφορά όμοια με αυτή δύο πρωτοτάξιων συστημάτων εν σειρά, ενός πιο αργής και ενός πιο γρήγορης δυναμικής. Σε αυτήν την περίπτωση το σύστημα έχει υπεραπόσβεση

- Αν $\zeta = 1$ τότε το χαρακτηριστικό πολυώνυμο έχει μία διπλή ρίζα και το σύστημα γράφεται στη μορφή $\frac{K}{(\tau s + 1)^2}$ το οποίο αποτελεί ειδική περίπτωση της πρώτης κατηγορίας. Ένα τέτοιο σύστημα εμφανίζει κρίσιμη απόσβεση
- Αν $0 < \zeta < 1$ τότε το χαρακτηριστικό πολυώνυμο έχει δύο μιγαδικές λύσεις και ως εκ τούτου παρουσιάζει αποσβευμένη ταλαντωτική συμπεριφορά. Στην περίπτωση αυτή η παράμετρος ω_n αποτελεί την ιδιοσυχνότητα του συστήματος, το οποίο παρουσιάζει υποαπόσβεση
- Αν $\zeta = 0$ το σύστημα δεν έχει απόσβεση και ως εκ τούτου έχει την τάση μόνιμης ταλαντωτικής συμπεριφοράς.

Στην περίπτωση συστημάτων με υποαπόσβεση μία χαρακτηριστική μορφή της απόκρισης τους σε μοναδιαία βηματική είσοδο είναι η ακόλουθη:



Εικόνα 2-9 Τυπική απόκριση συστήματος δεύτερης τάξης με υποαπόσβεση σε βηματική είσοδο[28]

Το σύστημα φτάνει πρώτη φορά την τιμή μόνιμης κατάστασης y_{ss} σε χρόνο t_r (χρόνος ανύψωσης). Επίσης φτάνει τη μέγιστη τιμή της απόκρισης y_{max} σε χρόνο ίσο με τον χρόνο κορυφής t_p . Ως μέγιστη υπερακόνηση ορίζεται η διαφορά

$$M_p = y_{max} - y_{ss} \quad (2.3.8)$$

Η οποία αποδεικνύεται από την αναλυτική λύση της διαφορικής εξίσωσης ότι είναι:

$$M_p = e^{-\frac{\pi \zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (2.3.9)$$

Η οποία συνήθως προτιμάται να δίνεται ανηγμένη στην τιμή μόνιμης κατάστασης ως

$$OS = \frac{M_p}{y_{ss}} \quad (2.3.10)$$

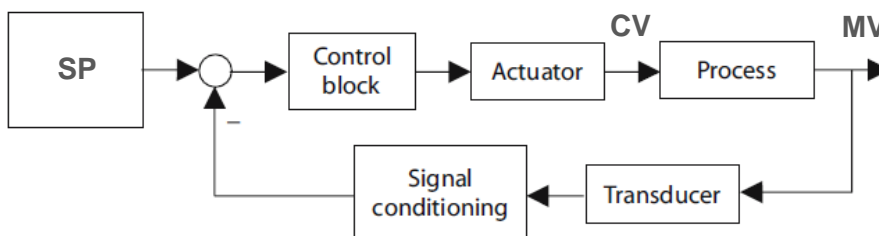
Ο χρόνος αποκατάστασης του συστήματος ορίζεται όμοια με την περίπτωση του συστήματος πρώτης τάξης ως χρόνος που αυτό φτάνει το 2% της μόνιμης τιμής του και υπολογίζεται ως

$$t_s = \frac{4}{\zeta\omega_n} \quad (2.3.11)$$

2.3.2 Ο έλεγχος PID

Ο έλεγχος τριών όρων ή συνηθέστερα έλεγχος PID αποτελεί ίσως την πιο διαδεδομένη και ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδο ελέγχου, με την πρώτη εφαρμογή της να βρίσκεται στη δεκαετία του 1910.

Οι ελεγκτές PID διατηρούν μία μετρούμενη μεταβλητή (Measured Variable – MV) που αποτελεί έξοδο ενός φυσικού συστήματος σε μια επιθυμητή τιμή ρύθμισης (Set Point – SP) μέσω επενέργειας σε μία μεταβλητή ελέγχου (Control Variable – CV) η οποία αποτελεί είσοδο του συστήματος. Η επενέργεια στο σύστημα γίνεται μέσω ενός επενεργητή (actuator), όπως π.χ. μια βαλβίδα με σερβοκινητήρα ή ένας ρυθμιστής στροφών κ.α. Η μέτρηση της μεταβλητής γίνεται μέσω ενός μετρητικού οργάνου ή μεταλλάκτη (transducer), όπως ένας πιεζοηλεκτρικός κρύσταλλος για τη μέτρηση πίεσης ή ένα ωμικό αισθητήριο θερμοκρασίας (RTD), όπως φαίνεται και στο ακόλουθο σχήμα:



Εικόνα 2-10 Τυπικό σχήμα ελέγχου κλειστού βρόχου εγκατάστασης[29]

Στον κλασικό έλεγχο PID η έξοδος του ελεγκτή αποτελεί συνάρτηση της απόκλισης της μετρούμενης τιμής MV από την τιμή ρύθμισης SP, δηλαδή του σφάλματος που ορίζεται ως

$$e(t) = SP(t) - MV(t) \quad (2.3.11)$$

Και πρακτικά περιλαμβάνει την επενέργεια ενός όρου που επιδρά αναλογικά στο σφάλμα (αναλογική δράση), ενός όρου που επιδρά στον ολοκλήρωμα (ολοκληρωτική δράση) του σφάλματος και έναν όρο που επιδρά στο ρυθμό μεταβολής του (διαφορική δράση), δηλαδή:

$$u_c(t) = k_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (2.3.12)$$

Και ισοδύναμα στο πεδίο της συχνότητας, με εφαρμογή του μετασχηματισμού Laplace:

$$\frac{U_c(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (2.3.13)$$

Ο αναλογικός όρος ορίζει το μέγεθος και την φορά της δράσης του ελεγκτή σε σχέση με το σφάλμα, π.χ. αν και πόσο πρέπει να αυξηθεί ή να μειωθεί η μεταβλητή ελέγχου με την αύξηση του σφάλματος, μέσω του μεγέθους και του πρόσημου του όρου K_p . Από την άλλη, ο ολοκληρωτικός όρος επιτρέπει τον απόλυτο μηδενισμό του σφάλματος εφόσον θα έχει ως αποτέλεσμα μηδενική τιμή για την μεταβλητή ελέγχου μόνο εφόσον το σφάλμα είναι μηδενικό για ένα χρονικό διάστημα, το οποίο πρακτικά καθορίζεται από την χρονική σταθερά του ολοκληρωτικού όρου, T_i . Τέλος ο διαφορικός όρος λαμβάνει υπόψη το ρυθμό αύξησης ή μείωσης του σφάλματος και επιδρά ανάλογα στη μεταβλητή ελέγχου μέσω του όρου T_d .

Πολλές φορές η παρουσία θορύβου (συνήθως στο φάσμα υψηλών συχνοτήτων) στο μετρούμενο σήμα μπορεί να ενισχυθεί από τη χρήση του διαφορικού όρου. Για τον λόγο αυτό στους περισσότερες υλοποιήσεις βιομηχανικών ελεγκτών PID στον διαφορικό όρο προστίθεται και ένα βαθυπερατό φίλτρο (low pass filter) τροποποιώντας την έξοδο του ελεγκτή ως ακολούθως:

$$\frac{U_c(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{T_N s + 1} \right) \quad (2.3.14)$$

όπου T_N η χρονική σταθερά του φίλτρου.

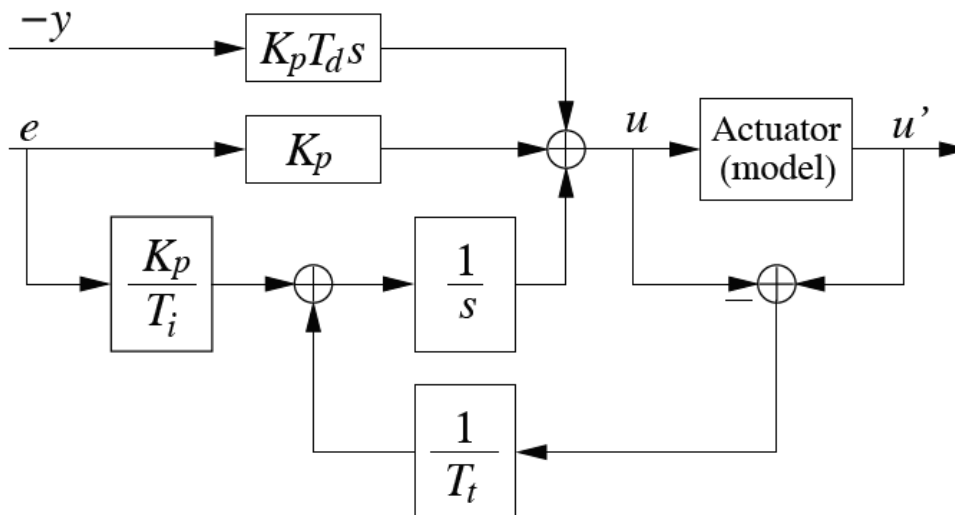
Ένα επιπρόσθετο πρόβλημα που συναντάται στην πράξη είναι ότι ο επενεργητής που επιδρά στο φυσικό σύστημα (π.χ. ρυθμιστής στροφών) έχει κάποια φυσικά όρια λειτουργίας (λ.χ. η συχνότητα ενός επαγωγικού κινητήρα ευρωπαϊκών προδιαγραφών δεν μπορεί να υπερβεί την τιμή των 50Hz). Ως εκ τούτου η έξοδος του ελεγκτή θα βρίσκεται σε ένα διάστημα μεταξύ ενός χαμηλού ορίου U_{cL} και ενός υψηλού ορίου U_{cH} , πέραν των οποίων θα επέρχεται σε κορεσμό, στην ελάχιστη ή μέγιστη φυσικά επιτρεπτή τιμή:

$$U_{cL} \leq U_{cS} \leq U_{cH}$$

Αν η υπολογιζόμενη έξοδος από τον ελεγκτή U_c έχει κορεσθεί σε ένα από τα δύο όρια και η μετρούμενη μεταβλητή MV συνεχίζει να αποκλίνει από την επιθυμητή τιμή SP , η τιμή που υπολογίζεται από τον ελεγκτή U_c θα συνεχίσει να παίρνει τιμές οι οποίες όμως θα είναι φυσικά μη εφικτές ενώ ο ολοκληρωτικός όρος του ελεγκτή θα συσσωρεύσει μεγάλες τιμές για το σφάλμα e , αφού πρακτικά το σύστημα βρίσκεται εκτός ελέγχου. Το αποτέλεσμα είναι ο ελεγκτής να γίνει πολύ αργός σε περίπτωση που χρειασθεί να έχει αντίθετη δράση (π.χ. αν το σφάλμα αρχίσει να μειώνεται και να αποκτά αντίθετο πρόσημο) μετά από σύντομο χρονικό διάστημα και να παραμένει εσφαλμένα σε τιμές στην περιοχή κορεσμού χωρίς να μπορεί να ακολουθήσει το φυσική του συστήματος. Το φαινόμενο αυτό είναι γνωστό ως Κορεσμός του Ολοκληρωτικού όρου, ή Integral Wind Up

και για την αποφυγή του απαιτείται απενεργοποίηση του ολοκληρωτικού όρου όταν η έξοδος του ελεγκτή ξεπεράσει τα όρια κορεσμού $[U_{cL}, U_{cH}]$.

Μία διαφορετική τεχνική Integral Anti-Wind Up μπορεί να υλοποιηθεί με την επανατροφοδότηση του πραγματικού σήματος $CV = U_{cS}$ που δίνει ο επενεργητής στον ολοκληρωτικό όρο του ελεγκτή και την αφαίρεση του από την υπολογιζόμενη από τον ελεγκτή έξοδο U_c .



Εικόνα 2-11 Τεχνική Back Calculation για την αναίρεση κορεσμού του ολοκληρωτικού όρου[30]

Η μέθοδος αυτή λέγεται μέθοδος Πίσω Υπολογισμού με παρακολούθηση σήματος (Tracking Back Calculation Anti-Wind Up Scheme) και στην ουσία τροποποιεί τον ολοκληρωτικό όρο ως ακολούθως:

$$u_c(t) = k_p \left(e(t) + \int_0^t \left[\frac{1}{T_i} e(\tau) - \frac{1}{T_t} (u_{cs}(t) - u_c(t)) \right] d\tau + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (2.3.15)$$

Η χρονική σταθερά T_t ορίζει τον ρυθμό με τον οποίο γίνεται αναίρεση του κορεσμού του ολοκληρωτικού όρου και γενικά συνηθίζεται να λαμβάνει τιμή:

$$T_t = \sqrt{T_i \cdot T_d} \quad (2.3.16)$$

σε PID ελεγκτές και

$$T_t = T_i \quad (2.3.17)$$

σε ελεγκτές τύπου PI, προκειμένου να απλοποιηθούν οι παράμετροι ρύθμισης του ελεγκτή [30].

Η ρύθμιση ενός PID ελεγκτή πρακτικά σημαίνει τον ορισμό των τριών κερδών, K_p , T_i , T_d , καθενός από τους τρεις όρους. Για τον σκοπό αυτό έχουν αναπτυχθεί αρκετές μέθοδοι που αξιοποιούν είτε μοντέλα του φυσικού συστήματος (offline methods), είτε δεδομένα από την απόκριση του συστήματος σε συγκεκριμένες εισόδους (online methods). Από τις πιο γνωστές μεθόδους είναι αυτή των Ziegler-Nichols σύμφωνα με την

οποία ακολουθείται μία επαναληπτική διαδικασία για τον ορισμό των κερδών με βάση την τιμή αυτή του κέρδους K_u ενός απλού P ελεγκτή η οποία οδηγεί το σύστημα σε ευσταθή ταλαντωτική απόκριση, με περίοδο ταλαντώσεων T_u . Βάσει των μεγεθών αυτών τα κέρδη του ελεγκτή ορίζονται ως συναρτήσεις των K_u, T_u με βάση τον ακόλουθο πίνακα [31]:

Πίνακας 1 Κανόνες ρύθμισης ελεγκτών P, PI, PID με χρήση της μεθόδου Ziegler-Nichols

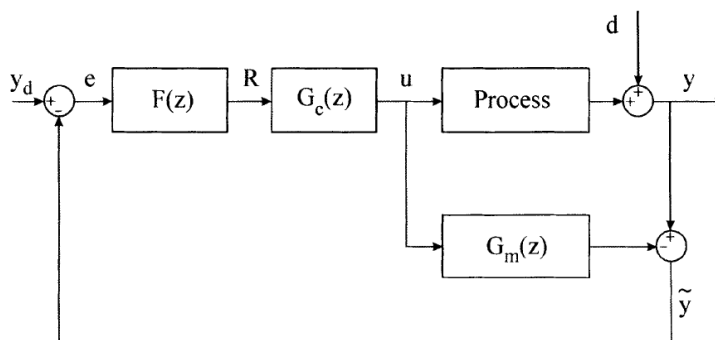
	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 \cdot K_u$		-
PI	$0,45 \cdot K_u$	$0,85 \cdot T_u$	-
PID	$0,6 \cdot K_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,125 \cdot T_u$

Από την άλλη, αν το γραμμικό μοντέλο του συστήματος είναι γνωστό τότε μια αρκετά ελκυστική μέθοδος ρύθμισης ελεγκτών PID μπορεί να βασισθεί στη μεθοδολογία ελέγχου Εσωτερικού Μοντέλου (Internal Model Control – IMC) η οποία στοχεύει στην ανάπτυξη ενός ελεγκτή που θα επιτυγχάνει την απαλοιφή των δυναμικών χαρακτηριστικών της εγκατάστασης μέσω αναστροφής ενός προσεγγιστικού μοντέλου αυτής και με στόχο την επίτευξη μίας επιθυμητής συνάρτησης μεταφοράς κλειστού βρόχου, συνήθως πρώτης τάξης. Αν το μοντέλο της εγκατάστασης $G_m(s)$ αποτελείται από δύο όρους, έναν που συγκεντρώνει όλη τη δυναμική μη ελάχιστης φάσης (π.χ. μηδενιστές ή χρονικές καθυστερήσεις που ανάγονται σε μηδενιστές με τον κανόνα Half-Rule του Skogestad[32]) και ένα ελάχιστης φάσης, έστω $G^+(s)$ και $G^-(s)$ αντίστοιχα, ώστε

$$G_m(s) = G^+(s) \cdot G^-(s) \quad (2.3.18)$$

Τότε ο ελεγκτής εκλέγεται έτσι ώστε:

$$G_c(s) = \frac{1}{G^-(s)} \quad (2.3.19)$$



Εικόνα 2-12 Σχηματική αναπαράσταση μεθόδου IMC

Ενώ ένα φίλτρο $F(s)$ εξασφαλίζει την επιθυμητή δυναμική πρώτης τάξης, έστω

$$F(s) = \frac{1}{\lambda s + 1} \quad (2.3.20)$$

Με αποτέλεσμα στην ιδανική περίπτωση που το μοντέλο είναι ακριβές η απόκριση κλειστού βρόχου να είναι:

$$G_{cl} = F(s) \cdot G^+(s) \quad (2.3.21)$$

Εν γένει αποδεικνύεται ότι ένας ελεγκτής IMC στην πραγματικότητα μπορεί να πάρει τη μορφή ενός κλασσικού ελεγκτή PID και με αυτόν να αναχθεί σε μέθοδο προσδιορισμού κερδών. Οι Rivera, Morari και Skogestad [33] συγκέντρωσαν μία σειρά κανόνων ρύθμισης έπειτα από την εφαρμογή της μεθόδου σε μια σειρά γραμμικών συστημάτων πρώτης και δεύτερης τάξης με καθυστέρηση, κάποιοι από τους οποίους παρατίθενται ενδεικτικά στον πίνακα που ακολουθεί:

Πίνακας 2 Ενδεικτικοί κανόνες ρύθμισης βάσει της μεθόδου IMC για διαφορετικά συστήματα[33]

Μοντέλο Συστήματος	K_p	T_i	T_d	T_t
$\frac{K}{\tau \cdot s + 1}$	$\frac{\tau}{\lambda \cdot K}$	τ	—	T_i
$\frac{K}{(\tau_1 \cdot s + 1)(\tau_2 \cdot s + 1)}$	$\frac{\tau_1 + \tau_2}{\lambda \cdot K}$	$\tau_1 + \tau_2$	$\frac{\tau_1 \cdot \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}$	$\sqrt{T_i T_d}$
$\frac{K}{\tau_n^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \tau_n + 1}$	$\frac{2 \cdot \zeta \cdot \tau_n}{\lambda \cdot K}$	$2 \cdot \zeta \cdot \tau_n$	$\frac{\tau}{2\zeta}$	$\sqrt{T_i T_d}$
$\frac{K}{s}$	$\frac{1}{\lambda \cdot K}$	—	—	—

Φυσικά επίσης κλασσικές μέθοδοι στο πεδίο της συχνότητας όπως ο Γεωμετρικός Τόπος Ριζών (Root Locus). Τέλος αξίζει να σημειωθεί ότι μια σειρά εμπειρικών μεθόδων όπως αυτή των Ziegler και Nichols για πληθώρα περιπτώσεων μπορεί να αναζητηθεί στη δουλειά του O'Dwyer[34].

Σε κάθε περίπτωση, αυτό που αξίζει να σημειωθεί είναι η ρύθμιση των PID ελεγκτών για την επίτευξη συγκεκριμένων κριτηρίων που σχετίζονται με την απόκριση του συστήματος είναι ακριβής μόνο για γραμμικά συστήματα. Σε μη γραμμικά συστήματα, η συνήθης λύση είναι η ρύθμιση του ελεγκτή είτε με κάποια εμπειρική μέθοδο, είτε με τη χρήση κάποιου γραμμικοποιημένου μοντέλου γύρω από ένα σημείο λειτουργίας. Σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας είτε η απόδοση του ελεγκτή θα είναι διαφορετική αλλά εντός κάποιων ικανοποιητικών ορίων, είτε θα απαιτείται η on-line αλλαγή των παραμέτρων του.

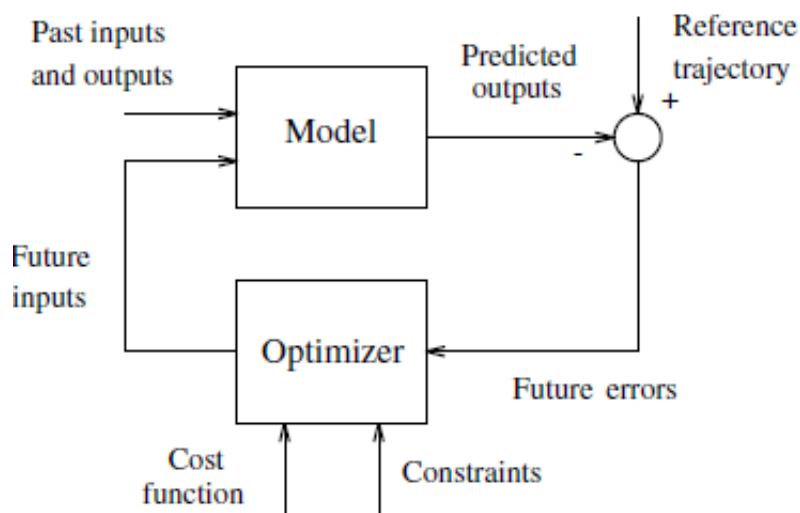
Τέλος, είναι σαφές ότι ο κλασσικός έλεγχος PID εφαρμόζεται σε συστήματα μίας εισόδου και μίας εξόδου (Single Input – Single Output, SISO). Η επέκταση του ελέγχου PID σε συστήματα πολλών εισόδων-πολλών εξόδων αν και θεωρητικά εφικτή συνήθως εφαρμόζεται σε συστήματα που είναι εύκολο να βρεθούν ανεξάρτητοι μεταξύ τους βρόχοι ελέγχου, που να μπορούν και πάλι να υλοποιηθούν από ελεγκτές PID μίας εισόδου και μίας εξόδου. Για τον σκοπό αυτό μπορούν να χρησιμοποιηθούν τεχνικές αποσύζευξης εξόδων του συστήματος από κάποιες μεταβλητές ελέγχου με χρήση τεχνικών feed-forward (βλ. λ.χ [32]). Σε εγκαταστάσεις ORC όπου έχει εφαρμοσθεί κλασσικός έλεγχος PID, όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο 1.2, συνηθίζονται οι ακόλουθοι ελεγκτές:

1. Διατήρηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε μία ορισμένη τιμή ρύθμισης μέσω επενέργειας στις στροφές της αντλίας
2. Διατήρηση της πίεσης ατμοποίησης σε μία ορισμένη τιμή ρύθμισης μέσω επενέργειας στις στροφές του εκτονωτή

Η τακτική αυτή έχει διαπιστωθεί ως εύλογη και από την ανάλυση των Hernandez et al. με χρήση του Πίνακα Σχετικού Κέρδους (Relative Gain Array) μίας εγκατάστασης ORC[17].

2.3.3 Έλεγχος προβλεπτικού μοντέλου με χρήση της μεθόδου Δυναμικού Μητρώου (Dynamic Matric Control)

Οι τεχνικές ελέγχου προβλεπτικού μοντέλου προαπαιτούν την ανάπτυξη ενός (κατά προτίμηση) απλού υπολογιστικού μοντέλου του φυσικού συστήματος, το οποίο αξιοποιούν προκειμένου να προβλέψουν τη συμπεριφορά του συστήματος σε ένα προδιαγεγραμμένο χρονικό ορίζοντα και βάσει της πρόβλεψης αυτής να αναζητήσουν τη μαθηματικά βέλτιστη δράση ελέγχου με βάση κάποια συνάρτηση κόστους, η οποία τις περισσότερες φορές σχετίζεται με την ελαχιστοποίηση του μετρούμενου σφάλματος που ορίζεται βάσει της εξίσωσης 2.3.11.



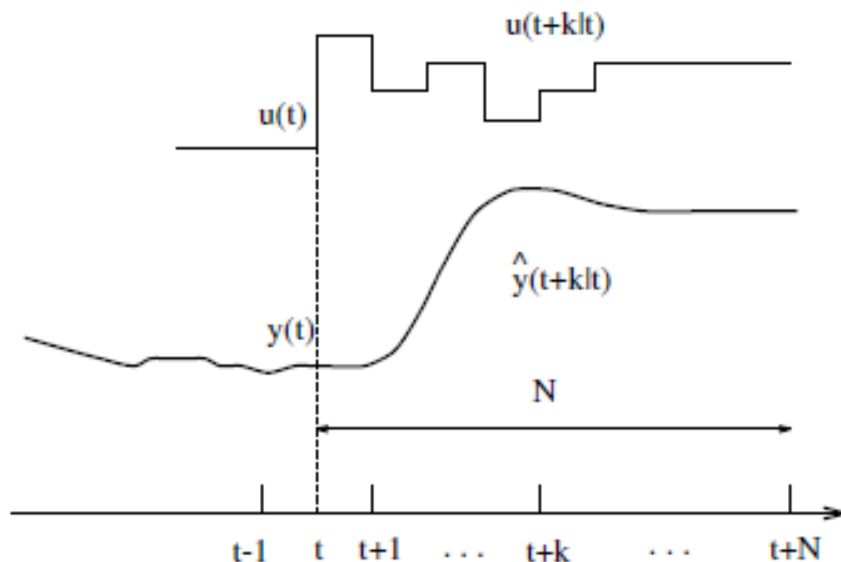
Εικόνα 2-13 Τυπική δομή ελεγκτή προβλεπτικού μοντέλου

Δεδομένης μίας επιθυμητής τροχιάς φυσικού συστήματος (η οποία φυσικά μπορεί να είναι και η διατήρηση μίας μετρούμενης μεταβλητής σε ένα επιθυμητό σημείο ρύθμισης) και του διαθέσιμου μοντέλου του συστήματος είναι δυνατή η πρόβλεψη της μελλοντικής συμπεριφοράς της μετρούμενης μεταβλητής του συστήματος για έναν ορίζοντα πρόβλεψης N χρονικών βημάτων από την παρούσα χρονική στιγμή t , $[\hat{y}_{t+1}, \hat{y}_{t+2}, \dots, \hat{y}_{t+N}]$ για συγκεκριμένη ακολουθία εισόδων $[u_{t+1}, u_{t+2}, \dots, u_{t+N}]$ (σημειώνεται ότι με $\hat{\cdot}$ συμβολίζονται οι τιμές του y που αποτελούν πρόβλεψη του μοντέλου και εν γένει η πρόβλεψη της εξόδου του μοντέλου για τη χρονική στιγμή $t+k$ με βάση τις συνθήκες που επικρατούν τη χρονική στιγμή t θα συμβολίζεται ως $\hat{y}(t|t+k)$). Η ακολουθία των εισόδων $[u_{t+1}, u_{t+2}, \dots, u_{t+N}]$ αποτελεί και την μεταβλητή βελτιστοποίησης του αλγορίθμου, βάσει της οποίας ζητείται η ελαχιστοποίηση της συνάρτησης κόστους.

Κατά συνέπεια σε κάθε χρονική στιγμή t ένας ελεγκτής προβλεπτικού μοντέλου ακολουθεί την εξής διαδικασία:

- Με δεδομένα την είσοδο του συστήματος $u(t)$ και τις **μετρούμενες** τιμές της εξόδου για την χρονική στιγμή t και πριν ($y(t), y(t-1) \dots$ κοκ) υπολογίζεται η ακολουθία εισόδων $u(t|t+k)$, $k = 1..N$ ούτως ώστε να ελαχιστοποιείται η συνάρτηση κόστους που υπολογίζεται βάσει της προβλεπόμενης ακολουθία σημάτων εξόδου $\hat{y}(t|t+k)$, $k = 1..N$
- Η πρώτη τιμή της ακολουθίας εισόδων τροφοδοτείται στο σύστημα, δηλαδή $u(t+1) = u(t|t+1)$ και μετράται η νέα έξοδος $y(t+1)$ η οποία αναμένεται να είναι εν γένει $y(t+1) \neq \hat{y}(t|t+1)$ λόγω ανακρίβειών στο μοντέλο του συστήματος.
- Επαναλαμβάνεται το πρώτο βήμα.

Η παραπάνω διαδικασία πρακτικά αναπαριστά την τεχνική του κινούμενου χρονικού ορίζοντα (receding horizon), η οποία επιτρέπει να λαμβάνεται υπόψη κάθε φορά η ανατροφοδοτούμενη τιμή της μετρούμενης εξόδου του συστήματος.

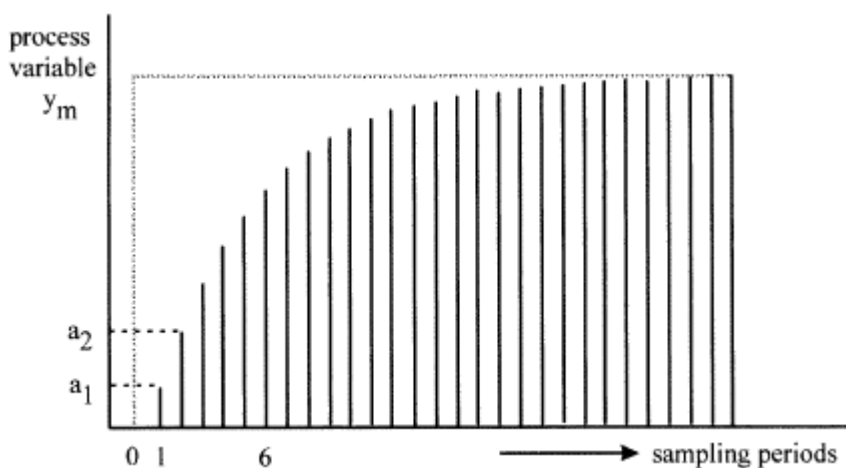


Εικόνα 2-14 Η υλοποίηση της στρατηγικής του ελέγχου προβλεπτικού μοντέλου

Ανάλογα με τον τρόπο κατάστρωσης του μοντέλου και τον ορισμό της συνάρτησης κόστους δημιουργούνται διαφορετικές μέθοδοι υλοποίησης του ελέγχου προβλεπτικού μοντέλου. Οι πιο γνωστές μέθοδοι είναι αυτές του Γενικευμένου Προβλεπτικού Ελέγχου (Generalized Predictive Control – GPC) που βασίζεται σε έκφραση του μοντέλου του συστήματος στον χώρο κατάστασης, ο έλεγχος Extended Prediction Self Adaptive Control (EPSAC), που χρησιμοποιεί μία έκφραση συνάρτησης μεταφοράς στο πεδίο z για τη μοντελοποίηση του συστήματος και λαμβάνει υπόψη και την επίδραση των διαταραχών μέσω feed forward, ενώ έχει μία απλή και αναλυτική έκφραση για τον νόμο ελέγχου εξαιτίας της παραδοχής ότι μετά τη χρονική στιγμή t το σήμα ελέγχου u παραμένει σταθερό, ο αλγόριθμος Predictive Functional Control (PFC) ο οποίος οδηγεί σε

ταχύτερους ελεγκτές λόγω της επίλυσης του προβλήματος βελτιστοποίησης σε υποσύνολα του ορίζοντα πρόβλεψης κ.α. Στη συγκεκριμένη εργασία αξιοποιείται η μέθοδος Δυναμικού Μητρώου (Dynamic Matric Control ή DMC), η οποία αποτελεί και μία από τις πρώτες μεθόδους ελέγχου προβλεπτικού μοντέλου και γενικά εφαρμόζεται επιτυχώς στη χημική και όχι μόνο βιομηχανία, με εμπορικά πακέτα λογισμικού που την υλοποιούν να είναι διαθέσιμα (Aspentech DMC Plus [35]).

Ο έλεγχος DMC βασίζεται σε **μοντέλα βηματικής απόκρισης** του συστήματος, τα οποία σχηματίζονται από την απόκριση κάθε μετρούμενης μεταβλητής έπειτα από την επιβολή μίας βηματικής συνάρτησης σε κάθε είσοδο του συστήματος. Βασική προϋπόθεση για την εφαρμογή αυτών των μοντέλων είναι το σύστημα να είναι γραμμικό, ευσταθές και να μην έχει ολοκληρωτική συμπεριφορά (η οποία εξ ορισμού αποτρέπει την ισορροπία του συστήματος σε μία ορισμένη τιμή με την πάροδο του χρόνου).



Εικόνα 2-15

Πιο συγκεκριμένα, στην απλή περίπτωση ενός συστήματος μίας εισόδου μία εξόδου (SISO) η επιβολή μίας βηματικής συνάρτησης στην είσοδο του τη χρονική στιγμή $t=0$ με αρχική συνθήκη $y(t=0) = y_0$ θα οδηγήσει σε μία απόκριση της εξόδου που θα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$y_i = y_0 + \begin{cases} a_i & i < N_s \\ a_{ss} & i \geq N_s \end{cases} \quad (2.3.20)$$

όπου a_{ss} η τιμή στην οποία θα ισορροπήσει το σύστημα εξαιτίας της παραδοχής ευστάθειας και έλλειψης ολοκληρωτικών στοιχείων και N_s ο χρόνος αποκατάστασης (ίσος με τέσσερις χρονικές σταθερές για πρωτοτάξια συστήματα). Μ' αυτόν τον τρόπο, κάθε μεταβολή της εισόδου μεταξύ δύο χρονικών βημάτων μπορεί να εκφραστεί ως μία βηματική μεταβολή της εισόδου και εξαιτίας της γραμμικότητας του συστήματος η απόκριση του τη χρονική στιγμή i να μπορεί να γραφεί ως:

$$y_i = \sum_{j=1}^N a_j \cdot \Delta u(i-j) + a_{ss} \cdot u(i-N-1) \quad (2.3.21)$$

Μ' αυτόν τον τρόπο είναι εφικτή η πρόβλεψη της απόκρισης του συστήματος σε έναν χρονικό ορίζοντα N περιόδων δειγματοληψίας, ο οποίος αποτελεί και τον ορίζοντα πρόβλεψης του μοντέλου με την ακόλουθη πινακοποιημένη έκφραση:

$$\begin{pmatrix} \hat{y}_{i+1} \\ \hat{y}_{i+2} \\ \dots \\ \hat{y}_{i+N_s} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_N \cdot u_{k-N_s} \\ a_N \cdot u_{k-N_s+1} \\ \dots \\ a_N \cdot u(i-N_s+N-1) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a_2 & a_3 & \dots & a_{N_s} \\ a_3 & a_4 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{N+1} & a_{N+2} & \dots & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta u_{i-1} \\ \Delta u_{i-2} \\ \dots \\ \Delta u_{i-N_s} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a_1 & 0 & \dots & 0 \\ a_1 & a_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_N & a_{N-1} & \dots & a_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta u_i \\ \Delta u_{i+1} \\ \dots \\ \Delta u_{i+N-1} \end{pmatrix} \quad (2.3.22)$$

Στην παραπάνω έκφραση είναι φανερό ότι οι πρώτοι δύο όροι δεν εξαρτώνται από τις εισόδους του μοντέλου που έπονται της χρονικής στιγμής i , δηλαδή της δράσης του ελεγκτή, αλλά πρακτικά αντικατοπτρίζουν τη «μνήμη» του συστήματος από τις προηγούμενες τιμές της εισόδου. Κατ' αυτόν τον τρόπο ορίζεται ο ακόλουθος πίνακας:

$$F = \begin{pmatrix} 1 & a_2 & a_3 & \dots & a_{N_s} \\ 1 & a_3 & a_4 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & a_{N+1} & a_{N+2} & \dots & 0 \end{pmatrix} \quad (2.3.23)$$

που ονομάζεται πίνακας Ελεύθερης Απόκρισης (Free Response Matrix), καθώς αντικατοπτρίζει τη δυναμική του συστήματος. Απεναντίας, ο τελευταίος όρος δίνει την απόκριση του συστήματος σε σχέση με τις επερχόμενες δράσεις ελέγχου, και έτσι ορίζεται ο ακόλουθος πίνακας:

$$A = \begin{pmatrix} a_1 & 0 & \dots & 0 \\ a_1 & a_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_N & a_{N-1} & \dots & a_1 \end{pmatrix} \quad (2.3.24)$$

Ο οποίος αποτελεί τον Δυναμικό Πίνακα (Dynamic Matrix) του συστήματος.

Κατά συνέπεια η σχέση 2.3.22 μπορεί να γραφεί στην ακόλουθη πιο συμπυκνωμένη μορφή:

$$\hat{y} = A \cdot u + F \cdot x \quad (2.3.25)$$

Όπου

$$x = [a_N \cdot u_{k-N_s} \quad u_{i-1} \quad \dots \quad u_{i-N-2} \quad u_{i-N-1}]^T$$

Το διάνυσμα των προηγούμενων εισόδων και:

$$u = [\Delta u_i \quad \Delta u_{i+1} \quad \dots \quad u_{i+N-2} \quad u_{i+N-1}]^T$$

Το διάνυσμα των μελλοντικών δράσεων ελέγχου που αποτελεί και ζητούμενο του αλγορίθμου.

Η επίδραση διαταραχών μπορεί εύκολα να προστεθεί στο μοντέλο αν αυτές είναι μετρήσιμες. Με τον τρόπο αυτό υλοποιείται ένας πίνακας όμοιος με τον πίνακα A , ο πίνακας διαταραχών D , ο οποίος δίνει την προβλεπόμενη απόκριση του συστήματος για

μία δεδομένη χρονοσειρά διαταραχών βάσει ενός μοντέλου βηματικής απόκρισης για την κάθε διαταραχή. Έτσι:

$$\hat{y} = A \cdot u + F \cdot x + D \cdot d + f_d \quad (2.3.26)$$

Όπου d το διάνυσμα μελλοντικών διαταραχών, το οποίο είναι εν γένει άγνωστο, αναγκαστικά θεωρείται ως:

$$d = [d_i, d_i \dots \dots d_i, d_i]^T$$

Στην παραπάνω εξίσωση ο όρος f_d μοντελοποιεί διαταραχές που δεν είναι δυνατό να μετρηθούν. Οι μη μετρήσιμες διαταραχές αποτελούν έναν παράγοντα του συστήματος που ωθεί στην ανάγκη δημιουργίας ενός συστήματος κλειστού βρόχου, όπου κάθε φορά ο αλγόριθμος αξιοποιεί την τελευταία μετρούμενη τιμή της μεταβλητής εξόδου και αναπροσαρμόζει την πρόβλεψη με βάση τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω.

Στον κλασσικό έλεγχο δυναμικού μητρώου στόχος του προβλήματος βελτιστοποίησης είναι η ελαχιστοποίηση της απόκλισης της μετρούμενης μεταβλητής από το σήμα αναφοράς, και έτσι όμοια με τον έλεγχο PID ορίζεται το προβλεπόμενο σφάλμα ως:

$$e_i = r_i - \hat{y}_i \quad (2.3.27)$$

Σαν συνάρτηση κόστους, λοιπόν, ορίζεται μία τετραγωνική έκφραση και το συνολικό σφάλμα στο βάθος του χρονικού ορίζοντα πρόβλεψης του μοντέλου, δηλαδή:

$$\min J = \sum_{i=1}^N e_i^2 \quad (2.3.28)$$

Βέβαια ακολουθώντας τη γενικότερη φιλοσοφία των μεθόδων βέλτιστου ελέγχου (π.χ. LQR) η έκφραση αυτή μπορεί να τροποποιηθεί κατάλληλα ώστε να συμπεριλάβει και έναν παράγοντα περιορισμού της «ενέργειας» ελέγχου, δηλαδή θεωρείται σαν βέλτιστη λύση αυτή που πετυχαίνει το ελάχιστο δυνατό σφάλμα με ταυτόχρονο περιορισμό των μεταβλητών ελέγχου σε χαμηλές τιμές. Έτσι:

$$\min J = \sum_{i=1}^N e_i^2 + w \sum_{i=1}^N \Delta u_i^2 \quad (2.3.29)$$

Ελλείψει περιορισμών η παραπάνω έκφραση επιδέχεται αναλυτική λύση η οποία είναι:

$$u = (A^T \cdot A + w \cdot I)^{-1} A^T \cdot (r - F \cdot x) \quad (2.3.30)$$

Παρουσία περιορισμών όμως απαιτείται η χρήση κάποιου αλγορίθμου τετραγωνικής βελτιστοποίησης ο οποίος να επιτρέπει και τη χρήση N_c γραμμικών περιορισμών της μορφής:

$$\sum_{i=1}^N (B_i^j \cdot \hat{y}_i + C_i^j \cdot u_i) + k^j \leq 0 \quad j = 1 \dots N_c \quad (2.3.31)$$

Στη περίπτωση του οικονομικού DMC, που είναι και αυτή η οποία εξετάζεται στην παρούσα εργασία, διατηρείται η βασική μεθοδολογία για τον σχηματισμό του μοντέλου πρόβλεψης με τη χρήση της εξίσωσης 2.3.25 όμως η διατύπωση του προβλήματος βελτιστοποίησης είναι διαφορετική καθώς επιζητείται η ελαχιστοποίηση μίας συνάρτησης κόστους η οποία σχετίζεται με κάποια παράμετρο λειτουργίας του συστήματος (λ.χ. οικονομικό κόστος λειτουργίας, βαθμός απόδοσης, κ.α.) ενώ η εξίσωση 2.3.25 προστίθεται ως περιορισμός ισότητας στο πρόβλημα βελτιστοποίησης και έτσι δημιουργείται η ακόλουθη έκφραση:

$$\begin{aligned} & \min J(y_i, u_i) \quad i = 1 \dots N \\ & \text{s.t. } \hat{y} = A \cdot u + F \cdot x + D \cdot d + f_d \\ & \text{and } \sum_{i=1}^N (B_i^j \cdot \hat{y}_i + C_i^j \cdot u_i) + k^j \leq 0 \quad j = 1 \dots N_c \quad (2.3.32) \end{aligned}$$

Κατ' αυτόν τον τρόπο ο αλγόριθμος βελτιστοποίησης αναζητά τη βέλτιστη λύση σε ένα πρόβλημα το οποίο βάσει περιορισμών θα πρέπει να υπακούει τόσο στη φυσική του συστήματος (μέσω του μοντέλου βηματικής απόκρισης) όσο και σε γραμμικούς περιορισμούς που σχετίζονται με τα ασφαλή όρια λειτουργίας της εγκατάστασης.

Προφανώς σε συστήματα πολλών εισόδων πολλών εξόδων η παραπάνω μεθοδολογία επεκτείνεται και έτσι ο δυναμικός πίνακας του συστήματος αποτελεί ένα μητρώο που περιλαμβάνει άλλα μητρώα, λ.χ. σε ένα σύστημα δύο εισόδων δύο εξόδων θα ισχύει και πάλι η εξίσωση 2.3.25 μόνο που θα είναι

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (2.3.33)$$

$$\hat{y} = [\hat{y}_1 \quad \hat{y}_2]^T \quad (2.3.34)$$

$$u = [u_1 \quad u_2], \quad \text{κ.ο.κ.}$$

Γίνεται λοιπόν αμέσως αντιληπτό ένα από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα της συγκεκριμένης μεθόδου που πρακτικά αποτελεί πλεονέκτημα όλων των ελεγκτών προβλεπτικού μοντέλου, το οποίο είναι η εύκολη διαχείριση συστημάτων πολλών εισόδων πολλών εξόδων χωρίς να υπεισέρχονται σημαντικές τροποποιήσεις στη γενικότερη εφαρμογή της μεθόδου.

3 Κατάστρωση δυναμικού μοντέλου και αποτελέσματα προσομοίωσης

Έπειτα από την αναφορά της μεθοδολογίας και των παραδοχών που υιοθετήθηκαν για την ανάπτυξη των μοντέλων καθεμιάς από τις συνιστώσες της εγκατάστασης ORC, στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει αναφορά στην ανάπτυξη του συνολικού μοντέλου της εγκατάστασης, συμπεριλαμβανομένων των παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν για τα επιμέρους μοντέλα, ενώ θα παρουσιασθούν και θα σχολιασθούν τα αποτελέσματα της δυναμικής προσομοίωσης του θερμοδυναμικού κύκλου, τα οποία θα αξιοποιηθούν εν συνεχεία για την ανάπτυξη των ελεγκτών, σε επόμενο κεφάλαιο.

3.1 Το θερμοδυναμικό μοντέλο της εγκατάστασης

Το μοντέλο της εγκατάστασης αναπτύχθηκε με χρήση των επιμέρους μοντέλων που αναπτύχθηκαν για καθεμιά από τις συνιστώσες ακολουθώντας τη συνδεσμολογία που παρουσιάζεται στην Εικόνα 2-2. Βασικές έξοδοι του συνολικού μοντέλου αποτελούν οι υπολογιζόμενες πιέσεις και θερμοκρασίες (εναλλακτικά ενθαλπίες) στις θέσεις ενδιαφέροντος μεταξύ των συνιστωσών του θερμοδυναμικού κύκλου, δηλαδή στις θέσεις 1 έως 5 του θερμοδυναμικού διαγράμματος στην Εικόνα 2-1, καθώς και οι ηλεκτρική ισχύς στην αντλία (κατανάλωση) και τους εκτονωτές (παραγωγή). Ως εκ τούτου, ως καθαρή ωφέλιμη ισχύς της εγκατάστασης ορίζεται η μεταβλητή:

$$P_{net} = P_{gen} - P_p \quad (3.1.1)$$

Ενώ σε ένα χρονικό διάστημα $t=0 - T$ η ενέργεια που αποδίδει η εγκατάσταση στο ηλεκτρικό δίκτυο του πλοίου θα είναι:

$$E = \int_0^T P_{net} dt \quad (3.1.2)$$

Ο υπολογισμός γίνεται με άθροιση μεταξύ των διαδοχικών χρονικών βημάτων που χρησιμοποιούνται κατά την ολοκλήρωση του μοντέλου με τη μέθοδο του τραπέζιου.

Δύο επιπλέον μεταβλητές ενδιαφέροντος είναι η θερμοκρασία υπερθέρμανσης T_{SH} και η θερμοκρασία υπόψυξης T_{SC} που ορίζονται ως ακολούθως:

$$T_{SH} = T_2 - T_{2''} = T_2 - T_{sat}(p = p_{evap}) \quad (3.1.3)$$

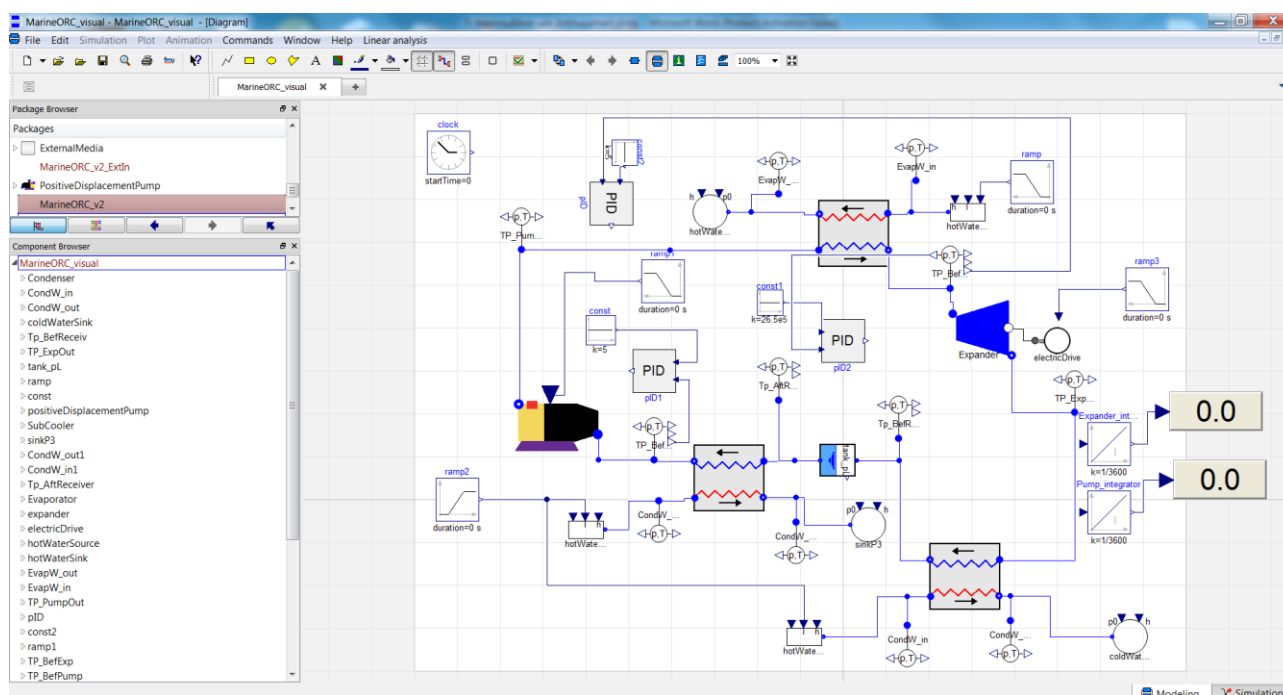
και

$$T_{SC} = T_{4'} - T_5 = T_{sat}(p = p_{cond}) - T_5 \quad (3.1.4)$$

Η μεν θερμοκρασία υπερθέρμανσης θα πρέπει ανεξαρτήτως των μεταβατικών φαινομένων να έχει πάντα μία θετική τιμή, ούτως ώστε να εξασφαλίζεται ότι δεν είναι εφικτός ο σχηματισμός υγρής φάσης κατά το τέλος της διαδικασίας εκτόνωσης του

εργαζόμενου μέσου, δηλαδή στην έξοδο του εκτονωτή. Μικρές τιμές της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης λοιπόν είναι επικίνδυνες για τη λειτουργία της εγκατάστασης, ενώ μεγάλες τιμές μπορεί να οδηγήσουν σε χειρότερη απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου από πλευράς ηλεκτροπαραγωγής [27].

Από την άλλη η παρουσία μίας θετικής τιμής υπόψυξης κρίνεται απαραίτητη για την αποφυγή του φαινομένου της σπηλαιώσης στην αντλία της εγκατάστασης. Υπενθυμίζεται πως παρουσία του τροφοδοτικού δοχείου στην έξοδο του εκτονωτή, σε μόνιμες συνθήκες αναμένεται στην έξοδο του δοχείου να ισχύουν συνθήκες κορεσμού για την πίεση συμπύκνωσης, κάτι που κάνει απαραίτητη την παρουσία του υποψύκτη στο κύκλωμα. Βέβαια, μεγάλες τιμές της θερμοκρασίας υπόψυξης μπορούν και πάλι να οδηγήσουν σε μείωση του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης και ανώφελη επιβάρυνση του κυκλώματος ψύξης του πλοίου.



Εικόνα 3-1 Παρουσίαση του μοντέλου της εγκατάστασης στο λογισμικό δυναμικής προσομοίωσης Dymola

Το μοντέλο πέραν από τις παραδοχές που αναλύθηκαν εκτενώς κατά την παρουσίαση της μεθοδολογίας μοντελοποίησης κάθε επιμέρους συνιστώσας, ακολουθεί τις εξής γενικές παραδοχές:

- Μονοδιάστατη ροή εργαζόμενου μέσου και νερού στα υδραυλικά κυκλώματα
- Αμελητέα πτώση πίεσης στις σωληνώσεις καθώς και αμελητέα δυναμική συμπεριφορά των σωληνώσεων και των εξαρτημάτων

- Αμελητέα δυναμική στα μηχανικά κινούμενα μέρη, ως άμεσο αποτέλεσμα της παραδοχής για μη δυναμική συμπεριφορά της αντλίας και του εκτονωτή, καθόσον τα μεταβατικά φαινόμενα κατά τη μετάδοση της μηχανικής ισχύος θεωρούνται πολύ γρηγορότερα σε σχέση με τα φαινόμενα αποθήκευσης μάζας και θερμότητας στους εναλλάκτες και το δοχείο της εγκατάστασης

3.1.1 Μοντέλα ατμοποιητή και συμπυκνωτή

Ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής της εγκατάστασης είναι ανήκουν στην ίδια οικογένεια εναλλακτών της Alfa Laval και γι αυτό τον λόγο η παραμετροποίηση των μοντέλων παρουσιάζεται σε ένα κεφάλαιο. Αποτελούν επίσης και τα πιο υπολογιστικά δύσκολα μοντέλα της εγκατάστασης αφού αποτελούνται από N το πλήθος ζευγάρια διαφορικών εξισώσεων, όπου N ο αριθμός κόμβων, σύμφωνα με τη μεθοδολογία που παρουσιάστηκε στην ενότητα 2.2.1

Οι πραγματικοί εναλλάκτες είναι πλακοειδείς, κατασκευής της Alfa Laval και το ακριβές μοντέλο τους είναι το CBH60. Ο αριθμός πλακών του ατμοποιητή είναι $N_{p,evap} = 90$ ενώ του συμπυκνωτή είναι $N_{p,cond} = 60$ και οι γεωμετρικές διαστάσεις κάθε πλάκας φαίνονται στην Εικόνα 3-2. Η συνολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας ορίζεται ως

$$A = \varphi \cdot N_p \cdot A_p \quad (3.1.5)$$

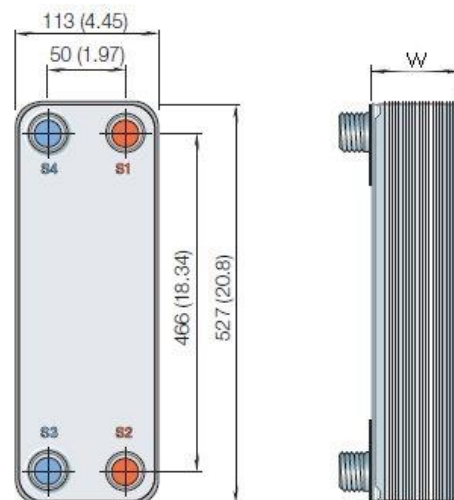
Όπου:

$$A_p = (L_v - D_p) \cdot (L_h + D_p) \quad (3.1.6)$$

Η επιφάνεια κάθε πλάκας και L_v το ύψος της πλάκας, L_h το πλάτος της ενώ D_p η διάμετρος της οπής του συλλέκτη κάθε ρευστού. Επίσης, ο παράγοντας φ αποτελεί ένα συντελεστή επαύξησης εξαιτίας των κυματοειδών διαμορφώσεων μεταξύ δύο πλακών, ο οποίος βιβλιογραφικά λαμβάνεται ως [36]:

$$\varphi = 1.2 \quad (3.1.7)$$

Ο υπολογισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης ακολουθεί τη μεθοδολογία που περιγράφεται αναλυτικά στην εργασία [27], η οποία βασίζεται σε αξιοποίηση της εμπειρικής εξίσωσης των Dittus-Bolter [25] για τη μονοφασική ροή (νερό και υπόψυκτη και υπέρθερμη περιοχή



Εικόνα 3-2 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλάκας ατμοποιητή και συμπυκνωτή

του εργαζόμενου μέσου) και της εξίσωσης των Yan και Lin[37] για την περιοχή ατμοποίησης και της εξίσωσης του Shah[37] για την περιοχή συμπύκνωσης.

Χάριν οικονομίας υπολογιστικής ισχύος για τη διακριτοποίηση των εναλλακτών χρησιμοποιήθηκαν συνολικά 21 κόμβοι, πλήθος το οποίο σε μόνιμες συνθήκες οδηγεί σε σφάλμα της τάξης του 1% σε σχέση με τη χρήση 100 κόμβων για το ίδιο μοντέλο[15]. Τέλος, εξαιτίας των μεγάλων τιμών παροχής τόσο του εργαζόμενου μέσου όσο και του νερού και δεδομένης της απλότητας της μαθηματικής έκφρασης σε περίπτωση αναστροφής της ροής προτιμήθηκε η διακριτοποίηση με χρήση του ανάντι (upwind) σχήματος διαφορίσης.

Οι παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη των μοντέλων συνοψίζονται στον ακόλουθο πίνακα

Πίνακας 3 Παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για τα μοντέλα ατμοποιητή-συμπυκνωτή

Παράμετρος	Περιγραφή	Τιμή	
		Ατμοποιητής	Συμπυκνωτής
N	Αριθμός κόμβων	21	21
$V_w (m^3)$	Όγκος νερού	0,005	0,005
$V_r (m^3)$	Όγκος εργαζ. μέσου	0,005	0,005
$A (m^2)$	Επιφάνεια συναλλαγής	3,88	2,6
$M_w (kg)$	Μάζα τοιχωμάτων	18	13
$c_w (J/kgK)$	Ειδική θερμότητα τοιχωμάτων	490	490
$\dot{m}_{w,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή νερού	1,5	1,5
$U_{w,n} (W/(m^2 K))$	Ονομαστική τιμή U - νερό	9870	8500
$\dot{m}_{r,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή εργαζόμενου μέσου	0,41	0,41
$U_{SC,n} (W/(m^2 K))$	Ονομαστική τιμή U - υπόψυκτο εργαζόμενο μέσο	890	830
$U_{TP,n} (W/(m^2 K))$	Ονομαστική τιμή U - διφασικό εργαζόμενο μέσο	24410	16500
$U_{SH,n} (W/(m^2 K))$	Ονομαστική τιμή U - υπέρθερμο εργαζόμενο μέσο	890	830

3.1.2 Μοντέλα αντλίας και εκτονωτή

Η προσέγγιση της μοντελοποίησης των μηχανικών μερών της εγκατάστασης με μη δυναμικά αναλυτικοεμπειρικά μοντέλα πρακτικά αναγάγει την παραμετροποίηση τους στον ορισμό δύο κατηγοριών βασικών μεγεθών, αυτών που σχετίζονται με την παροχή μάζας (όγκος σάρωσης και παράγοντας πλήρωσης), και αυτών που σχετίζονται με την μηχανική ισχύ, δηλαδή τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης και το βαθμό απόδοσης των ηλεκτρικών μηχανών.

Όσον αφορά την αντλία, το γεγονός ότι οι αναλυτικοεμπειρικές σχέσεις που απαιτούνται παρέχονται από τον ίδιο τον κατασκευαστή της απλοποιεί σημαντικά την παραμετροποίηση του. Όπως προαναφέρθηκε, η αντλία είναι τύπου πολλών διαφραγμάτων (άρα θετικής μετατόπισης) και έτσι στην πραγματικότητα οι παράμετροι του μοντέλου είναι η εξίσωση που συνδέει την ογκομετρική παροχή της με τις στροφές της (εξίσωση 2.2.23) και η οποία σχετίζεται με τον όγκο σάρωσης της αντλίας, ενώ από πλευράς βαθμού απόδοσης είναι η σχέση που συνδέει το μηχανικό έργο στην άτρακτο της αντλίας με το υδραυλικό έργο που αποδίδεται στο ρευστό (εξίσωση 2.2.24) και η οποία σχετίζεται με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Τέλος, όπως αναφέρεται στο κεφάλαιο 2.2.2 ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα που είναι μηχανικά συζευγμένος με την αντλία είναι σταθερός και ίσος με 0,45.

Αναφορικά με τον εκτονωτή, καταρχάς γίνεται η παραδοχή ότι οι δύο εν παράλληλη λειτουργία μηχανές μπορούν να μοντελοποιηθούν από μία, διπλού όγκου σάρωσης. Η παραδοχή αυτή είναι εύλογη εφόσον στη συνέχεια δεν θα γίνει ανάλυση πιθανής προσαρμογής της εγκατάστασης σε μερικό φορτίο με τη χρήση μόνο ενός από τους δύο εκτονωτές. Ο εκτονωτής είναι ελικοειδούς τύπου, ανοικτού άξονα και πρακτικά αποτελεί τροποποίηση ενός εμπορικά διαθέσιμου ελικοειδούς συμπιεστή (scroll compressor) της εταιρείας Sanden (μοντέλο TRSA12) που προορίζεται για εφαρμογές ψύξης φορτηγών ούτως ώστε να επιτυγχάνεται η αντίστροφη λειτουργία του. Ο όγκος σάρωσης του όπως και ο λόγος όγκων αποτελούν παραμέτρους γνωστές από τον κατασκευαστή. Για την χρήση της εμπειρικής εξίσωσης που περιγράφεται στην ενότητα 2.2.3 απαιτείται ο προσδιορισμός των άγνωστων παραμέτρων μέσω προσαρμογής πειραματικών δεδομένων για τον συγκεκριμένο εκτονωτή. Εκτενής αναφορά στα πειραματικά δεδομένα και τη διαδικασία προσαρμογής των εμπειρικών συσχετίσεων για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης και τον παράγοντα πλήρωσης αναφέρονται στην εργασία [27]. Στην παρούσα μελέτη θα γίνει παράθεση των τιμών που προέκυψαν από αυτή τη διαδικασία και οι οποίες πρακτικά αξιοποιήθηκαν για την ανάπτυξη του μοντέλου του εκτονωτή.

Πίνακας 4 Γεωμετρικές παράμετροι του μοντέλου του εκτονωτή

Παράμετρος	Περιγραφή	Ατμοποιητής
r_v	Λόγος όγκων	2,45
$V_s (cm^3/rev)$	Όγκος σάρωσης	121,1

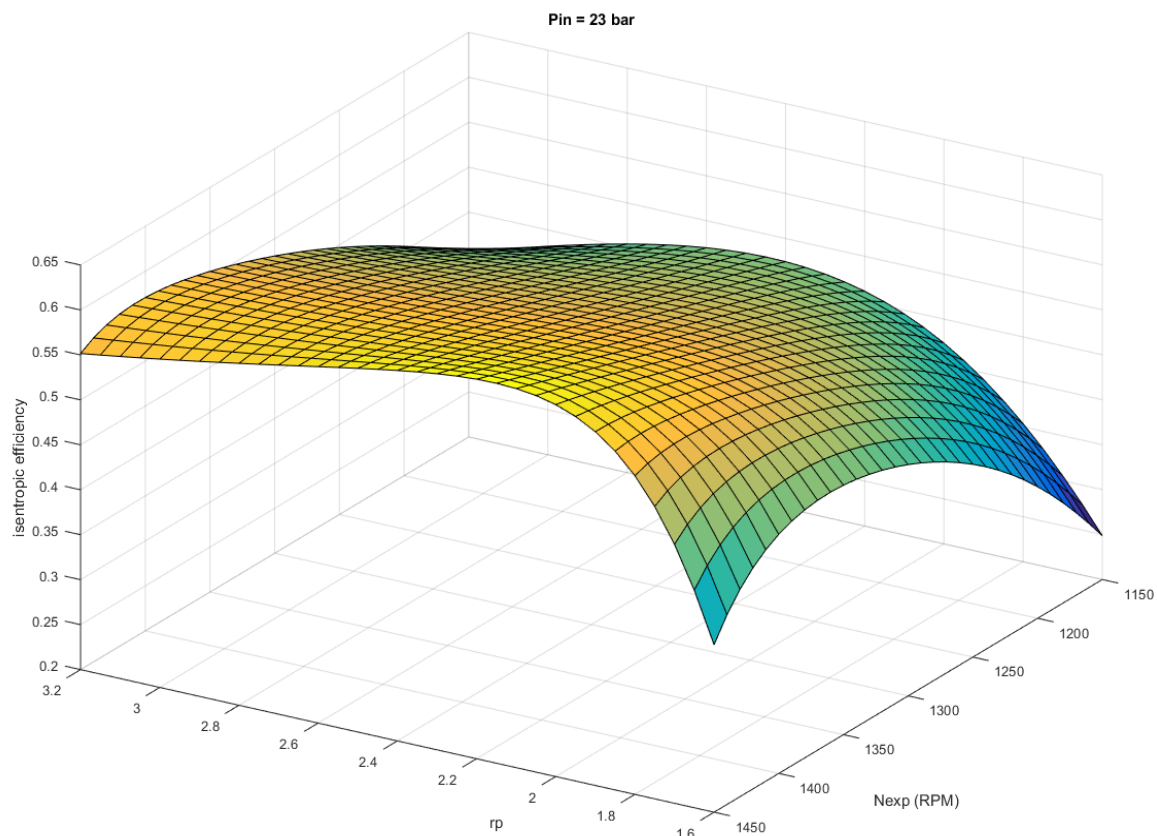
Πίνακας 5 Παράμετροι για τον υπολογισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή[27]

Παράμετρος	Σχέση υπολογισμού ($x \equiv p^*, y \equiv N^*$)	Προσδιορισμός συντελεστών
ξ	2,350	-
δ	$\alpha_o + \alpha_1 x^2 + \alpha_2 y$	$\alpha_o = 1,294, \alpha_1 = 79, \alpha_2 = 4,605$ $R^2 = 0,941$
$r_{p,max}$	$b_o + b_1 x + b_2 y + b_3 y^2$	$b_o = 2,202, b_1 = -0,981,$ $b_2 = -1,221, b_3 = 7,193$ $R^2 = 0,989$
y_{max}	$c_o + c_1 x + c_2 y$	$c_o = 0,549, c_1 = 0,055, c_2 = 0,642$ $R^2 = 0,9756$
$r_{p,o}$	$d_o + d_1 x + d_2 x^2 + d_3 y + d_4 y^2 + d_5 xy$	$d_o = 1,118, d_1 = -1,392, d_2 = 45,16$ $d_3 = 0,475, d_4 = 13,96, d_5 = -14,41$ $R^2 = 1$
ff	$ff = a + b \cdot \ln(y)$	$a = 1,385, b = -0,477$ $R^2 = 0,98$

Ολοκληρώνοντας, υπενθυμίζεται ότι όπως και στην περίπτωση της αντλίας, έτσι και στην περίπτωση του εκτονωτή θεωρήθηκε σταθερός βαθμός για την ηλεκτρική μηχανή (τετραπολική επαγωγική γεννήτρια) και ίσος με 0.9.

Η Εικόνα 3-3 παρουσιάζει μία ενδεικτική απεικόνιση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή σε συνάρτηση του λόγου πίεσης r_p και των στροφών του N_{exp} για σταθερή πίεση εισόδου με βάση το συγκεκριμένο μοντέλο:

Από την εικόνα αυτή γίνεται άμεσα αντιληπτή η ισχυρή επίδραση που έχουν οι στροφές του εκτονωτή στον βαθμό απόδοσης του και κατά συνέπεια και στην απόδοση του του κύκλου, καθότι μείωση των στροφών οδηγεί και σε σημαντική μείωση του βαθμού απόδοσης του εκτονωτή.



Εικόνα 3-3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή συναρτήσει των στροφών του και του λόγου πίεσης σύμφωνα με το μοντέλο που αναπτύχθηκε[27]

3.1.3 Μοντέλο τροφοδοτικού δοχείου

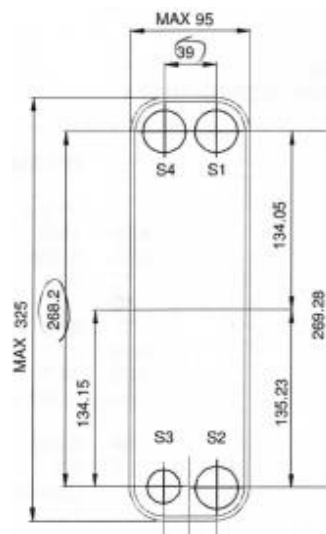
Σύμφωνα με όσα αναπτύχθηκαν στην ενότητα 2.2.4, για την μοντελοποίηση του τροφοδοτικού δοχείου απαιτείται μία και μόνη παράμετρος, που είναι ο όγκος του δοχείου. Το δοχείο είναι σχήματος κυλινδρικού με κύρια διάσταση την καθ' ύψος, τυπικής μορφής που συναντάται σε εφαρμογές ψύξης, με είσοδο στην κορυφή του δοχείου και έξοδο στον πυθμένα, κάνοντας εύλογη την παραδοχή μονοδιάστατης ανάλυσης. Ο όγκος του είναι συνολικά $V = 50 \text{ lit}$.

3.1.4 Μοντέλο υποψύκτη

Ο υποψύκτης (subcooler) μοντελοποιείται με τη γενική μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για τους εναλλάκτες, παρουσιάζει όμως αρκετά πιο απλή συμπεριφορά καθότι στο εσωτερικό του δεν πραγματοποιείται αλλαγή φάσης. Όπως και οι υπόλοιποι εναλλάκτες είναι πλακοειδούς τύπου, κατασκευής της Alfa Laval, ανήκει όμως σε διαφορετική οικογένεια προϊόντων της εταιρείας (AC30EQ).

Ο υπολογισμός των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εναλλακτη γίνεται όμοια με την περίπτωση του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Ο αριθμός πλακών του είναι $N_p = 30$ ενώ ο υπολογισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογισθεί και στα δύο ρεύματα με χρήση της εξίσωσης Dittus Bolter αφού η ροή είναι και στα δύο μονοφασική.

Τέλος, όμοια με την περίπτωση του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή, για την διακριτοποίηση αξιοποιήθηκε το ανάντι σχήμα διαφόρισης (urwind). Τέλος, χρησιμοποιήθηκαν μόνο $N=11$ κόμβοι, αφού λόγω της έλλειψης αλλαγής φάσης δεν θεωρήθηκε κρίσιμη η υψηλή ακρίβεια υπολογισμών. Στην περίπτωση 11 κόμβων των σφάλμα μόνιμης κατάστασης αναμένεται να είναι της τάξης του 2% σε σύγκριση με το ίδιο μοντέλο με 100 κόμβους[15].



Εικόνα 3-4 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλάκας υποψύκτη

Πίνακας 6 Παράμετροι για το μοντέλο του υποψύκτη

Παράμετρος	Περιγραφή	Τιμή
N	Αριθμός κόμβων	11
$V_w (m^3)$	Όγκος νερού	0,0005
$V_r (m^3)$	Όγκος εργαζ. μέσου	0,0005
$A (m^2)$	Επιφάνεια συναλλαγής	0,3
$M_w (kg)$	Μάζα τοιχωμάτων	5
$c_w (J/kgK)$	Ειδική θερμότητα τοιχωμάτων	490
$\dot{m}_{w,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή νερού	0,2
$U_{w,n} (W/(m^2 K))$	Ονομαστική τιμή U - νερό	3200
$\dot{m}_{r,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή εργαζόμενου μέσου	0,41
$U_{sc,n} (W/(m^2 K))$	Ονομαστική τιμή U - υπόψυκτο εργαζόμενο μέσο	3200

3.2 Αποτελέσματα δυναμικής προσομοίωσης της εγκατάστασης

3.2.1 Ορισμός αρχικών συνθηκών – ονομαστικού σημείου λειτουργίας

Προκειμένου να είναι εφικτή η απροβληματιστή αρχικοποίηση του δυναμικού μοντέλου της εγκατάστασης αποτελεί καλή πρακτική η αρχικοποίηση του σε κάποιες συνθήκες οι οποίες να είναι σταθερές και να ανταποκρίνονται στην λειτουργία της εγκατάστασης στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Έτσι η αρχικοποίηση γίνεται πάντα σε συγκεκριμένες και σταθερές συνθήκες, ενώ οποιαδήποτε μεταβολή στις τιμές των μεταβλητών εισόδου λαμβάνει χώρα έπειτα από ένα χρονικό διάστημα 150sec, όπου πρακτικά όλες οι μεταβλητές του μοντέλου έχουν συγκλίνει στις ονομαστικές τους τιμές. Το ονομαστικό σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης έχει προσδιορισθεί σε προηγούμενη εργασία[27] και οι παράμετροι που το χαρακτηρίζουν για τις μεταβλητές εισόδου του μοντέλου είναι:

Πίνακας 7 Ονομαστικές τιμές για τις εισόδους του μοντέλου

Παράμετρος	Περιγραφή	Τιμή
$f_{exp} (Hz)$	Ηλεκτρική συχνότητα εκτονωτή	45
$N_{pump} (rpm)$	Στροφές αντλίας	980
$\dot{m}_{w,evap,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή νερού στον ατμοποιητή	1,5
$\dot{m}_{w,cond,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή νερού στον συμπυκνωτή	1,5
$\dot{m}_{w,subc,n} (kg/s)$	Ονομαστική παροχή νερού στον υποψύκτη	0,2
$T_{w,evap,n} (^{\circ}C)$	Ονομαστική τιμή θερμοκρασίας εισόδου νερού στον ατμοποιητή	90
$T_{w,cond,n} (^{\circ}C)$	Ονομαστική τιμή θερμοκρασίας εισόδου νερού στον συμπυκνωτή	15
$T_{w,subc,n} (^{\circ}C)$	Ονομαστική τιμή θερμοκρασίας εισόδου νερού στον υποψύκτη	15

Η προσομοίωση του μοντέλου δίνει ως αποτέλεσμα τις ακόλουθες τιμές για ορισμένες από τις βασικές μεταβλητές παρακολούθησης της εγκατάστασης έπειτα από την επίτευξη ισορροπίας, δηλαδή για χρόνο προσομοίωσης μεγαλύτερο των 150sec.

Πίνακας 8 Αποτελέσματα μόνιμης κατάστασης του μοντέλου στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας

Έξοδος	Περιγραφή	Τιμή
m_r (kg/s)	Παροχή εργαζόμενου μέσου	0,42
$p_{evap,n}$ (bar)	Πίεση ατμοποίησης	25,00
$T_{evap,out,n}$ (°C)	Θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή	82,50
$T_{SH,n}$ (°C)	Θερμοκρασία υπερθέρμανσης	5,00
$p_{cond,n}$ (bar)	Πίεση συμπύκνωσης	7,65
$T_{subc,out,n}$ (°C)	Θερμοκρασία στην έξοδο του συμπυκνωτή	23,07
$T_{SC,n}$ (°C)	Θερμοκρασία υπόψυξης	6,70
$P_{exp,n}$ (kW)	Ηλεκτρική ισχύς εκτονωτή	5,40
$P_{pump,n}$ (kW)	Ηλεκτρική ισχύς αντλίας	0,43

Οι τιμές για τις μεταβλητές αυτές είναι πολύ κοντά στις τιμές που ορίστηκαν κατά τη μη δυναμική μοντελοποίηση και την πειραματική αξιολόγηση της εγκατάστασης σε προηγούμενη εργασία[27], κάτι που πιστοποιεί την ακρίβεια του μοντέλου, έστω σε μόνιμες συνθήκες.

Στη συνέχεια θα γίνει μία παρουσίαση των αποτελεσμάτων του δυναμικού μοντέλου προκειμένου να διερευνηθούν τα χαρακτηριστικά της απόκρισης του συστήματος που σχετίζονται με τα δυναμικά του χαρακτηριστικά, όπως ο χρόνος αποκατάστασης, η φύση της δυναμικής, η παρουσία καθυστερήσεων κτλ. Όλα αυτά θεωρούνται απαραίτητα για τη μετέπειτα ανάπτυξη τόσο των PID ελεγκτών όσο (για προφανείς λόγους) και του ελεγκτή προβλεπτικού μοντέλου.

Από πλευράς πραγματικής λειτουργίας της εγκατάστασης, οι εξωτερικές συνθήκες που αναμένεται να εμφανίσουν σημαντικές αποκλίσεις κατά τη λειτουργία της, δηλαδή κατά την διάρκεια ενός ταξιδιού του πλοίου, είναι:

- Για το κύκλωμα θερμού νερού η παροχή μάζας $\dot{m}_{w,evap,n}$ (kg/s), καθότι η θερμοκρασία θεωρείται ότι θα κινείται σε κάποια σχετικά στενά όρια εξαιτίας του ελέγχου της θερμοκρασίας εισόδου του νερού ψύξης στο χιτώνιο της κινητήριας μηχανής (βλ. κεφάλαιο 2.1).
- Για το κύκλωμα ψυχρού νερού η θερμοκρασία του νερού $T_{w,cond,n}$ (°C) = $T_{w,subc,n}$ (°C), καθότι εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία της

θάλασσας που αναμένεται να αλλάζει κατά τη διάρκεια του ταξιδιού, με σχετικά αργές μεταβολές βέβαια.

Οι παραπάνω δύο μεταβλητές αποτελούν και τις διαταραχές του συστήματος.

Από την άλλη, από σκοπιάς ελέγχου, οι μεταβλητές που δύναται να ελεγχθούν και πρακτικά αποτελούν εισόδους του συστήματος είναι οι στροφές του εκτονωτή (μέσω ελέγχου της ηλεκτρικής συχνότητας $f_{exp}(Hz)$ και της αντλίας $N_{pump}(rpm)$, αμφότερες με τη χρήση βιομηχανικών ρυθμιστών στροφών (Variable Frequency Drives).

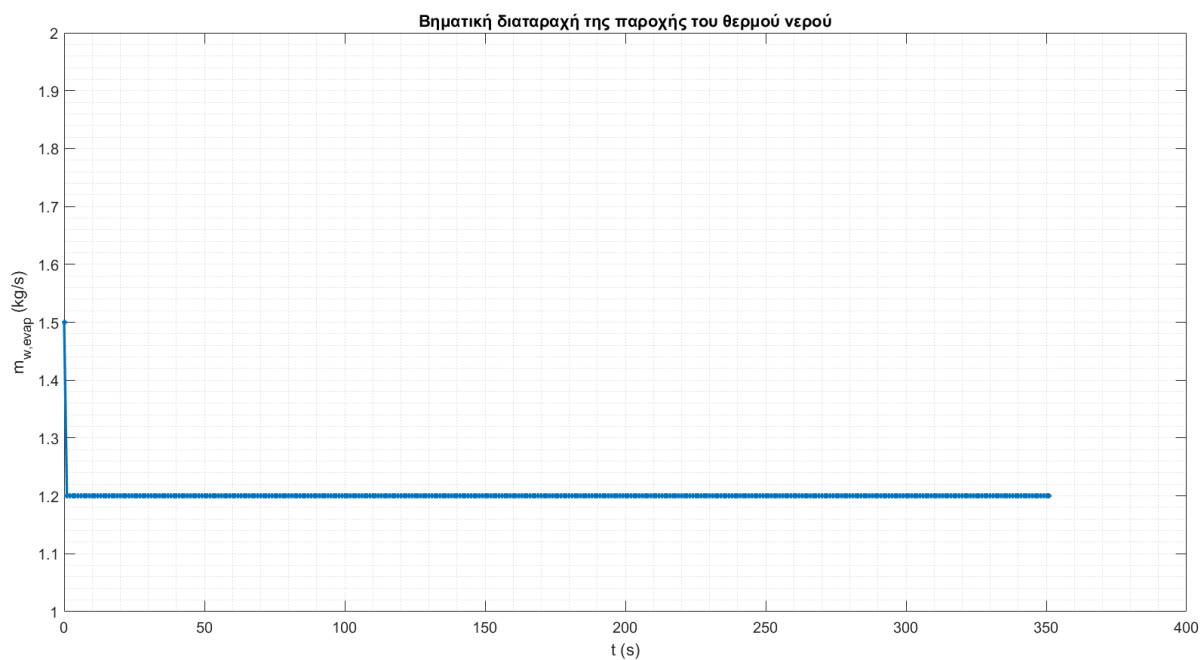
Σε καθεμία από τις παραπάνω παραμέτρους θα εφαρμοσθεί μία βηματική μεταβολή του μεγέθους τους σε σχέση με την τιμή στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας και θα παρουσιασθούν τα αποτελέσματα για της κρίσιμες μεταβλητές παρακολούθησης του κύκλου, οι οποίες είναι αυτές που περιλαμβάνει για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας ο Πίνακας 8². Για την προσομοίωση αξιοποιήθηκε ο ενσωματωμένος επιλύτης Dassl του λογισμικού Dymola, ο οποίος είναι μεταβλητού βήματος, ενώ έγινε δειγματοληψία των αποτελεσμάτων με βήμα $\Delta t_s = 1 sec$. Η ακρίβεια του επιλύτη ορίστηκε ως 10^{-5} . Η προσομοίωση διήρκεσε συνολικά 1000sec, εκ των οποίων όμως τα πρώτα 150sec δεν λαμβάνονται υπόψη, αφού είναι απαραίτητα για την ισορροπία του μοντέλου στις συνθήκες ονομαστικής λειτουργίας, και έτσι η χρονική στιγμή $t=0sec$ που θα παρουσιασθεί στα επόμενα γραφήματα αντιστοιχεί στην χρονική στιγμή προσομοίωσης $t=150sec$. Παρόλαυτα, δεδομένου ότι τα μεταβατικά φαινόμενα της εγκατάστασης είναι σχετικά γρήγορα, στα αποτελέσματα που παρουσιάζονται η προσομοίωση διακόπτεται στα 500sec για χάρη καλύτερης εποπτείας των αποτελεσμάτων.

3.2.2 Απόκριση μοντέλου σε βηματική διαταραχή της παροχής του θερμού νερού

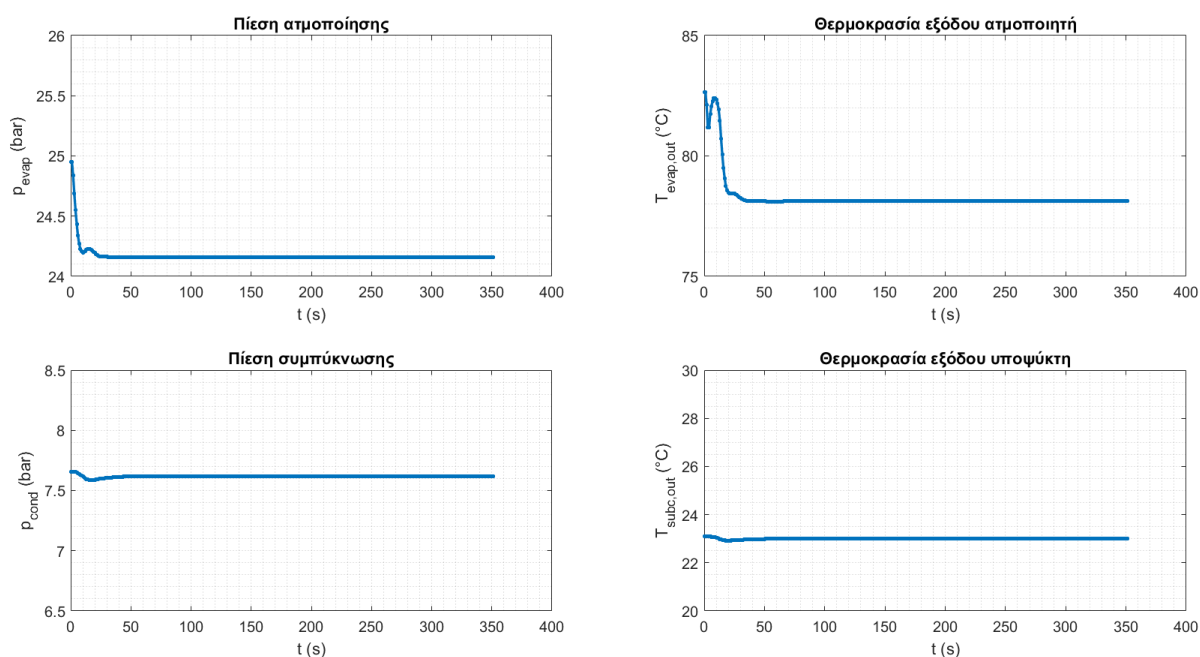
Προκειμένου να εξετασθεί η δυναμική συμπεριφορά του συστήματος σε μία μεταβολή της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή της εγκατάστασης εξετάζεται μία βηματική μεταβολή της τιμής της η οποία οδηγεί σε μείωση στο 25% της ονομαστικής.

Τα διαγράμματα που ακολουθούν παρουσιάζουν την απόκριση των μεταβλητών παρακολούθησης. Καταρχάς φαίνεται πως η δυναμική του συστήματος είναι σχετικά γρήγορη, καθότι όλες οι μεταβλητές ενδιαφέροντος φτάνουν στην τελική τιμή ισορροπίας σε χρόνο μικρότερο των 50sec.

² Στο σημείο αυτό θα πρέπει να αναφερθεί ότι η μέτρηση της πίεσης συμπύκνωσης γίνεται στο τροφοδοτικό δοχείο, άρα πρακτικά η τιμή αυτή ανταποκρίνεται στη στιγμιαία πίεση του τροφοδοτικού δοχείου και όχι του συμπυκνωτή. Από κατασκευαστικής άποψης βέβαια, αυτή είναι που αποτελεί και την κρίσιμη παράμετρο ασφαλείας της εγκατάστασης.



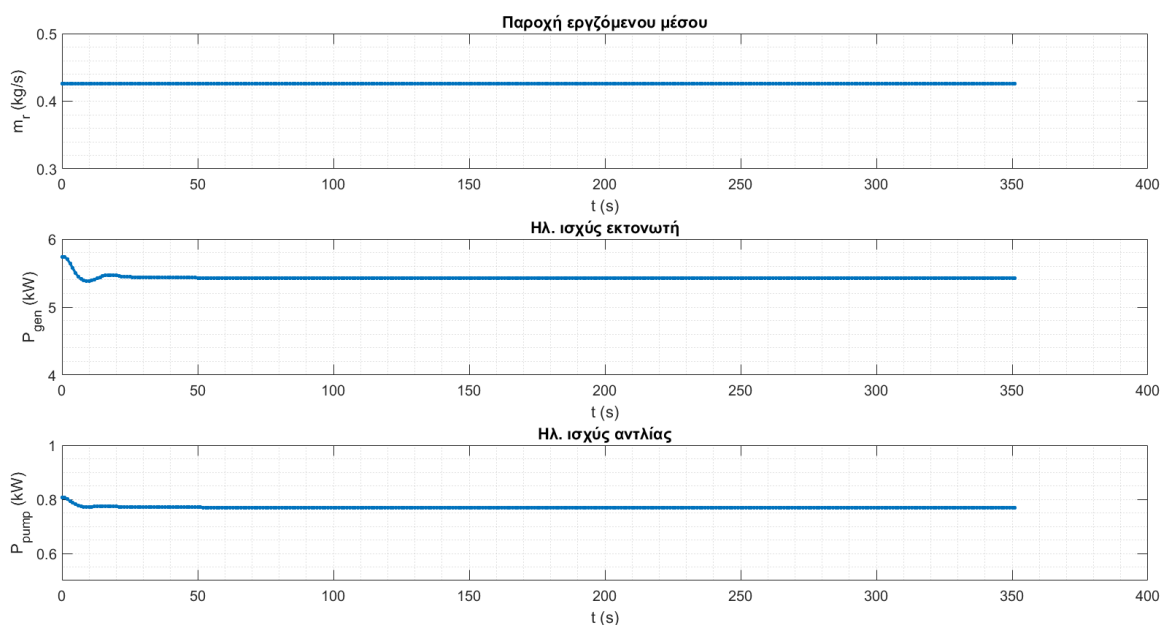
Εικόνα 3-5 Βηματική διαταραχή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή



Εικόνα 3-6 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή

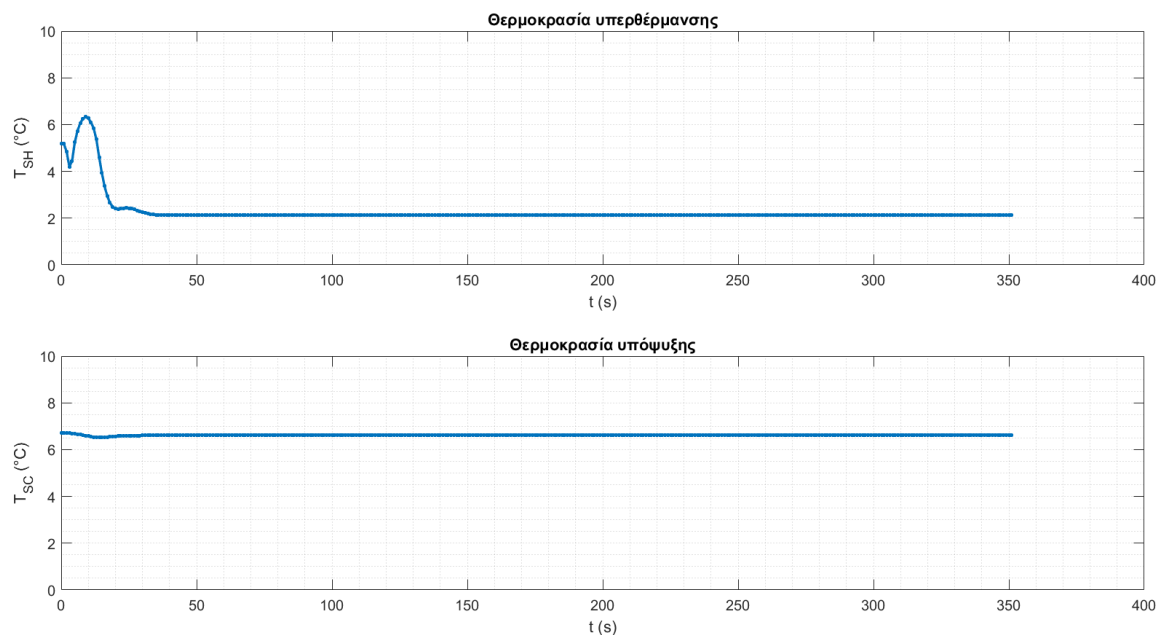
Όπως είναι αναμενόμενο η πίεση ατμοποίησης αλλά και η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον εναλλάκτη μειώνονται. Και οι δύο μεταβλητές φαίνεται να παρουσιάζουν μία μικρή ταλαντωτική συμπεριφορά στην αρχή του φαινομένου, κάτι που υποδηλώνει δυναμική υψηλής τάξης (όπως αναμένεται) η οποία πιθανώς οφείλεται και σε

αντιμαχόμενα φυσικά φαινόμενα γρηγορότερης δυναμικής από τα κύρια φαινόμενα αποθήκευσης ενέργειας-μάζας. Πράγματι η συμπεριφορά αυτή είναι τυπική σε μοντέλα εναλλακτών[38] και εξηγείται φυσικά ως εξής: αρχικά η μείωση της παροχής του θερμού μέσου αρχικά θα επιφέρει μείωση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου, κάτι που συνεπάγεται αύξηση της υγρής φάσης άρα και της διακινούμενης μάζας, κάτι που στιγμιαία θα έχει την τάση να αυξήσει εκ νέου τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου. Όταν όμως τα δυναμικά φαινόμενα που σχετίζονται με την αποθήκευση μάζας φθίνουν (λόγω ταχύτερης δυναμικής) θα επέλθει ένα νέο ισοζύγιο που θα έχει την αναμενόμενη από τη θερμοδυναμική συμπεριφορά, δηλαδή τη μείωση της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου μέσου. Αυτή η ιδιαίτερη συμπεριφορά κάνει δύσκολο των έλεγχο αυτών των διεργασιών και απαιτεί προσεκτική ρύθμιση του ελεγκτή. Από την άλλη, αντίστοιχη συμπεριφορά φαίνεται να εμφανίζεται και στην πίεση συμπύκνωσης και τη θερμοκρασία εξόδου από τον υποψύκτη, εκεί όμως τα φαινόμενα είναι πολύ μικρότερης έντασης και οι τιμές φαίνεται να μένουν λίγο πολύ ανεπηρέαστες.



Εικόνα 3-7 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή

Η παραπάνω μεταβολή όπως είναι φυσικό επιφέρει και μείωση του παραγόμενου έργου του εκτονωτή. Επιπλέον λόγω της μείωσης του μανομετρικού, η κατανάλωσης της αντλίας παρουσιάζει και αυτή μειωτική συμπεριφορά. Και εδώ το σύστημα φαίνεται να έχει μία συμπεριφορά που θυμίζει απόκριση συστήματος δεύτερης ή και ανώτερης τάξης.

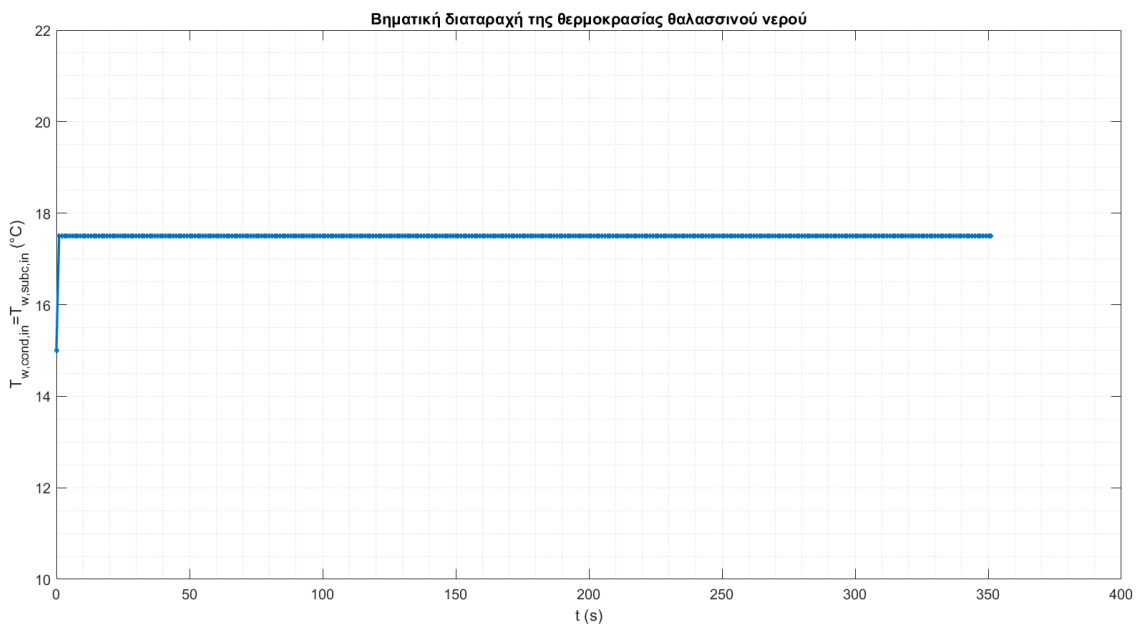


Εικόνα 3-8 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή της παροχής θερμού νερού στον ατμοποιητή

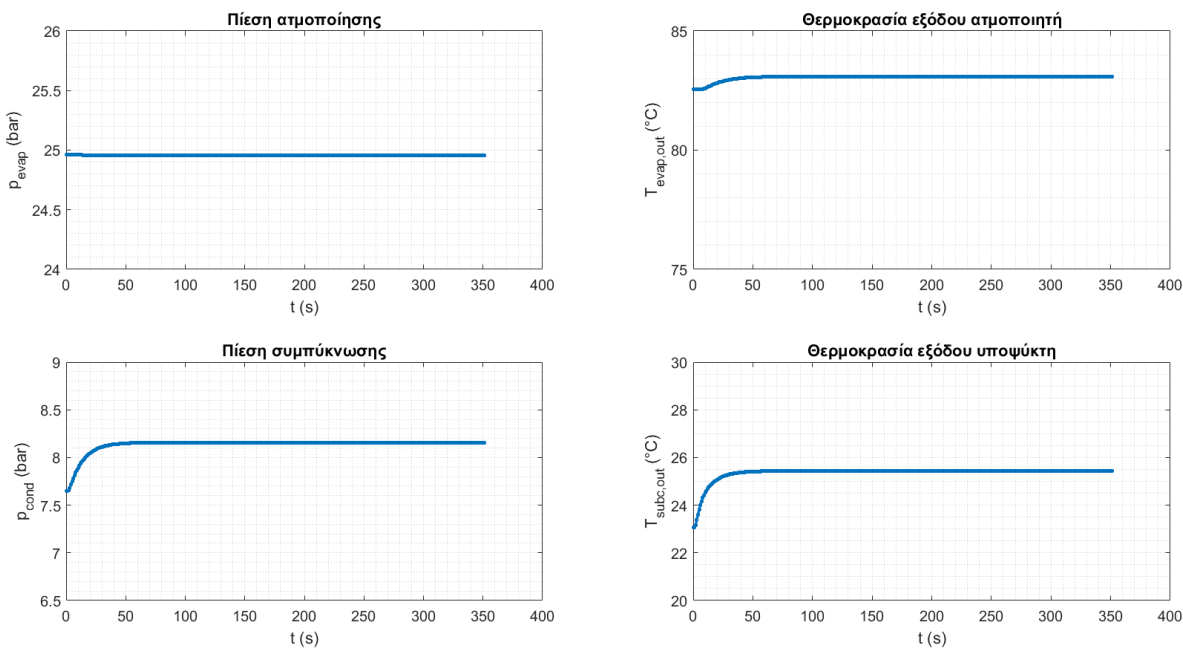
Τέλος, σαφής είναι και η επίδραση της δυναμικής του συστήματος στη θερμοκρασία υπερθέρμανσης, η οποία αν και αρχικά φαίνεται να έχει την τάση να αυξηθεί εντέλει μειώνεται αισθητά, όπως είναι και αναμενόμενο. Σημαντικό είναι να τονισθεί ότι τα φαινόμενα αυτά λαμβάνουν χώρα σε χρόνους μικρότερους των 15sec από τη μεταβολή, άρα ο πλήρης έλεγχος της δυναμικής του συστήματος απαιτεί σχετικά μικρά χρονικά βήματα για τη μοντελοποίηση και κατ' επέκταση και την πρόβλεψη της συμπεριφοράς του. Τέλος, η θερμοκρασία υπόψυξης φαίνεται σχεδόν ανεπηρέαστη από τη μεταβολή αυτή της παροχής του θερμού νερού.

3.2.3 Απόκριση μοντέλου σε βηματική διαταραχή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού

Αν και όχι φυσικά αναμενόμενη, μία βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού ψύξης του συμπυκνωτή και του υποψύκτη, μεγέθους $2,5^{\circ}\text{C}$, εξετάσθηκε για τη μελέτη αυτής της διαταραχής.



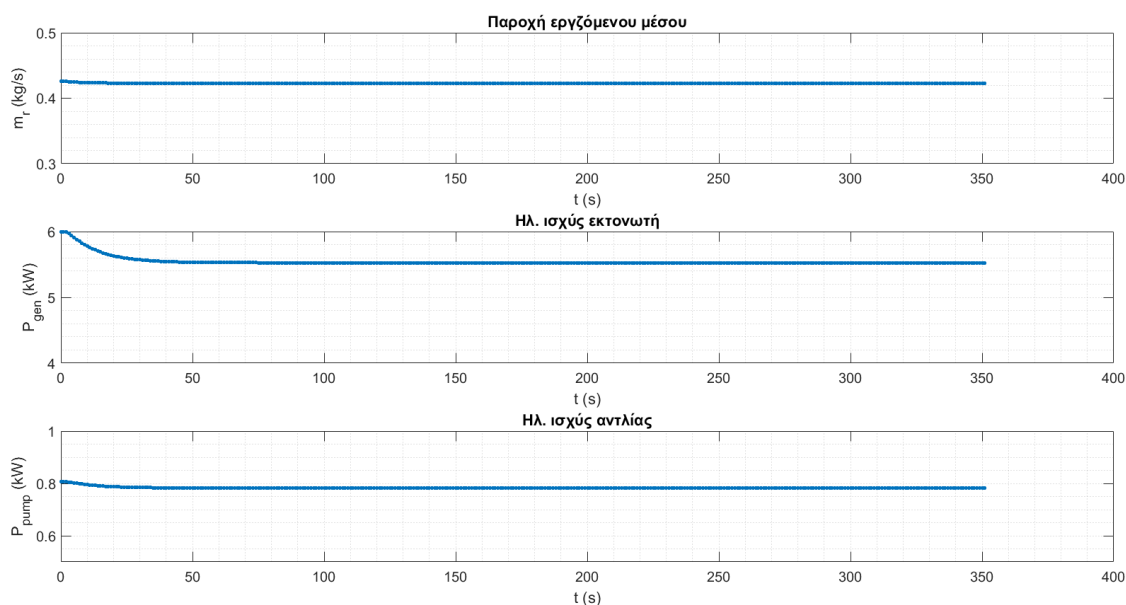
Εικόνα 3-9 Βηματική διαταραχή της θερμοκρασίας εισόδου θαλασσινού νερού ψύξης



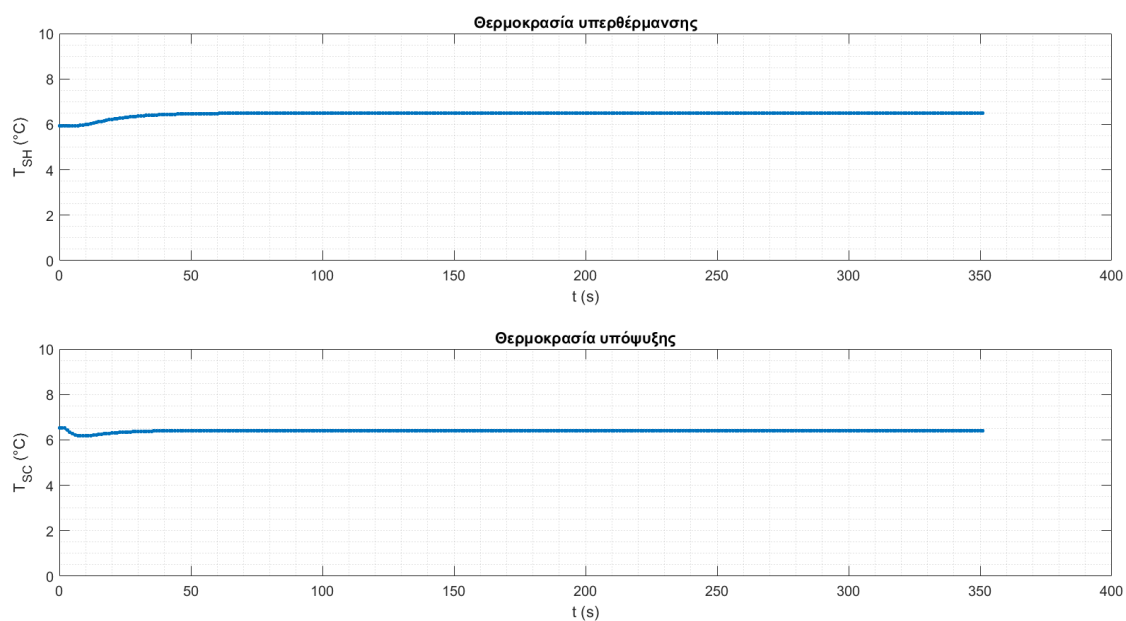
Εικόνα 3-10 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού

Η επίδραση της αύξησης της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού είναι ορατή στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης, αφού σημαντική αύξηση εμφανίζεται τόσο την πίεση ατμοποίησης όσο και στη θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον υποψύκτη. Η απόκριση και των δύο μεταβλητών προσομοιάζει με τυπική συστήματος πρώτης τάξης, αν και κοντά στην χρονική στιγμή $t=0s$ μπορεί να παρατηρηθεί όμοια

δυναμική συμπεριφορά με την περίπτωση της διαταραχής στο θερμό νερό, εδώ όμως τα φαινόμενα αποθήκευσης μάζας φαίνεται να φθίνουν πολύ πιο γρήγορα. Ο χρόνος αποκατάστασης δεν ξεπερνάει τα 100s για καμία από τις μεταβλητές ενδιαφέροντος, ενώ σημαντικό είναι να παρατηρηθεί και η ύπαρξη χρονικής καθυστέρησης (lag) της τάξη των 10sec στην απόκριση των μεταβλητών του ατμοποιητή.



Εικόνα 3-11 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας του θαλασσινού νερού

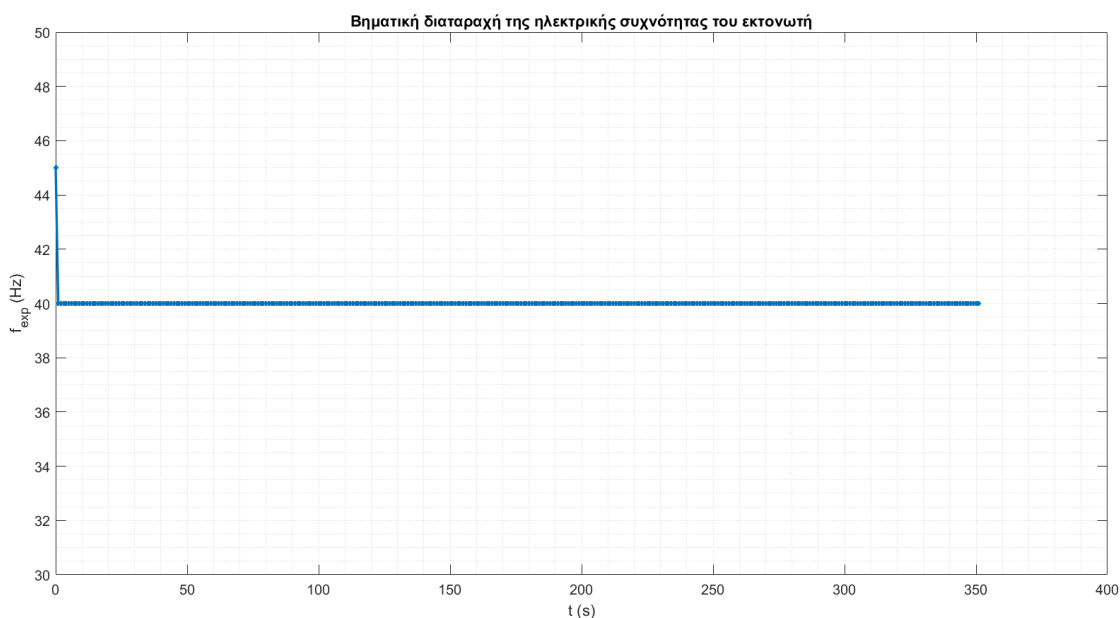


Εικόνα 3-12 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή της θερμοκρασίας θαλασσινού νερού

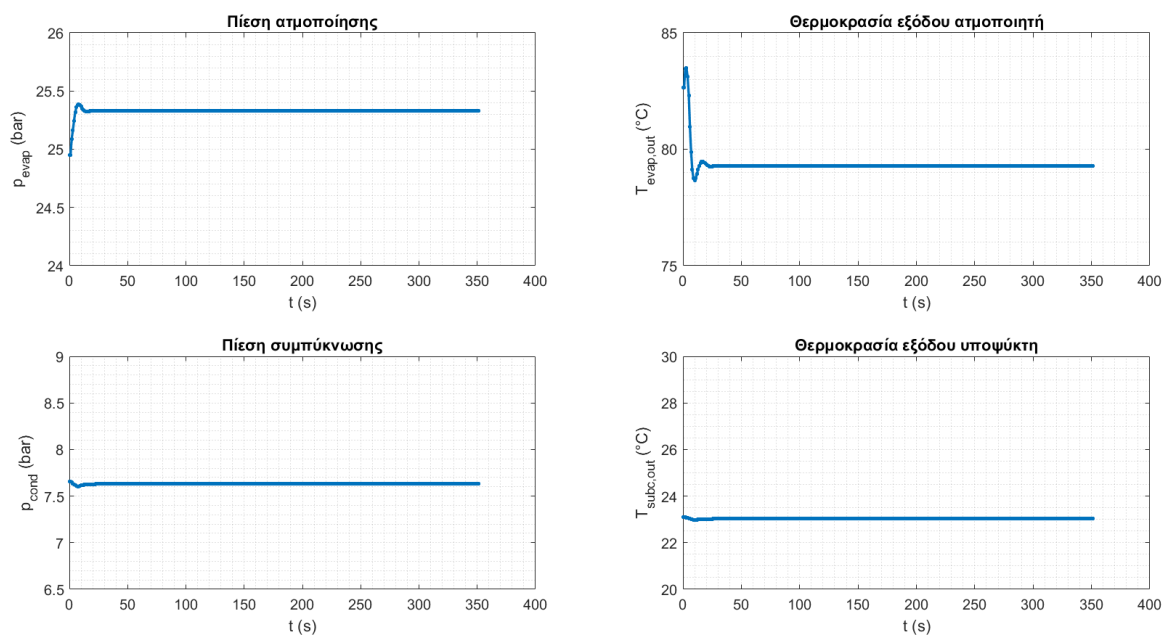
Προφανώς, η μείωση του λόγου πιέσεων επιφέρει μείωση τόσο της ισχύος που αποδίδει ο εκτονωτής, όσο και αυτής που απορροφάται από την αντλία. Η ελαφριά αύξηση της μέσης θερμοκρασίας του κύκλου επιφέρει αύξηση στη θερμοκρασία εξόδου του ατμοποιητή και κατά συνέπεια και στη θερμοκρασία υπερθέρμανσης, ενώ ενδιαφέρον παρουσιάζει η απόκριση της θερμοκρασίας υπόψυξης, η οποία αν και έχει την φυσικά αναμενόμενη τάση να μειωθεί, τελικά ισορροπεί σε μία ελαφρώς μικρότερη τιμή της ονομαστικής, μετά την λήξη των δυναμικών φαινομένων που σχετίζονται με την πίεση ατμοποίησης και την παρουσία του τροφοδοτικού δοχείου στο κύκλωμα.

3.2.4 Απόκριση του μοντέλου σε βηματική διαταραχή των στροφών του εκτονωτή

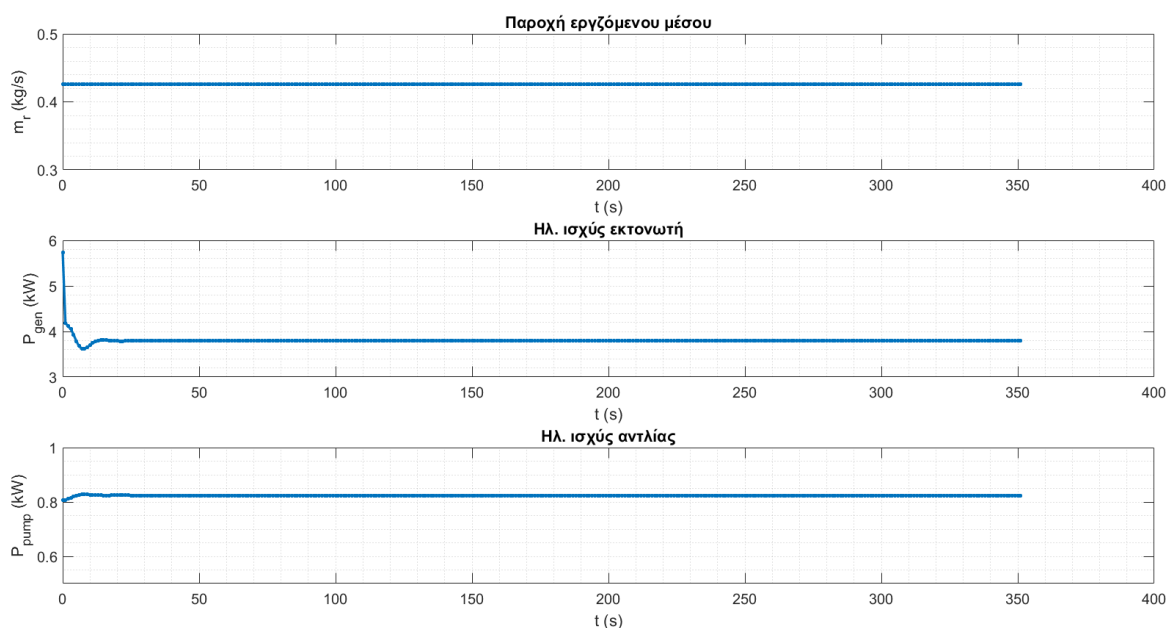
Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η στροφές του εκτονωτή μπορούν να ελεγχθούν μέσω μεταβολής της ηλεκτρικής συχνότητας στην έξοδο της γεννήτριας με τη λειτουργία ενός ρυθμιστή στροφών. Η συχνότητα της γεννήτριας δεν μπορεί να υπερβεί τα 50Hz για κατασκευαστικούς λόγους ενώ η βηματική είσοδος που μελετάται είναι για μείωση της τιμής της κατά 10% της ονομαστικής, δηλαδή 5Hz, η οποία δεδομένου ότι η γεννήτρια είναι τετραπολική αντιστοιχεί σε 150 RPM.



Εικόνα 3-13 Βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή



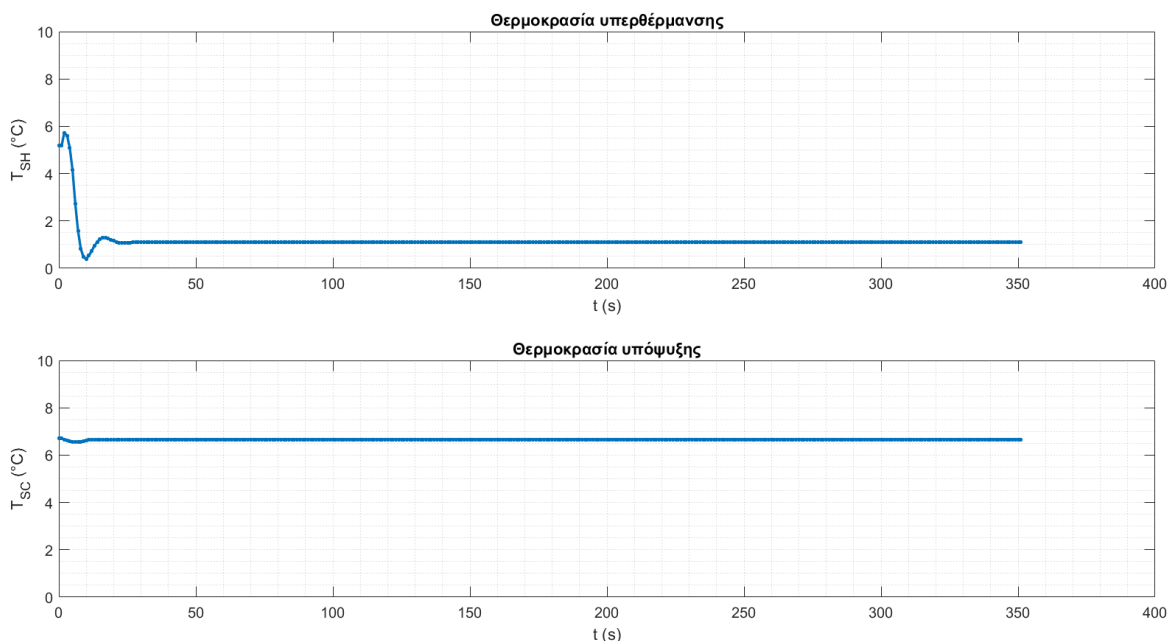
Εικόνα 3-14 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή



Εικόνα 3-15 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή

Η μείωση των στροφών του εκτονωτή επιφέρει για προφανής λόγους και αύξηση της πίεσης ατμοποίησης. Η απόκριση της πίεσης ατμοποίησης έχει χαρακτηριστικά δευτεροτάξιου συστήματος. Από την άλλη, αισθητή μείωση παρατηρείται στη

θερμοκρασία εξόδου του οργανικού από τον ατμοποιητή, η οποία είναι αναμενόμενη εξαιτίας τόσο της αύξησης της θερμοκρασίας ατμοποίησης, η οποία εντέλει επιφέρει συνδυαστικά αύξηση της πυκνότητας του εργαζόμενου μέσου ώστε να επιτραπεί η διέλευση της παροχής μάζας που διακινεί η αντλία. Είναι σαφής η συμπεριφορά συστήματος μη ελάχιστης φάσης (non-minimum phase) στην απόκριση της θερμοκρασίας στην έξοδο του εκτονωτή, η οποία ερμηνεύεται και πάλι από τα φαινόμενα αποθήκευσης μάζας, καθότι στην αρχή του φαινομένου παρατηρείται μείωση της παροχής μάζας στην έξοδο του εναλλάκτη, η οποία βέβαια εν συνεχεία αντισταθμίζεται από την αύξηση της πίεσης ατμοποίησης και την επίτευξη ενός νέου σημείου θερμοδυναμικής ισορροπίας. Σχεδόν ανεπηρέαστες παραμένουν οι μεταβλητές που αφορούν τον συμπυκνωτή και τον υποψύκτη, ενώ σημαντική μείωση εμφανίζεται στην αποδιδόμενη ισχύ του εκτονωτή, κάτι που σχετίζεται τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του, όπως αναλύθηκε στο κεφάλαιο 3.1.2. Τέλος η απαιτούμενη ηλεκτρική ισχύς της αντλίας αυξάνεται εξαιτίας της αύξησης του μανομετρικού και κατά συνέπεια αναμένεται σημαντική μείωση στην καθαρή αποδιδόμενη ηλεκτρική ισχύ της εγκατάστασης P_{net} .

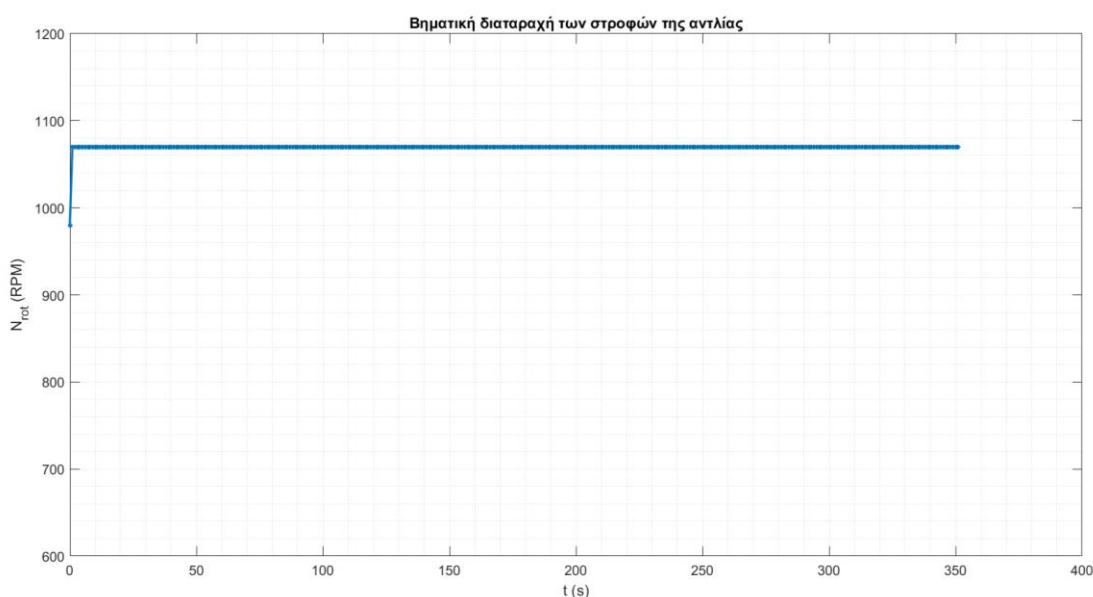


Εικόνα 3-16 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή

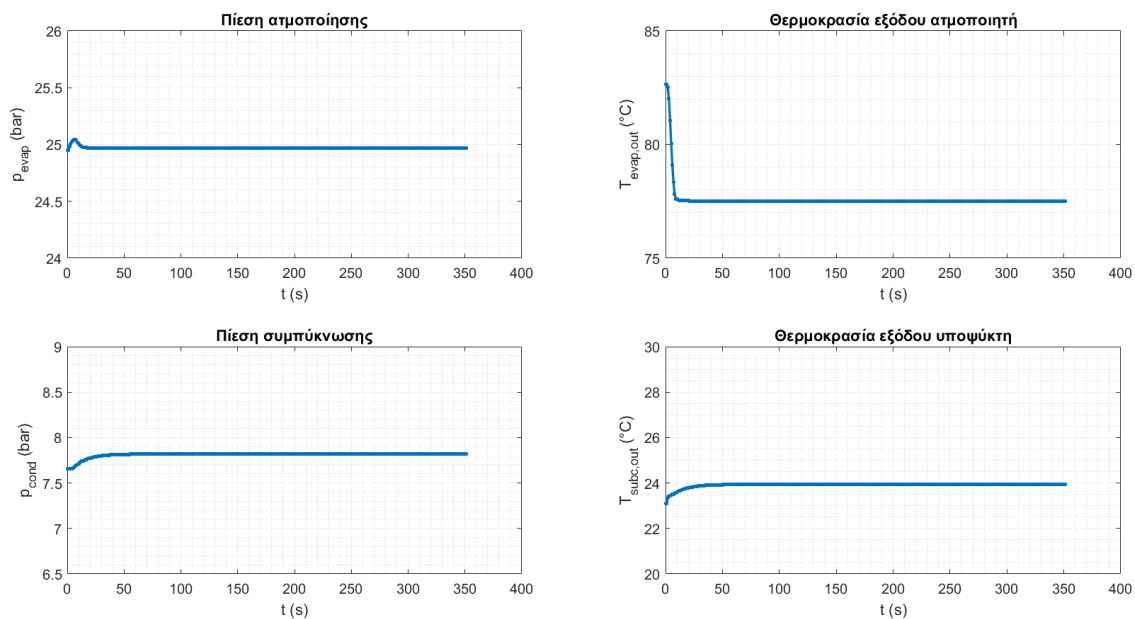
Ως αποτέλεσμα των παραπάνω η θερμοκρασία υπερθέρμανσης μειώνεται αισθητά ενώ εμφανίζει και αυτή συμπεριφορά συστήματος μη ελάχιστης φάσης. Από την άλλη, η θερμοκρασία υπόψυξης παραμένει σχετικά σταθερή και ανεπηρέαστη από τις αλλαγές.

3.2.5 Απόκριση του μοντέλου σε βηματική διαταραχή των στροφών της αντλίας

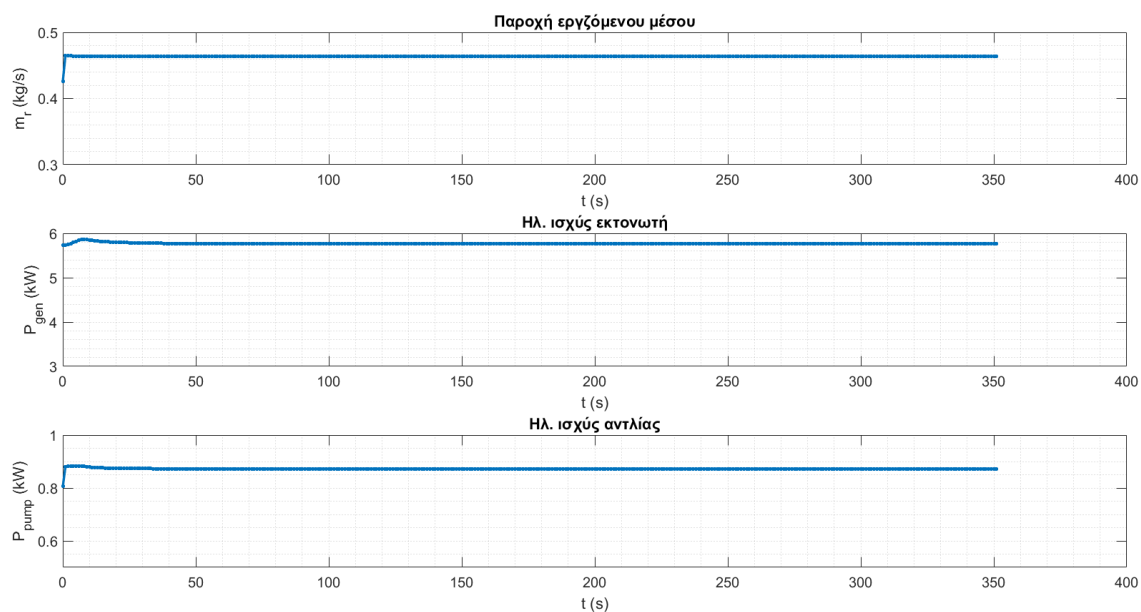
Η αντλία της εγκατάστασης έχει τη δυνατότητα ρύθμισης των στροφών της μέσω ρυθμιστή στροφών. Κατασκευαστικά, ο κινητήρας δύναται να λειτουργήσει σε ηλεκτρικές συχνότητες έως 60Hz, οπότε δεδομένου ότι πρόκειται για εξαπολικό κινητήρα οι στροφές της αντλίας μπορούν να φτάσουν έως την τιμή των 1200 RPM. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, οι στροφές της αντλίας αυξήθηκαν κατά 90 RPM, τιμή που ανταποκρίνεται επίσης στο 10% της ονομαστικής.



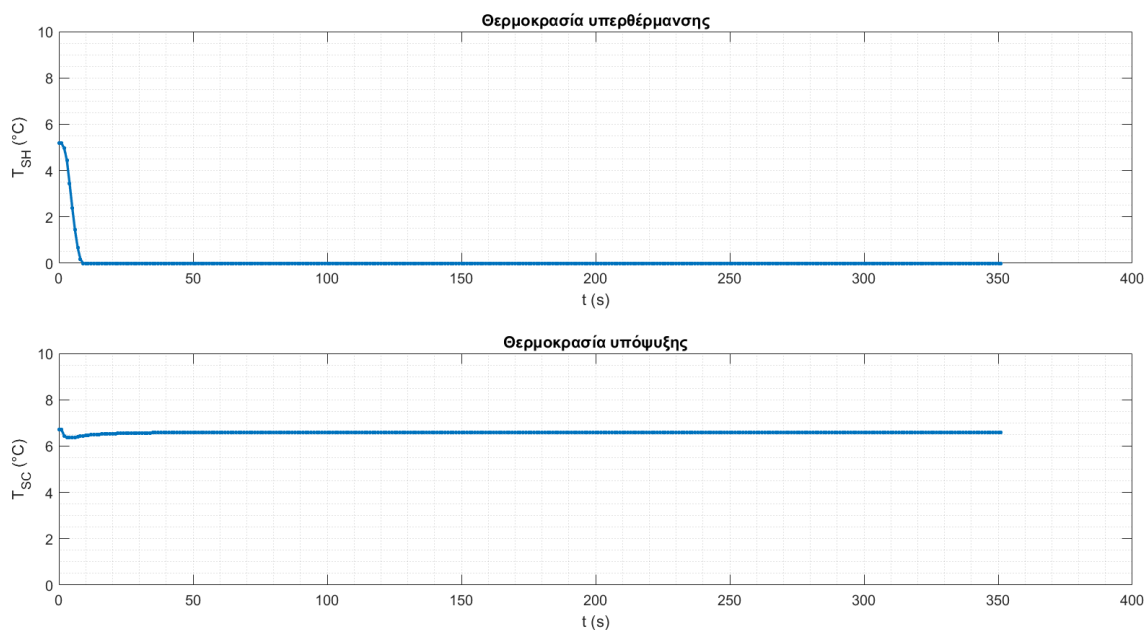
Εικόνα 3-17 Βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας



Εικόνα 3-18 Αποκρίσεις πιέσεων και θερμοκρασιών του κύκλου για βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας



Εικόνα 3-19 Αποκρίσεις παροχής εργαζόμενου μέσου και ισχύος αντλίας και εκτονωτή για βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας



Εικόνα 3-20 Αποκρίσεις θερμοκρασίας υπερθέρμανσης-υπόψυξης για βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας

Η αλλαγή των στροφών της αντλίας είναι αυτή που έχει την μεγαλύτερη επίδραση σχεδόν σε όλες τις μεταβλητές του κύκλου, για ευνόητους βέβαια λόγους, καθότι ελέγχει άμεσα την διακινούμενη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Ανεπηρέαστη φαίνεται βέβαια η πίεση ατμοποίησης από αυτή την αλλαγή των συνθηκών λειτουργίας, ενώ σαφής είναι η μείωση της θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον ατμοποιητή και ως άμεση συνέπεια και η μείωση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε τέτοιο βαθμό που εντέλει στην είσοδο του εκτονωτή εισέρχεται εργαζόμενο σε συνθήκες κορεσμού. Αύξηση παρατηρείται επίσης στην πίεση ατμοποίησης αλλά και την θερμοκρασία εξόδου από τον υποψύκτη, ως άμεσο επακόλουθο της μείωσης της θερμοκρασίας εισόδου στον εκτονωτή. Οι αποκρίσεις εμφανίζουν συμπεριφορά που θα μπορούσαν να μοντελοποιηθούν με ένα σύστημα πρώτης τάξης ενώ χαρακτηριστική είναι και η ύπαρξη καθυστέρησης (lag) στην απόκριση της πίεσης συμπύκνωσης, η οποία αποδίδεται στην αδράνεια του τροφοδοτικού δοχείου. Η αποδιδόμενη ηλεκτρική ισχύς του εκτονωτή φαίνεται αυξάνεται ελαφρώς, όχι όμως σημαντικά, αφού παρόλη την αύξηση της διακινούμενης παροχής η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου και κατ'επέκταση ο λόγος πιέσεων έχουν μειωθεί. Από την άλλη, η ηλεκτρική κατανάλωση της αντλίας είναι αισθητά αυξημένη, με μία χαρακτηριστική που ακολουθεί σχεδόν πιστά τη βηματική μεταβολή των στροφών (κάτι που είναι αναμενόμενο, δεδομένης της έλλειψης όρων αδράνειας στο μοντέλο της αντλίας).

4 Ανάπτυξη τεχνικών ελέγχου

4.1 Γενικά στοιχεία

Ο έλεγχος της εγκατάστασης θα πρέπει να επιτρέπει καταρχάς την ασφαλή λειτουργία της και κατά δεύτερον να αποσκοπεί στην αύξηση της απόδοσης της για τις δεδομένες συννοριακές συνθήκες λειτουργίας, η οποία εφόσον η συγκεκριμένη εφαρμογή βασίζεται στην ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας είναι πρακτικά η αύξηση της καθαρά αποδιδόμενης ηλεκτρικής ισχύος της εγκατάστασης P_{net} .

Από πλευράς ασφαλούς λειτουργίας, έχει γίνει ήδη αναφορά στη σημασία των θερμοκρασιών υπερθέρμανσης και υπόψυξης του κύκλου. Επιπροσθέτως ασφαλή όρια λειτουργίας ορίζονται και για τις πιέσεις του κύκλου, αφού η πίεση συμπίκνωσης πρέπει να είναι μεγαλύτερη μίας τιμής που ορίζει ο κατασκευαστής για την ασφαλή λειτουργία της αντλίας και χαμηλότερη της μέγιστης επιτρεπόμενης κατασκευαστικά τιμής που ορίζει ο κατασκευαστής του τροφοδοτικού δοχείου. Από την άλλη, η πίεση ατμοποίησης έχει ένα αρκετά στενό περιθώριο ρύθμισης, καθότι δεν πρέπει να ξεπερνά την τιμή που ορίζεται από τον κατασκευαστή του εκτονωτή αλλά και του ατμοποιητή. Οι περιορισμοί ασφαλείας συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Πίνακας 9 Όρια ασφαλούς λειτουργίας εγκατάστασης ORC

Παράμετρος	Περιγραφή	Τιμή	
		Ελάχιστη	Μέγιστη
T_{SH} (°C)	Θερμοκρασία υπερθέρμανσης	5 Αποφυγή σχηματισμού διφασικού μίγματος στον εκτονωτή	-
T_{SC} (°C)	Θερμοκρασία υπόψυξης	5 Αποφυγή σπηλαίωσης στην αντλία	-
p_{cond} (bar)	Πίεση συμπίκνωσης	6 Ελάχιστη πίεση αναρρόφησης	9,5 Μέγιστη πίεση λειτουργίας τροφοδοτικού
p_{evap} (bar)	Πίεση ατμοποίησης	-	26,5 Μέγιστη πίεση λειτουργίας ατμοποιητή

Οι τιμές που χρησιμοποιήθηκαν σε αυτόν τον πίνακα είναι σχετικά συντηρητικές και αφορούν όρια λειτουργίας της εγκατάστασης, καθότι πέραν αυτών των θεωρητικών περιορισμών για την προστασία των κυκλωμάτων υψηλής και χαμηλής πίεσης στην πράξη εγκαθίστανται και διακόπτες πίεσης (πρεσοστάτες ή pressure switches) οι οποίοι διακόπτουν τη λειτουργία της εγκατάστασης σε περίπτωση παραβίασης των ορίων τους και εμφανίζουν κρίσιμο σφάλμα στο περιβάλλον επιτήρησης και ελέγχου της εγκατάστασης (σύστημα SCADA) το οποίο μπορεί να γίνει επαναφορά (reset) μόνο από αρμόδιο τεχνικό προσωπικό.

4.2 Γραμμικοποίηση συστήματος

Δεδομένου ότι και οι δύο τεχνικές ελέγχου που θα αναλυθούν στη συνέχεια του κεφαλαίου εφαρμόζονται σε γραμμικά συστήματα, πρακτικά για την ανάπτυξη τους αξιοποιήθηκε μία γραμμικοποιημένη έκφραση του συστήματος γύρω από το ονομαστικό σημείο λειτουργίας όπως αυτό ορίζεται στην ενότητα 4.2. Γενικά μία γραμμικοποιημένη έκφραση της εγκατάστασης βασίζεται στον ορισμό μεταβλητών απόκλισης για κάθε μετρούμενη μεταβλητή / έξοδο, μεταβλητή ελέγχου / είσοδο και διαταραχή του μοντέλου μέσω της ακόλουθης σχέσης:

$$\delta y(t) = y(t) - y_n(t) \quad (4.2.1)$$

$$\delta u(t) = u(t) - u_n(t) \quad (4.2.2)$$

$$\delta d(t) = d(t) - d_n(t) \quad (4.2.3)$$

Αν λοιπόν για το σύστημα ισχύει εν γένει:

$$\mathbf{y}(t) = f(\mathbf{u}(t), \mathbf{d}(t)) \quad (4.2.4)$$

με χρήση του θεωρήματος Taylor και διατήρηση όρων μέχρι πρώτης τάξης, η μεταβολή μίας εξόδου του συστήματος για μία μεταβολή των εισόδων του από το ονομαστικό σημείο λειτουργίας μπορεί να εκφραστεί ως:

$$y(t) = y_n + \frac{\partial f}{\partial \mathbf{u}} (\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_n) + \frac{\partial f}{\partial \mathbf{d}} (\mathbf{d}(t) - \mathbf{d}_n) \quad (4.2.5)$$

Με αυτόν τον τρόπο είναι εφικτός ο σχηματισμός μίας γραμμικής έκφρασης για τον υπολογισμό της απόκρισης των μεταβλητών απόκλισης των εξόδων του συστήματος συναρτήσει των μεταβλητών απόκλισης των εισόδων του, είτε με τη μορφή συναρτήσεων μεταφοράς, είτε με χρήση του Δυναμικού Μητρώου, όπως αυτό ορίζεται για την απόκριση των μεταβλητών απόκλισης έπειτα από την επιβολή μίας βηματικής συνάρτησης στην αντίστοιχη είσοδο.

Βάσει των παραπάνω υπόλοιπο αυτού του κεφαλαίου θα γίνει η σύμβαση ότι τα σύμβολα y , u , d αντιστοιχούν σε μεταβλητές απόκλισης όπως αυτές ορίζονται από τις εξισώσεις 4.2.1-4.2.3 χάριν ευκολίας ανάγνωσης του κειμένου

4.3 Ελεγκτές PID

Για την παρουσίαση μίας συμβατικής τεχνικής ελέγχου της εγκατάστασης για λόγους σύγκρισης, υλοποιήθηκαν δύο ανεξάρτητοι βρόχοι ελέγχου PI ως ακολούθως:

- Ένας ελεγκτής PI ελέγχει τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης ούτως ώστε αυτή να βρίσκεται σε μία σταθερή τιμή σχετικά χαμηλή αλλά ικανή να εξασφαλίσει την αποφυγή σχηματισμού διφασικής κατάστασης κατά τη διάρκεια μεταβατικών φαινομένων, μέσω επενέργειας στις στροφές της αντλίας N_{pump} . Το σημείο ρύθμισης (set point) ορίσθηκε ως $T_{SH} = 5^{\circ}C$
- Ένας δεύτερος ελεγκτής PI ελέγχει την πίεση ατμοποίησης ούτως ώστε αυτή να βρίσκεται πάντα στην τιμή σχεδιασμού $p_{evap,n} = 25 \text{ bar}$ μέσω επενέργειας στις στροφές του εκτονωτή f_{exp} . Εφόσον γίνεται εφαρμογή ελέγχου PID, μόνο με αυτόν τον τρόπο δύναται να εξασφαλιστεί ότι η εγκατάσταση δεν θα λειτουργεί υπό τεχνικά μη επιτρεπτές πιέσεις ατμοποίησης, βάσει των ορίων που τίθενται στο προηγούμενο κεφάλαιο (Πίνακας 9) αλλά από την άλλη στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας οι στροφές του εκτονωτή θα είναι υψηλές για να μην επηρεαστεί αρνητικά η απόδοση της εγκατάστασης.

Η αντιστοίχιση των μεταβλητών ελέγχου σε κάθε μετρούμενη μεταβλητή ακολουθεί την συνήθη πρακτική που έχει παρατηρηθεί στη διεθνή βιβλιογραφία και έχει σχολιασθεί στο κεφάλαιο 2.3.2, όπως έχει προκύψει από ανάλυση με χρήση του μητρώου σχετικών κερδών (Relative Gain Array). Στην παρούσα εργασία μία τέτοια ανάλυση δεν κρίνεται απαραίτητη αφού από τις αποκρίσεις του συστήματος σε βηματικές εισόδους που παρουσιάσθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο (βλ. 3.2.4 και 3.2.5) είναι σαφές ότι η αντλία δεν επιδρά σε σημαντικό βαθμό στην πίεση ατμοποίησης. Επιπλέον, η επίδραση της στη θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι πιο άμεση και έχει πιο απλή δυναμική σε αντίθεση με την αντίστοιχη επίδραση που έχει η ρύθμιση των στροφών του εκτονωτή.

Η υλοποίηση των ελεγκτών ακολουθεί τη δομή που αναλύθηκε στο κεφάλαιο 2.3.2. Για τη ρύθμιση των ελεγκτών χρειάστηκε να προσεγγισθεί η απόκριση των δύο βρόχων ελέγχου με κάποιο γραμμικό μοντέλο συναρτήσεων μεταφοράς, μέσω της γραμμικοποίησης του συστήματος στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Για τον προσδιορισμό των μοντέλων αυτών αξιοποιήθηκαν κλασσικές μέθοδοι ταυτοποίησης δυναμικών συστημάτων βάσει της απόκρισης ανοιχτού βρόχου τους σε μία βηματική επιβολή της εισόδου. Οι αποκρίσεις τόσο της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε μία βηματική μεταβολή των στροφών της αντλίας όσο και της πίεσης ατμοποίησης σε μία βηματική μεταβολή των στροφών του εκτονωτή είναι διαθέσιμες από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του συστήματος (βλ. Εικόνα 3-14 και Εικόνα 3-20 αντίστοιχα), οι οποίες όμως χρειάστηκε να εκφραστούν κατάλληλα με τη μορφή μεταβλητών απόκλισης με χρήση των σχέσεων 4.2.1-4.2.3.

Η απόκριση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε βηματική επιβολή των στροφών της αντλίας είναι εύκολο να φανεί ότι προσομοιάζει σε τυπική απόκριση συστήματος πρώτης τάξης με συνάρτηση μεταφοράς:

$$G(s) = \frac{K}{\tau \cdot s + 1} \quad (2.3.2)$$

όπου τ η χρονική σταθερά του συστήματος. Από την απόκριση σε βηματική είσοδο πρωτοτάξιων συστημάτων είναι γνωστό ότι ο χρόνος αποκατάστασης είναι (βλ. 2.3.1):

$$t_s = 4 \cdot \tau \quad (2.3.6)$$

όπου t_s ο χρόνος αποκατάστασης του συστήματος. Εύκολα διαπιστώνει κάποιος από το γράφημα ότι για το εν λόγω σύστημα ισχύει

$$t_s \cong 10 \text{sec}$$

Και έτσι:

$$\tau = 2.5 \text{sec}$$

Το κέρδος K μπορεί εύκολα να προσδιορισθεί από το λόγο της εξόδου στη μόνιμη κατάσταση προς την αντίστοιχη τιμή της εισόδου. Ως εκ τούτου είναι:

$$K = \frac{y_{ss}}{u_{ss}} \cong -0.066 \quad (4.3.1)$$

Και κατά συνέπεια ισχύει

$$\frac{T_{SH}(s)}{N_{pump}(s)} = \frac{-0.066}{2.5 \cdot s + 1} \quad (4.3.2)$$

Κατ' αναλογία η απόκριση της πίεσης ατμοποίησης φαίνεται να ταιριάζει περισσότερο σε τυπική μορφή δευτεροτάξιου συστήματος με υποαπόσβεση της μορφής:

$$G(s) = \frac{K}{\tau_n^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \tau_n \cdot s + 1} \quad (4.3.3)$$

Όπου η χρονική σταθερά ορίζεται ως:

$$\tau_n = \frac{1}{\omega_n} \quad (4.3.4)$$

και ω_n η ιδιοσυχνότητα του συστήματος, ενώ ζ ο παράγοντας απόσβεσης (βλ. κεφάλαιο 2.3.1).

Από την απόκριση της μεταβλητής μπορεί εύκολα να βρεθεί η υπερακόντιση του συστήματος:

$$OS = \frac{y_{max} - y_{ss}}{y_{ss}} = 0.15 \quad (4.3.5)$$

Και εφόσον ισχύει:

$$OS = e^{-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\pi} \quad (2.3.10)$$

Προσδιορίζεται εύκολα ο παράγοντας απόσβεσης του συστήματος:

$$\zeta \cong 0.52$$

Ο χρόνος αποκατάστασης του συστήματος είναι

$$t_s = \frac{4 \cdot \tau_n}{\zeta} \quad (2.3.11)$$

Και πάλι από το γράφημα του κεφαλαίου 3.2.4 είναι εύκολο να διαπιστωθεί ότι:

$$t_s \cong 16 \text{ sec}$$

οπότε είναι:

$$\tau_n = 2 \text{ sec}$$

Τέλος το κέρδος K μπορεί και πάλι να βρεθεί ως:

$$K = \frac{y_{ss}}{u_{ss}} \cong -0.06 \quad (4.3.6)$$

Οπότε τελικά προσδιορίζεται η συνάρτηση μεταφοράς ως:

$$\frac{p_{evap}(s)}{f_{exp}(s)} = \frac{-0.06}{4 \cdot s^2 + 1.04 \cdot s + 1} \quad (4.3.7)$$

Από την ώρα που οι συναρτήσεις μεταφοράς ανοιχτού βρόχου έχουν προσδιορισθεί, είναι εφικτός ο προσδιορισμός των κερδών του ελεγκτή PID με βάση τους κανόνες ρύθμισης που προκύπτουν από την εφαρμογή της μεθόδου Εσωτερικού Μοντέλου Ελέγχου (IMC) που περιγράφεται στην ενότητα 2.3.2 αν η επιθυμητή απόκριση του συστήματος κλειστού βρόχου είναι της μορφής

$$G_{cl}(s) = \frac{1}{\lambda s + 1} \quad (4.3.8)$$

με βάση τους κανόνες που συνοψίζει ο Πίνακας 2.

Ως εκ τούτου επιλέγεται και για τους δύο βρόχους ελέγχου $\lambda = 2,5 \text{ sec}$ (αντιστοιχεί σε χρόνο αποκατάστασης της ελέγξιμης τιμής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης της τάξης των 10sec, που είναι αποδεκτός για τα δεδομένα της εφαρμογής) με αποτέλεσμα να προκύψουν τα κέρδη που συνοψίζονται στον επόμενο πίνακα:

Πίνακας 10 Κέρδη ελεγκτών PID βάσει της μεθόδου ρύθμισης IMC

Ελεγκτής	K_p	T_i	T_d	T_t	T_N
Θερμοκρασίας υπερθέρμανσης	-0.25	2,5	0	2,5	0
Πίεσης ατμοποίησης	-6	2	2	2	1

4.4 Ελεγκτής Economic DMC

4.4.1 Γενικά στοιχεία και μαθηματική διατύπωση του νόμου ελέγχου

Ο ελεγκτής τύπου DMC που αναπτύχθηκε για τον έλεγχο της εγκατάστασης βασίζεται στην κλασική μεθοδολογία που περιγράφηκε στην ενότητα 2.3.3, διαφοροποιείται όμως από αυτήν ως προς τον ορισμό της συνάρτησης κόστους, η οποία δεν σχετίζεται με την ελαχιστοποίηση του σφάλματος ελέγχου αλλά απεναντίας αποσκοπεί στην ελαχιστοποίηση του αντίθετου της καθαρής παραγόμενης ενέργειας της εγκατάστασης όπως αυτή υπολογίζεται από το μοντέλο πρόβλεψης σε χρονικό διάστημα ίσο με ένα ορίζοντα πρόβλεψης (N), δηλαδή:

$$\min J_E = - \sum_{i=1}^N \hat{P}_{net} \quad (4.4.1)$$

Πέραν αυτού ο ελεγκτής προσπαθεί να επιλύσει το πρόβλημα βελτιστοποίησης ικανοποιώντας τους περιορισμούς για τις πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης αλλά και τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης που ορίζονται στο κεφάλαιο 4.1.

Τα παραπάνω συνεπάγονται ότι για τον υπολογισμό όλων των κρίσιμων παραμέτρων το μοντέλο πρόβλεψης θα πρέπει να μπορεί να υπολογίσει τις ακόλουθες μεταβλητές:

- Πίεση ατμοποίησης, $p_{evap}(t)$
- Θερμοκρασία εξόδου από τον ατμοποιητή, $T_{evap,out}(t)$, ώστε να είναι εφικτός ο υπολογισμός της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης σε πραγματικό χρόνο
- Πίεση συμπύκνωσης, $p_{cond}(t)$
- Θερμοκρασία εξόδου από τον υποψύκτη, $T_{subc,out}(t)$, ώστε να είναι δυνατός ο υπολογισμός της θερμοκρασίας υπόψυξης σε πραγματικό χρόνο

Θεωρητικά με τον προσδιορισμό αυτών των παραμέτρων, οι υπόλοιπες μεταβλητές του κύκλου μπορούν να προσδιορισθούν πλήρως σε κάθε χρονική στιγμή t με χρήση αλγεβρικών εξισώσεων (συμπεριλαμβανομένων και των εξισώσεων κατάστασης του

εργαζόμενου μέσου για τον υπολογισμό της ενθαλπίας και της εντροπίας στα σημεία ενδιαφέροντος), δηλαδή οι συγκεκριμένες μεταβλητές αποτελούν τις καταστάσεις του κύκλου. Επίσης όλες αυτές οι μεταβλητές είναι φυσικά μετρήσιμες (με χρήση αισθητηρίων θερμοκρασίας και μεταλλακτών πίεσης) και άρα σε μία πραγματική υλοποίηση του ελεγκτή μπορούν να είναι γνωστές σε πραγματικό χρόνο για την ανατροφοδότηση του ελεγκτή.

Για την επίλυση του προβλήματος βελτιστοποίησης χρησιμοποιήθηκε ο εμπορικός επιλύτης Gurobi[39], ο οποίος είναι διαθέσιμος χωρίς οικονομική επιβάρυνση στην ακαδημαϊκή κοινότητα. Ο Gurobi είναι ένας πολύ γρήγορος και αξιόπιστος επιλύτης για προβλήματα γραμμικού και τετραγωνικού προγραμματισμού (όπως αυτά που συνήθως χρησιμοποιούνται στις εκφράσεις ελεγκτών προβλεπτικού μοντέλου) αλλά και για μικτά προβλήματα ακεραίων, όπου οι μεταβλητές απόφασης μπορεί να έχουν δυαδική μορφή. Η ανάπτυξη του ελεγκτή έγινε στο περιβάλλον προγραμματισμού της MATLAB, για την οποία έχει αναπτυχθεί ειδικό περιβάλλον εφαρμογής του κώδικα του Gurobi (API) κάτι το οποίο δεν είναι διαθέσιμο για τη γλώσσα Modelica. Προκειμένου να γίνει διαχείριση των μαθηματικών εκφράσεων που διέπουν το πρόβλημα αξιοποιήθηκε το λογισμικό YALMIP[40], ένα περιβάλλον διεπαφής με τον προγραμματιστή το οποίο έχει αναπτυχθεί αποκλειστικά σε MATLAB και διαμορφώνει την τελική έκφραση ενός προβλήματος βελτιστοποίησης μέσω συμβολικών αλγεβρικών πράξεων, την οποία τροφοδοτεί σε έναν εξωτερικό επιλύτη από μία πληθώρα διαθέσιμων επιλογών. Ο Gurobi, μέσω του Matlab API που διαθέτει συνεργάζεται άμεσα με το YAL-MIP, με αποτέλεσμα η ανάπτυξη του κώδικα να βασιστεί στη χρήση των εργαλείων του YAL-MIP. Η παραπάνω λύση, αν και πολύ πιο κομψή και απλή από πλευράς κώδικα, επιφέρει μία σειρά περιορισμών για την εν λόγω εφαρμογή, καθόσον η συμβολική διαχείριση των εκφράσεων που τροφοδοτούν τον YAL-MIP και εν συνεχεία τον Gurobi μπορεί να περιλαμβάνει μη πεπλεγμένους υπολογισμούς, δηλαδή μαθηματικές συσχετίσεις που δεν απαιτούν αριθμητική-αλγοριθμική επίλυση (για προφανείς λόγους). Ως εκ τούτου, είναι τεχνικά αδύνατο να γίνει χρήση λογισμικού υπολογισμού θερμοδυναμικών ιδιοτήτων (όπως λ.χ. το CoolProp) αφού οι καταστατικές εξισώσεις ενός πραγματικού μέσου αποτελούν μαθηματικά πολύπλοκες εκφράσεις οι οποίες επιλύονται μόνο αριθμητικά. Αυτό συνεπάγεται ότι για τον υπολογισμό των λοιπών μεταβλητών ενδιαφέροντος απαιτείται η χρήση απλών αλγεβρικών εξισώσεων ή η χρήση παραδοχών (π.χ. εξίσωση κατάστασης τελείου αερίου). Οποιαδήποτε μεταβλητή δεν γίνεται να υπολογιστεί με αυτή τη μέθοδο θα πρέπει να αποτελέσει μεταβλητή κατάστασης, δηλαδή να υπολογίζεται με χρήση μοντέλων συναρτήσεων μεταφοράς ως μετρούμενη τιμή του ελεγκτή.

Προκειμένου να τεθούν οι περιορισμοί που αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο 4.1 πέραν των πιέσεων λειτουργίας, που αποτελούν μετρούμενες μεταβλητές απαιτείται η δυνατότητα υπολογισμού των θερμοκρασιών υπερθέρμανσης και υπόψυξης, T_{SH} και T_{SC} αντίστοιχα.

Ισχύει ότι:

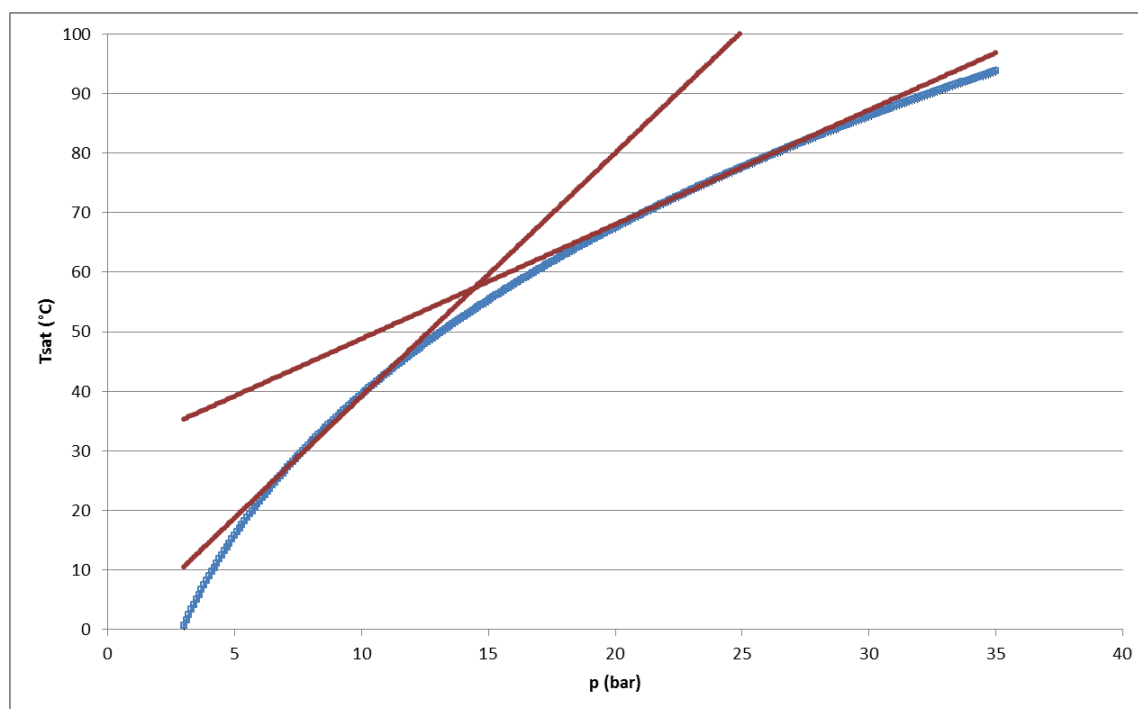
$$T_{SH} = T_{evap,out} - T_{sat}(p_{evap}) \quad (3.1.3)$$

$$T_{SC} = T_{sat}(p_{cond}) - T_{cond,out} \quad (3.1.4)$$

Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας κορεσμού για πίεση p_{evap} και p_{cond} αντίστοιχα μπορεί να υλοποιηθεί σε μία περιοχή περί το ονομαστικό σημείο λειτουργίας με αρκετά καλή ακρίβεια (της τάξης του $0,1^{\circ}\text{C}$, στα όρια δηλαδή ενός καλού αισθητήρια τύπου RTD) με χρήση απλών γραμμικών εκφράσεων όπως αυτές που ακολουθούν:

$$T_{sat}[^{\circ}\text{C}] = 1.9201 \cdot p_{evap}[\text{bar}] + 29.514, \quad 20 < p_{evap} < 30 \quad (4.4.2)$$

$$T_{sat}[^{\circ}\text{C}] = 1.9201 \cdot p_{evap}[\text{bar}] + 29.514, \quad 6 < p_{evap} < 11.5 \quad (4.4.3)$$



Εικόνα 4-1 Προσέγγιση καμπύλης κορεσμού του R134a με γραμμικές εκφράσεις

Με αυτόν τον τρόπο είναι άμεσα εφικτός ο υπολογισμός των θερμοκρασιών αυτών που αποτελούν βασικούς περιορισμούς του ελεγκτή μέσω απλών γραμμικών εκφράσεων.

Ο προσδιορισμός της αντικειμενικής συνάρτησης του προβλήματος βελτιστοποίησης απαιτεί τον υπολογισμό των επιμέρους τιμών της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή P_{gen} και της αντλίας P_p . Για τη μεν αντλία αυτό είναι άμεσα εφικτό από τις

σχέσεις 2.2.23 και 2.2.24 του αναλυτικο-εμπειρικού μοντέλου που έχει ήδη αναπτυχθεί στο κεφάλαιο 2.2.2. Από την άλλη οι αντίστοιχη έκφραση για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή, πέραν της πολυπλοκότητας της απαιτεί και τη διενέργεια υπολογισμών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου (εντροπία, ενθαλπία) με αποτέλεσμα να είναι αδύνατος ο υπολογισμός της με απλές μη πεπλεγμένες μαθηματικές εκφράσεις. Έτσι, η αντιμετώπιση του ζητήματος μπορεί να γίνει με δύο τρόπους:

- Τη χρήση της καταστατικής εξίσωσης τελείων αερίων για τον προσδιορισμό των κρίσιμων παραμέτρων στην είσοδο και την έξοδο του ατμοποιητή με δεδομένα την πίεση και θερμοκρασία εισόδου καθώς και την πίεση εξόδου
- Την αντιμετώπιση της ηλεκτρικής ισχύος του εκτονωτή ως μετρούμενη τιμή και τη δημιουργία ενός μοντέλου βηματικής απόκρισης γι αυτή

Στην παρούσα εργασία, χάριν ακριβείας προτιμήθηκε η δεύτερη μέθοδος, αν και είναι αναμενόμενο σε συνθήκες αρκετά διαφορετικές των ονομαστικών μην οδηγεί σε σωστούς υπολογισμούς λόγω της χρήσης ενός γραμμικού μοντέλου για τον εκτονωτή, ο οποίος όπως έχει ήδη παρουσιασθεί μπορεί να μοντελοποιηθεί μόνο με χρήση έντονα μη γραμμικών εξισώσεων. Από την άλλη, το γεγονός ότι ο έλεγχος που εξετάζεται βασίζεται σε γραμμικούς ελεγκτές και άρα αναμένεται να εφαρμοσθεί σε κάποια στενά όρια λειτουργίας περί το ονομαστικό σημείο λειτουργίας κάνει επιτρεπτή την παραδοχή αυτή. Ως εκ τούτου, η ηλεκτρική ισχύς του εκτονωτή αντιμετωπίσθηκε και αυτή ως μία μεταβλητή πρόβλεψης του ελεγκτή.

Εντέλει οι μεταβλητές πρόβλεψης καθώς και το αντίστοιχο μοντέλο βηματικής απόκρισης για κάθε μια από τις εισόδους και τις διαταραχές σε διαγραμματική μορφή συνοψίζονται στον πίνακα που ακολουθεί. Τα μοντέλα αυτά δημιουργήθηκαν από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων του αναλυτικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στο περιβάλλον Dymola, τα οποία παρουσιάσθηκαν αρχικά στο κεφάλαιο 3.2. Σημειωτέον επίσης ότι καθεμία από τις μεταβλητές αυτές αδιαστατοποιήθηκε και προσαρμόσθηκε σε μία κοινή κλίμακα μέσω του ακόλουθου μετασχηματισμού:

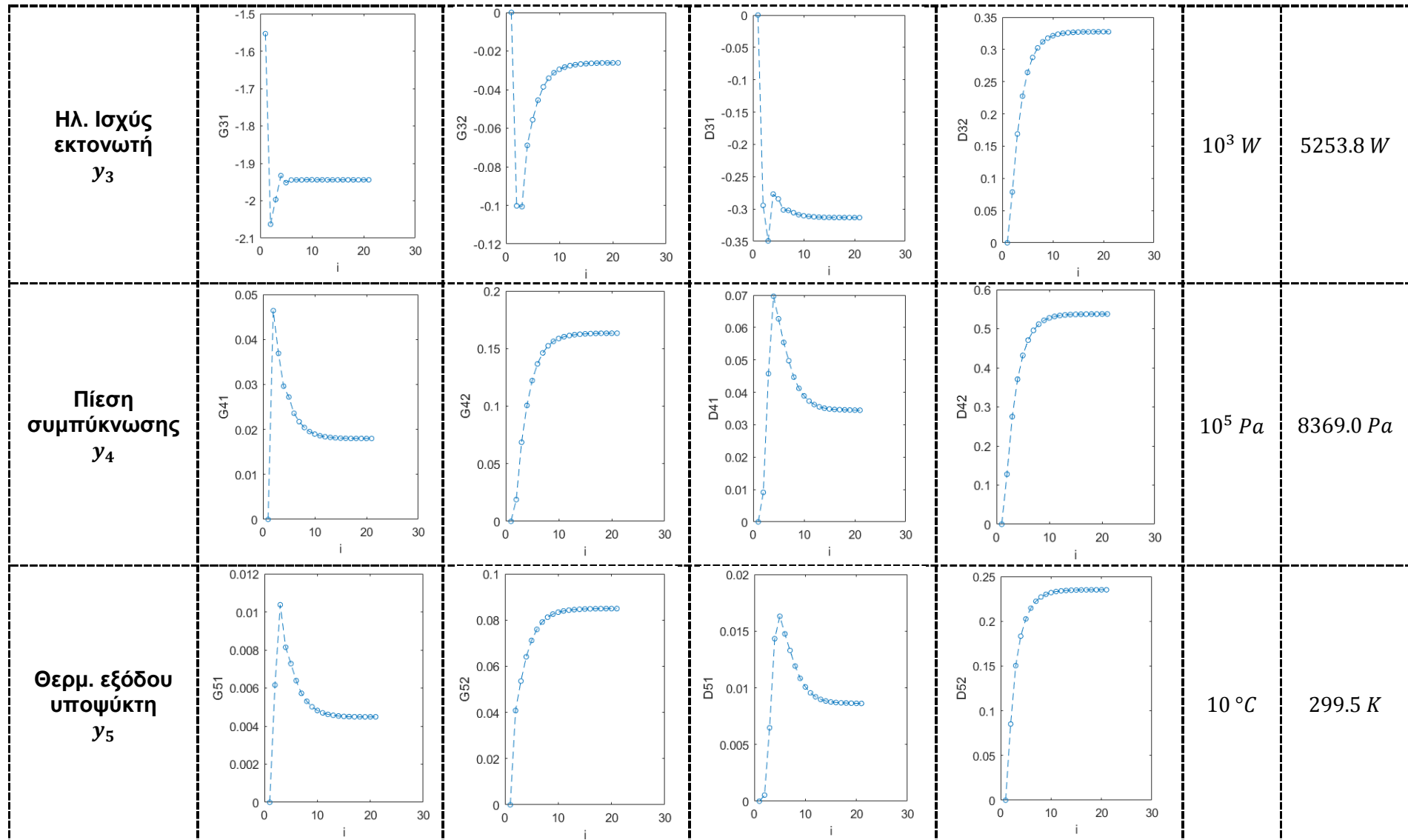
$$y_{i,scaled} = \frac{y_{i,unscaled} - y_{i,0}}{S.F.} \quad (4.4.4)$$

ώστε να είναι δυνατή η διενέργεια υπολογισμών στις οποίες να μην επιδρούν φυσικά μεγέθη και μονάδες.

Κατά αντιστοιχία αδιαστατοποιήθηκαν και οι τιμές των δύο μεταβλητών εισόδου (συχνότητα εκτονωτή, στροφές αντλίας) με αντίστοιχες τιμές $u_{1,0} = 45 \text{ Hz}$, $S.F._1 = 5 \text{ Hz}$ και $u_{2,0} = 980 \text{ RPM}$, $S.F._2 = 90 \text{ RPM}$.

Πίνακας 11 Σύνοψη των μοντέλων βηματικής απόκρισης που αξιοποιήθηκαν κατά την υλοποίηση του ελεγκτή DMC

	Μοντέλα βηματικής απόκρισης σε:				<i>S. F.</i>	γ_0
	Εισόδους		Διαταραχές			
	Στροφές εκτονωτή u_1	Στροφές αντλίας u_2	Παροχή θερμού νερού d_1	Θερμ. νερού ψύξης d_2		
Θερμοκρασία εξόδου ατμοποιητή γ_1					10 K	356.5 K
Πίεση ατμοποίησης γ_2					$10^5 Pa$	24939.8 Pa



Με χρήση των μοντέλων βηματικής απόκρισης των παραπάνω μεταβλητών και των εξισώσεων που υπολογίζουν τις λοιπές παραμέτρους ενδιαφέροντος είναι εφικτή η υλοποίηση ενός ελεγκτή που θα βασίζεται στη δομή που εκφράζει η εξίσωση 2.3.32 που παρουσιάσθηκε στο κεφάλαιο 2.3.3, όπου δηλαδή η συνάρτηση κόστους αποτελεί αναφέρεται σε ένα μέγεθος του οποίου ζητείται η ελαχιστοποίηση, ενώ οι εξισώσεις που διέπουν τη δυναμική του συστήματος υπεισέρχονται στον επιλύτη με τη μορφή γραμμικών περιορισμών. Επίσης, πέραν των περιορισμών για τις μετρούμενες τιμές που περιγράφονται στην ενότητα 4.1, περιορισμοί υπάρχουν και όσον αφορά τα όρια λειτουργίας των ρυθμιστών στροφών. Εν γένει λοιπόν δεν επιτρέπεται ο κάθε ρυθμιστής να βρεθεί σε μία συχνότητα χαμηλότερη ενός ορίου ($f_{min} = 30 \text{ Hz}$), για λόγους ψύξης του ηλεκτρικού κινητήρα, ενώ το η μέγιστη τιμή λειτουργίας ορίζεται από τον κατασκευαστή για τον μεν κινητήρα του εκτονωτή στα $f_{1,max} = 50 \text{ Hz}$, για το δε κινητήρα της αντλίας στα $f_{2,max} = 60 \text{ Hz}$. Επιπροσθέτως περιορισμοί κρίθηκε σκόπιμο να τεθούν και ως προς τον ρυθμό μεταβολής των τιμών των ρυθμιστών στροφών, ώστε να αποφευχθούν απότομες αλλαγές στη συχνότητα αναφοράς του κινητήρα που μπορεί να είναι είτε επικίνδυνες για τη λειτουργία.

Η αντικειμενική συνάρτηση όπως προαναφέρθηκε θα πρέπει εκφράζει το αντίθετο της καθαρής παραγόμενης ενέργειας, J_E , σε έναν ορίζοντα πρόβλεψης. Πέραν αυτού όμως στην αντικειμενική συνάρτηση κρίνεται σκόπιμο να προστεθεί και ένας επιπλέον όρος ο οποίος επιτρέπει την χαλάρωση των μαθηματικών περιορισμών για τη διευκόλυνση της επίλυσης του προβλήματος. Έτσι σε κάθε περιορισμό ορίζεται μία μεταβλητή απόκλισης, e , της οποίας η νορμα-1 ζητείται να ελαχιστοποιηθεί, πρακτικά δηλαδή ζητείται ο μηδενισμός αυτής της τιμής. Τέλος, στην αντικειμενική συνάρτηση προστίθεται και ένας όρος που σχετίζεται με την ελαχιστοποίηση της «ενέργειας» ελέγχου, όμοιος με την κλασική μεθοδολογία του DMC. Η χρήση αυτού του όρου αν και δεν προσθέτει κάποιο όφελος από καθαρά ενεργειακή άποψη, βοηθάει τον ελεγκτή να έχει μία αρκετά πιο ομαλή δράση ελέγχου, καθότι διαφορετικά η συμπεριφορά του ελεγκτή μπορεί να γίνει αρκετά πιο ταλαντωτική, ειδικά σε περιπτώσεις όπου η βέλτιστη λύση βρίσκεται στα όρια κάποιου περιορισμού, όπως θα αναλυθεί στη συνέχεια.

Συνοψίζοντας τα παραπάνω η τελική έκφραση του προβλήματος βελτιστοποίησης που πρέπει να επιλυθεί σε κάθε χρονικό βήμα για τον ορίζοντα πρόβλεψης N είναι η ακόλουθη:

$$\min(J) \quad i = 1 \dots N$$

$$J = W_e \cdot J_E + W_c \cdot J_C + W_u \cdot J_u, \quad 0 \leq W_e, W_c, W_u \leq 1$$

$$J_E = - \sum_{i=1}^N \hat{P}_{net} = - \sum_{i=1}^N [\hat{y}_{3,i} - P_p(\hat{y}_{2,i}, \hat{y}_{4,i})]$$

$$J_C = \sum_{i=1}^N \sum_{k=1}^5 (w_i \cdot \|e_{k,i}\|)$$

$$J_u = r_1 \cdot \|u_1\| + r_2 \cdot \|u_2\|$$

s. t.

$$\hat{y}_j = G_{j1} \cdot u_1 + G_{j2} \cdot u_2 + F_{j1} \cdot x_1 + F_{j2} \cdot x_2 + D_{j1} \cdot d_1 + D_{j2} \cdot d_2, \quad j = 1..5$$

and

$$\begin{aligned} \hat{T}_{SH,i} &= f(\hat{y}_{1,i}, \hat{y}_{2,i}) + e_{1,i} \geq 5 \\ \hat{T}_{SC,i} &= f(\hat{y}_{4,i}, \hat{y}_{5,i}) + e_{2,i} \geq 5 \\ &-3 \leq u_{1,i} \leq 1 \\ &-4 \leq u_{2,i} \leq 2 \\ du_{1,i} &= u_{1,i} - u_{1,i-1} < 0.5 \\ du_{2,i} &= u_{2,i} - u_{2,i-1} < 0.5 \\ y_{2,i} &\leq 1.5 + e_{3,i} \\ -1.7 - e_{4,i} &\leq y_{4,i} \leq 1.8 + e_{5,i} \end{aligned} \quad (4.4.5)$$

Τα βάρη W_e , W_c και W_u χρησιμοποιούνται για να σταθμίσουν τη σημασία κάθε επιμέρους συνάρτησης στόχου. Κατά αντιστοιχία, τα βάρη w_i σταθμίζουν τη βαρύτητα που έχει καθένας περιορισμός.

4.4.2 Υλοποίηση ελεγκτή και ρύθμιση παραμέτρων

Με βάση την μαθηματική έκφραση που αναπτύχθηκε στην προηγούμενη ενότητα ο αλγόριθμος του ελεγκτή υλοποιήθηκε σε κώδικα Matlab με χρήση της διεπαφής YAL-MIP και του επιλύτη Gurobi. Η υπολογιστική ρουτίνα που γράφτηκε δέχεται σε κάθε χρονική στιγμή τις μετρούμενες τιμές για τις μεταβλητές εξόδου ($y_1 \dots y_5$) και τις δύο διαταραχές (d_1, d_2) και επιστρέφει τις τιμές των μεταβλητών εισόδου για την επόμενη χρονική στιγμή. Τη χρονική στιγμή $t=0$ γίνεται εισαγωγή των μοντέλων βηματικής διαταραχής και ορισμός του προβλήματος βελτιστοποίησης μέσω της εντολής *optimizer* του YAL-MIP ενώ τις υπόλοιπες χρονικές στιγμές γίνεται απλά επίλυση του προβλήματος βελτιστοποίησης. Ως ορίζοντας πρόβλεψης ορίστηκε ο χρόνος αποκατάστασης του συστήματος, δηλαδή $N = N_s$.

Προκειμένου να γίνει ρύθμιση του ελεγκτή, οι υπολογιζόμενες τιμές για τις μεταβλητές εισόδου γίνονται τροφοδότηση στα μοντέλα βηματικής απόκρισης τα οποία χρησιμοποιούνται ως μία γραμμικοποιημένη και απλοποιημένη έκφραση του συστήματος μικρού υπολογιστικού κόστους στη MATLAB, η οποία επιτρέπει τη γρήγορη

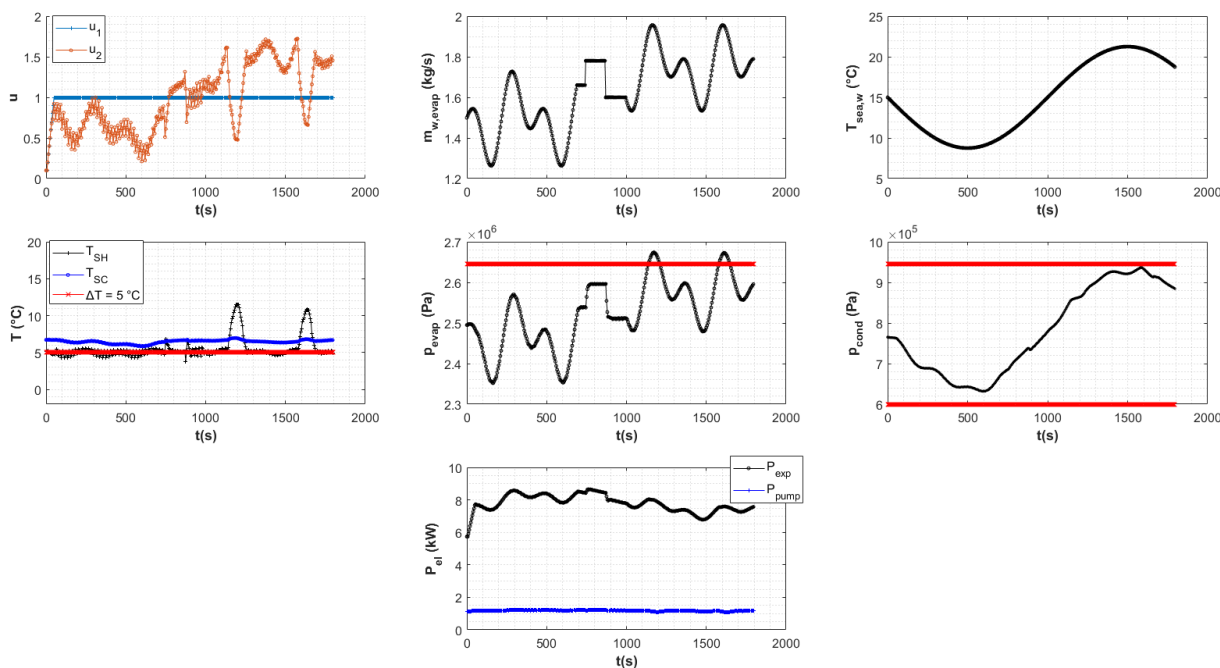
προσομοίωση του συστήματος και κατά συνέπεια την δυνατότητα ορισμού των συντελεστών W_e , W_c και W_u μέσω δοκιμών.

Τα βάρη των περιορισμών έλαβαν τιμές σύμφωνα με τον ακόλουθο πίνακα, προκειμένου να δοθεί έμφαση στους κρίσιμους περιορισμούς για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης και θερμοκρασία υπόψυξης:

Πίνακας 12 Ορισμός βαρών για τους περιορισμούς του προβλήματος βελτιστοποίησης

Βάρος	w_1	w_2	w_3	w_4	w_5
Τιμή	10	50	100	50	100

Στη συνέχεια δοκιμάστηκε η παραμετροποίηση του ελεγκτή σε λειτουργία χωρίς τη συνιστώσα J_u ($W_u = 0$) και με ίσα βάρη για τις συνιστώσες J_E και J_C :

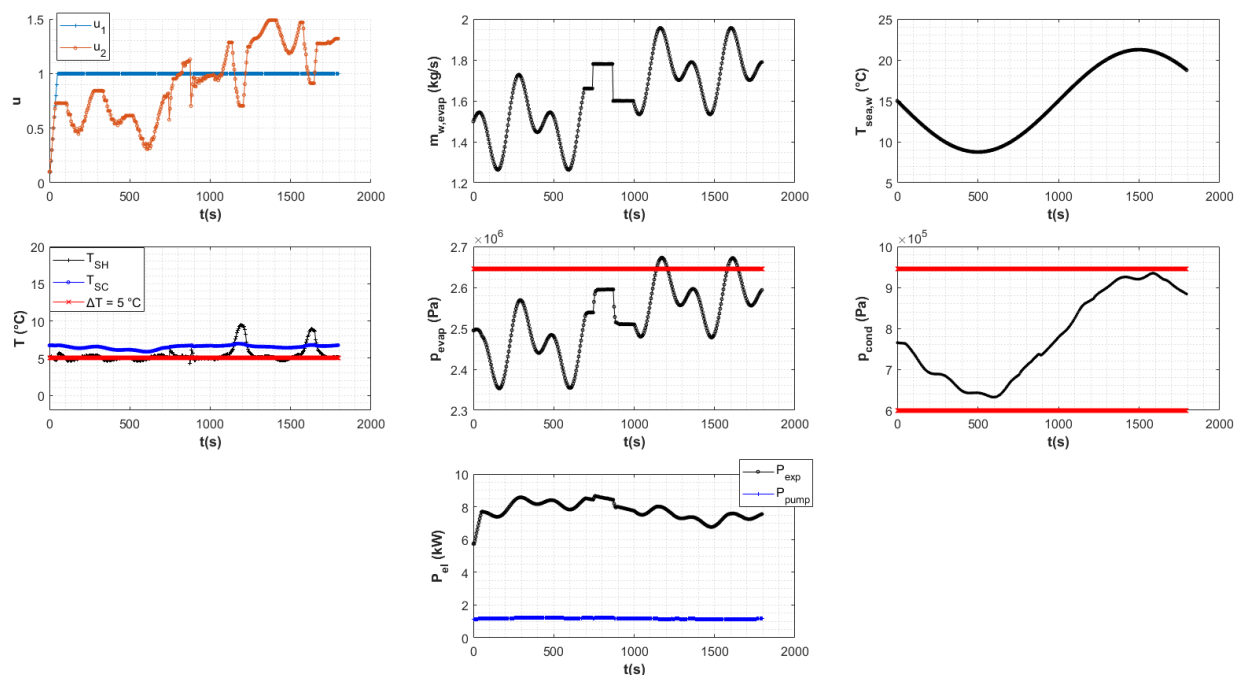


Εικόνα 4-2 Αποτελέσματα προσομοίωσης ελεγκτή DMC με χρήση του γραμμικοποιημένου μοντέλου και $W_c = W_e = 100, W_u = 0$

Παρατηρώντας την απόκριση των διαφόρων μεταβλητών ελέγχου παρατηρείται καταρχάς η λειτουργία του εκτονωτή στις μέγιστες δυνατές στροφές, δηλαδή στην τιμή των $f_{exp} = 50 Hz$. Αυτό είναι σε συνέπεια με τα πειραματικά δεδομένα που αξιοποιήθηκαν για την κατάστρωση του μοντέλου του εκτονωτή, όπου κατέστη σαφές ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή αυξάνεται με την αύξηση των στροφών (βλ. κεφάλαιο 3.1.2). Από την άλλη οι στροφές της αντλίας ρυθμίζονται στη μέγιστη δυνατή τιμή έτσι ούτως ώστε η θερμοκρασία υπερθέρμανσης να βρίσκεται στο κατώτατο όριο, δηλαδή

αυτό των $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, κάτι το οποίο και πάλι έρχεται σε συμφωνία με τις παρατηρήσεις που έχουν γίνει τόσο στη συγκεκριμένη εγκατάσταση [27] και που οφείλεται στην κατά το δυνατόν μεγιστοποίηση της διακινούμενης παροχής του εργαζόμενου μέσου. Αυτό δεν ισχύει μόνο για δύο περιπτώσεις, όπου παραβιάζονται ελαφρώς οι περιορισμοί για την τιμή της πίεσης ατμοποίησης και όπου αναγκαστικά γίνεται μείωση των στροφών της αντλίας και κατά συνέπεια και αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Η επιλογή αυτή του αλγορίθμου είναι λογική αν ληφθεί υπόψη η αδυναμία περεταίρω αύξησης των στροφών του εκτονωτή για τον περιορισμό της πίεσης ατμοποίησης και η ταυτόχρονη μείωση της κατανάλωσης της αντλίας, που είναι ωφέλιμη και για την ικανοποίηση των ενεργειακών στόχων του προβλήματος βελτιστοποίησης. Τα μεγέθη για την παραγωγή και την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ανέρχονται στην τιμή $E_{exp} = 3.88 \text{ kWh}_{el}$ και $E_{pump} = 0.59 \text{ kWh}_{el}$ αντίστοιχα.

Αυτό που είναι εμφανές είναι επίσης η έντονη ταλαντωτική συμπεριφορά στην απόκριση των στροφών της αντλίας, με αυτήν την απόκριση να δημιουργείται στις περιπτώσεις όπου η λύση του προβλήματος βελτιστοποίησης κινείται στα όρια ενός περιορισμού. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στη μέθοδο κατάστρωσης του προβλήματος βελτιστοποίησης και ειδικά στον τρόπο με τον οποίο ορίστηκαν οι περιορισμοί, δηλαδή με τη χρήση μεταβλητών απόκλισης e_i των οποίων ο μηδενισμός αποτελεί τμήμα της συνάρτησης στόχου του προβλήματος. Ως εκ τούτου, όταν η βέλτιστη λύση κινείται στα όρια ενός περιορισμού πρακτικά ενυπάρχουν δύο αντικρουόμενες συνιστώσες της αντικειμενικής συνάρτησης (η μεν μεγιστοποίηση της ενέργειας, η δε ελαχιστοποίηση των μεταβλητών απόκλισης) οι οποίες και δημιουργεί αυτή την ανεπιθύμητη συμπεριφορά.

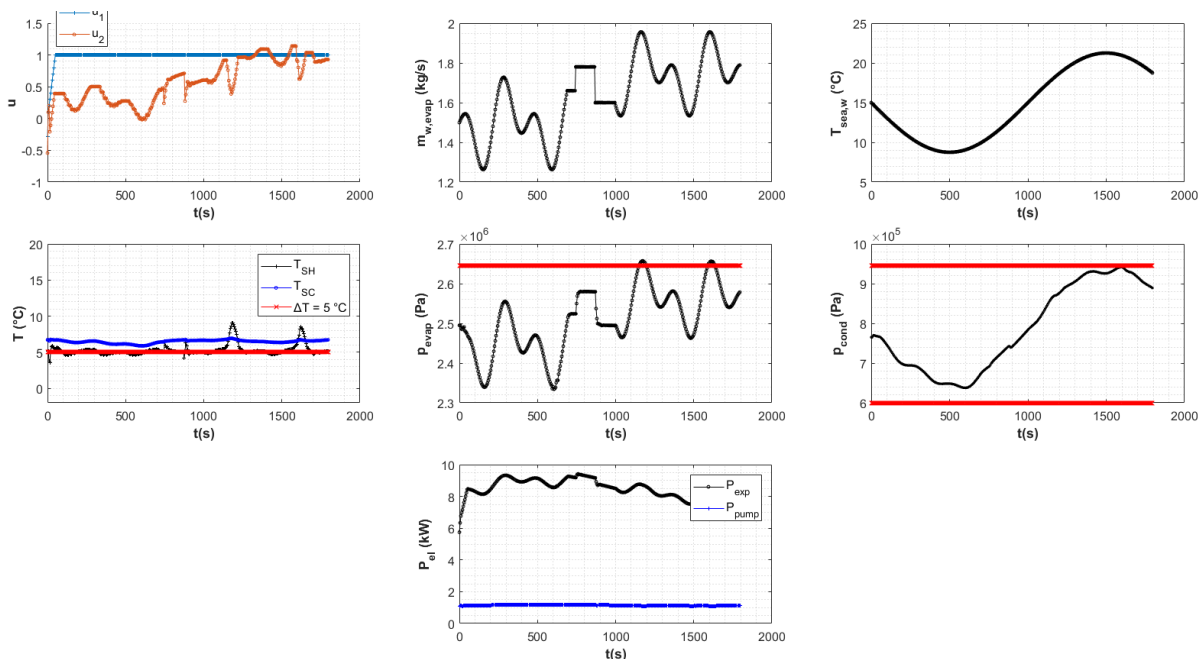


Εικόνα 4-3 Αποτελέσματα προσομοίωσης ελεγκτή DMC με χρήση του γραμμικοποιημένου μοντέλου και $W_c = W_e = 100$, $W_u = 10$

Η προσθήκη της συνιστώσας J_u φαίνεται να αποτελεί τη λύση στο πρόβλημα αυτό όπως αποδεικνύουν τα προηγούμενα γραφήματα, αφού πέραν από την επίτευξη των δύο βασικών στόχων του ελεγκτή, δηλαδή την προσαρμογή στους περιορισμούς και την μεγιστοποίηση της ηλεκτροπαραγωγής, επιπλέον θέτει περιορισμούς στις άσκοπες μεταβολές των μεταβλητών ελέγχου, με αποτέλεσμα μία αρκετά πιο ομαλή απόκριση για τις στροφές της αντλίας:

Στην περίπτωση αυτή τα βάρη πήραν τιμές $R_1 = R_2 = 100$ ενώ $R_3 = 10$, καθότι μεγαλύτερες τιμές του βάρους R_3 κάνουν τον ελεγκτή λιγότερο επιθετικό στην απόρριψη διαταραχών χωρίς να ευνοούν την πιο ευσταθή συμπεριφορά του. Επιπροσθέτως, οι τιμές για την ηλεκτροπαραγωγή και την κατανάλωση της αντλίας δεν άλλαξαν, κάτι που αποτελεί ένδειξη ότι η συνιστώσα J_U δεν επιδρά αρνητικά στην μεγιστοποίηση της καθαρής ηλεκτρικής ενέργειας της εγκατάστασης.

Μένοντας στο θέμα των περιορισμών, αν και η συμπεριφορά του ελεγκτή είναι εν γένει ικανοποιητική, θα είχε ενδιαφέρον να εξετασθεί αν και κατά πόσο είναι δυνατό να αυξηθεί η επιθετικότητα του προκειμένου να μην επιτρέπεται στο ελάχιστο η παραβίαση κάποιου περιορισμού. Για τον λόγο αυτό τα βάρη πήραν τιμές $R_1 = 10^5$, $R_2 = 100$, $R_3 = 10$ και μια νέα προσομοίωση πραγματοποιήθηκε:



Εικόνα 4-4 Αποτελέσματα προσομοίωσης ελεγκτή DMC με χρήση του γραμμικοποιημένου μοντέλου και $W_c = 10000$, $W_e = 100$, $W_u = 10$

Εκτός του ότι είναι προφανές ότι η παραβίαση των περιορισμών τόσο για την πίεση ατμοποίησης όσο και για την θερμοκρασία υπερθέρμανσης έχει σχεδόν εξαλειφθεί, η πιο άμεση δράση του ελεγκτή αποφεύγει την καθυστερημένη αντιμετώπιση των περιορισμών με πιο απότομες μεταβολές των στροφών της αντλίας. Έτσι οι περίοδοι που η εγκατάσταση λειτουργεί με μεγάλες τιμές για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης (δηλαδή εκεί όπου παραβιάζεται ο περιορισμός για την πίεση ατμοποίησης) είναι πιο μικρές και με μικρότερη επίδραση στις στροφές της αντλίας. Ένα επιπρόσθετο θετικό αποτέλεσμα αυτής της παραμετροποίησης είναι η αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας κατά 8%, δηλαδή στην τιμή των $E_{exp} = 4.22 kWh_{el}$ μία πολύ μικρή μείωση της κατανάλωσης της αντλίας (της τάξης του 3%) στις $E_{pump} = 0.57 kWh_{el}$. Η συνολικά καλύτερη απόδοση του ελεγκτή με αυτή την παραμετροποίηση οδήγησε και στη διατήρηση των παραμέτρων αυτών στη σύγκριση μεταξύ των δύο εξεταζόμενων τεχνικών ελέγχου, που ακολουθεί στο επόμενο κεφάλαιο.

4.5 Προσομοίωση και σύγκριση των τεχνικών ελέγχου

Προκειμένου να γίνει εφικτή μία απευθείας σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο εξεταζόμενων τεχνικών ελέγχου, αποφασίσθηκε να ορισθεί μία χρονοσειρά αξιολόγησης για κάθε μία από τις διαταραχές που επιδρούν στο σύστημα, δηλαδή την παροχή του θερμού νερού στον ατμοποιητή ($\dot{m}_{w,evap} = d_1$) και την θερμοκρασία του θαλασσινού νερού που ψύχει τον συμπυκνωτή και τον υποψύκτη ($T_{w,cond,in} = T_{w,subc,in} = T_{sea} \equiv d_2$). Εν συνεχεία για τις συνθήκες αυτές έγινε προσομοίωση του κύκλου με χρήση του αναλυτικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στο περιβάλλον Dymola, ούτως ώστε να είναι δυνατή η αξιολόγηση της απόδοσης του κάθε ελεγκτή με ένα μοντέλο που να είναι όσο το δυνατόν πιο κοντά στο πραγματικό μη γραμμικό σύστημα.

Για τον μεν έλεγχο τριών όρων, έγινε αξιοποίηση του ενσωματωμένου μοντέλου για ελεγκτές PID της βιβλιοθήκης ThermoCycle, το οποίο παραμετροποιήθηκε με βάση τα κέρδη που υπολογίστηκαν αναλυτικά στην ενότητα 4.3. Για τον έλεγχο PID δοκιμάσθηκαν δύο παραλλαγές:

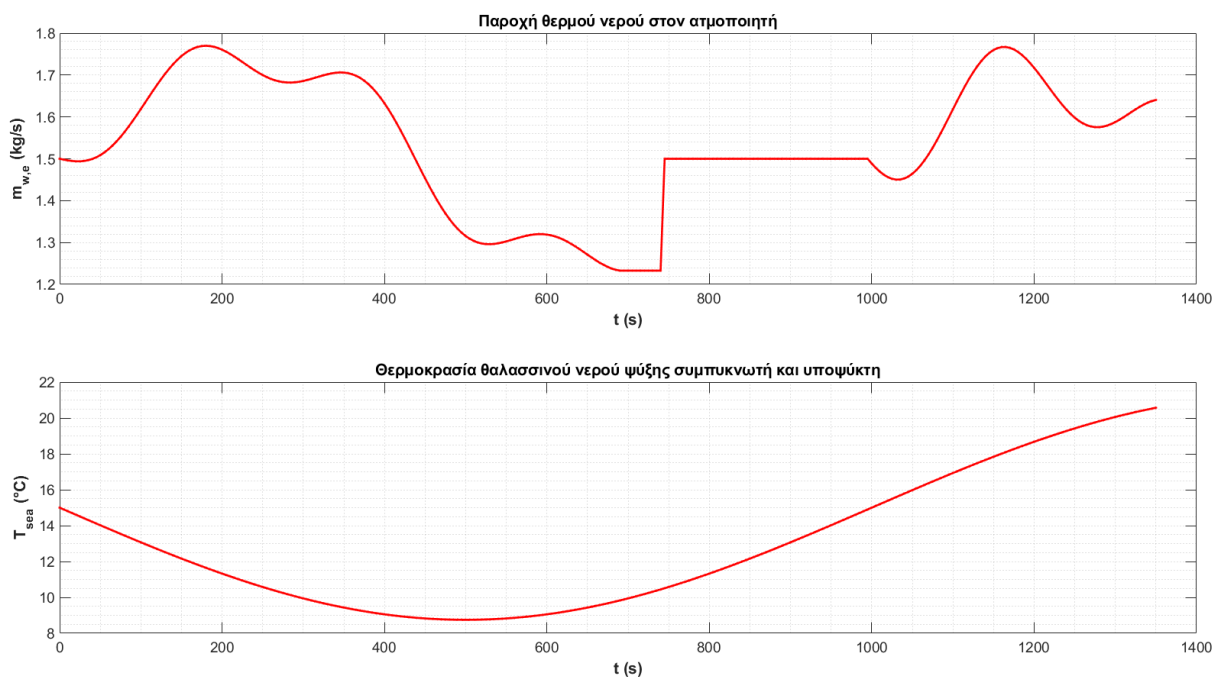
- Η χρήση δύο ανεξάρτητων βρόχου ελέγχου (**Σενάριο Α**) για την θερμοκρασία υπερθέρμανσης και την πίεση ατμοποίησης όπως ακριβώς περιγράφεται στην ενότητα 4.3.
- Η διατήρηση του βρόχου ελέγχου μόνο για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης με έλεγχο των στροφών της αντλίας (**Σενάριο Β**) και η διατήρηση των στροφών του εκτονωτή στη μέγιστη τιμή τους ($f_{exp} = 50 \text{ Hz}$). Η επιλογή αυτή προέκυψε έπειτα από τη διαπίστωση ότι η αύξηση των στροφών του εκτονωτή έχει άμεση θετική επίδραση στον ισεντροπικό βαθμό του (βλ. προηγούμενο κεφάλαιο). Από την άλλη δεν επιτρέπει τον στενό έλεγχο των συνθηκών λειτουργίας του κύκλου.

Για τον δε έλεγχο DMC δεδομένης της αδυναμίας άμεσης και υπολογιστικά αποδοτικής διασύνδεσης των περιβάλλοντων Dymola και Matlab (όπου στο πρώτο έχει αναπτυχθεί το μοντέλο, στο δεύτερο έχει γίνει υλοποίηση του ελεγκτή), πρακτικά έγινε προσομοίωση του σεναρίου αξιολόγησης με τη χρήση του απλοποιημένου γραμμικού μοντέλου του συστήματος και εν συνεχεία οι υπολογιζόμενες τιμές για τις μεταβλητές ελέγχου τροφοδοτήθηκαν στο περιβάλλον Dymola όπου και έγινε η τελική προσομοίωση. Η μέθοδος αυτή έχει το μειονέκτημα ότι στην τελική προσομοίωση, η ακολουθία των δράσεων ελέγχου δεν υπολογίσθηκε με βάση την πραγματική ανάδραση του συστήματος αλλά με βάση την ανάδραση ενός απλοποιητικού γραμμικού μοντέλου. Αυτό από την άλλη αναμένεται να λειτουργήσει εις βάρος του ελεγκτή DMC καθώς θα οδηγήσει σε

ελαφρώς άστοχες λύσεις που δεν ευνοούν την ελαχιστοποίηση της συνάρτησης στόχου του προβλήματος βελτιστοποίησης.

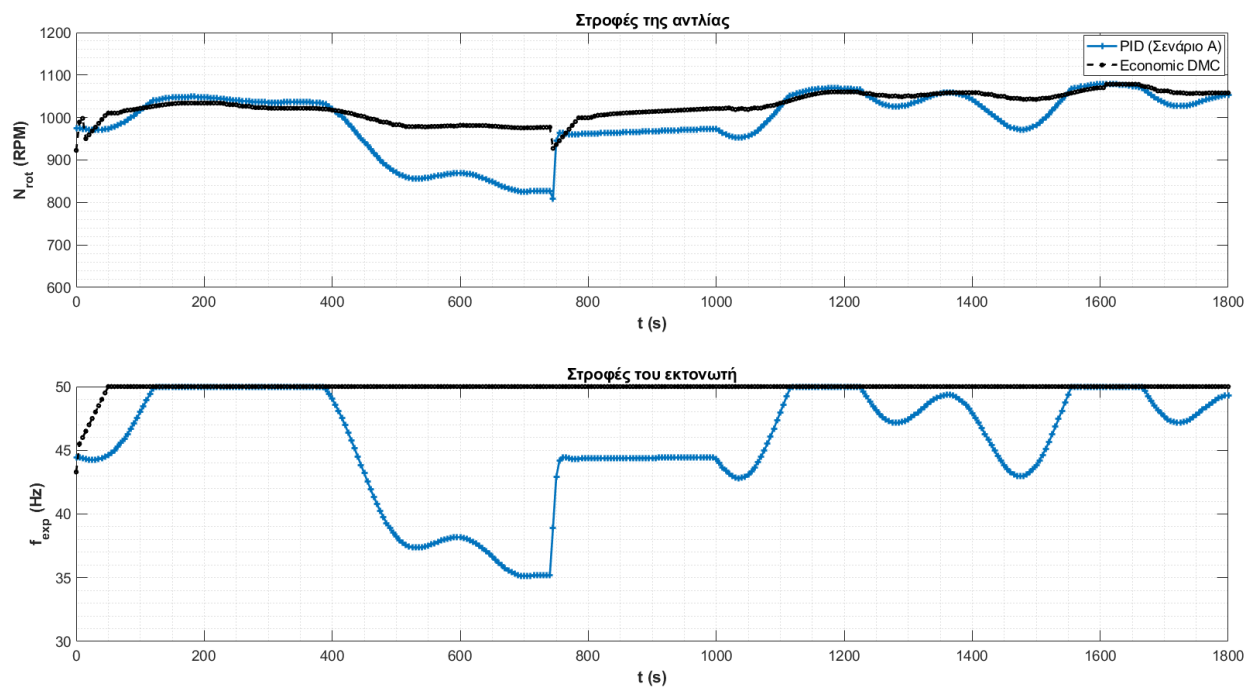
Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί μία σημαντική παρατήρηση που αφορά στην υλοποίηση του εν λόγω ελεγκτή και η οποία σχετίζεται με το υπολογιστικό κόστος του ελεγκτή: η εξεύρεση της λύσης του προβλήματος βελτιστοποίησης που ορίζει και την επόμενη τιμή των μεταβλητών ελέγχου σε κάθε χρονικό βήμα απαιτεί κατά μέσο όρο **0,45sec** σε ένα φορητό υπολογιστή με σχετικά σύγχρονο **τετραπύρηνο επεξεργαστή** χρονισμού 2.6-3.5 Ghz και **μνήμη 16GB** στα 2400 Mhz. Αυτός ο χρόνος, εκτός ότι ικανοποιεί τον περιορισμό ότι είναι μικρότερος του χρόνου δειγματοληψίας του μοντέλου, είναι ενθαρρυντικό και για την υλοποίηση του ελεγκτή σε ένα σύγχρονο Βιομηχανικό Υπολογιστή αντίστοιχων υπολογιστικών επιδόσεων.

Σαν σενάριο αξιολόγησης για τις δύο διαταραχές επιλέχθηκε η υπέρθεση αρμονικών σημάτων που να κυμαίνονται σε λογικές τιμές για τις συνθήκες που επικρατούν σε ένα πραγματικό πλοίο. Με βάση τις μεταβολές αυτές στόχος είναι να μελετηθεί η επίδραση τόσο στα δυναμικά χαρακτηριστικά της απόκρισης όσο και σε λειτουργικές παραμέτρους που αφορούν την μεγιστοποίηση της ηλεκτροπαραγωγής και την ικανοποίηση των περιορισμών για τις πιέσεις του κύκλου και τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης. Οι τιμές των διαταραχών φαίνονται στο επόμενο γράφημα:

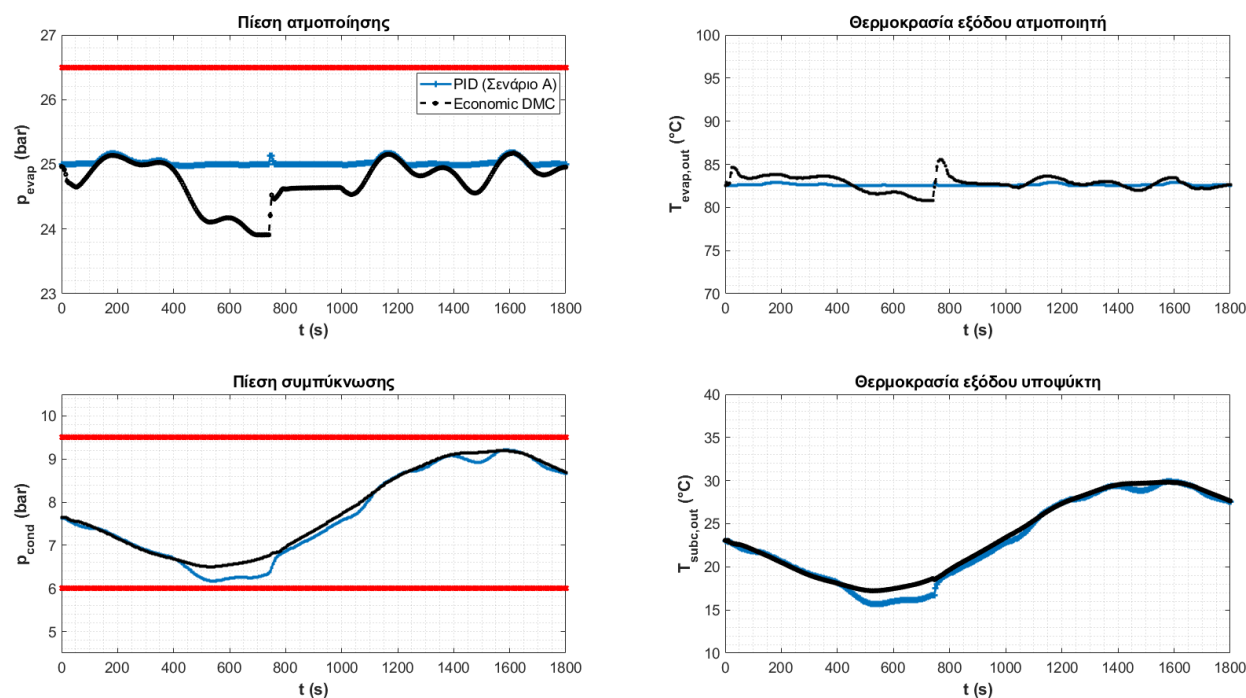


Εικόνα 4-5 Διαταραχές του συστήματος στη πρώτη δοκιμή σύγκρισης

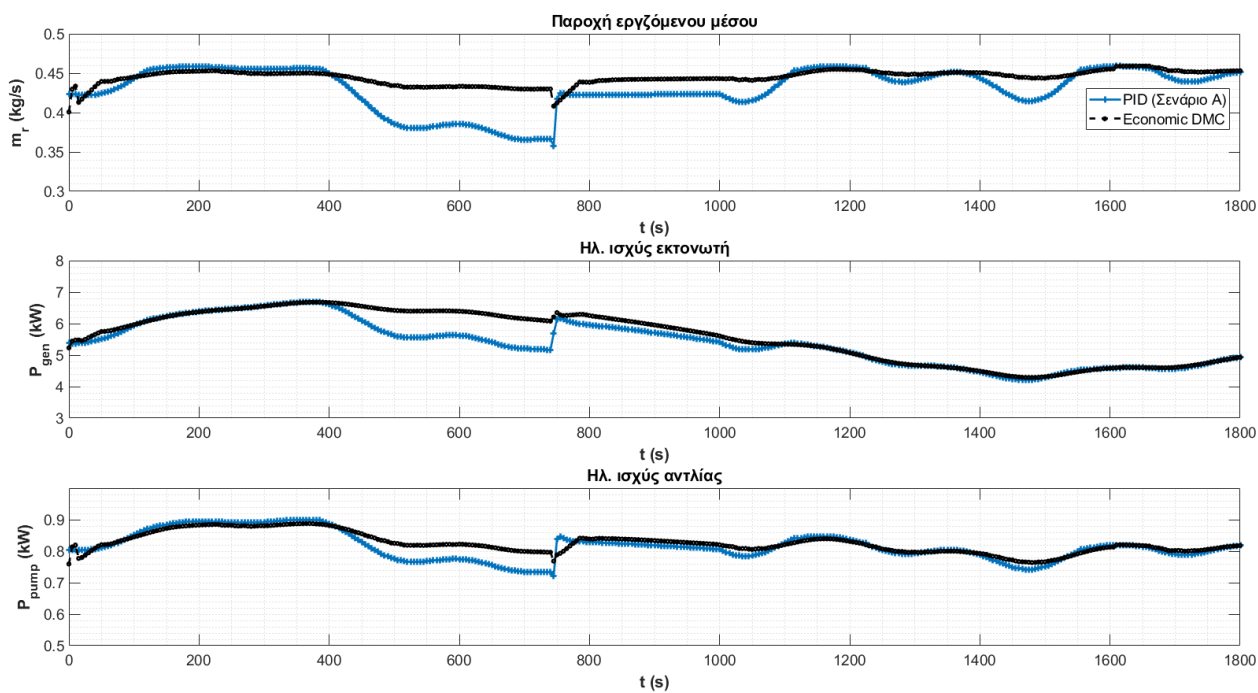
Τα επόμενα γραφήματα συνοψίζουν τη σύγκριση του Σεναρίου A για τον έλεγχο PID με τα αποτελέσματα του ελέγχου Economic DMC.



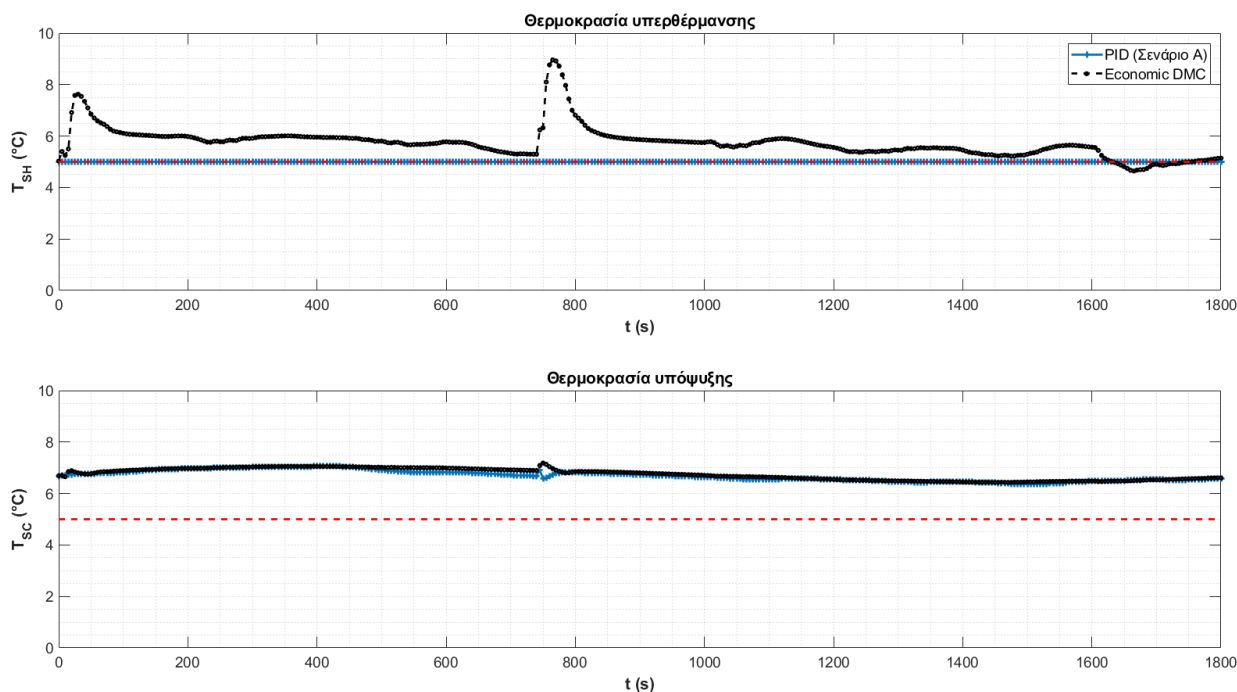
Εικόνα 4-6 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC



Εικόνα 4-7 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC



Εικόνα 4-8 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύς αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC



Εικόνα 4-9 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης-υπόψυξης για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC

Όπως είναι σαφές, στο μεν ελεγκτή DMC οι στροφές του εκτονωτή πολύ γρήγορα λαμβάνουν τη μέγιστη δυνατή τιμή και μένουν σε αυτή καθ' όλη τη διάρκεια της προσομοίωσης, σε αντίθεση με τον έλεγχο PID όπου βάση της υλοποίησης, ο εκτονωτής χρησιμοποιείται για τη ρύθμιση της πίεσης ατμοποίησης. Με αυτόν τον τρόπο

επιτυγχάνεται η μεγιστοποίηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή και κατά συνέπεια και η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια. Από την άλλη, η αντλία φαίνεται να «πιέζει» προς την μεγιστοποίηση της διακινούμενης παροχής, ορίζοντας τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης κοντά στο κατώφλι των 5°C, που αποτελεί και στο σημείο ρύθμισης του ελεγκτή PID.

Από πλευράς δυναμικής συμπεριφοράς και οι δύο ελεγκτές έχουν μία ομαλή απόκριση, παρόλαυτα είναι σαφής η ταχύτητα του ελέγχου PID στην βηματική μεταβολή της παροχής του θερμού νερού που λαμβάνει χώρα περί την χρονική στιγμή $t=800\text{sec}$, με άμεση μεταβολή των στροφών της αντλίας. Από την άλλη ο ελεγκτής DMC φαίνεται να οδηγείται σε αύξηση των στροφών της αντλίας πιο αργά, οδηγώντας σε μία μικρής διάρκειας αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται τόσο στους περιορισμούς που έχουν τεθεί για την πρώτη παράγωγο των εισόδων του συστήματος αλλά και το γεγονός ότι δεν λειτουργεί με στόχο την απόρριψη της διαταραχής αλλά την μεγιστοποίηση της ωφέλιμης ηλεκτρικής ισχύος.

Αυτό είναι σαφές από το γεγονός ότι σε όλες τις χρονικές στιγμές η ισχύς εξόδου του εκτονωτή είναι μεγαλύτερη κατά τον έλεγχο DMC σε σύγκριση με τον έλεγχο PID. Βέβαια στις περιπτώσεις όπου η παροχή του θερμού νερού είναι μεγάλη και κατά συνέπεια ο έλεγχος PID οδηγεί σε διατήρηση του εκτονωτή στο όριο των $f_{exp} = 50\text{ Hz}$ παρατηρείται ότι οι δύο μέθοδοι ελέγχου τείνουν να ταυτιστούν από πλευράς ενεργειακής απόδοσης, γεγονός που πυροδοτεί το ενδιαφέρον για τη σύγκριση με το Σενάριο Β του ελέγχου PID.

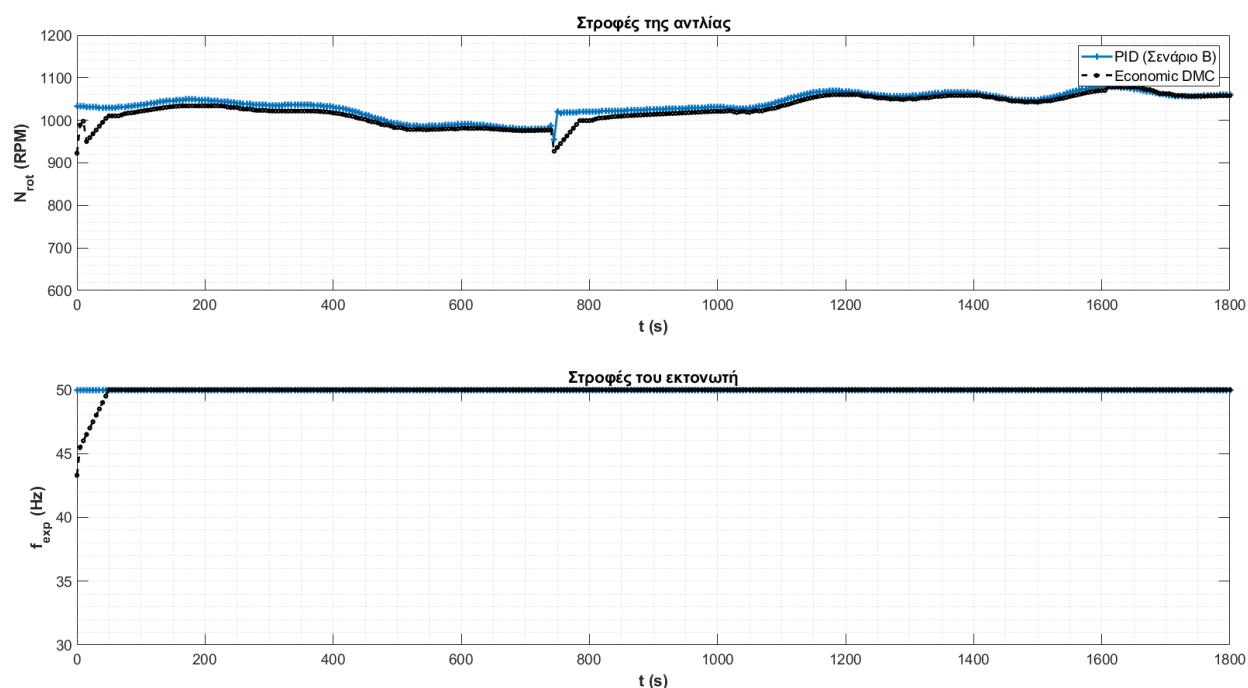
Ολοκληρώνοντας τις χρονοσειρές της ηλεκτρικής ισχύος εκτονωτή και αντλίας λαμβάνονται τα μεγέθη για τις αντίστοιχες τιμές της ενέργειας:

Πίνακας 13 Σύγκριση παραγόμενης και καταναλισκόμενης ενέργειας της εγκατάστασης για τις μεθόδους ελέγχου DMC και PID (Σενάριο Α)

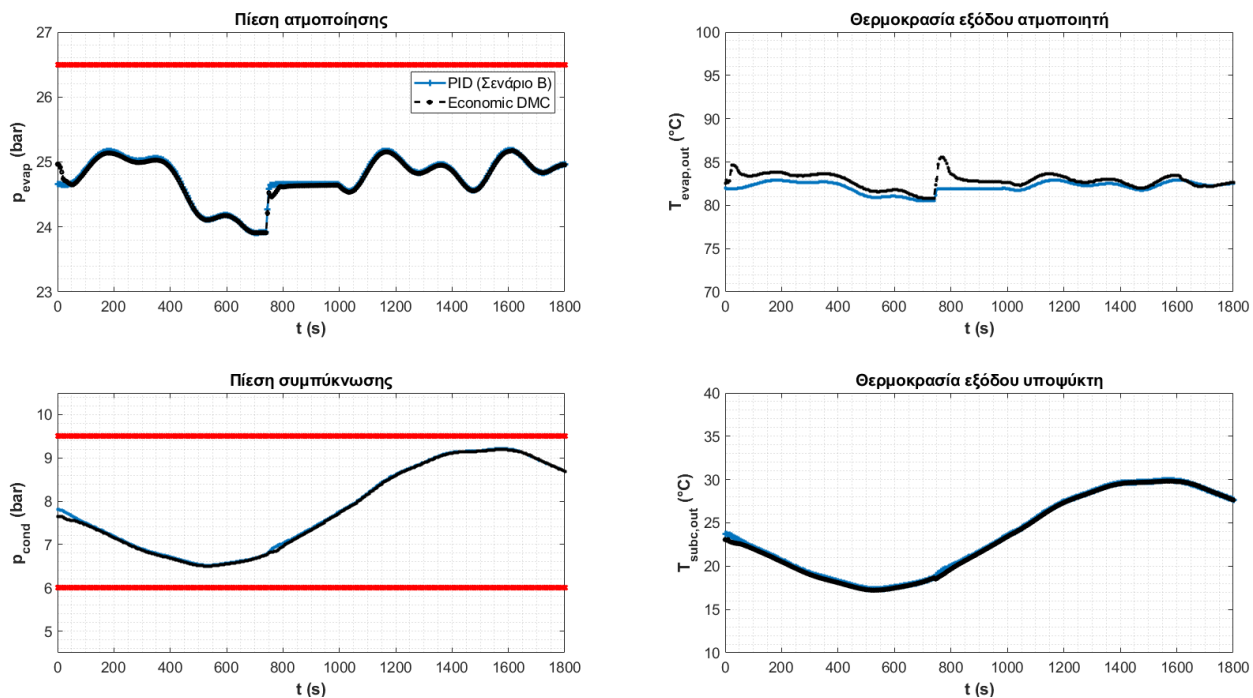
Βάρος	$E_{exp} = \int P_{exp} dt \text{ (kWh}_{el})$	$E_{pump} = \int P_{pump} dt \text{ (kWh}_{el})$
Έλεγχος PID – Σενάριο Α	0.409	2.704
Economic DMC	0.413	2.802

Κατά συνέπεια είναι εμφανής μία αύξηση κατά περίπου 0,1 kWh της καθαρής αποδιδόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στο ηλεκτρικό δίκτυο του πλοίου σε αυτή την προσομοίωση μισής ώρας, που αντιστοιχεί σε μία αύξηση της ηλεκτροπαραγωγής κατά περίπου 4,1%, αύξηση που φαίνεται να οφείλεται κυρίως στην καλύτερη απόδοση του ελεγκτή DMC κατά την λειτουργία της εγκατάστασης σε μερικό φορτίο.

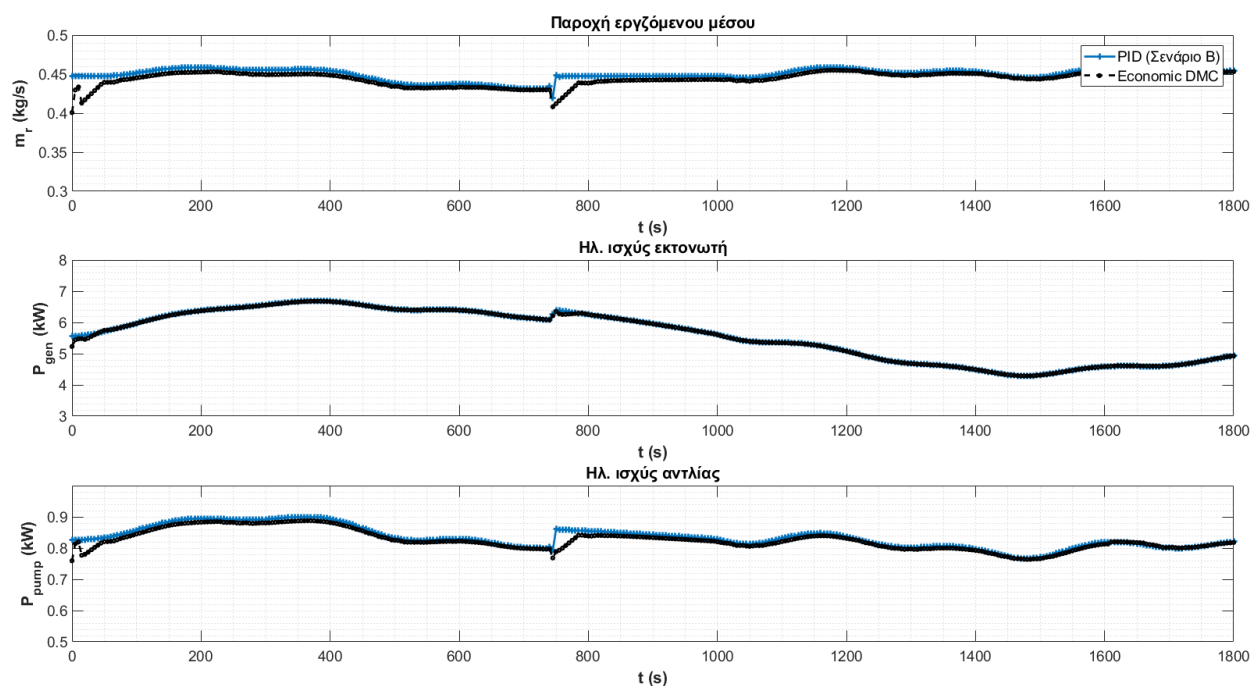
Στα γραφήματα που ακολουθούν γίνεται μία σύγκριση μεταξύ του Σεναρίου Β του ελέγχου PID και του ελεγκτή Economic DMC, για τις ίδιες συνθήκες δοκιμής:



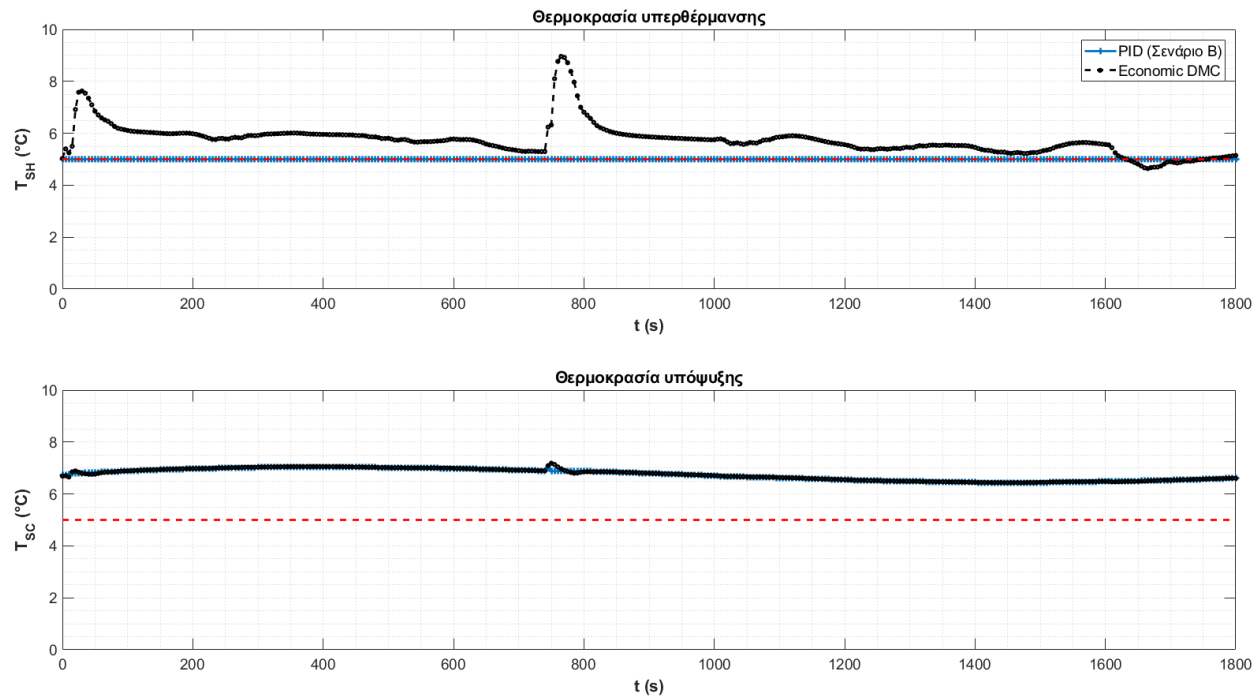
Εικόνα 4-10 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο Β) και DMC



Εικόνα 4-11 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο Β) και DMC



Εικόνα 4-12 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύς αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο Β) και DMC



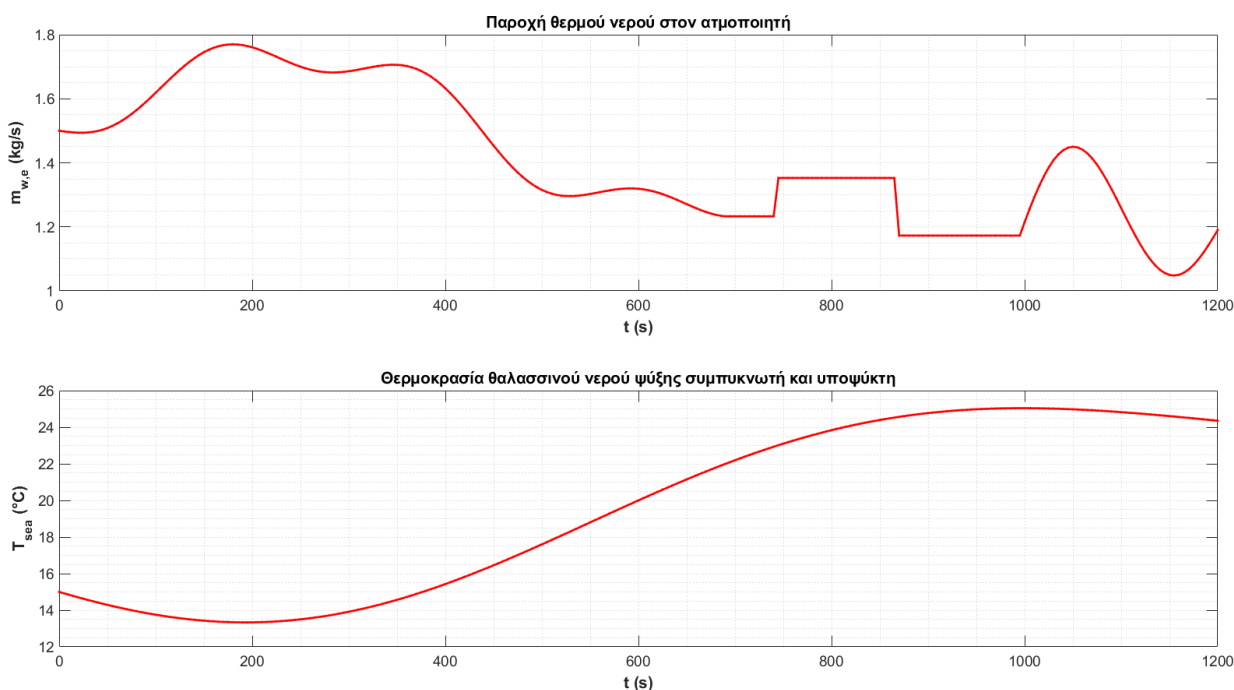
Εικόνα 4-13 Θερμοκρασίες υπερθέρμανσης-υπόψυξης για έλεγχο PID (Σενάριο Β) και DMC

Από τη σύγκριση των δύο αυτών στρατηγικών ελέγχου φαίνεται να υπάρχει ταύτιση αποτελεσμάτων. Όντως, με την μέγιστη δυνατή αύξηση των στροφών της αντλίας ούτως ώστε η θερμοκρασία υπερθέρμανσης να βρίσκεται περί το κατώτατο όριο των 5°C και τη διατήρηση των στροφών του εκτονωτή στα $f_{exp} = 50 \text{ Hz}$, η ηλεκτροπαραγωγή αυξάνεται όπως διαπιστώθηκε και στην προηγούμενη προσομοίωση, δίνοντας πρακτικά μία εναλλακτική ελέγχου της συγκεκριμένης εγκατάστασης απλά και μόνο με ένα ελεγκτή PID και εξασφαλίζοντας παράλληλα την βέλτιστη απόδοση της. Τα συνολικά μεγέθη για την ηλεκτρική ενέργεια σε αντλία και εκτονωτή επιβεβαιώνουν αυτήν ακριβώς την παρατήρηση:

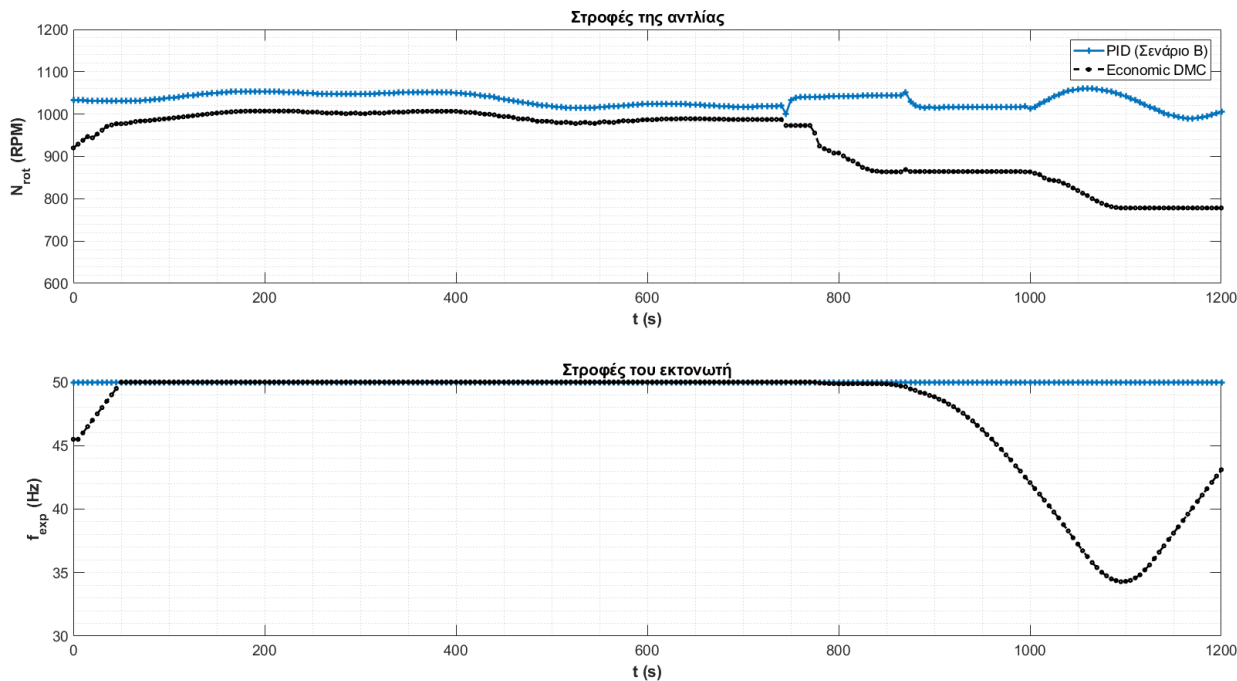
Πίνακας 14 Σύγκριση παραγόμενης και καταναλισκόμενης ενέργειας της εγκατάστασης για τις μεθόδους ελέγχου DMC και PID (Σενάριο B)

Βάρος	$E_{exp} = \int P_{exp} dt \text{ (kWh}_{el})$	$E_{pump} = \int P_{pump} dt \text{ (kWh}_{el})$
Έλεγχος PID – Σενάριο B	0.418	2.806
Economic DMC	0.413	2.802

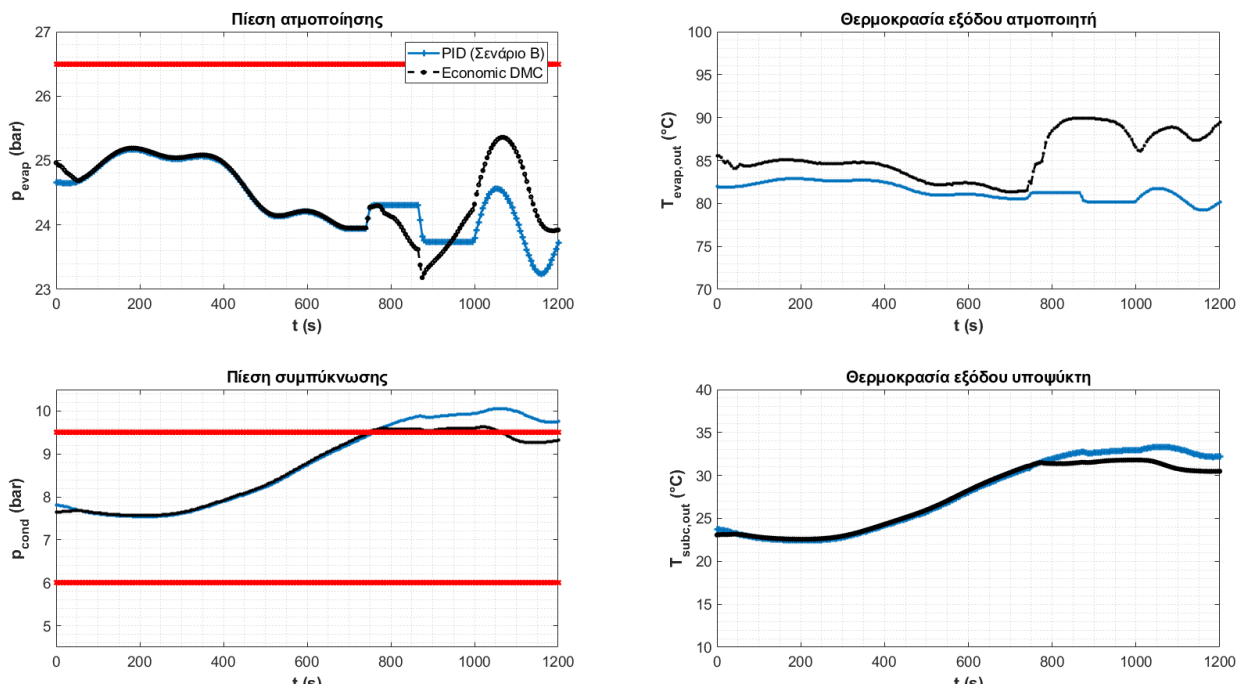
Από την άλλη όμως, είναι σαφές ότι αν και απλή και ενεργειακά αποδοτική η μέθοδος με τον ένα και μοναδικό PID ελεγκτή δεν μπορεί να επιτρέψει τον πλήρη έλεγχο της εγκατάστασης από πλευράς ασφαλείας. Ενδεικτικό είναι το παράδειγμα που ακολουθεί, για μεταβολή της παροχής του θερμού νερού στον ατμοποιητή και του θαλασσινού νερού ψύξης σύμφωνα με το επόμενο σχήμα:



Εικόνα 4-14 Διαταραχές του συστήματος στη δεύτερη δοκιμή σύγκρισης



Εικόνα 4-15 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC

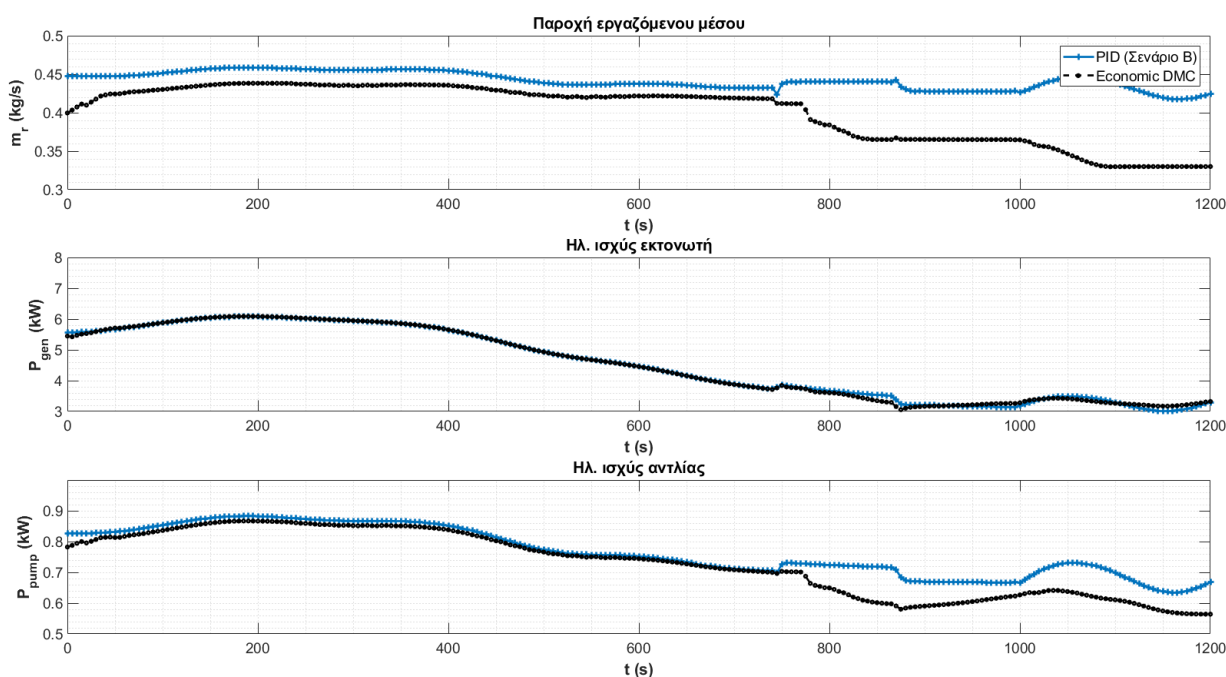


Εικόνα 4-16 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC

Στην περίπτωση αυτή είναι σαφές ότι η ταυτόχρονη αύξηση της θερμοκρασίας τους θαλασσινού νερού μαζί με την τοπική αύξηση της παροχής του νερού ψύξης του χιτωνίου της μηχανής (θερμό νερό στον ατμοποιητή) επιφέρουν αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης πέραν του ανεκτού ορίου ασφαλείας των 9,5 bar για τη λειτουργία της εγκατάστασης με έναν και μόνο ελεγκτή PID για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης. Έτσι, αν και όπως και

στο προηγούμενο σενάριο τα λειτουργικά χαρακτηριστικά των δύο τεχνικών ελέγχου είναι παραπλήσια, είναι σαφές η μείωση τόσο των στροφών του εκτονωτή, όσο και των στροφών της αντλίας από τη χρονική στιγμή $t=800$ sec και έπειτα προκειμένου να διατηρηθεί η πίεση συμπύκνωσης στο ανώτατο όριο των 9,5bar με την ελάχιστη δυνατή επιβάρυνση στην απόδοση της εγκατάστασης. Ένδειξη καλής ρύθμισης του ελεγκτή DMC είναι η έλλειψη υπερακόντισης της πίεσης ατμοποίησης πάνω από την επιθυμητή τιμή, με σχετικά ομαλές μεταβολές των μεταβλητών ελέγχου.

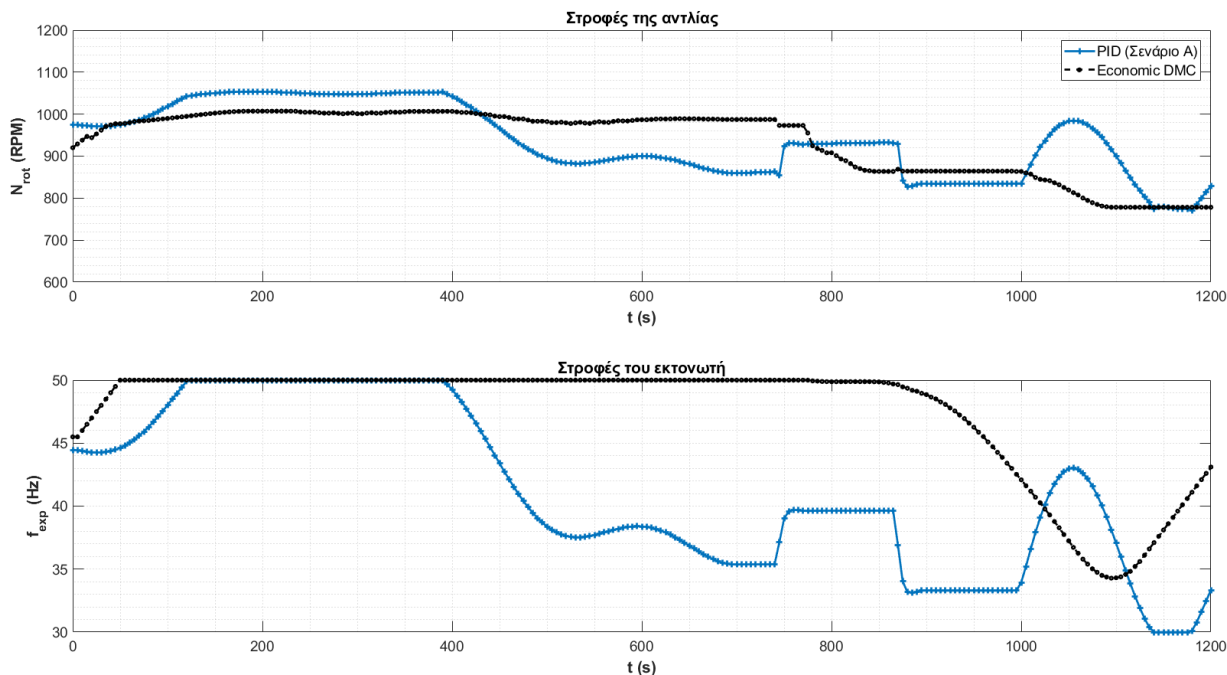
Πράγματι, ολοκληρώνοντας την ηλεκτρική ισχύ στην αντλία και τον εκτονωτή για καθεμία από τις δύο τεχνικές ελέγχου παρατηρείται ότι η ωφέλιμη ηλεκτρική ενέργεια της εγκατάστασης είναι σχεδόν η ίδια και ίση περίπου με $E_{net} = E_{exp} - E_{pump} = 1.27 kWh_{el}$, όπως άλλωστε μπορεί να φανεί και από το σχήμα που ακολουθεί.



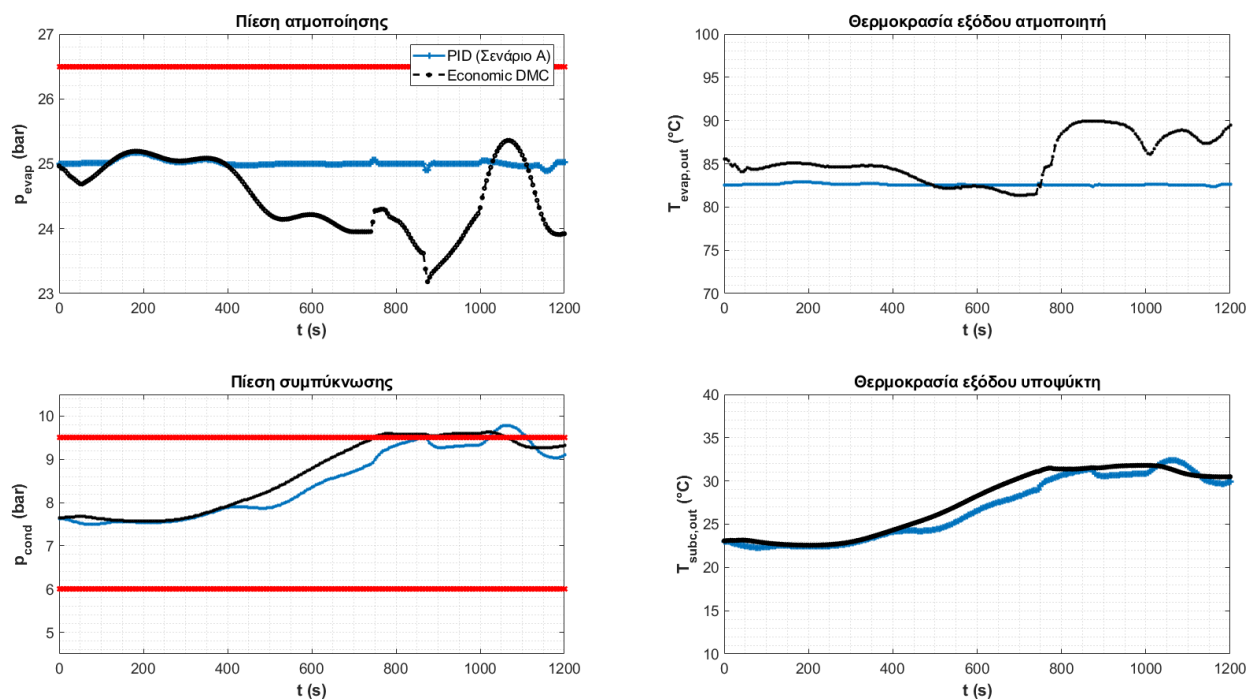
Εικόνα 4-17 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύς αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο B) και DMC

Ως εκ τούτου είναι σαφές ότι αν και απλούστερη και σε φυσιολογικές συνθήκες παρεμφερής, η μέθοδος ελέγχου με έναν μοναδικό PID ελεγκτή δεν μπορεί να παρέχει την ευελιξία του ελεγκτή DMC.

Συγκρίνοντας το ίδιο σενάριο με την λειτουργία της εγκατάστασης με δύο ελεγκτές PID (Σενάριο A) παρατηρείται η ακόλουθη συμπεριφορά του συστήματος:

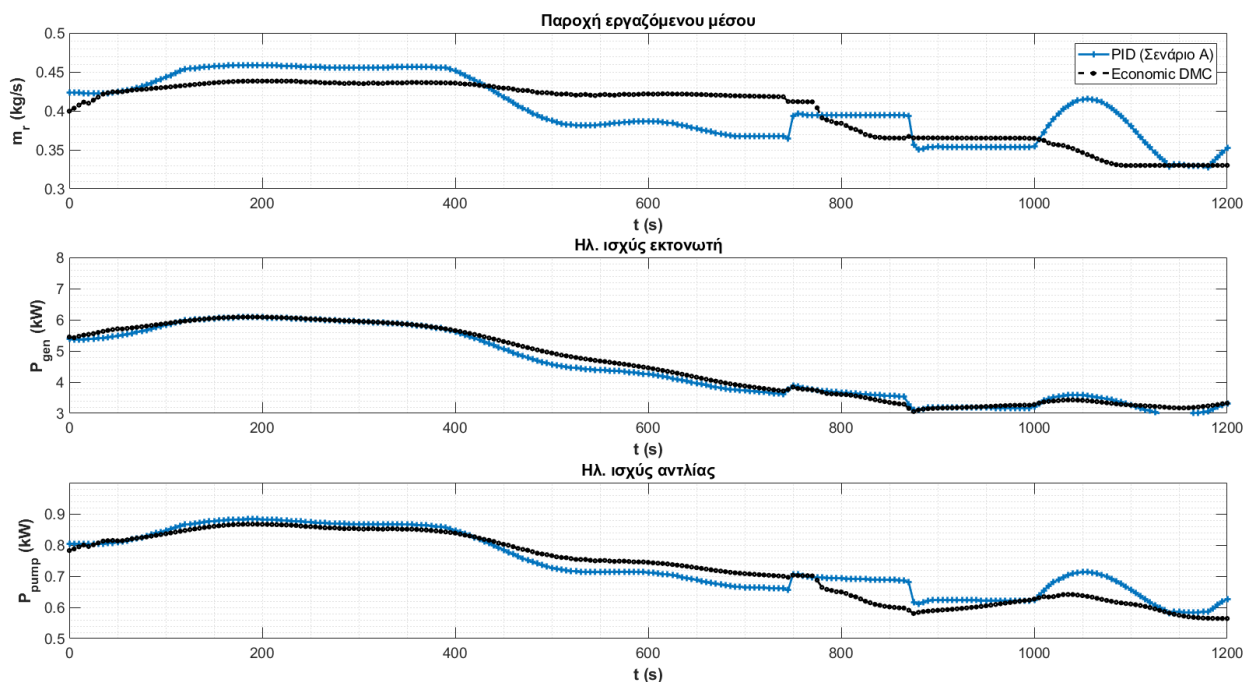


Εικόνα 4-18 Στροφές αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC



Εικόνα 4-19 Πιέσεις και θερμοκρασίες κύκλου για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC

Στην περίπτωση αυτή ο έλεγχος της πίεσης ατμοποίησης έμμεσα επιτρέπει και τον έλεγχο της πίεσης συμπύκνωσης, η οποία περιορίζεται στα επιθυμητά όρια. Επιπροσθέτως, η λειτουργία του εκτονωτή σε ένα καλύτερο λόγο r_p έχει ως επιπλέον θετικό αποτέλεσμα την καλή λειτουργία του κύκλου από ενεργειακή άποψη, με την καθαρή ωφέλιμη ενέργεια να είναι και πάλι περίπου ίση μεταξύ των δύο σεναρίων.



Εικόνα 4-20 Παροχή εργαζόμενου μέσου και ισχύς αντλίας και εκτονωτή για έλεγχο PID (Σενάριο A) και DMC

Συμπερασματικά τα δύο αυτά σενάρια που δοκιμάσθηκαν αποτυπώνουν την ευελιξία και τα οφέλη που παρέχει ο ελεγκτής Economic DMC που αναπτύχθηκε. Επιδρώντας αποκλειστικά σε δύο μεταβλητές του κύκλου εξασφαλίζει τόσο τη λειτουργία αυτού σε συνθήκες ασφαλείας χωρίς να παραβιάζει κάποιον περιορισμό, ούτε να επιβάλλει απότομες μεταβολές των μεταβλητών ελέγχου, όσο και την αποδοτική λειτουργία του. Ο έλεγχος PID μπορεί να επιτρέψει τη λειτουργία σε αυστηρές συνθήκες όσον αφορά τις πιέσεις και τις θερμοκρασίες λειτουργίας με την χρήση ανεξάρτητων βρόχων ελέγχου (π.χ. δύναται να προστεθούν και επιπλέον ελεγκτές που να επενεργούν υδραυλικά στο κύκλωμα θερμού ή στο κύκλωμα ψυχρού νερού), κάτι που όμως δεν εξασφαλίζει την ενεργειακά βέλτιστη λειτουργία της εγκατάστασης. Από την άλλη, η λειτουργία με έναν και μόνο ελεγκτή PID για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης, αν και σε κανονικές συνθήκες φαίνεται να έχει παρεμφερή αποτελέσματα με τον ελεγκτή DMC από ενεργειακής απόψεως για την εν λόγω εγκατάσταση, δεν μπορεί να εξασφαλίσει την ασφαλή λειτουργία της στα όρια των κατασκευαστικών περιορισμών που τέθηκαν.

5 Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική εργασία

5.1 Σύνοψη των συμπερασμάτων

Ολοκληρώνοντας την εν λόγω εργασία γίνεται μία σταχυολόγηση των σημαντικότερων συμπερασμάτων που προέκυψαν από την εν λόγω μελέτη.

Καταρχάς λοιπόν, επιβεβαιώνοντας την συνήθη πρακτική στη διεθνή βιβλιογραφία, αποδείχθηκε εφικτή και τεχνικά πιο απλή η ανάπτυξη ενός αναλυτικού μοντέλου της εγκατάστασης στο περιβάλλον Dymola, το οποίο αποδείχθηκε αριθμητικά εύρωστο, δίνοντας φυσικά αποδεκτές λύσεις για ένα ευρύ φάσμα συνθηκών λειτουργίας. Το μοντέλο αυτό επέτρεψε τη δημιουργία απλούστερων γραμμικών μοντέλων με χρήση των αποκρίσεων σε βηματικές μεταβολές των εισόδων του, τα οποία και αξιοποιήθηκαν επιτυχώς για την ανάπτυξη και τη ρύθμιση των ελεγκτών, αποτρέποντας την διεξαγωγή χρονοβόρων δοκιμών σε μία πραγματική εγκατάσταση.

Η προτεινόμενη μέθοδος ελέγχου που βασίζεται σε μία παραλλαγή της μεθόδου DMC με στοιχεία βελτιστοποίησης κάποιων λειτουργικών παραμέτρων της εγκατάστασης (εν προκειμένω την ωφέλιμη ηλεκτρική ενέργεια) με αποτέλεσμα να αποτελεί μία μέθοδο Economic MPC, έδωσε πολύ ικανοποιητικά αποτελέσματα στις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν με τη βοήθεια προσομοιώσεων. Ιδιαίτερα ενδιαφέρον αποτελεί ότι ο ελεγκτής φαίνεται να λειτουργεί σωστά, τόσο από δυναμικής απόψεως, όσο και από πλευράς ενεργειακής βελτιστοποίησης, σε ένα μεγάλο φάσμα συνθηκών λειτουργίας, παρόλο που πρακτικά βασίζεται σε μία απλουστευτική και γραμμική μοντελοποίηση μίας κατά τ' άλλα πολύπλοκης εγκατάστασης, η οποία μάλιστα έχει έντονα μη γραμμικά χαρακτηριστικά λόγω της φύσεως των θερμοδυναμικών νόμων που τη διέπουν. Αυτή η παρατήρηση σε συνδυασμό με την απλότητα της ανάπτυξης της μεθόδου DMC κάνουν τον ελεγκτή μία αρκετά δελεαστική λύση σε πρακτικές εφαρμογές.

Το υπολογιστικό κόστος που σχετίζεται με τον υπολογισμό κάθε νέου χρονικού βήματος από τον ελεγκτή είναι σε καλά επίπεδα ($< 0,5$ sec σε ένα σύγχρονο υπολογιστή), επιτρέποντας την υλοποίηση του ελεγκτή αυτού σε ένα βιομηχανικό ηλεκτρονικό υπολογιστή σε μελλοντικό χρόνο.

Από πλευράς σύγκρισης των μεθόδων ελέγχου, κατέστη σαφές ότι ο ελεγκτής MPC αποτελεί μία εν γένει πιο φυσική επιλογή, αφού εξασφαλίζει τον έλεγχο των καίριων λειτουργικών παραμέτρων της εγκατάστασης αλλά ταυτόχρονα επιτρέπει και τη βέλτιστη λειτουργία του κύκλου από ενεργειακή άποψη. Σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας (δηλαδή χωρίς κάποια μεταβλητή να τείνει να υπερβεί κάποιο όριο ασφαλείας) ο ελεγκτής

DMC φάνηκε να οδηγεί σε αύξηση της ηλεκτροπαραγωγής κατά περίπου 4% σε σχέση με ένα συμβατικό έλεγχο της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης και της πίεσης ατμοποίησης με χρήση δύο ανεξάρτητων ελεγκτών PID, τιμή που βρίσκεται στην αντίστοιχη τάξη μεγέθους αλλά σε χαμηλότερα επίπεδα σε σχέση με παρόμοιες συγκριτικές μελέτες (βλ ενότητα 1.2), κάτι που μπορεί να αποδοθεί τόσο στην φύση του προβλήματος όσο και στη μέθοδο που ακολουθήθηκε για την προσομοίωση του συστήματος.

Για την εν λόγω εφαρμογή φάνηκε ότι μαθηματικά οι βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας για μεγιστοποίηση της ηλεκτροπαραγωγής μπορούν να επιτευχθούν με την χρήση ενός και μόνο ελεγκτή PID για τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης και λειτουργία του εκτονωτή στις μέγιστες δυνατές στροφές, κάτι που εν μέρει υποβιβάζει τη χρήση ενός πιο σύνθετου ελεγκτή. Παρ όλα αυτά κατέστη σαφές ότι μία τέτοια στρατηγική ελέγχου δεν μπορεί να παρέχει την ευελιξία του ελεγκτή MPC όσον αφορά την ικανοποίηση των περιορισμών που σχετίζονται με την ασφάλεια της εγκατάστασης.

Ολοκληρώνοντας, αξίζει να αναφερθεί ότι τα αποτελέσματα της σύγκρισης βασίσθηκαν σε προσομοιώσεις που αξιοποίησαν το αναλυτικό μοντέλο της εγκατάστασης, κάτι που αυξάνει την αξιοπιστία των συμπερασμάτων. Από την άλλη, ο τρόπος που υλοποιήθηκε η διασύνδεση των διαφορετικών περιβαλλόντων προγραμματισμού πρακτικά υποβίβασε τη λειτουργία του ελεγκτή MPC, αφού δεν επέτρεπε την αξιοποίηση της πραγματικής ανάδρασης που προκύπτει από το μοντέλο της εγκατάστασης αλλά αυτής που δίνει το ισοδύναμο γραμμικοποιημένο μοντέλο της, το οποίο αξιοποιήθηκε για τη ρύθμιση των ελεγκτών και ως εκ τούτου καλύτερα αποτελέσματα ίσως να αναμένονταν αν μία τέτοια διασύνδεση των δύο προγραμμάτων αναπτυχθεί στο μέλλον.

5.2 Προτάσεις για μελλοντική εργασία

Από όσα τέθηκαν στην προηγούμενη ενότητα είναι σαφές ότι το συγκεκριμένο θέμα παρουσιάζει αρκετό ενδιαφέρον και ενέχει μία δυναμική για ακόμα πιο ενδιαφέροντα πορίσματα σε μελλοντικό χρόνο. Ίσως οι βασικότερες κατευθυντήριες γραμμές μελλοντικής έρευνας επί του θέματος να είναι:

- Η προσομοίωση του αναλυτικού μοντέλου του συστήματος μαζί με τον ελεγκτή DMC στο περιβάλλον Simulink της Mathworks, όπου είναι δυνατή η διασύνδεση τόσο του πηγαίου κώδικα σε Matlab που αφορά τον ελεγκτή όσο και του κώδικα σε Modelica που περιγράφει το μοντέλο του συστήματος με χρήση της διεπαφής Functional Mockup Interface (FMI).

- Η υλοποίηση του ελεγκτή DMC με τη χρήση πολλών διαφορετικών μοντέλων συναρτήσεων μεταφοράς (και κατά συνέπεια διαφορετικών Δυναμικών Μητρώων) που να αφορούν σε διαφορετικές συνθήκες για τις εισόδους και τις διαταραχές του συστήματος, κάτι που αναμένεται να βελτιώσει τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του ελεγκτή αλλά και να αυξήσει την ευρωστία του.
- Η χρήση επιλυτών ανοικτού κώδικα αντί του Gurobi και η σύγκριση των αποτελεσμάτων αυτών τόσο από πλευράς της λύσης όσο και από πλευράς υπολογιστικού κόστους, προκειμένου να είναι δυνατή η υλοποίηση του ελεγκτή με χαμηλότερο κόστος σε μη ακαδημαϊκές εφαρμογές.
- Η προσπάθεια ανάπτυξης του προβλήματος βελτιστοποίησης χωρίς τη βοηθητική διεπαφή YAL-MIP προκειμένου να γίνει εφικτή η χρήση πεπλεγμένων εκφράσεων που αφορούν θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου και ως εκ τούτου η ηλεκτρική ισχύς του εκτονωτή να προκύπτει έμμεσα μέσω αλγεβρικών υπολογισμών βάσει των πιέσεων και των θερμοκρασιών και όχι ως μεταβλητή κατάστασης.

Αυτή η σελίδα έμεινε σκοπίμως κενή

Βιβλιογραφία

- [1] S. Quoilin, “Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications,” no. October, pp. 1–183, 2011.
- [2] A. Desideri, “Dynamic modeling of organic rankine cycle power systems,” 2016.
- [3] MAN Diesel & Turbo, “Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI,” p. 32, 2014.
- [4] P. Pallis, “Experimental Investigation And Economic Assessment Of A Fully Automated Organic Rankine Cycle For Waste Heat Recovery From Marine Engine Jacket Cooling Water,” 2020.
- [5] M. Willatzen and N. Pettit, “A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration . Part I : moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange,” *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 5, pp. 398–403, 1998.
- [6] S. Bendapudi, J. E. Braun, and E. A. Groll, “A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers Comparaison entre les formulations aux limites mobiles et ´ gimes transitoires des aux volumes finis pour les re refroidisseurs centrifuges,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 8, pp. 1437–1452, 2008.
- [7] Y. Vaupel, W. R. Huster, F. Holtorf, A. Mhamdi, and A. Mitsos, “Analysis and improvement of dynamic heat exchanger models for nominal and start-up operation,” *Energy*, vol. 169, pp. 1191–1201, 2019.
- [8] P. Song, M. Wei, L. Shi, S. N. Danish, and C. Ma, “A review of scroll expanders for organic rankine cycle systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, pp. 54–64, 2015.
- [9] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. Lebrun, “Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14–15, pp. 3094–3102, 2009.
- [10] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, and V. Lemort, “Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid,” *Energy*, vol. 55, pp. 173–183, 2013.
- [11] A. Landelle, N. Tauveron, P. Haberschill, and S. Colasson, “Study of Reciprocating Pump for Supercritical Orc At,” *Proc. 3rd Int. Semin. ORC Power Syst.*, no. 2013, pp. 1–9, 2015.
- [12] S. Declaye, “Improving the performance of μ -ORC systems,” ULg, 2015.
- [13] G. Carraro, P. Pallis, A. Leontaritis, S. Karellas, S. Rech, and A. Lazzaretto,

- “Experimental performance evaluation of a multi-diaphragm pump of a micro-ORC system,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 1018–1025, 2017.
- [14] V. Grelet, P. Dufour, M. Nadri, V. Lemort, T. Reiche, and S. Tilman, “Model Based Control For Waste Heat Recovery Heat Exchangers Rankine Cycle System In Heavy Duty Trucks,” in *3rd International Seminar on ORC Power Systems*, 2015, no. 2007, pp. 1–10.
- [15] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, and H. Spliethoff, “Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 6, pp. 2183–2190, 2011.
- [16] A. Hernandez, A. Desideri, C. Ionescu, R. De Keyser, V. Lemort, and S. Quoilin, “Real-Time Optimization of Organic Rankine Cycle Systems by Extremum-Seeking Control,” *Energies*, pp. 1–18, 2016.
- [17] A. Hernandez, A. Desideri, C. Ionescu, R. De Keyser, V. Lemort, and S. Quoilin, “Multivariable EPSAC Predictive Control For Organic Rankine Cycle Technology,” in *2nd International Seminar on ORC Power Systems*, 2013, no. October, pp. 2011–2013.
- [18] P. Petr, C. Schröder, J. Köhler, and M. Gräber, “Optimal Control Of Waste Heat Recovery Systems Applying Nonlinear Model Predictive Control (NMPC),” in *3rd International Seminar on ORC Power Systems*, 2015, pp. 1–10.
- [19] M. Crialesi Esposito, N. Pompini, A. Gambarotta, V. Chandrasekaran, J. Zhou, and M. Canova, “Nonlinear Model Predictive Control of an Organic Rankine Cycle,” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 48, no. 15, pp. 411–418.
- [20] X. Liu *et al.*, “Model Predictive Control of an Organic Rankine Cycle System,” in *4th International Seminar on ORC Power Systems*, 2017, vol. 129, pp. 184–191.
- [21] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, “Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1809–1817, 2009.
- [22] S. Quoilin, A. Desideri, J. Wronski, I. Bell, and V. Lemort, “ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems,” in *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*, 2014.
- [23] P. A. Fritzson, *Introduction to Modeling and Simulation of Technical and Physical Systems with Modelica by Fritzson*, Peter A. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2011.
- [24] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, Feb. 2014.

-
- [25] F. Incropera, D. De Witt, F. Bergman, and A. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. Wiley.
- [26] Z. Wu, D. Pan, N. Gao, T. Zhu, and F. Xie, “Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 529–537, 2015.
- [27] E. Varvagiannis, “Experimental and theoretical investigation for the automatic control of a waste heat recovery ORC unit,” 2017.
- [28] K. Ogata, *Modern Control Engineering*, 5th ed. Prentice Hall, 2010.
- [29] M. Johnson and M. Moradi, Eds., *PID Control - New Identification and Design Methods*, 1st ed. Springer, 2005.
- [30] A. Visioli, *Practical PID Control*. Springer, 2006.
- [31] J. Ziegler, N. Nichols, and N. Rochester, “Optimum Settings for Automatic Controllers,” *Trans. ASME*, 1942.
- [32] S. Skogestad and I. Postletwaite, *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*, 2nd ed. Wiley.
- [33] D. Rivera, M. Morari, and S. Skogestad, “Internal Model Control. 4. PID Controller Design,” *Ind. Eng. Chem. Process Des.*, vol. 25, pp. 252–265, 1986.
- [34] A. O’Dwyer, *Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules*, 3rd ed. Imperial College Press, 2009.
- [35] “Aspen DMCplus.” [Online]. Available: <https://www.aspentech.com/en/products/msc/aspen-dmcplus>.
- [36] S. Kakac and L. Hongtan, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, 2nd ed. CRC Press.
- [37] J. G.-M. J.R. Garcia-Cascalesa, F. Vera-Garcia, J.M. Corberan-Salvador, “Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, pp. 1029–1041, 2007.
- [38] B. Roffel and B. Bettlem, *Process Dynamics and Control*. Wiley, 2006.
- [39] “Gurobi Optimizer.” [Online]. Available: <https://www.gurobi.com/products/gurobi-optimizer/>.
- [40] “YAL-MIP.” [Online]. Available: <https://yalmip.github.io/>.