



**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ  
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ  
ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ  
TURBOFAN**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ  
ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ ΚΛΗΜΗΣ**

**Επίβλεψη:  
Αν. Καθηγητής Ν. Αρετάκης**

**ΑΘΗΝΑ  
ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2021**



## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μοντελοποίηση των συνιστωσών του Συστήματος Διαχείρισης Θερμότητας για έναν σύγχρονο Turbofan κινητήρα. Το συγκεκριμένο σύστημα αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα υποσυστήματα του κινητήρα που έχει ως σκοπό την ψύξη του λιπαντικού.

Με την ψύξη του λιπαντικού από το Σύστημα Διαχείρισης Θερμότητας επιτυγχάνεται καλύτερη λίπανση των τμημάτων του κινητήρα. Ιδίως στην νέα γενιά κινητήρων όπου εμπεριέχεται και κιβώτιο ταχυτήτων για την βελτίωση των επιδόσεων του η θερμότητα στο λιπαντικό έχει αυξηθεί, λόγω των μεγαλύτερων τριβών, και συνεπώς οι απαιτήσεις από το σύστημα ψύξης.

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής πραγματοποιήθηκε αρχικά για τον σκοπό αυτό ενδελεχής έρευνα για τις συνιστώσες του συστήματος αυτού και την μαθηματική μοντελοποίηση τους. Έπειτα από βιβλιογραφική επισκόπηση κρίθηκε ότι για το σύστημα οι κυριότερες συνιστώσες είναι ο εναλλάκτης λιπαντικού-καυσίμου και ο εναλλάκτης αέρα-λιπαντικού που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες. Στη συνέχεια ακολούθησε η μοντελοποίηση τους στο υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS δίνοντας έμφαση στον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης και στην συναγωγή.

Στο επόμενο στάδιο ακολούθησε η πιστοποίηση των δύο εναλλακτών. Η πιστοποίηση των εναλλακτών έγινε πρώτα ποιοτικά μέσω παραμετρικών αναλύσεων θερμοδυναμικών μεγεθών τους, προκειμένου να διαπιστωθεί η φυσική συμπεριφορά τους. Στη συνέχεια ακολούθησε και η ποσοτική πιστοποίηση τους συγκρίνοντας τα με πραγματικούς εναλλάκτες από την βιβλιογραφία.

Με την ολοκλήρωση του τμήματος της πιστοποίησης ακολούθησε η ανάλυση απλών συστημάτων διαχείρισης θερμότητας με διαφορετική διάταξη των δύο εναλλακτών για να διερευνηθεί η καταλληλότητα της κάθε διάταξης. Επιπλέον ακολούθησε και σύγκριση του μαθηματικού μοντέλου με ένα πραγματικό σύστημα αεροπορικού κινητήρα.

Στο τελευταίο τμήμα της διπλωματικής δημιουργήθηκε το μοντέλο του τελικού συστήματος για έναν geared Turbofan κινητήρα. Αρχικά προσαρμόστηκε το μοντέλο του κινητήρα σε μετρήσεις δοκιμών στο έδαφος. Σε επόμενο βήμα έγινε ανάλυση του συστήματος διαχείρισης θερμότητας στο πιο απαιτητικό σημείο λειτουργίας και το συνολικό μοντέλο μελετήθηκε για διάφορα σημεία λειτουργίας και εξετάστηκε κατά πόσο έχει την επιθυμητή συμπεριφορά.

Τέλος πραγματοποιήθηκαν μελέτες σε διαφορετικές συνθήκες περιβάλλοντος για να μελετηθεί η επίδραση που έχει η θερμοκρασία περιβάλλοντος στις επιδόσεις του συστήματος και στην αποτελεσματικότητά του. Με την ολοκλήρωση των αναλύσεων διαπιστώθηκε ότι αν το σύστημα σχεδιάζεται σε συνθήκες θερμού περιβάλλοντος θα λειτουργεί και σε χαμηλότερες θερμοκρασίες με καλύτερες επιδόσεις.

## **ΠΡΟΛΟΓΟΣ**

Για την επιτυχή και άριστη έκβαση της παρούσας διπλωματικής εργασίας θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Αρετάκη Νίκο, που μου ανέθεσε ένα τόσο ενδιαφέρον και πρωτόγνωρο για μένα θέμα και την συμβολή του στον προγραμματισμό της διπλωματικής. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον κ. Αλεξίου Αλέξη που η συμβολή του και η γνώση που προσέφερε πάνω σε αυτό το θέμα ήταν καθοριστική για την εκπόνηση της διπλωματικής μου εργασίας.



Στους γονείς μου Μιχαήλ και Σουλτάνα, για την  
στήριξη τους όλα αυτά τα χρόνια  
και στον αδερφό μου Γιάννη και στους  
φίλους μου που ήταν σε κάθε βήμα παρόντες.



## ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
$A_{ref}$	$m^2$	Επιφάνεια αναφοράς συναλλαγής
$A_{cold}$	$m^2$	Επιφάνεια συναλλαγής για το κρύο ρεύμα
$A_{hot}$	$m^2$	Επιφάνεια συναλλαγής για το θερμό ρεύμα
$A_{air}$	$m^2$	Επιφάνεια συναλλαγής του αέρα
$A_{fu}$	$m^2$	Επιφάνεια συναλλαγής του καυσίμου
$A_{liq}$	$m^2$	Επιφάνεια συναλλαγής του λιπαντικού
$A_{in}$	$m^2$	Διατομή εισόδου
$A_{out}$	$m^2$	Διατομή εξόδου
$B$	$m$	Μήκος Baffles
$\bar{C}_p$	$J/kg \cdot K$	Μέση θερμοχωρητικότητα
$\bar{C}_{pcold}$	$J/kg \cdot K$	Μέση θερμοχωρητικότητα του κρύου ρεύματος
$\bar{C}_{phot}$	$J/kg \cdot K$	Μέση θερμοχωρητικότητα του θερμού ρεύματος
$\dot{C}_{cold}$	$J/kg \cdot K$	Ρυθμός θερμοχωρητικότητας κρύου ρεύματος
$\dot{C}_{hot}$	$J/kg \cdot K$	Ρυθμός θερμοχωρητικότητας θερμού ρεύματος
$\dot{C}_{max}$	$J/kg \cdot K$	Μέγιστος ρυθμός Θερμοχωρητικότητας
$\dot{C}_{min}$	$J/kg \cdot K$	Ελάχιστος ρυθμός Θερμοχωρητικότητας
$C_r$	-	Λόγος Ρυθμών Θερμοχωρητικοτήτων
$D_h$	$m$	Υδραυλική διάμετρος αγωγού - κελύφους
$D_{sh}$	$m$	Διάμετρος κελύφους
$d_h$	$m$	Υδραυλική διάμετρος σωλήνα
$d_i$	$m$	Εσωτερική διάμετρος σωλήνα
$d_o$	$m$	Εξωτερική διάμετρος σωλήνα
$FARB$	-	Λόγος καιόμενου καυσίμου αέρα
$FARU$	-	Λόγος άκαυστου καυσίμου αέρα
$f$	-	Συντελεστής τριβής
$H$	$m$	Ύψος πτερυγίων
$h_{air}$	$W/m^2K$	Συντελεστής μεταφοράς του αέρα
$h_{c,i}$	$J/kg$	Ενθαλπία εισόδου του ψυχρού ρεύματος
$h_{c,o}$	$J/kg$	Ενθαλπία εξόδου του ψυχρού ρεύματος

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
$h_{h,i}$	$J/kg$	Ενθαλπία εισόδου του θερμού ρεύματος
$h_{h,o}$	$J/kg$	Ενθαλπία εξόδου του θερμού ρεύματος
$h_{fu}$	$W/m^2K$	Συντελεστής μεταφοράς του καυσίμου
$h_{fu,i}$	$J/kg$	Ενθαλπία εισόδου του καυσίμου
$h_{fu,o}$	$J/kg$	Ενθαλπία εξόδου του καυσίμου
$h_{liq}$	$W/m^2K$	Συντελεστής μεταφοράς του λιπαντικού
$h_{liq,i}$	$J/kg$	Ενθαλπία εισόδου του λιπαντικού
$h_{liq,o}$	$J/kg$	Ενθαλπία εξόδου του λιπαντικού
$h_{t,in}$	$J/kg$	Ενθαλπία εισόδου του ψυχρού ρεύματος
$h_{t,out}$	$J/kg$	Ενθαλπία εξόδου του ψυχρού ρεύματος
$j$	-	Συντελεστής τριβής
$K$		Σταθερά απωλειών πτώσης πίεσης
$k_{air}$	$W/m \cdot K$	Συντελεστής αγωγιμότητας του αέρα
$k_{liq}$	$W/m \cdot K$	Συντελεστής αγωγιμότητας του λιπαντικού
$k_w$	$W/m \cdot K$	Συντελεστής αγωγιμότητας του υλικού του τοιχώματος
$L_{fin}$	$m$	Μήκος πτερυγίων
$L_{tube}$	$m$	Μήκος σωλήνων
$\dot{m}_{air}$	$kg/sec$	Παροχή μάζας αέρα
$\dot{m}_{cold}$	$kg/sec$	Παροχή μάζας ψυχρού ρεύματος
$\dot{m}_{hot}$	$kg/sec$	Παροχή μάζας θερμού ρεύματος
$\dot{m}_{fuel}$	$kg/sec$	Παροχή μάζας καυσίμου
$\dot{m}_{liq}$	$kg/sec$	Παροχή μάζας λιπαντικού
$n$	-	Εκθέτης της ροής θερμότητας
$N_{fin}$	-	Αριθμός των πτερυγίων
$N_{tube}$	-	Συνολικός αριθμός σωλήνων
$NTU$	-	Αριθμός μονάδων μεταφοράς
$Nu$	-	Αριθμός Nusselt του νερού
$P_1$	-	Βαθμός εκμετάλλευσης ψυκτικού

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
$P$	$bar$	Πίεση
$P_{in}$	$bar$	Πίεση εισόδου
$P_{out}$	$bar$	Πίεση εξόδου
$Pr$	-	Αριθμός Prandtl
$P_{liq}$	$bar$	Πίεση του λιπαντικού
$P_t$	$bar$	Πίεση του αέρα (ολική)
$Q$	$W$	Συνολική Θερμότητα
$Q_{max}$	$W$	Μέγιστη Θερμότητα
$R$	-	Λόγος θερμικών διαφορών
$R_w$	$m^2K/W$	Θερμική Αντίσταση του τοιχώματος
$Re$	-	Αριθμός Reynolds του καυσαερίου
$T_{c,i}$	$K$	Θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρεύματος
$T_{c,o}$	$K$	Θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρεύματος
$T_{h,i}$	$K$	Θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος
$T_{h,o}$	$K$	Θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρεύματος
$T_{fu}$	$K$	Θερμοκρασία του καυσίμου
$T_{fu,in}$	$K$	Θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου
$T_{fu,out}$	$K$	Θερμοκρασία εξόδου του καυσίμου
$T_{liq}$	$K$	Θερμοκρασία του λιπαντικού
$T_{liq,in}$	$K$	Θερμοκρασία εισόδου του λιπαντικού
$T_{liq,out}$	$K$	Θερμοκρασία εξόδου του λιπαντικού
$T_{t,in}$	$K$	Ενθαλπία εισόδου του καυσαερίου
$T_{t,out}$	$K$	Ενθαλπία εξόδου του καυσαερίου
$U$	$W/m^2K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας
$U_{air}$	$W/m^2K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας αέρα
$U_{cold}$	$W/m^2K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας ψυχρού μέσου
$U_{hot}$	$W/m^2K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας θερμού μέσου
$U_{fuel}$	$W/m^2K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας καυσίμου
$U_{liq}$	$W/m^2K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας λιπαντικού
$UA$	$W/K$	Θερμική αγωγιμότητα
$V$	$m/sec$	Ταχύτητα του καυσαερίου
$V_{air}$	$m/sec$	Ταχύτητα του αέρα
$V_{liq}$	$m/sec$	Ταχύτητα του λιπαντικού ανά σωλήνα
$\nu$	$m^2/sec$	Κινηματική συνεκτικότητα

## ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΛΛΗΝΙΚΩΝ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
$\alpha$	$m^2/sec$	Συντελεστής θερμικής διάχυσης
$\Delta h_{cold}$	$K$	Διαφορά Ενθαλπιών ψυχρού Μέσου
$\Delta h_{hot}$	$K$	Διαφορά Ενθαλπιών θερμού Μέσου
$\Delta T_{cold}$	$K$	Θερμοκρασιακή διαφορά ψυχρού Μέσου
$\Delta T_{hot}$	$K$	Θερμοκρασιακή διαφορά θερμού Μέσου
$\varepsilon$	-	Βαθμός εκμετάλλευσης του εναλλάκτη
$\varepsilon_{ideal}$	-	Βαθμός εκμετάλλευσης του εναλλάκτη
$\mu$	$kg/m \cdot sec$	Δυναμική Συνεκτικότητα
$\rho_{air}$	$kg/m^3$	Πυκνότητα αέρα
$\rho_{liq}$	$kg/m^3$	Πυκνότητα λιπαντικού
$\rho_{fu}$	$kg/m^3$	Πυκνότητα καυσίμου

## ΠΙΝΑΚΑΣ ΑΡΚΤΙΚΟΛΕΞΩΝ

Αρκτικόλεξο	Ονομασία
AOC	Air Oil Cooler
BRG	Bearings
GTF	Geared Turbofan
GRB	Gearbox
FOC	Fuel Oil Cooler
IPP	Integrated Power Package
TMS	Thermal Management System
MEA	More Electric Aircraft
liq	Lubricant oil

**ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ**

<b>1</b>	<b>ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....</b>	<b>1.1</b>
1.1	Σκοπός της εργασίας.....	1.2
1.2	Δομή της εργασίας .....	1.3
<b>2</b>	<b>Σύστημα Διαχείρισης Θερμότητας .....</b>	<b>2.1</b>
2.1	Περιγραφή TMS .....	2.1
2.1.1	Ρόλος TMS σε αεροπορικούς κινητήρες.....	2.1
2.1.2	Διατάξεις TMS σε αεροπορικούς κινητήρες.....	2.3
2.2	Περιγραφή AOC .....	2.8
2.3	Περιγραφή FOC.....	2.11
2.4	Κύκλωμα λίπανσης.....	2.14
2.4.1	Lube Oil Ducts.....	2.17
2.4.2	Lube Oil Filter .....	2.17
2.4.3	Lube Oil Pumps .....	2.18
2.4.4	Lube Oil tank .....	2.19
2.4.5	Oil – Air separator .....	2.19
2.5	Ιδιότητες λιπαντικού .....	2.20
2.6	Μαθηματική Μοντελοποίηση .....	2.22
2.6.1	Μεταφορά Θερμότητας.....	2.22
2.6.2	Βαθμός εκμετάλλευσης.....	2.23
2.6.3	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας .....	2.25
2.6.4	Πτώση πίεσης .....	2.28
2.7	Γεωμετρικά Στοιχεία.....	2.30
<b>3</b>	<b>Μοντελοποίηση συνιστωσών TMS στο PROOSIS.....</b>	<b>3.1</b>
3.1	Υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS .....	3.1
3.2	Μοντελοποίηση και προσομοίωση συνιστώσας στο PROOSIS.....	3.2
3.2.1	Μοντελοποίηση συνιστώσας – Δημιουργία Component.....	3.2
3.2.2	Καθορισμός μαθηματικού μοντέλου – Δημιουργία Partition.....	3.3
3.2.3	Προσομοίωση συνιστώσας – Δημιουργία Experiment.....	3.3

<b>3.3</b>	<b>Μοντελοποίηση συνιστωσών TMS</b> .....	<b>3.4</b>
3.3.1	AOC.....	3.4
3.3.2	FOC.....	3.8
3.3.3	Oil Ducts.....	3.11
3.3.4	Mixer-splitters.....	3.13
3.3.5	Oil tank -Oil pump.....	3.14
<b>4</b>	<b>Παραμετρικές Μελέτες-Πιστοποίηση Μοντέλων</b> .....	<b>4.1</b>
<b>4.1</b>	<b>Παραμετρική μελέτη</b> .....	<b>4.1</b>
4.1.1	AOC.....	4.1
4.1.2	FOC.....	4.7
<b>4.2</b>	<b>Πιστοποίηση Εναλλακτών TMS</b> .....	<b>4.12</b>
4.2.1	Πιστοποίηση Συνιστώσας AOC.....	4.12
4.2.2	Σύγκριση αποτελεσμάτων AOC.....	4.14
4.2.3	Πιστοποίηση Συνιστώσας FOC.....	4.16
4.2.4	Σύγκριση αποτελεσμάτων FOC .....	4.18
<b>5</b>	<b>Δημιουργία Διατάξεων TMS</b> .....	<b>5.1</b>
<b>5.1</b>	<b>Μοντελοποίηση στο PROOSIS</b> .....	<b>5.1</b>
<b>5.2</b>	<b>Παραμετρικές μελέτες – Σύγκριση μοντέλων</b> .....	<b>5.4</b>
<b>5.3</b>	<b>Σύγκριση Διατάξεων TMS</b> .....	<b>5.15</b>
<b>5.4</b>	<b>Εφαρμογή με δεδομένα ανάλυσης TMS</b> .....	<b>5.17</b>
<b>6</b>	<b>Δημιουργία TMS για Geared Turbofan</b> .....	<b>6.1</b>
<b>6.1</b>	<b>Περιγραφή TMS</b> .....	<b>6.1</b>
<b>6.2</b>	<b>Διαδικασία μοντελοποίησης.</b> .....	<b>6.3</b>
<b>6.3</b>	<b>Εύρεση βέλτιστου TMS</b> .....	<b>6.8</b>
<b>6.4</b>	<b>Τελικό TMS</b> .....	<b>6.18</b>
<b>6.5</b>	<b>Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος</b> .....	<b>6.22</b>
6.5.1	Θερμό Περιβάλλον.....	6.23
6.5.2	Ψυχρό Περιβάλλον.....	6.23
6.5.3	Τελικά Αποτελέσματα.....	6.23



<b>7</b>	<b>Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα-Προτάσεις .....</b>	<b>7.1</b>
<b>7.1</b>	<b>Ανακεφαλαίωση.....</b>	<b>7.1</b>
<b>7.2</b>	<b>Συμπεράσματα .....</b>	<b>7.2</b>
<b>7.3</b>	<b>Προτάσεις .....</b>	<b>7.3</b>
<b>8</b>	<b>Βιβλιογραφία.....</b>	<b>8.1</b>



# 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

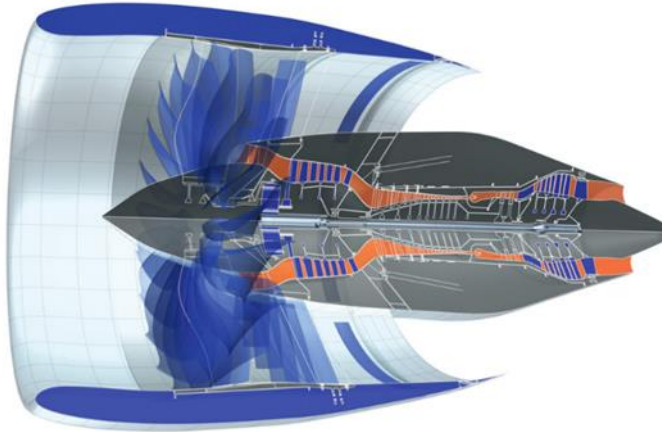
Στους σύγχρονους αεροπορικούς κινητήρες, ιδίως για αυτούς που προορίζονται για την πολιτική αεροπορία, ένα από τα πλέον σημαντικά υποσυστήματα τους είναι το σύστημα διαχείρισης θερμότητας. Το σύστημα διαχείρισης θερμότητας για συντομία TMS (Thermal Management System) παραλαμβάνει την μηχανική ισχύ που δεν μετατρέπεται σε προωστική, αλλά μετατρέπεται σε μηχανικές απώλειες από τα κινούμενα μηχανικά μέρη της μηχανής όπως οι άξονες και τα έδρανα και στο τέλος μετατρέπεται σε θερμότητα που εκλύεται στο λιπαντικό.

Ένα τέτοιο σύστημα υπάρχει σε κάθε είδους μηχανή, προκειμένου να αποβάλλεται η θερμότητα από τις απώλειες στο περιβάλλον για να μην θερμαίνεται η μηχανή, κάτι το οποίο θα οδηγούσε στην καταστροφή της. Στους αεροπορικούς κινητήρες όμως δεν αρκεί μόνο αυτό από το TMS, αλλά πρέπει να επιστρέφει αυτή την ισχύ στις συνιστώσες του κινητήρα με τέτοιο τρόπο, ώστε να αυξάνεται η προωστική του ισχύς και να μειώνεται η κατανάλωση καυσίμου του.

Ο σχεδιασμός TMS με αυτόν τον τρόπο υπήρχε από παλαιότερα. Σήμερα όμως δίνεται μεγαλύτερη έμφαση σε αυτό, αφενός μεν επειδή η ισχύς των νέων Turbofan έχει αυξηθεί σημαντικά και αφετέρου επειδή στους νέους Turbofan που προορίζονται για την πολιτική αεροπορία έχει εισαχθεί gearbox (Σχήμα 1.1) μεταξύ του fan και της ατράκτου χαμηλών στροφών, προσθέτοντας έτσι και άλλες μηχανικές απώλειες που μπορεί να φτάσουν τα δεκάδες ή και εκατοντάδες kW. Είναι δηλαδή ένα σημαντικό ποσό ισχύος που αξίζει να μετατραπεί σε προωστική ισχύ. Επιπλέον στα πλαίσια της τάσης για MEA (MORE ELECTRIC AIRCRAFT) [1], όπου απαιτείται από τον κινητήρα να παρέχει και ηλεκτρική ισχύ για το αεροσκάφος, μειώνοντας έτσι την προωστική του ή οδηγώντας ακόμα και σε αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου προκειμένου να αυξηθεί η διαθέσιμη ισχύς της καύσης. Συνεπώς επιπλέον ισχύς για πρόωση πρέπει να δοθεί από το TMS για να μην αυξηθεί η κατανάλωση καυσίμου.

Όλες οι παραπάνω απαιτήσεις έχουν οδηγήσει σε εξέλιξη του TMS για να ανταποκριθεί σε αυτές τις απαιτήσεις. Συγκεκριμένα ενώ στους κινητήρες Turbofan με μικρό λόγο παράκαμψης η ισχύς των απωλειών δίνεται στο καύσιμο για να αυξηθεί η ενέργεια του, πλέον δεν αρκεί μόνο αυτό, διότι υπάρχει ένα όριο στην ενέργεια που μπορεί να παραλάβει το καύσιμο. Για αυτό το λόγο έχει εισαχθεί και εναλλάκτης μεταξύ του ρεύματος παράκαμψης και του λιπαντικού, ώστε να παραλαμβάνει την πλεονάζουσα

θερμότητα ο αέρας. Συνοπτικά η πρώτη μέθοδος μειώνει την κατανάλωση καυσίμου, ενώ η δεύτερη αυξάνει την ώση, με αποτέλεσμα και οι δύο μαζί να αυξάνουν την ειδική ώση και να μειώνουν την ειδική κατανάλωση καυσίμου που είναι και το ζητούμενο.



Σχήμα 1.1: Turbofan προγράμματος ENOVAL με χρήση gearbox στο fan (BPR=17) [2]

### 1.1 Σκοπός της εργασίας

Το αντικείμενο στην παρούσα διπλωματική εργασία είναι η ανάπτυξη ενός υπολογιστικού μοντέλου για την καλύτερη δυνατή μοντελοποίηση του TMS και όλων των συνιστωσών του και στη συνέχεια η διερεύνηση της επίδρασής του στις επιδόσεις του κινητήρα. Επίσης θα πραγματοποιηθεί σύγκριση διάφορων συστημάτων TMS με στόχο την βελτιστοποίηση των επιδόσεων του κινητήρα. Το συγκεκριμένο μοντέλο TMS αφορά κατά κύριο λόγο την μοντελοποίηση του κυκλώματος λίπανσης και των εναλλακτών του λιπαντικού.

Το μοντέλο προσομοίωσης περιέχει μη γεωμετρικά στοιχεία για τις συνιστώσες του, εκτός από τα εμβαδά διατομής εισόδου - εξόδου και των επιφανειών συναλλαγής θερμότητας. Οι κυριότερες συνιστώσες του TMS που απαιτούν μοντελοποίηση είναι οι εναλλάκτες θερμότητας για την ψύξη του λιπαντικού. Η μαθηματική μοντελοποίηση για την συναλλαγή θερμικής ισχύος θα βασιστεί σε εξισώσεις του βαθμού εκμετάλλευσης βάσει της μεθόδου  $\epsilon$ -NTU, η οποία μπορεί να υπολογίσει αναλόγως τον τύπο του εναλλάκτη τις ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων και με λίγα δεδομένα γεωμετρίας την συναλλαγή θερμότητας στους εναλλάκτες. Επίσης χρησιμοποιεί εξισώσεις του αδιάστατου αριθμού Nusselt με τον οποίο υπολογίζεται η συναγωγή της ροής του κάθε εργαζόμενου μέσου. Στο μοντέλο είναι δυνατόν η συναγωγή να υπολογίζεται, είτε μόνο με αλλαγή της παροχής βάσει της παροχής σχεδίασης, είτε με αναλυτικό υπολογισμό της συναγωγής στις αντίστοιχες συνθήκες λειτουργίας. Ένα άλλο στοιχείο που μελετάται στην παρούσα εργασία είναι και η πτώση πίεσης του λιπαντικού διαμέσου των

συνιστωσών. Για την μοντελοποίηση της όπως θα φανεί στη συνέχεια αρκεί η εκτίμηση της βάσει της παροχής σχεδίασης.

Ο κυριότερος λόγος για τον οποίο δίνεται έμφαση στο να απαιτούνται όσο το δυνατόν λιγότερα δεδομένα γεωμετρίας στο μοντέλο της παρούσας εργασίας είναι για τον υπολογισμό μιας γρήγορης λύσης σε επίπεδο σχεδιασμού κινητήρα για όλο τον φάκελο πτήσης.

## 1.2 Δομή της εργασίας

Η δομή της εργασίας έχει ως εξής:

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στη λειτουργία του TMS και την αναγκαιότητα του για μια αεροπορική μηχανή, καθώς και στον τρόπο λειτουργίας του και το κέρδος που προσφέρει. Στη συνέχεια γίνεται αναφορά στην μοντελοποίηση του TMS την αναγκαιότητα της μοντελοποίησης του και την προσθήκη του στο μοντέλο ενός κινητήρα, καθώς και στην χρήση του.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται εκτενής περιγραφή των συνιστωσών του TMS, αναλυτική κατηγοριοποίηση των τύπων των εναλλακτών του και στην λειτουργία της κάθε συνιστώσας. Επιπλέον θα αναφερθούν οι ιδιότητες του λιπαντικού και θα αιτιολογηθεί η ανάγκη ψύξης του. Ταυτόχρονα θα γίνει αναφορά στα βασικά στοιχεία γεωμετρίας των δύο εναλλακτών και στην επίδραση τους στις συνιστώσες του κινητήρα. Στη συνέχεια θα ακολουθήσει η μαθηματική μοντελοποίηση των εναλλακτών για την μεταφορά θερμότητας, τον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης, της συναγωγής και της θερμικής αντίστασης των δύο ρευμάτων και της πτώσης πίεσης, όπως και στην μοντελοποίηση και των υπολοίπων συνιστωσών που θα αναλυθούν.

Στο τρίτο κεφάλαιο θα παρουσιαστεί ο κώδικας για την μοντελοποίηση των εναλλακτών και όλων των σχετικών εξαρτημάτων του TMS στο λογισμικό PROOSIS, βάσει της μαθηματικής μοντελοποίησης του προηγούμενου κεφαλαίου. Θα παρουσιαστεί ο τρόπος επίλυσης των μαθηματικών μοντέλων και οι μέθοδοι με τις οποίες είναι δυνατόν να υπολογιστούν τα θερμοδυναμικά μεγέθη.

Το τέταρτο κεφάλαιο θα αφορά την πιστοποίηση των μοντέλων των εναλλακτών που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Θα αξιολογηθεί η συμπεριφορά του μοντέλου πρώτα με παραμετρικές μελέτες, μεταβάλλοντας τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του κάθε εργαζόμενου μέσου. Στη συνέχεια θα γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου με πειραματικά δεδομένα από την ανοιχτή βιβλιογραφία

Το πέμπτο κεφάλαιο θα εμπεριέχει ένα πλήρες μοντέλο για όλο το κύκλωμα λίπανσης – TMS με τις αντίστοιχες παραμετρικές για τα θερμοδυναμικά μεγέθη. Θα ακολουθήσουν σχηματικά με διάφορες προτεινόμενες διατάξεις των δύο εναλλακτών, όπως εν σειρά και παράλληλα και στη συνέχεια θα αξιολογηθούν οι διατάξεις με

κριτήριο την προσδιδόμενη ισχύ στις συνιστώσες του κινητήρα και την μικρότερη πτώση πίεσης, καθώς και την πολυπλοκότητα τους.

Το έκτο κεφάλαιο αφορά την αλληλεπίδραση του κυκλώματος λίπανσης και γενικά του συστήματος TMS στον κύκλο του κινητήρα. Θα παρουσιαστεί η ανάλυση σε επίπεδο σχεδιασμού μηχανής με την χρήση του TMS και χωρίς και θα φανεί η επίδραση στα αποτελέσματα της σχεδίασης με αντίστοιχα πραγματικά, διακριβώνοντας αν χρειάζεται να λαμβάνεται υπόψη στη σχεδίασή και σε τι βαθμό. Επίσης στο μοντέλο κινητήρα θα συγκριθούν διάφορες διατάξεις και η επίδραση τους που θα υπάρχει στις επιδόσεις του.

Στο έβδομο και τελευταίο κεφάλαιο παρουσιάζεται η ανακεφαλαίωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας και αναφέρονται τα σημαντικότερα συμπεράσματα που προέκυψαν καθώς και οι καλύτερες δυνατές λύσεις TMS που προέκυψαν.

## 2 Σύστημα Διαχείρισης Θερμότητας

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται η αναλυτική περιγραφή του TMS. Θα γίνει εισαγωγή στην χρησιμότητα και στην ανάγκη ύπαρξης του καθώς και στις συνιστώσες που από τις οποίες απαρτίζεται. Επιπλέον θα γίνει κατηγοριοποίηση των σημαντικότερων από αυτών συνιστωσών, αναλόγως την εφαρμογή τους και τον τύπο τους, και θα γίνει σχολιασμός στο τι προσφέρει η κάθε μια συνιστώσα στον κινητήρα.

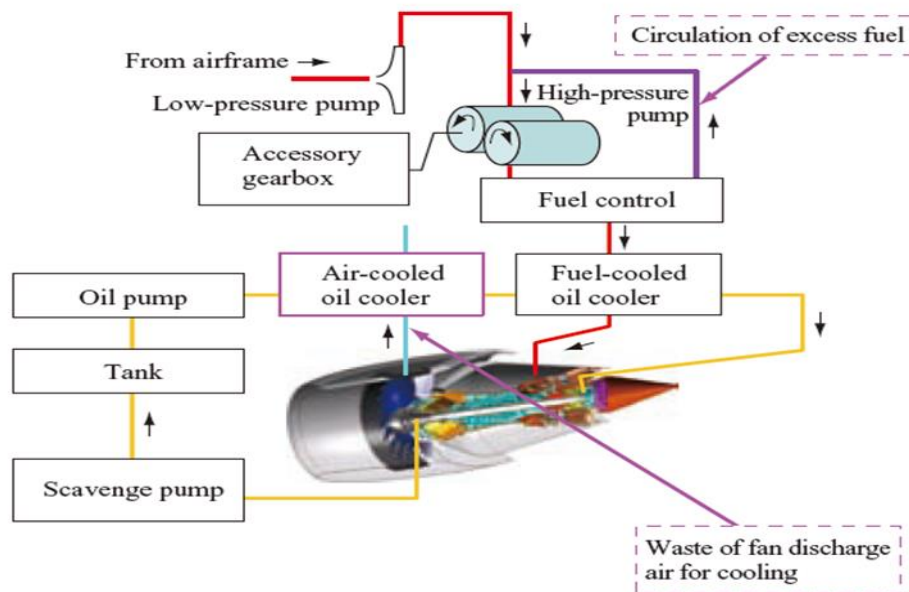
### 2.1 Περιγραφή TMS

Όπως αναφέρθηκε στο πρώτο κεφάλαιο με τον όρο TMS κατηγοριοποιείται το κάθε σύστημα το οποίο παραλαμβάνει «Διαχειρίζεται» τα ποσά θερμότητας από τις μηχανικές απώλειες και γενικότερα ποσά θερμότητας που δεν μετατρέπονται σε ωφέλιμη ενέργεια. Όπως και στα TMS των πιο απλών μηχανών αυτοκινήτων, έτσι και σε μηχανές αεροσκαφών οι μηχανικές απώλειες παραλαμβάνονται από το κύκλωμα λίπανσης και έπειτα αποβάλλονται από αυτό σε ένα άλλο ψυκτικό μέσο. Δηλαδή το TMS αποτελείται από το σύστημα λίπανσης και ψύξης του λιπαντικού για την διαχείριση της θερμότητας λόγω των μηχανικών απωλειών. Η διαφορά με τις απλές μηχανές είναι ότι η θερμική ισχύς μεταφέρεται στον θερμοδυναμικό κύκλο, ώστε να μετατρέπεται σε ώση.

#### 2.1.1 Ρόλος TMS σε αεροπορικούς κινητήρες

Πρωταρχικός ρόλος του συστήματος αυτού στους αεροπορικούς κινητήρες είναι η ψύξη του λιπαντικού αφού παραλάβει την θερμότητα από τα όλα τα μηχανικά στοιχεία του κινητήρα που λιπαίνει, έτσι ώστε να διατηρεί τις λιπαντικές του ιδιότητες. Αποτέλεσμα η καλύτερη λίπανση των μηχανικών μερών και κατά συνέπεια η μεγαλύτερη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων [3]. Το TMS χρησιμοποιεί ως ψυκτικά μέσα το καύσιμο και τον αέρα του ρεύματος παράκαμψης και όχι τον ατμοσφαιρικό αέρα με τον οποίο δεν θα υπήρχε κανένα ενεργειακό όφελος για την μηχανή.

Η απαίτηση αυτή για πρόσδοση ενέργειας στον κύκλο της μηχανής υπάρχει, λόγω της τάσης που υπάρχει σήμερα για την εξοικονόμηση καυσίμου. Αυτή η εξοικονόμηση μπορεί να οδηγήσει σε απόσβεση μέρος του κόστους της μηχανής ή και του κόστους συντήρησης. Σε συνδυασμό με την αύξηση της τιμής καυσίμου η οποιαδήποτε προσπάθεια μείωσης της κατανάλωσης είναι σημαντική.



Σχήμα 2.1: Τυπική διάταξη TMS σε κινητήρα Turbofan με δύο εναλλάκτες

Η συμβολή του TMS πάνω σε αυτό επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας το καύσιμο για ψυκτικό μέσο του λιπαντικού. Με αυτόν τον τρόπο αυξάνεται η ενθαλπία του καυσίμου και συνεπώς της προσδιδόμενης ενέργειας στον κύκλο, που οδηγεί σε μείωση της παροχής καυσίμου στον κινητήρα, αν θεωρήσουμε ότι απαιτείται σταθερή παροχή θερμικής ισχύος ή και σε αύξηση της θερμικής ισχύος με σταθερή παροχή καυσίμου που οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του στροβίλου [3,4,5], κάτι το οποίο προκύπτει άμεσα από την πιο απλή εξίσωση ισολογισμού ενέργειας για τον θάλαμο καύσης που υπάρχει στην βιβλιογραφία. Στην περίπτωση που υπάρχει αύξηση της θερμοκρασίας του στροβίλου υπάρχει αύξηση στην ώση.

Η εφαρμογή της ψύξης του λιπαντικού με το καύσιμο ήταν η πρώτη μετά τον ατμοσφαιρικό αέρα. Υπάρχει όμως ο περιορισμός στην θερμοκρασία που μπορεί να έχει το καύσιμο, διότι μετά από ένα σημείο υπάρχει η εξάτμιση του και συνεπώς δεν θα είναι δυνατή η μεταφορά του μέσω αντλιών. Στην νέα γενιά κινητήρων, όπου υπάρχει η εισαγωγή του gearbox [2], έχουμε σημαντική αύξηση των ποσών λίπανσης και θερμότητας που ξεπερνούν τα επιτρεπτά όρια του καυσίμου, δεδομένου ότι το 90% της ώσης είναι δυνατόν να παράγεται από το fan. Επομένως δεν αρκεί μόνο το καύσιμο ως ψυκτικό μέσο, για τον παραπάνω λόγο.

Για την αντιμετώπιση αυτού του περιορισμού, ιδίως σε Turbofan μεγάλου λόγου παράκαμψης - ισχύος έχει εισαχθεί και ψύξη με τον αέρα παράκαμψης. Η εφαρμογή αυτή χρησιμοποιείται κυρίως για την ψύξη του λιπαντικού από το gearbox και μέρος της ισχύος από τα έδρανα των αξόνων. Μέσω αυτής της μεθόδου αυξάνεται της θερμοκρασίας του ρεύματος παράκαμψης και συνεπώς της ειδικής ώσης. Συνολικά και οι δύο τρόποι μαζί έχουν ως αποτέλεσμα την μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που είναι ο πρωταρχικός στόχος στον σχεδιασμό Turbofan για την πολιτική αεροπορία.



### 2.1.2 Διατάξεις TMS σε αεροπορικούς κινητήρες

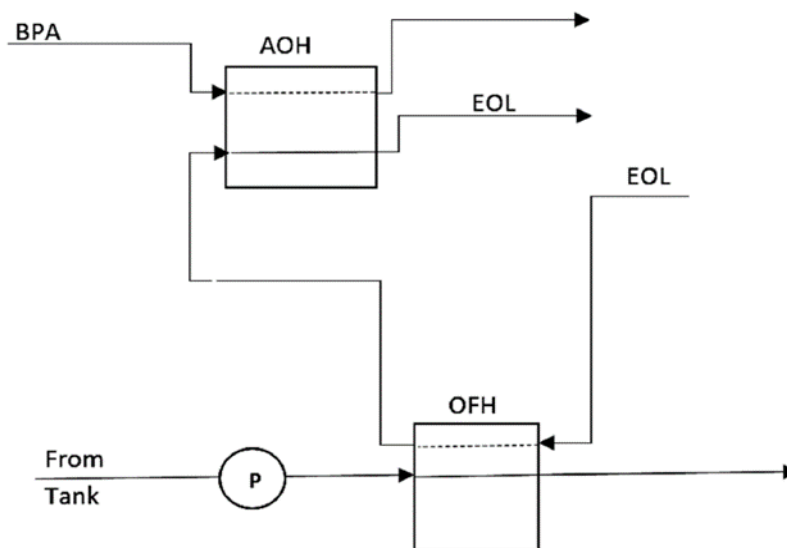
Στον ρόλο του TMS στους αεροπορικούς κινητήρες έγινε αναφορά στην ψύξη του λιπαντικού από τους δύο εναλλάκτες AOC και FOC και στα οφέλη που υπάρχει με την κάθε μια μέθοδο ψύξης. Η ύπαρξη και των δύο τύπων εναλλακτών οδηγεί στην υλοποίηση διάφορων διατάξεων συστημάτων TMS αναλόγως με την σύνδεση και τον αριθμό των εναλλακτών. Επιπλέον θα γίνει αναφορά σε διατάξεις TMS που χρησιμοποιούν και επιπλέον συνιστώσες για την επίτευξη άλλων λειτουργιών που απαιτούνται σε ορισμένες εφαρμογές. Έτσι με αυτό τον τρόπο αναλόγως την σύνδεση των εναλλακτών υπάρχουν οι εξής κύριες διατάξεις TMS :

- Διάταξη σύνδεσης σε σειρά
- Διάταξη σε παράλληλη σύνδεση
- Διάταξη σύνδεσης σε σειρά & παράλληλα
- Λοιπές διατάξεις

#### Διάταξη σύνδεσης σε σειρά

Σε αυτή την διάταξη το λιπαντικό αφού έχει πάρει το θερμικό φορτίο από ένα ή περισσότερα έδρανα συλλέγεται σε μία ροή λιπαντικού και στη συνέχεια ψύχεται και από τους δύο εναλλάκτες. Στις περισσότερες περιπτώσεις ψύχεται πρώτα με τον AOC και στη συνέχεια με τον FOC δεν αποκλείεται όμως να υπάρχει και το αντίστροφο [3]. Η κυριότερη διαφορά στις δύο διατάξεις με σύνδεση σε σειρά είναι ότι στην πρώτη περίπτωση υπάρχει καλύτερος έλεγχος στο θερμικό φορτίο που δέχεται ο FOC, έτσι ώστε η θερμοκρασία στην έξοδο του καυσίμου να μην ξεπεράσει τα επιτρεπτά όρια, ενώ στην δεύτερη θεωρώντας ότι αποδίδεται η μέγιστη δυνατή θερμότητα στο καύσιμο υπάρχει μεγαλύτερη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου.

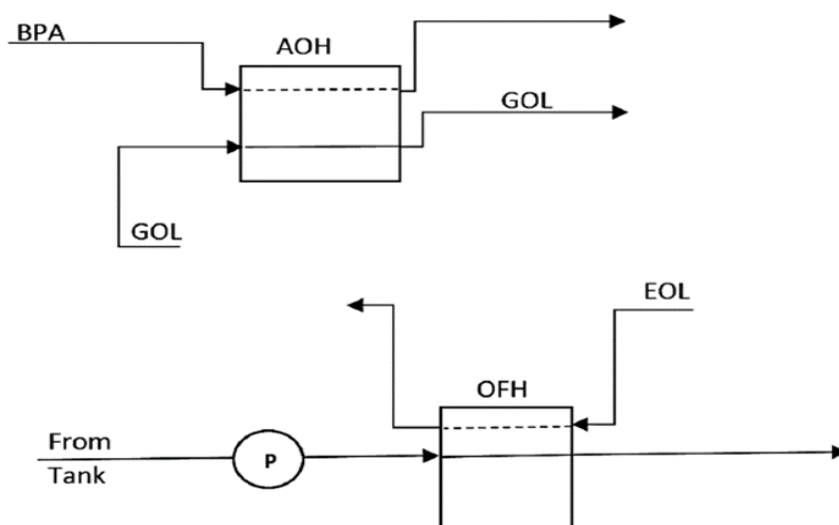
Όπως θα φανεί και στην μαθηματική μοντελοποίηση ο βαθμός εκμετάλλευσης και συνεπώς η θερμότητα που μεταφέρεται εξαρτάται από τον ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, η οποία με την σειρά της εξαρτάται από την θερμοκρασία. Όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία τόσο αυξάνεται ο συντελεστής αυτός και άρα αυξάνεται η θερμική ισχύς. Ο κίνδυνος να ξεπεράσει η θερμοκρασία του καυσίμου τα επιτρεπτά όρια είναι μεγαλύτερος στην περίπτωση που το λιπαντικό ψύχεται πρώτα με το καύσιμο.



Σχήμα 2.2: Διάταξη εναλλακτών λιπαντικού σε σειρά

Διάταξη σε παράλληλη σύνδεση

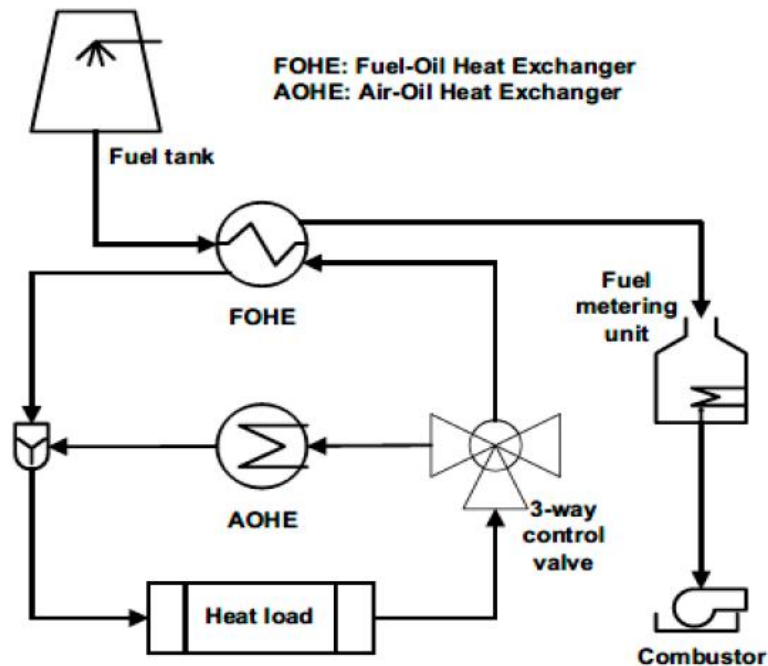
Στην περίπτωση που η διάταξη των εναλλακτών είναι παράλληλη το λιπαντικό που συλλέγεται από τις (scavenge pumps) από τα διάφορα εξαρτήματα και διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα που πηγαίνουν στους δύο εναλλάκτες. Αυτή η σύνδεση είναι χρήσιμη για την περίπτωση που υπάρχουν πολλά εξαρτήματα που απαιτούν λίπανση και ιδίως στην περίπτωση των GTF [3], που αυτή η περίπτωση αποτελεί αντικείμενο της ανάλυσης. Ο λόγος είναι ότι με την παράλληλη σύνδεση το λιπαντικό από το gearbox ψύχεται στον AOC και το λιπαντικό από τα υπόλοιπα έδρανα ψύχεται στον FOC (Σχήμα 2.3), διότι αν δινόταν και το θερμικό φορτίο από το gearbox στον FOC θα αυξανόταν υπερβολικά η θερμοκρασία στο καύσιμο.



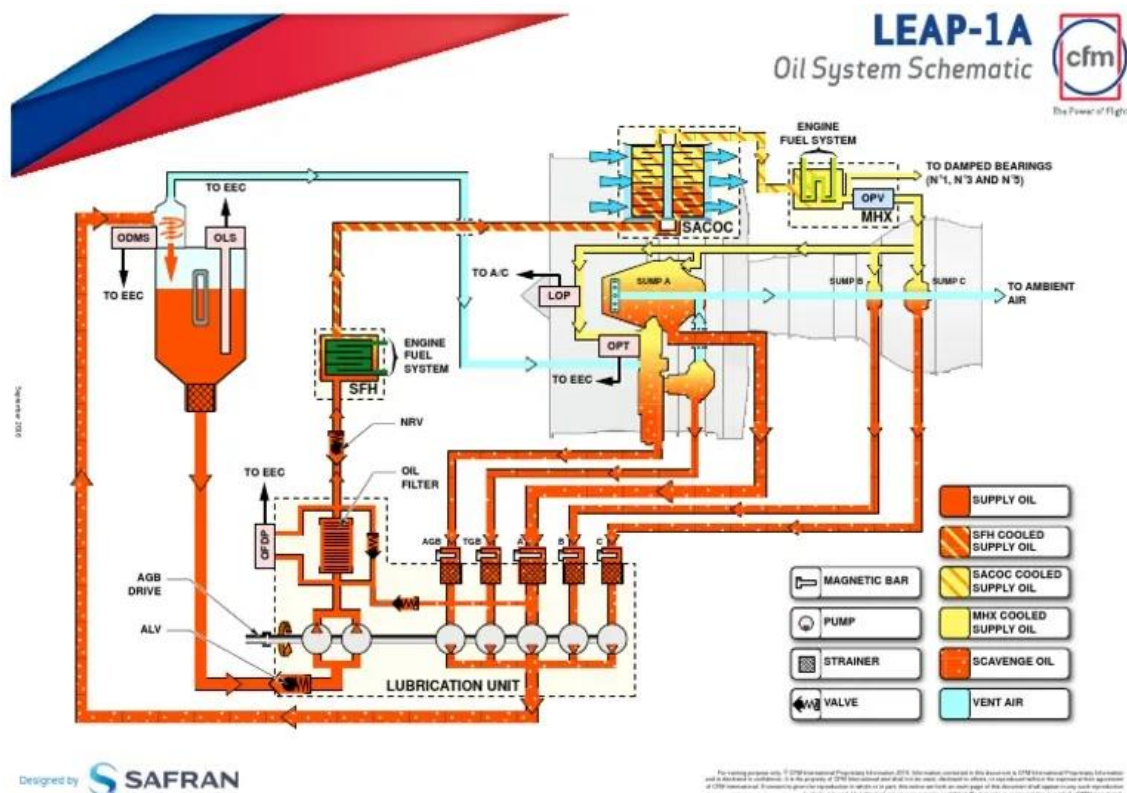
Σχήμα 2.3: Διάταξη με παράλληλη σύνδεση των εναλλακτών του λιπαντικού

Διάταξη σύνδεσης σε σειρά & παράλληλα

Στις πραγματικές μηχανές καμία διάταξη δεν είναι μόνη της, αλλά υπάρχουν και πιο περίπλοκες. Για παράδειγμα στον κινητήρα cfm LEAP το λιπαντικό αφού πάρει το θερμικό φορτίο από τα έδρανα αναμειγνύεται με το λιπαντικό της δεξαμενής και μετά την ανάμιξη ψύχεται από έναν εναλλάκτη FOC. Στη συνέχεια ψύχεται σε σειρά και από έναν εναλλάκτη FOC και από ένα ζεύγος AOC - FOC (Σχήμα 2.5). Μια άλλη εφαρμογή για κινητήρες μεγαλύτερης ισχύος είναι να ψύχεται σε σειρά από έναν FOC - AOC - FOC χωρίς όμως το λιπαντικό να εισέρχεται θερμό στην δεξαμενή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.14. Στην πραγματικότητα οι εναλλάκτες για την ψύξη του λιπαντικού στον κινητήρα είναι δύο, απλώς σε έναν υπάρχει περίπτωση το λιπαντικό να εισέρχεται να ψυχθεί δύο φορές. Επομένως μια διάταξη TMS είναι δυνατόν να εμπεριέχει και ανάμιξη του λιπαντικού με λιπαντικό χαμηλότερης θερμοκρασίας ή και επιστροφή του λιπαντικού σε έναν εναλλάκτη μέσω βαλβίδας ελέγχου (Σχήμα 2.4), δηλαδή είναι δυνατόν να υπάρχει και σύστημα ελέγχου. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται μεγαλύτερη ευελιξία του TMS στην ψύξη του λιπαντικού στο σημείο σχεδίαση και εκτός αυτού [1,4].



Σχήμα 2.4: Σύστημα TMS με βαλβίδα ελέγχου για την ψύξη του θερμικού φορτίου

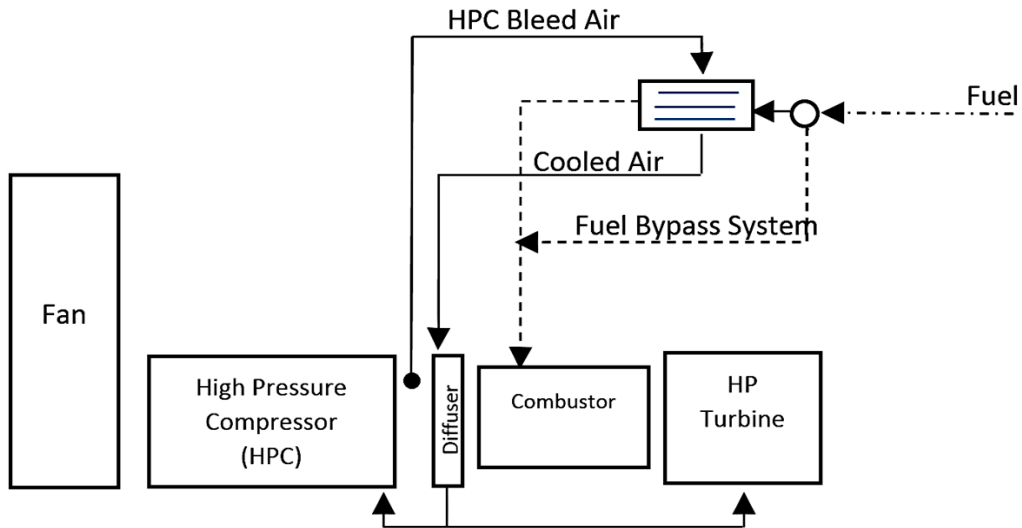


Σχήμα 2.5: TMS για κινητήρα cfm – LEAP σε σειρά με ανάμειξη

### Λοιπές διατάξεις

Εκτός από την βελτιστοποίηση των επιδόσεων του κινητήρα αξίζει να σημειωθεί ότι έχουν προταθεί διατάξεις TMS που συμπεριλαμβάνουν και άλλες λειτουργίες όπως την υποβοήθηση στην ψύξη των θερμών τμημάτων της μηχανής (του στροβίλου) και την παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ισχύος για τις ανάγκες του αεροσκάφους. Για να επιτύχει και αυτές τις λειτουργίες είναι απαραίτητη η διασύνδεση του και με άλλα υποσυστήματα της μηχανής (όπως του κυκλώματος απομαστεύσεων) ή να προστεθούν επιπλέον συνιστώσες σε αυτό.

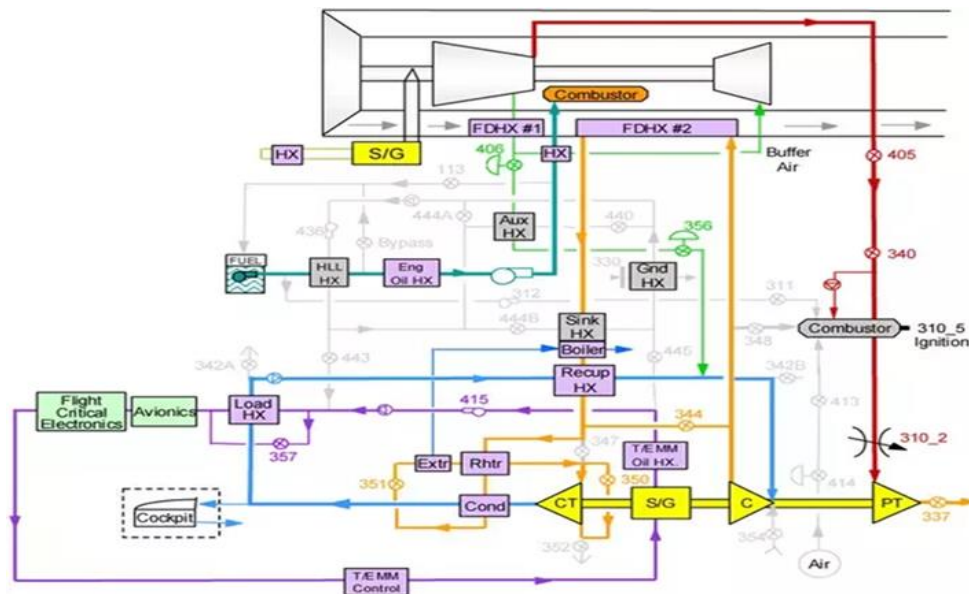
Συγκεκριμένα για κινητήρες πολιτικής αεροπορίας είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί το καύσιμο και για την ψύξη του αέρα απομάστευσης από τον συμπιεστή υψηλής πίεσης, έτσι ώστε να μειωθεί η θερμοκρασία του και να χρειαστεί μικρότερη παροχή απομάστευσης για τον στρόβιλο υψηλής πίεσης. Άμεσο αντίκτυπο είναι η μεγαλύτερη παροχή αέρα στον πυρήνα για καύση. Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται, ως αντιπαγωγικό σύστημα του καυσίμου στις περιπτώσεις που χρειάζεται [3].



Σχήμα 2.6: Σύστημα ψύξης των πτερυγίων στροβίλου και συμπιεστή υψηλής πίεσης

Σε κινητήρες μαχητικών αεροσκαφών επιτυγχάνεται με σύστημα Integrated Power Package (IPP) [6], το οποίο είναι μια σύνδεση δύο στροβίλων και ενός συμπιεστή. Σε αυτή την περίπτωση είναι δυνατόν να παραχθεί από το TMS ηλεκτρική ισχύ και αέρας για την θέρμανση ή την ψύξη του πιλοτηρίου και διάφορων οργάνων, καθώς και ώση μέσω καύσης του αέρα αυτού, όπως φαίνεται στο

Αυτή η εφαρμογή έχει χρησιμοποιηθεί πρόσφατα σε μαχητικά αεροσκάφη (F35-B Σχήμα 2.7). Σε πολιτικά αεροσκάφη υπάρχει η απαίτηση για ψύξη ή και θέρμανση της καμπίνας, καθώς και για ηλεκτρική ισχύ. Αντί όμως για αυτή την διάταξη χρησιμοποιείται ξεχωριστό TMS, που χρησιμοποιεί αέρα από τον συμπιεστή υψηλής πίεσης. Στα πλαίσια αυτής της εργασίας θα αναλυθεί μόνο το TMS για τον κινητήρα.



Σχήμα 2.7: Διάταξη TMS με IPP για μαχητικό αεροσκάφος (F-35B)

Στη συνέχεια αφού ολοκληρώθηκε η γενική περιγραφή του TMS ,ο ρόλος του και η συνδεσμολογία των κυριότερων τμημάτων του θα ακολουθήσει η περιγραφή και η λειτουργία των βασικότερων συνιστωσών. Οι συνιστώσες αυτές είναι :

- Air Oil Heat Exchanger /AOC
- Fuel Oil Heat Exchanger /FOC
- Lube Oil Circuit

## 2.2 Περιγραφή AOC

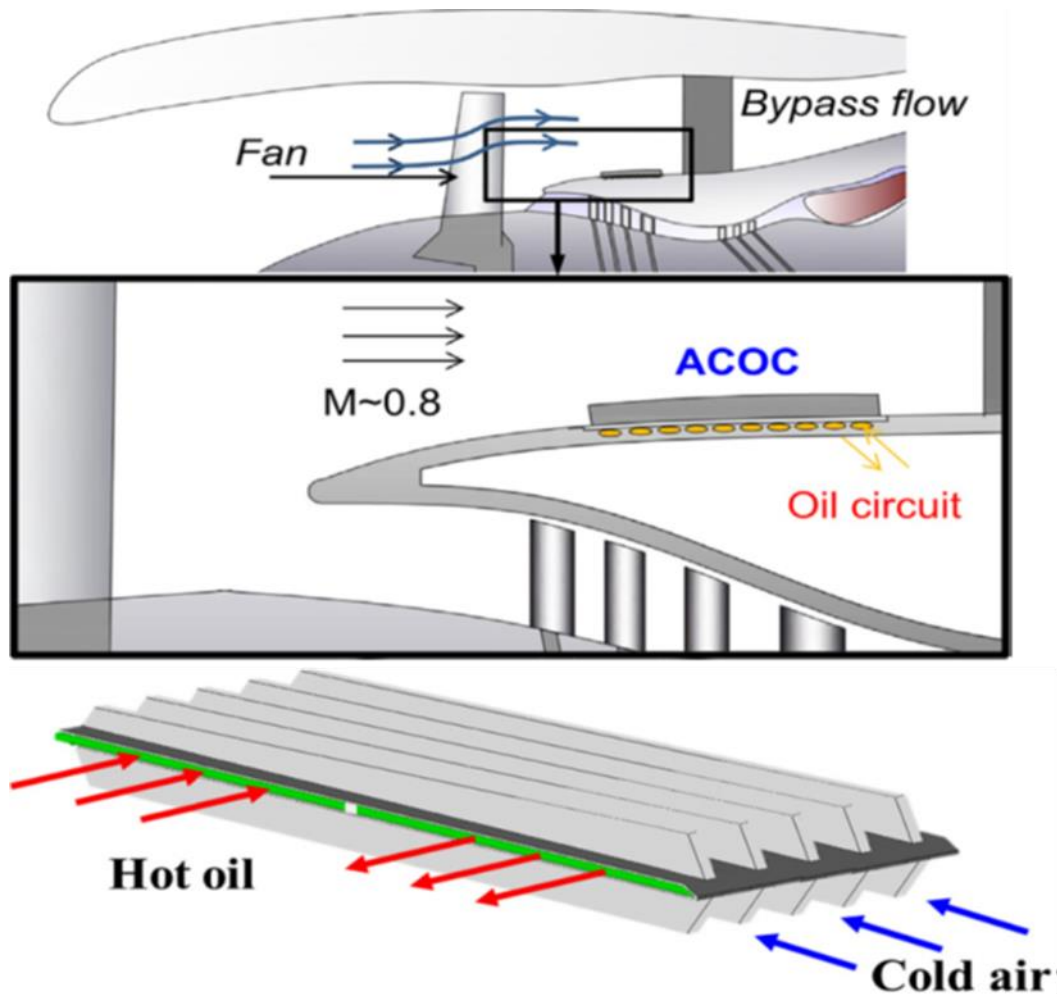
Ο Εναλλάκτης θερμότητας Αέρα - λιπαντικού ή για συντομία AOC στους σύγχρονους αεροπορικούς κινητήρες βρίσκεται μεταξύ του κυκλώματος αέρα παράκαμψης και του κυκλώματος λίπανσης. Αναλόγως με την μορφή τους οι συνήθεις τύποι είναι :

- Finned AOC ,ο οποίος βρίσκεται στο ρεύμα παράκαμψης
- Plate finned AOC ,ο οποίος συναντάται κυρίως σε μικρότερα αεροπλάνα
- Shell & tube AOC , που χρησιμοποιεί το εξωτερικό ρεύμα αέρα για ψύξη

Σήμερα συναντάται κυρίως η πρώτη κατηγορία, ενώ η δεύτερη υπάρχει κυρίως σε εμβολοφόρους κινητήρες ή κινητήρες Turboprop και γενικότερα σε μηχανές μικρής ισχύος [20]. Ο τρίτος τύπος εναλλακτών δεν χρησιμοποιείται πλέον, αφού δεν έχει κανένα ενεργειακό όφελος για την μηχανή και δεν συμφέρει λόγω επιπρόσθετης αντίστασής.

Συγκριτικά οι Plate finned AOC καταλαμβάνουν μικρότερο όγκο για την ίδια επιφάνεια συναλλαγής, αλλά δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε ροή με μεγάλες ταχύτητες και μεγάλες παροχές μάζας λόγω των μεγάλων πτώσεων πίεσης που θα υπάρχουν. Για αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται Finned AOC [17] ,στους οποίους υπάρχει μικρότερη πτώση πίεσης για την ίδια ταχύτητα και η όλη κατασκευή τους και τοποθέτηση τους έχει μικρότερο βάρος. Η τυπική μορφή αυτών των εναλλακτών στους σύγχρονους Turbofan φαίνεται στο Σχήμα 2.8

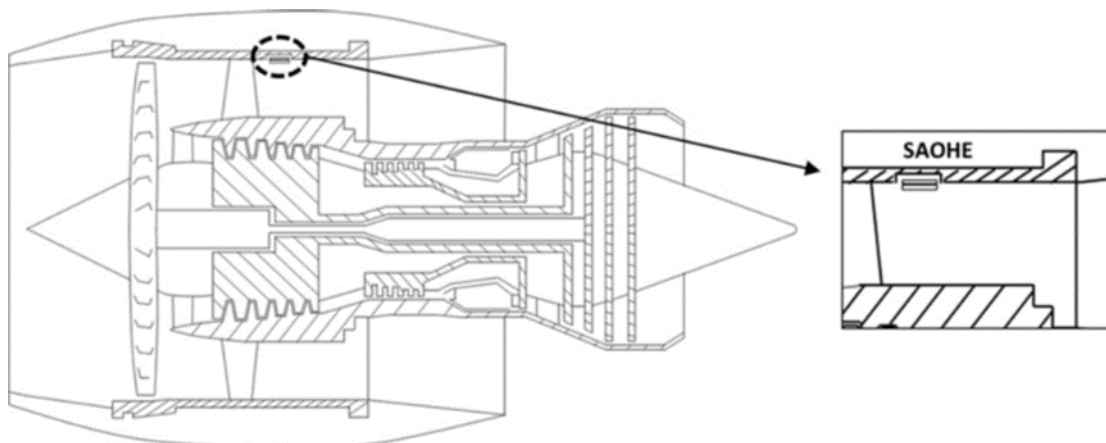
Αποτελείται δηλαδή από σειρές παράλληλων πτερυγίων συγκεκριμένων διαστάσεων πάνω στο κέλυφος του κινητήρα και εντός του κελύφους υπάρχουν οι σωλήνες από όπου ρέει το λιπαντικό. Από τους σωλήνες εκλύεται η θερμότητα στην στερεή επιφάνεια του εναλλάκτη και από αυτήν στο ρεύμα του αέρα παράκαμψης. Μια τυπική μορφή τέτοιου εναλλάκτη φαίνεται στο (Σχήμα 2.8).



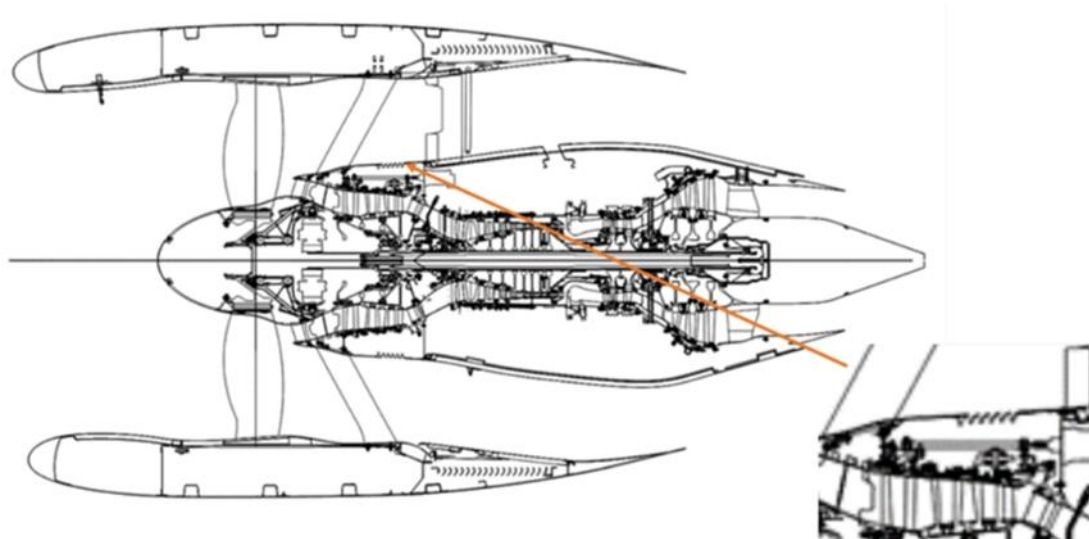
Σχήμα 2.8: Μορφή ΑΟΚ με τις αντίστοιχες ροές αέρα και λιπαντικού

Όσον αφορά την τοποθέτηση του, τοποθετείται στο πάνω μέρος του κελύφους του κινητήρα είτε ακόμα μπορεί να είναι και μέρος του εξωτερικού κελύφους (nacelle) ή η πιο συνήθης θέση είναι πάνω στο εξωτερικό κέλυφος του ρεύματος πυρήνα [18,20]. Στην πρώτη θέση έχουμε γενικά μικρότερη πτώση πίεσης επειδή η ροή έχει διαμορφωθεί από τα οδηγητικά πτερύγια του fan και το κέλυφος σε αξονική, βρέχοντας τα πτερύγια παράλληλα, ενώ στην δεύτερη επειδή αυτός ο εναλλάκτης τοποθετείται μετά τα σταθερά πτερύγια του fan. Συνήθως ενδέχεται να υπάρχει και συνιστώσα της ταχύτητας κάθετη προς την επιφάνεια των πτερυγίων που να αυξάνει τις απώλειες. Αυτή η διαφορά είναι μικρή, δεδομένου ότι κοντά στο hub του fan υπάρχει μικρή στροφή της ταχύτητας συγκριτικά με το tip του. Η δεύτερη τοποθέτηση έχει την καλύτερη χωροταξία όσον αφορά το κύκλωμα ιδίως σε geared Turbofan, όπου θέλουμε τον ΑΟΚ για την ψύξη των απωλειών του gearbox για αυτό και προτιμάται.





Σχήμα 2.9: Τοποθέτηση του AOC στο πάνω κέλυφος του ρεύματος παράκαμψης



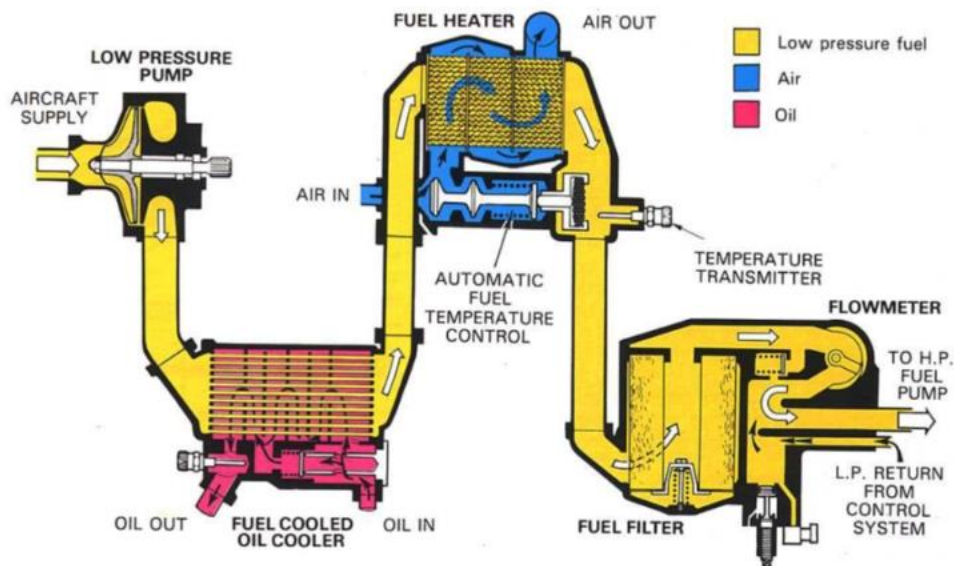
Σχήμα 2.10: Τοποθέτηση του AOC στο διαχωριστικό κέλυφος της αεριογόνου

Συνολικά από τον (AOC) απαιτείται να δώσει το ποσό θερμικής ισχύος στο ρεύμα παράκαμψης έτσι ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασία του και κατά συνέπεια η ώση του με την μικρότερη δυνατή πτώση πίεσης [18,19]. Για να επιτευχθεί αυτό εφαρμόζεται η διάταξη που περιγράφηκε η οποία έχει την μικρότερη πτώση πίεσης και το μικρότερο βάρος. Σημαντικό πλεονέκτημα του είναι ότι δεν είναι απαραίτητη και η κατασκευή αγωγού εισόδου για τον AOC, προκειμένου να μειωθεί η ταχύτητα στην είσοδο και επομένως η πτώση πίεσης, διότι για μεγάλες ταχύτητες έχει σχετικά μικρή πτώση πίεσης. Με αυτόν τον τρόπο αποφεύγεται η αύξηση βάρους και η επιπλέον πτώση πίεσης του αγωγού στο ρεύμα παράκαμψης που θα υπήρχε αν χρησιμοποιούταν και αγωγός εισόδου στον εναλλάκτη.



### 2.3 Περιγραφή FOC

Η μορφή του εναλλάκτη καυσίμου – λιπαντικού ποικίλει αναλόγως το είδος και το μέγεθος του κινητήρα. Σε κινητήρες μικρών αεροσκαφών έχει την τυπική μορφή ενός compact- εναλλάκτη, σε μεγαλύτερου μεγέθους είναι είτε τύπου σερπαντίνας (serpentine heat exchanger) είτε τύπου shell & tube [8,11,23,26]. Ανεξαρτήτως όμως τον τύπο του εναλλάκτη η θέση του FOC είναι πάντα ίδια, όπως στο Σχήμα 2.11, έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η καλύτερη λειτουργία του κυκλώματος καυσίμου. Βρίσκεται πριν την αντλία υψηλής πίεσης, προκειμένου να αποφευχθούν οι υψηλές πιέσεις στον εναλλάκτη και μετά την αντλία χαμηλής πίεσης, έτσι ώστε να αντιμετωπίζεται η πτώση πίεσης και να εξασφαλίζεται η ομαλή ροή του καυσίμου.

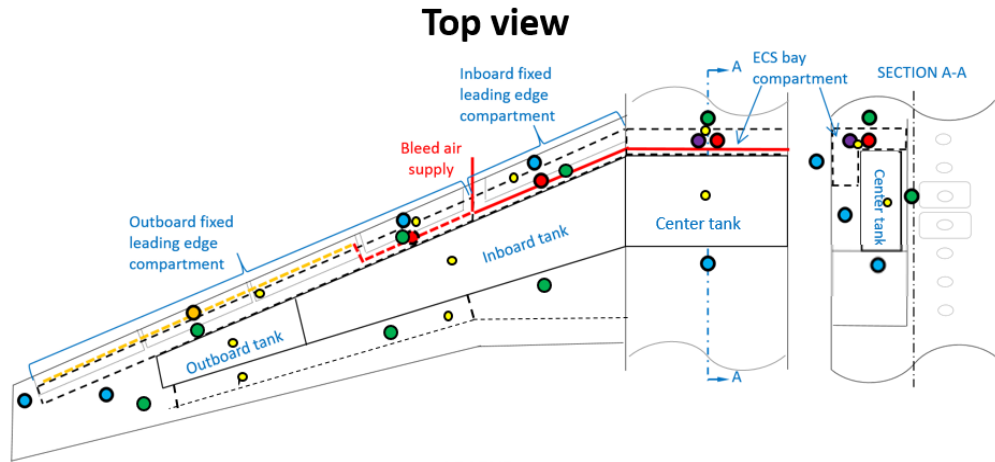


Σχήμα 2.11: Διάταξη του κυκλώματος καυσίμου πριν το τμήμα υψηλής πίεσης

#### Θερμοκρασία καυσίμου

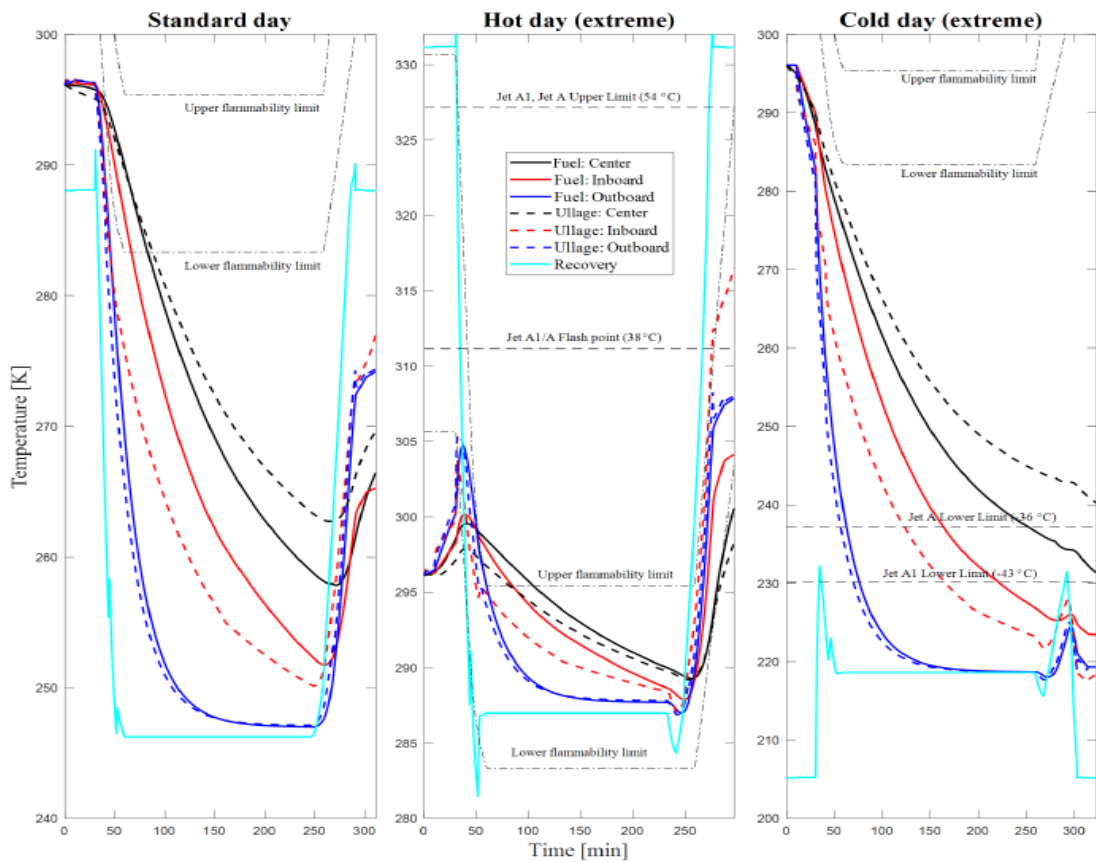
Ένα πολύ σημαντικό μέγεθος για την λειτουργία του TMS είναι και η θερμοκρασία του καυσίμου. Το καύσιμο με την συναλλαγή θερμότητας στον εναλλάκτη καυσίμου-λιπαντικού θερμαίνεται και αυξάνεται η ενθαλπία του και συνεπώς και η τελική ενθαλπία που θα δοθεί στον αέρα [22]. Λόγω όμως της φύσης του, που είναι και αυτό ασυμπίεστο ρευστό έχει και αυτό ένα όριο, το οποίο εξαρτάται από την θερμοκρασία εξάτμισης η οποία ξεκινάει από τους 180 °C [22]. Αυτή η θερμοκρασία επιτυγχάνεται μέσω του διασκορπιστή. Πριν από αυτόν κατά την κυκλοφορία του πρέπει να συμπιεστή, για λόγους ελέγχου της καύσης. Η συμπίεση αυτή για να γίνει πρέπει το καύσιμο σε υγρή του μορφή να μην ξεπεράσει την θερμοκρασία των 130 °C με 135 °C.

Εκτός από αυτό το όριο ένα άλλο σημαντικό είναι και η θερμοκρασία με την οποία εισάγεται στον εναλλάκτη. Όσο μικρότερη είναι τόσο μεγαλύτερο είναι το ποσό θερμότητας που μπορεί να παραλάβει το λιπαντικό. Στην πραγματικότητα όμως δεν πρέπει να είναι μικρότερη από τους 40 °C, όπου και το καύσιμο παγώνει. Στο έδαφος δεν υπάρχει αυτός ο κίνδυνος. Αντιθέτως σε ύψος πτήσης επειδή το καύσιμο βρίσκεται στις πτέρυγες, λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του αέρα [22,28], ψύχεται και είναι δυνατόν να φτάσει και την θερμοκρασία παγώματος. Για να αποφευχθεί αυτό θερμαίνεται στις πτέρυγες από έναν εναλλάκτη με τον αέρα από τον συμπιεστή υψηλής πίεσης (Σχήμα 2.12). Έτσι αποφεύγεται ο κίνδυνος να ψυχθεί το καύσιμο πέρα από την ελάχιστη θερμοκρασία του. Το κύκλωμα αυτό επειδή επιδρά στον κινητήρα θα μοντελοποιηθεί θερμαίνοντας το καύσιμο από τον συμπιεστή σε μια συγκεκριμένη θερμοκρασία.



#### LEGEND

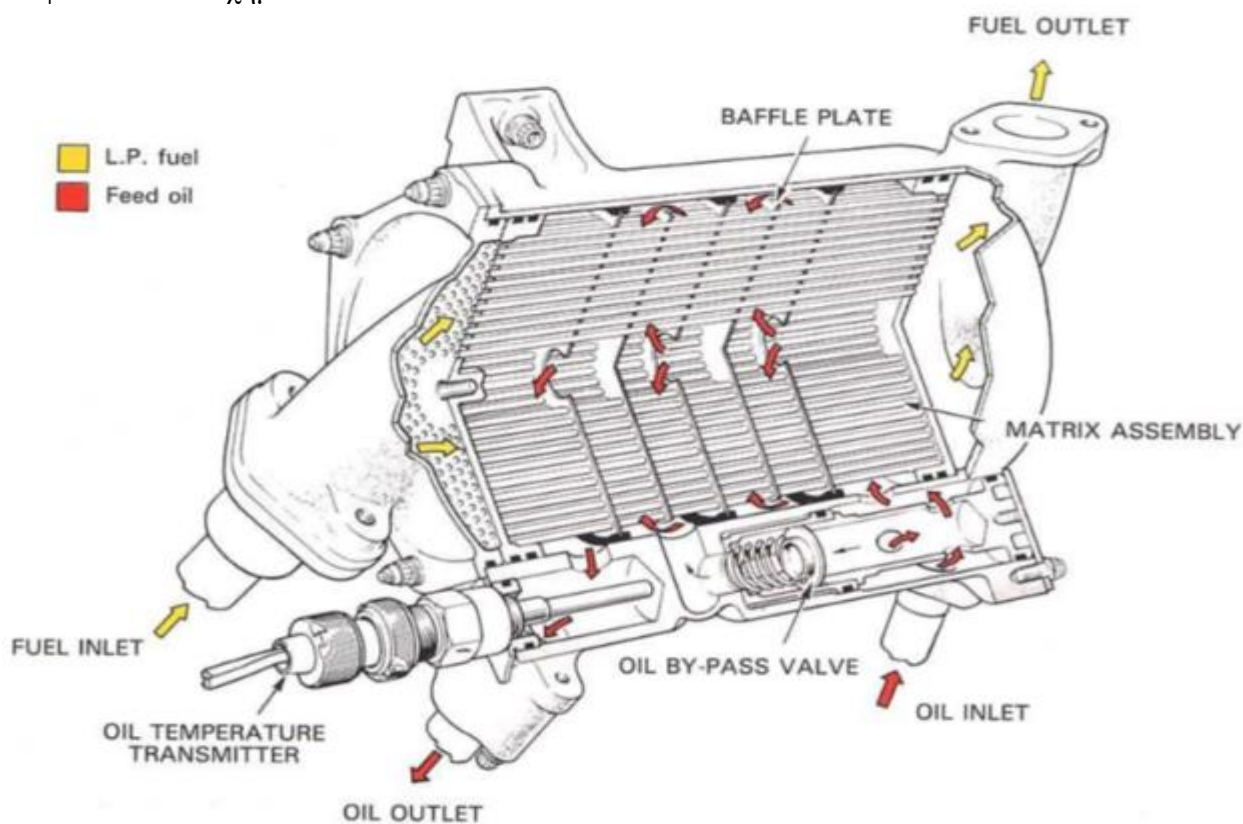
- |   |   |   |
|---|---|---|
| Compartment   | Piccolo tube  | Bleed air duct surface temperature when IPS is on — else, heat transferred is set to zero |
| Fuel tank   | Recovery temperature  | Average ECS pack surface temperature  |
| Bleed air duct (bleed air always present)                                       | Temperature of air from piccolo tube exiting slats when IPS is on — else, set to recovery temperature | Pressurised cabin temperature or actuator temperature nodes                               |
| Bleed air duct (only contains bleed air if anti-ice is on)                      | Bleed air duct surface temperature  |   |
| Bulk fluid temperature node (fuel or ullage in tanks and air in LE compartment) |   |   |



Σχήμα 2.12: Κύκλωμα θέρμανσης του καυσίμου και θερμοκρασία καυσίμου στις πτέρυγες

Στη συνέχεια όσον αφορά τους τύπους των εναλλακτών λιπαντικού-καυσίμου στους αεροπορικούς κινητήρες μια συνήθης εφαρμογή είναι οι εναλλάκτες shell & tube. Αλλά γενικά μπορούν να υπάρξουν και διάφοροι τύποι εναλλακτών.

- **Shell & tube** :Χρησιμοποιούνται γενικά όταν υπάρχει ανάγκη για την εναλλαγή μεγάλων ποσών θερμότητας. Σε αυτού του τύπου εναλλάκτες όταν πρόκειται για αεροπορικές εφαρμογές συνήθως το λιπαντικό βρίσκεται στην μεριά του κελύφους, λόγω μικρότερης παροχής ,ενώ το καύσιμο διαρρέει μέσω πολλών παράλληλων σωλήνων [26]. Ο εναλλάκτης αυτός μπορεί κατά μήκος του αποτελείται από διαχωριστικά τμήματα (baffles ),τα οποία κατευθύνουν την ροή του λιπαντικού , όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.13

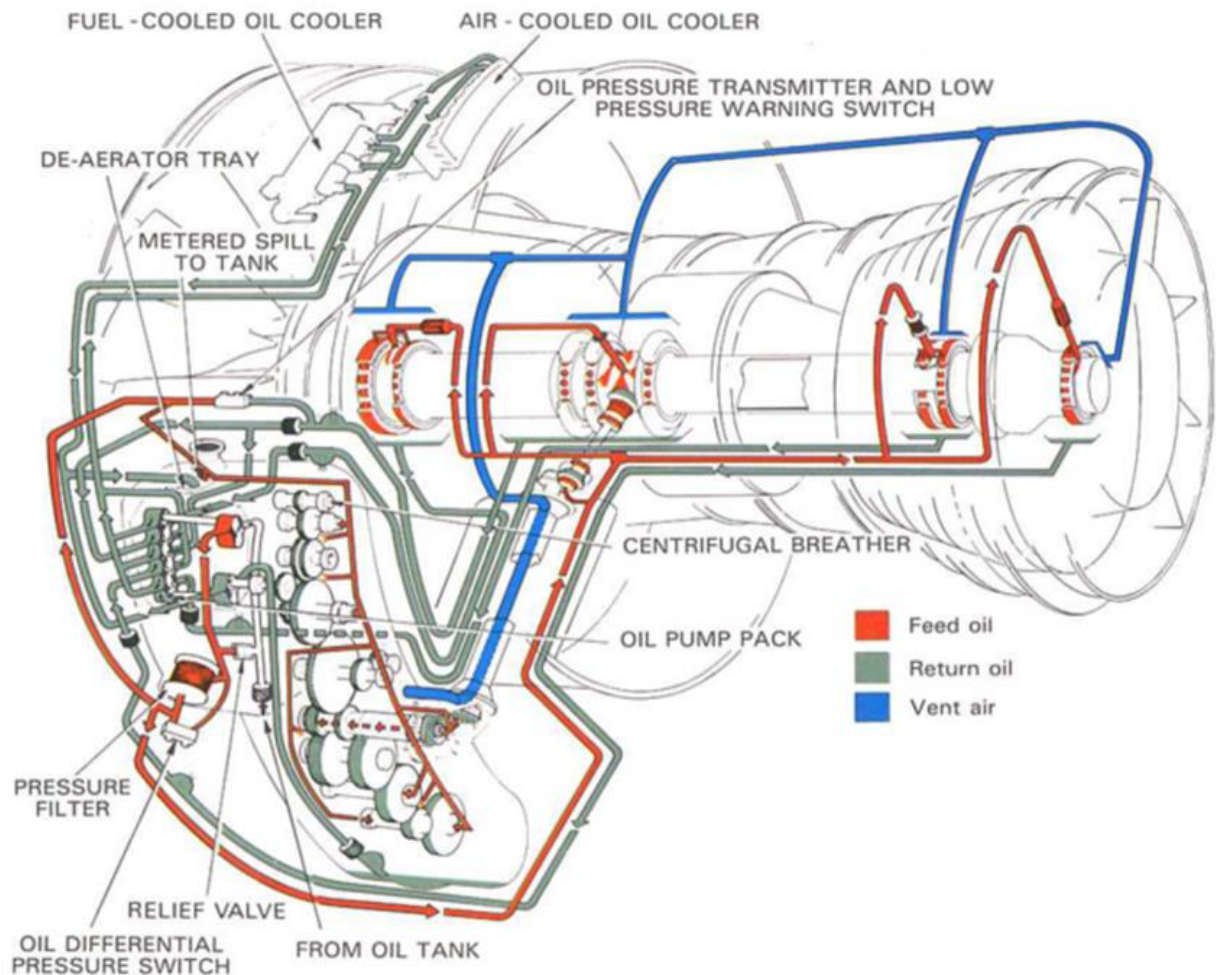


Σχήμα 2.13: Μορφή shell & tube FOC με segmental Baffles

## 2.4 Κύκλωμα λίπανσης

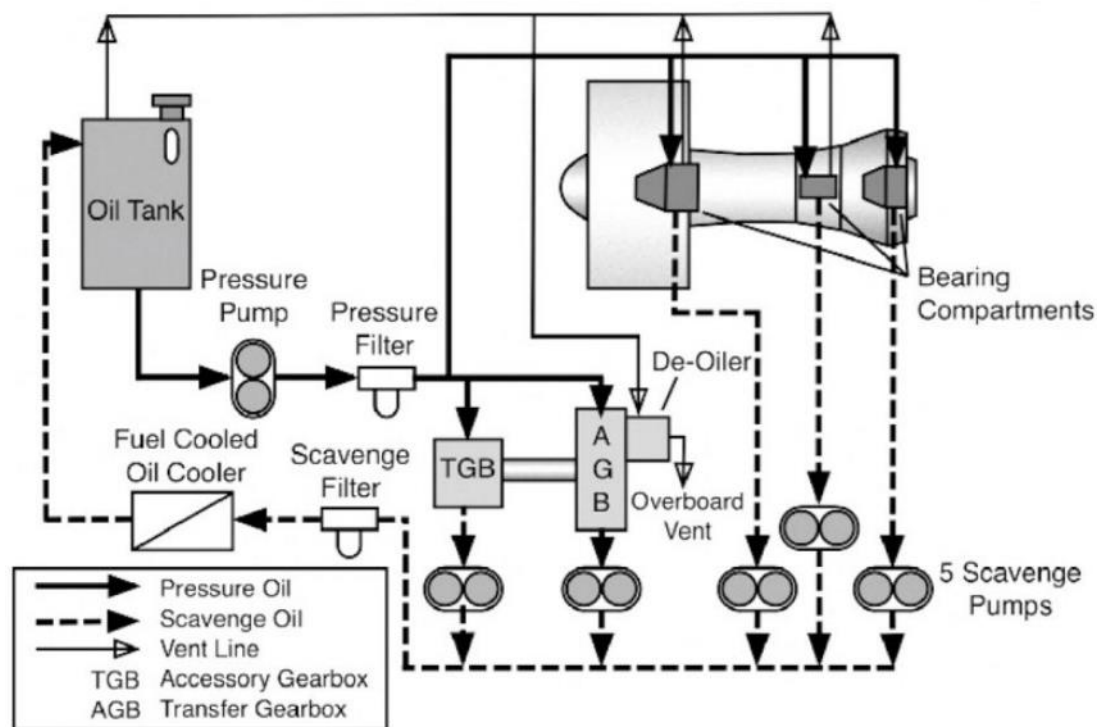
Το κύκλωμα λίπανσης πέρα από τους εναλλάκτες αέρα λιπαντικού και καυσίμου-λιπαντικού αποτελείται από μια δεξαμενή λιπαντικού (Oil Tank), όπου βρίσκεται το λιπαντικό σε σταθερή θερμοκρασία. Από την δεξαμενή αυτή εισέρχεται στην αντλία υψηλής πίεσης και από εκεί διαχωρίζεται σε μικρότερα ρεύματα και κατευθύνεται στα απαραίτητα μέρη που απαιτούν λίπανση ,όπως τα bearings, το gearbox και το accessory drive (Σχήμα 2.15). Στη συνέχεια μέσω άλλων αντλιών scavenge pumps συλλέγεται

στους και κατευθύνεται στους εναλλάκτες που προαναφέρθηκαν για την ψύξη του ποσού θερμότητας που έχει προσλάβει. Τέλος οδηγείται ξανά στο oil tank και κλείνει το κύκλωμα του [8,11]. Χωροταξικά η παραπάνω διάταξη φαίνεται στο Σχήμα 2.14.



Σχήμα 2.14: 3-D αναπαράσταση του TMS σε κινητήρα Turbofan





Σχήμα 2.15: Σχηματικό για TMS σε πολιτικό κινητήρα

Σε όλο το κύκλωμα πρέπει να δοθεί έμφαση σε τρία κυρίως σημεία:

- Κατά την λίπανση των μερών το λιπαντικό παραλαμβάνει και θερμότητα η οποία αντιπροσωπεύει τις μηχανικές απώλειες. Στους αεροπορικούς κινητήρες συνήθως είναι μεγαλύτερη η ανάγκη της παραλαβής αυτού του ποσού θερμότητας παρά της λίπανσης των εδράνων λόγω την μικρότερων δυναμικών φορτίων που υπάρχουν [8]. Συνεπώς είναι προϋπόθεση να υπάρχει τέτοια ποσότητα παροχής λίπανσης, έτσι ώστε και να καλύπτονται οι ανάγκες για την λίπανση των μερών και να μην ξεπεράσει η θερμοκρασία του ένα συγκεκριμένο όριο.
- Επειδή το oil tank είναι σε σταθερή θερμοκρασία είναι απαραίτητο το λιπαντικό να εισέρχεται με την αρχική του θερμοκρασία. Σε αντίθετη περίπτωση θα υπάρχει συνεχής αύξηση της θερμοκρασίας του λιπαντικού που θα οδηγήσει σε χειροτέρευση των ιδιοτήτων του.
- Επίσης καθώς το λιπαντικό εισέρχεται στα έδρανα κύλισης, λόγω της στεγάνωσης του αναμιγνύεται αναπόφευκτα με το ρεύμα αέρα του συμπιεστή που στεγανοποιεί τα έδρανα. Είναι απαραίτητη λοιπόν και ο διαχωρισμός του ρεύματος αέρα από το λιπαντικό. Για αυτόν το σκοπό χρησιμοποιείται de-oil de-aerator ,που διαχωρίζει τον αέρα από το λιπαντικό[8,11].

Αναλυτικότερα θα περιγραφούν τα υπόλοιπα μέρη του κυκλώματος λίπανσης., τα οποία είναι :

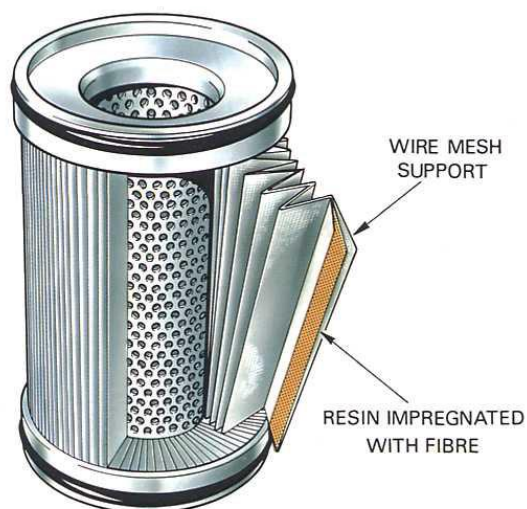
- Lube ducts
- Lube Oil Filter
- Lube Oil Pumps
- Lube Oil Tank
- Oil-Air separator

#### 2.4.1 Lube Oil Ducts

Οι αγωγοί του κυκλώματος λίπανσης έχουν κατά κύριο λόγο κυκλική διατομή, όπως φαίνεται από το Σχήμα 2.14 . Επίσης είναι δυνατόν στην ίδια διαδρομή να υπάρχουν και παράλληλοι αγωγοί για να είναι πιο εύκολος ο διαχωρισμός της ροής στους εναλλάκτες και για τα άλλα εξαρτήματα. Στην μαθηματική μοντελοποίηση που θα ακολουθήσει σημαντικό παράγοντα έχει η πτώση πίεσης

#### 2.4.2 Lube Oil Filter

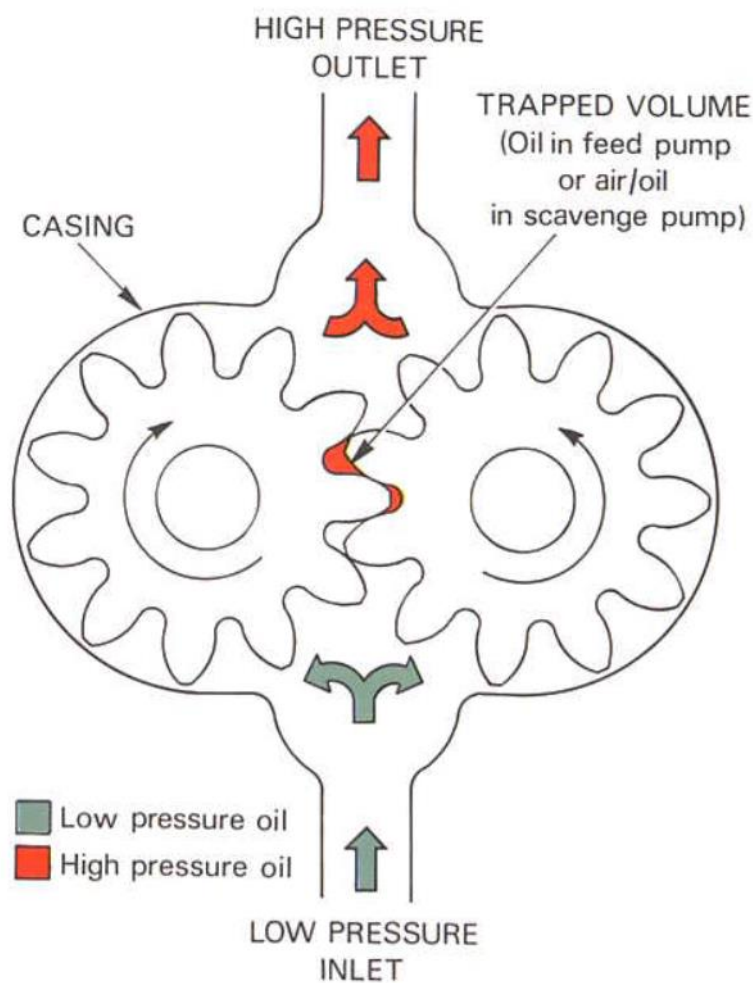
Το φίλτρο του κυκλώματος λίπανσης είναι από τα σημαντικότερα στοιχεία του κυκλώματος λίπανσης. Χρησιμεύει για τον καθαρισμό του λιπαντικού από μικρά στερεά σωματίδια [11]. Αποτελείται από πολύ μικρές τρύπες, έτσι ώστε να καθαρίζει το λιπαντικό από τα σωματίδια. Εξαιτίας των πολύ μικρών διατομών η πτώση πίεσης διαμέσου αυτού είναι πολύ μεγάλες ( 1 έως 2 bar) [7].



Σχήμα 2.16: Φίλτρο για τον καθαρισμό του λιπαντικού

### 2.4.3 Lube Oil Pumps

Ένα κύκλωμα λιπαντικού αποτελείται συνήθως από μια αντλία πίεσης για να δώσει την απαιτούμενη πίεση στο λιπαντικό και από μια αντλία επιστροφής scavenger pump για κάθε έδρανο κύλισης και οποιοδήποτε άλλο μηχανικό μέρος (Σχήμα 2.15). Και οι δύο αντλίες είναι συνήθως γραναζωτού τύπου (geared pumps Σχήμα 2.17). Δεν είναι όμως ο κανόνας, αφού σε κάποιες μηχανές είναι δυνατόν να βρεθούν και άλλοι τύποι αντλιών για την υψηλή πίεση και την συλλογή του λιπαντικού [7,11,13,16]. Χαρακτηριστικό των αντλιών του λιπαντικού είναι ότι ως αντλίες θετικής εκτόπισης η παροχή δεν εξαρτάται από τις στροφές, οπότε είναι δυνατόν να επιτευχθεί μεγάλη πίεση για μεγάλο εύρος παροχών.



Σχήμα 2.17: Geared pump για το κύκλωμα λίπανσης

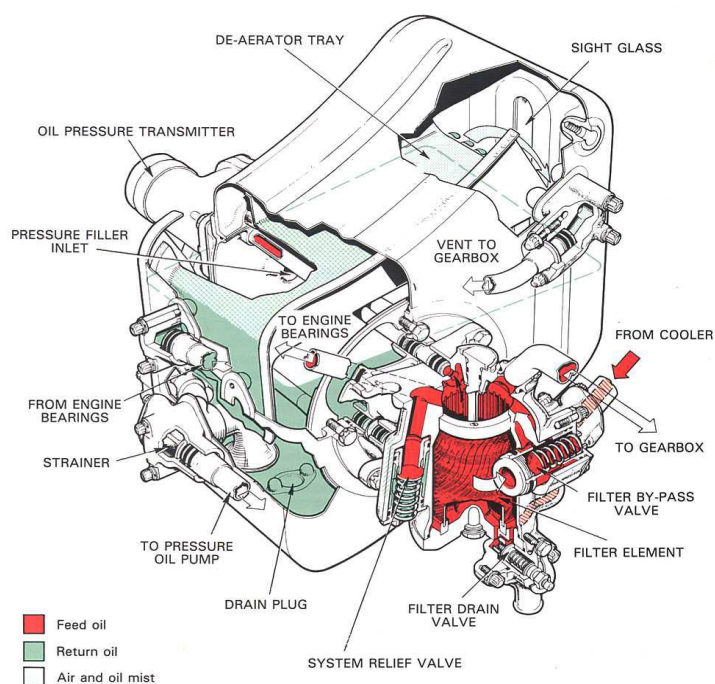


### 2.4.4 Lube Oil tank

Οι δεξαμενές καυσίμου του λιπαντικού διαχωρίζονται σε Cold Oil tank και hot oil tank, όταν το λιπαντικό που εισέρχεται έχει ψυχθεί στους Oil Coolers ή ψύχεται μετά. Η συνήθης τοποθέτηση του είναι είτε στο fan case είτε δίπλα από το accessory gearbox [8]. Το Oil tank πρέπει να σχεδιάζεται έτσι ώστε να έχει σύνδεση και με το vent line του κυκλώματος λίπανσης, όπου διαχωρίζεται ο αέρας με το λιπαντικό [11].

### 2.4.5 Oil – Air separator

Ο διαχωριστής αέρα - λιπαντικού είναι το στοιχείο του κυκλώματος από το οποίο προκύπτει και η κατανάλωση λιπαντικού [8]. Ο διαχωριστής αυτός αποτελείται από έναν άξονα για την φυγοκέντριση του λαδιού και ένα δοχείο όπου διαχωρίζεται ο αέρας. Συγκεκριμένα ο αέρας που χρησιμοποιείται για την στεγάνωση των εδράνων μετά την διέλευση του εμπεριέχει και σταγόνες λαδιού. Εισέρχεται στον de-oiler, όπου οι σταγόνες φυγοκεντρίζονται και πέφτουν στα τοιχώματα ενός δοχείου. Στη συνέχεια επιστρέφουν στην δεξαμενή λαδιού και ο αέρας εξέρχεται στο περιβάλλον. Σε αυτή την διαδικασία όμως αναπόφευκτα ο διαχωρισμός δεν είναι πλήρης και χάνεται μαζί με τον αέρα και μια ποσότητα λαδιού. Αυτή η απώλεια αποτελεί και την κατανάλωση του λιπαντικού που πρέπει να καλύψει η δεξαμενή. Η μοντελοποίηση αυτής της απώλειας και τυπικές τιμές της θα παρουσιαστούν στην συνέχεια.



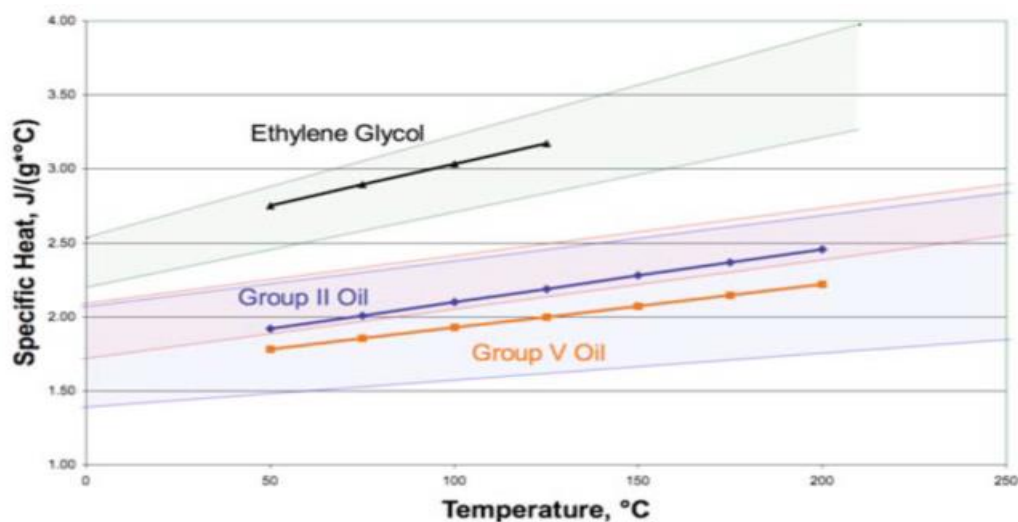
Σχήμα 2.18: Διάταξη του Oil tank του κυκλώματος λίπανσης με όλους τους αγωγούς

## 2.5 Ιδιότητες λιπαντικού

Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται σε αεροπορικούς κινητήρες είναι τύπου 3 και 4 ή κατηγορίας SAE20 & SAE30 [10]. Επίσης με βάση την σύσταση τους χωρίζονται σε (synthetic, semi-synthetic και mineral) [8,9]. Το λιπαντικό επιλέγεται δίνοντας περισσότερο έμφαση στην μεταφορά θερμότητας παρά στην τριβολογία. Στο υπολογιστικό μοντέλο του PROOSIS έχουν εισαχθεί οι ιδιότητες αυτών των λιπαντικών. Για τα συγκεκριμένα λιπαντικά οι ιδιότητες τους φαίνονται στο παράρτημα. Συνοπτικά οι βασικότερες ιδιότητες των λιπαντικών είναι :

### Θερμοχωρητικότητα

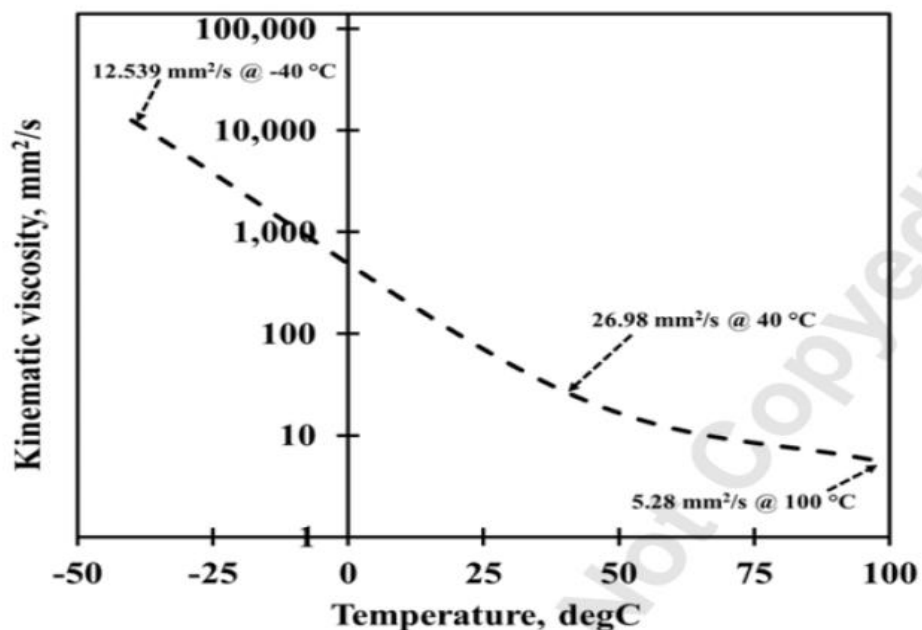
Η θερμοχωρητικότητα των λιπαντικών αυξάνεται γραμμικά με την θερμοκρασία. Τυπικές τιμές της φαίνονται στο. Ιδίως σε κινητήρες αεροστροβίλων είναι επιθυμητές μεγάλες τιμές στην θερμοχωρητικότητα για την παραλαβή μεγάλων ποσών θερμότητας με όσο το δυνατόν μικρότερη θερμοκρασιακή διαφορά. Τα συνθετικά λιπαντικά έχουν μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα από τα mineral για αυτό και προτιμώνται [9].



Σχήμα 2.19: Διάγραμμα με τυπικές τιμές της θερμοχωρητικότητας προς την θερμοκρασία

### Συνεκτικότητα

Η κινηματική και η δυναμική συνεκτικότητα είναι οι ιδιότητες του λιπαντικού από τις οποίες εξαρτάται η λίπανση και συνεπώς η τριβή μεταξύ των μηχανικών μερών του κινητήρα. Η κινηματική συνεκτικότητα μειώνεται γραμμικά με τον λογάριθμο της θερμοκρασίας [13]. Τυπική τιμή της κινηματικής συνεκτικότητας για ένα λιπαντικό τύπου 2 κυμαίνεται από :5.3 cSt έως 12000 cSt για θερμοκρασίες 100 °C και -40 °C [13]. Στις πιο σύγχρονες μηχανές, όπου υπάρχει εμφανής αύξηση των φορτίων, χρησιμοποιούνται και λιπαντικά με μεγαλύτερο ιξώδες τύπου SAE30 ( τυπική τιμή 12.7 cSt για 100 °C ) [13].



Σχήμα 2.20: Μεταβολή της κινηματικής συνεκτικότητας για λιπαντικό EASTMAN oil-25 [23]

### Πυκνότητα

Η πυκνότητα επίσης μειώνεται γραμμικά με την θερμοκρασία. Τυπικές τιμές των πυκνοτήτων λαμβάνονται από [13]

Το λιπαντικό, όπως και το καύσιμο είναι ένα εύφλεκτο ρευστό. Συνεπώς έχει αντίστοιχους περιορισμούς που στην θερμοκρασία του. Τα άνω όρια της θερμοκρασίας του είναι η θερμοκρασία αυτανάφλεξης, ενώ υπάρχει και ελάχιστη επιτρεπόμενη τιμή στο σημείο παγώματος και στην πίεση ατμοποίησης. Τυπικές τιμές για τους παραπάνω περιορισμούς είναι οι θερμοκρασίες των 160 με 180 °C

Με όλα αυτά τα δεδομένα τα λιπαντικά που μπορούν να χρησιμοποιηθούν είναι κατηγορίας SAE20 και SAE30. Μερικά από αυτά είναι :Continental Conoco 9372 και California research corp. RPM Aviation Turbine Oil -15 [9]. Στο μοντέλο προσομοίωσης δίνεται έμφαση στην θερμοχωρητικότητα για τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς. Για τις άλλες ιδιότητες, όπως πυκνότητα και συνεκτικότητα λαμβάνονται τυπικές τιμές βάσει τον τύπο του λιπαντικού.

## 2.6 Μαθηματική Μοντελοποίηση

Η Μαθηματική μοντελοποίηση που θα ακολουθήσει αφορά την μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες τον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης τις μεθόδους με τις οποίες υπολογίζεται η συναγωγή του κάθε εργαζόμενου μέσου και τέλος για την πτώση πίεσης στους εναλλάκτες και τους αγωγούς του κυκλώματος λίπανσης.

### 2.6.1 Μεταφορά Θερμότητας

Από ισοζύγιο ισχύος προκύπτει για τα θερμά και τα ψυχρά ρεύματα

$$\dot{m}_{cold} \cdot (h_{co} - h_{ci}) = \dot{m}_{hot} \cdot (h_{hi} - h_{ho}) = Q \quad (2.1)$$

Όπου για τον AOC το ψυκτικό μέσο είναι ο αέρα και για τον FOC το καύσιμο. Επομένως για τους δύο εναλλακτες το ισοζύγιο ισχύος προκύπτει

AOC

$$\dot{m}_{air} \cdot (h_{tout} - h_{tin}) = \dot{m}_{liq} \cdot (h_{liqin} - h_{liqout}) \quad (2.2)$$

FOC

$$\dot{m}_{fuel} \cdot (h_{fuout} - h_{fuin}) = \dot{m}_{liq} \cdot (h_{liqin} - h_{liqout}) \quad (2.3)$$

Όπου  $\dot{m}_{air}$ ,  $\dot{m}_{fuel}$ ,  $\dot{m}_{liq}$  οι παροχές μάζας του κάθε εργαζόμενου μέσου και  $h$  η ειδική ενθαλπία αντίστοιχα. Επίσης για την μέθοδο ε-NTU είναι απαραίτητο να οριστούν και η μέση θερμοχωρητικότητα, όπως και η ροή θερμοχωρητικότητας

Η μέση θερμοχωρητικότητα για το κάθε εργαζόμενο μέσο προκύπτει :

$$\bar{c}_{phot} = \frac{h_{hi} - h_{ho}}{T_{hi} - T_{ho}} \quad (2.4)$$

$$\bar{c}_{pcold} = \frac{h_{co} - h_{ci}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (2.5)$$

Αντίστοιχα για τον ρυθμό θερμοχωρητικότητας από τις εξισώσεις (2.6) και (2.7)

$$C_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot \bar{c}_{phot} \quad (2.6)$$

$$C_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot \bar{c}_{pcold} \quad (2.7)$$

Για την θερμότητα που συναλλάσσεται μεταξύ των εναλλακτών από αντικατάσταση των εξισώσεων (2.4) έως (2.7) προκύπτει για το ισοζύγιο η εξίσωση (2.8)

$$Q = C_{hot} \cdot \Delta T_{hot} = C_{cold} \cdot \Delta T_{cold} \quad (2.8)$$

Λόγω της φύσης των εργαζόμενων μέσων η ενθαλπία εξαρτάται μόνο από την θερμοκρασία.

### 2.6.2 Βαθμός εκμετάλλευσης

Ο βαθμός εκμετάλλευσης ορίζεται ως :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \xrightarrow{2.8} \frac{C_{hot} \cdot (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_{cold} \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_{ideal} = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.10)$$

Σύμφωνα με την μέθοδο  $\varepsilon$ -NTU, ο βαθμός εκμετάλλευσης εξαρτάται από το είδος του εναλλάκτη και τον αριθμό NTU [25]. Ο αριθμός NTU με την σειρά του εξαρτάται από την συνολικό συντελεστή μεταφοράς και την επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη, καθώς και από τον ελάχιστο ρυθμό θερμοχωρητικότητας. Τα τελευταία μεγέθη προκύπτουν από τις εξισώσεις (2.11) έως (2.13).

$$C_{min} = \min(C_{cold}, C_{hot}) \quad (2.11)$$

$$C_{max} = \max(C_{cold}, C_{hot}) \quad (2.12)$$

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.13)$$

$$NTU = \frac{U \cdot A_{ref}}{C_{min}} \quad (2.14)$$

Ορίζονται ακόμα και οι λόγοι των θερμοκρασιακών διαφορών  $R$ ,  $P_1$ , για τους οποίους ισχύει

$$P_1 = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} \xrightarrow{2.8} P_1 = \frac{C_{min}}{C_{cold}} \cdot \varepsilon \quad (2.15)$$

$$R = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{co} - T_{ci})} = \frac{C_{cold}}{C_{hot}} \quad (2.16)$$

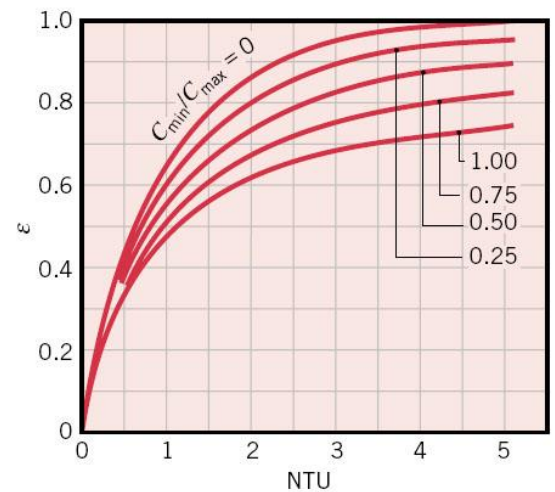
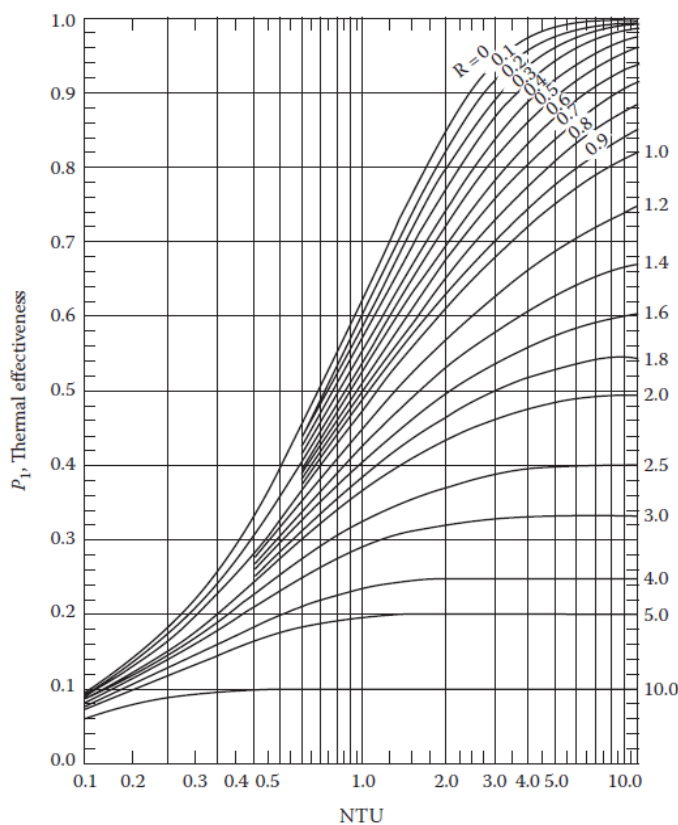
Όπου  $U$  είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και  $A_{\text{ref}}$  η επιφάνεια αναφοράς του εναλλάκτη. Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας προκύπτει από τις επιμέρους θερμικές αντιστάσεις του κάθε ρεύματος

Και οι δύο εναλλάκτες για την ψύξη του λιπαντικού είναι σταυροροής. Μια γενική εξίσωση για τον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης σε τέτοιου τύπου εναλλάκτες είναι η σχέση (2.17)

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \frac{NTU^{0.22}}{Cr} \left[ \exp(-Cr \cdot NTU^{0.78}) - 1 \right] \right] \quad (2.17)$$

Όταν ο λόγος των ρυθμών θερμοχωρητικοτήτων  $Cr$  τείνει στο μηδέν η σχέση (2.17) απλοποιείται στην παρακάτω

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.18)$$



Σχήμα 2.21: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\varepsilon$  και  $P$  ως προς τον αριθμό NTU

**2.6.3 Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας**

Η θερμική αντίσταση σε κάθε εναλλάκτη υπολογίζεται από την σχέση (2.19)

, όπου  $U_{hot}, U_{cold}$  οι συντελεστές συναγωγής του θερμού και του ψυχρού ρεύματος και αντίστοιχα  $A_{hot}, A_{cold}$  οι αντίστοιχες επιφάνειες συναλλαγής. Για τον συνολικό συντελεστή συναγωγής του εναλλάκτη  $U_{tot}$  επιλέγεται και μια επιφάνεια αναφοράς.

$$\frac{1}{U_{tot} \cdot A_{ref}} = \frac{1}{U_{hot} \cdot A_{hot}} + \frac{1}{U_c \cdot A_c} + R_{wall} \tag{2.19}$$

Οι συντελεστές συναγωγής του κρύου και του ψυχρού ρεύματος  $U$  ,ή  $h$  ,αφού είναι και τα δύο ρευστά μπορεί να προσδιοριστεί από τον αδιάστατο αριθμό Nusselt. Ο αδιάστατος αριθμός αυτός εξαρτάται από μεγέθη όπως η πίεση , η θερμοκρασία καθώς και την γεωμετρία του όλου εναλλακτών. Στην βιβλιογραφία οι εξισώσεις του αριθμού Nusselt μπορεί να εξαρτώνται από περίπλοκες σχέσεις ,ή να είναι απλώς ανάλογες του αριθμού Reynolds και του αριθμού Prandtl

Οι αριθμοί Nusselt , Reynolds και Prandtl ορίζονται από τις σχέσεις (2.20) ως (2.22).

$$Nu = \frac{h \cdot d_h}{k} , \frac{h \cdot L}{k} \tag{2.20}$$

$$Re = \frac{V \cdot d_h}{\nu} , \frac{V \cdot L}{\nu} \tag{2.21}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \tag{2.22}$$

Ο αδιάστατος αριθμός Nusselt ορίζεται ως προς τον λόγο του συντελεστή συναγωγής του ρευστού επί την υδραυλική διάμετρο ή ένα χαρακτηριστικό μήκος , αναλόγως την μοντελοποίηση προς τον συντελεστή αγωγής του ρευστού.

Ο αριθμός Reynolds κατά τα γνωστά εκφράζει τον λόγο της μεταφοράς μάζας (δυνάμεις αδράνειας) προς τις συνεκτικές και ο αριθμός Prandtl το πόσο ισχυρά είναι τα φαινόμενο συνεκτικότητας προς αυτά της μεταφοράς .Ορίζεται ως τον λόγο της κινηματικής συνεκτικότητας προς την θερμική διάχυση.

Συναγωγή στον AOC

Μια γενική εξίσωση για την μεταφορά θερμότητας σε αγωγό [17] για το ρεύμα αέρα δίνεται από την εξίσωση (2.23)

$$Nu \propto Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (2.23)$$

,εδώ ο αριθμός Reynolds εκφράζεται βάσει του μήκους του περυγίου.

Για μεγαλύτερη ακρίβεια στην σχέση του αριθμού Nusselt εισάγεται και ο παράγοντας  $j$  [18], οπότε προκύπτει η εξίσωση (2.24)

$$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad j = 0.186 \cdot Re^{-0.313} \quad (2.24)$$

Όσον αφορά το κύκλωμα του λιπαντικού η πιο απλή εξίσωση που μπορεί να χρησιμοποιηθεί στην περίπτωση στρωτής ροής είναι η σχέση του Incorpera [17], ενώ για τυρβώδη ροή ο αριθμός Nusselt μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση του Gnielinski

Σχέση Incorpera

$$Nu \propto 0.23 \cdot Red^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (2.25)$$

Σχέση του Gnielinski

$$Nu = \frac{ft/8(Re-1000) \cdot Pr}{1+12.7 \cdot \sqrt{ft/8} \cdot \left(Pr^{2/3}-1\right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3}\right], ft = (1.82 \cdot \log Re - 1.64)^{-2} \quad (2.26)$$



Συναγωγή στον FOC

Για εναλλάκτες τύπου serpentine, (που θα χρησιμοποιηθούν για την πιστοποίηση), για τον αδιάστατο αριθμό Nusselt για το καύσιμο και το λιπαντικό δίνονται αντίστοιχα από τις (2.27) και (2.28)

$$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}, j = 0.2094 \cdot Re^{-0.5871} \quad (2.27)$$

$$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}, j = 0.1322 \cdot Re^{-0.3461} \quad (2.28)$$

Για εναλλάκτες τύπου shell & tube ,όπως φαίνεται στο

Για το κύκλωμα του λιπαντικού θεωρώντας ότι ρέει στα Baffles αναλόγως την γωνία ελίκωσης [26] δίνεται από την εξίσωση (2.29)

$$Nu_s = c \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.29)$$

**Πίνακας 2.1: Τιμές για τις παραμέτρους c ,m για τον αριθμό Nusselt**

Helix angle	c	m
0	0.485256	0.44
7	0.448052	0.493
13	0.493082	0.421
25	0.491558	0.423

Για την ροή στους σωλήνες (ροή καυσίμου ) η συναγωγή υπολογίζεται είτε από την εξίσωση του Gnieskin [26] , είτε για πλήρως τυρβώδη ροή από :

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (Re > 10000) \quad (2.30)$$

### 2.6.4 Πτώση πίεσης

Η πτώση πίεσης για το ρεύμα παράκαμψης στον AOC δίνεται από την παρακάτω σχέση [18]

$$\Delta P_{air} = f \cdot \frac{L}{H} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (2.31)$$

$$f = 0.00128 + 0.1143 \cdot Re^{-0.303}$$

Για την ροή λιπαντικού γύρω από τα Baffles του FOC δίνεται από :

$$\Delta P_{Sh} = f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (2.32)$$

$$f = c \cdot Re^n$$

Και οι τιμές για τον συντελεστή f δίνονται από τον Πίνακα 2.2

Πίνακας 2.2: Τιμές για τις παραμέτρους c, n για τον συντελεστή f

Helix angle	c	n
0	51.44	-0.58
7	66.64	-0.68
13	132.64	-0.77
25	156.97	-0.83
Custom [24]	21.477	-0.89

Για το κύκλωμα του λιπαντικού η πτώση πίεσης στους αγωγούς υπολογίζεται ως :

$$\Delta P_{liq} = (f \cdot \frac{L}{d} + K) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (2.33)$$

Για στρωτή ροή :

$$H \text{ εξίσωση του fanning [7]} \quad f = \frac{64}{Re} \quad (2.34)$$

Για στρωτή ροή :

Η εξίσωση του Blassius  $f = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$  (2.35)

Η εξίσωση του fanning [7]  $f = 1304.56 \cdot \frac{V^{0.0184}}{C^{1.852} \cdot Re^{0.1664}}$  (2.36)

Η εξίσωση του Darcy [26]  $f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$  (2.37)

Εντοπισμένες απώλειες

Στο κύκλωμα του λιπαντικού πρέπει να λαμβάνονται υπόψη και οι εντοπισμένες απώλειες λόγω των πολλών αλλαγών της ροής του. Η αλλαγή της ροής δημιουργεί και αυτή μια πτώση πίεσης. Η πτώση αυτή περιγράφεται από την σταθερά K [7]:

Η σταθερά K παίρνει τιμές

- 0.5 για στένωση αγωγού
- 1 για την έξοδο από ακροφύσιο
- 1.3 για στροφή του αγωγού (180°)

**Αδιάστατη Μοντελοποίηση**

Επειδή η γεωμετρία των εναλλακτών των κινητήρων αυτών δεν είναι γνωστή και απαιτείται ένα μοντέλο που να υπολογίζει τις επιδόσεις του TMS και όλου του συστήματος του GTF με βάσει τα θερμοδυναμικά μεγέθη, κρίθηκε απαραίτητη η αδιαστατοποίηση των εξισώσεων. Η αδιαστατοποίηση θα γίνει για τον υπολογισμό της συναγωγή με βάσει τους αδιάστατους αριθμούς Nusselt. Συγκεκριμένα θα υπολογίζεται η θερμική αγωγιμότητα του κάθε μέσου UA για ένα σημείο σχεδίασης και θα αλλάζει με αλλαγή της παροχής. Στην πραγματικότητα θα εξαρτάται από την συνεκτικότητα και του αριθμού Prandtl, που εξαρτώνται από την μέση θερμοκρασία. Σε αυτή την εφαρμογή η επίδραση της θερμοκρασίας στην συναγωγή αμελείται σε σχέση με την παροχή λόγω των μικρότερων θερμοκρασιών που υπάρχουν, όπως ένα απλοϊκό Ganapathy μοντέλο. Επίσης πολλές φορές, όπως θα φανεί παρακάτω οι θερμοκρασιακές διαφορές είναι πρακτικά σταθερές. Η αδιαστατοποίηση προκύπτει ως :

$$\frac{Nu}{Nu_{DP}} = \frac{Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}}}{Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}}_{DP}} \xrightarrow{k=const, Pr=const, Re \propto \dot{m}} \frac{UA}{UA_{DP}} = \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{DP}} \right)^n \quad (2.38)$$

Ομοίως η πτώση πίεσης αδιαστατοποιείται ως :

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_{DP}} = \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{DP}} \right)^{n_f} \quad (2.39)$$

Ο εκθέτης για την συναγωγή υπολογίζεται από τις εξισώσεις (2.23) έως (2.30), ενώ για την πτώση πίεσης υπολογίζεται από την αφαίρεση του εκθέτη του συντελεστή τριβής  $f$  ((2.31) έως (2.39)) από το τετράγωνο της ταχύτητας. Στην περίπτωση του αέρα λαμβάνεται υπόψη η ανοιγμένη παροχή και ο εκθέτης ίσος με 2 όπως και για το κύκλωμα λίπανσης η σε σημεία όπου υπερισχύουν οι εντοπισμένες απώλειες.

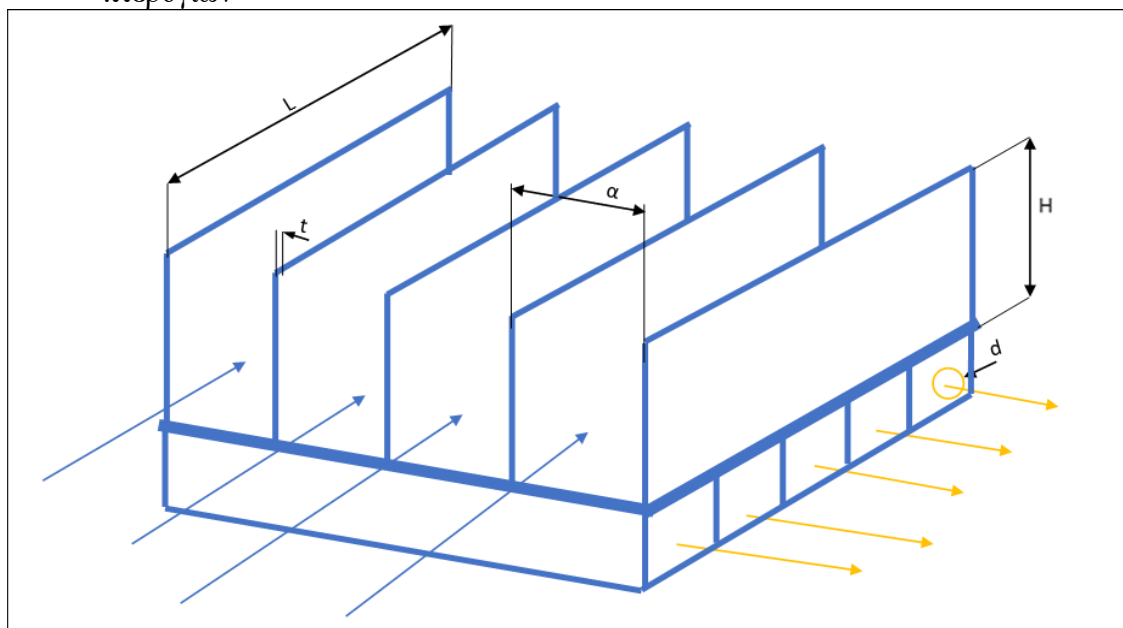
## 2.7 Γεωμετρικά Στοιχεία.

Στην συγκεκριμένη υποενοότητα παρατίθενται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών που παρουσιάστηκαν, έτσι ώστε να είναι δυνατός ο υπολογισμός της συναγωγής και της πτώσης πίεσης με στοιχεία γεωμετρίας. Τα στοιχεία γεωμετρίας παρατίθενται, έτσι ώστε να υπάρχει μια σχετική τάξη μεγέθους των θερμοδυναμικών μεγεθών στο σημείο σχεδίασης.

### AOC

Η γεωμετρία ενός AOC με πτερυγία θα αναλυθεί, διότι αυτός ο τύπος εναλλακτών χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο στις σύγχρονες μηχανές φαίνεται στο σχήμα . Τα βασικότερα στοιχεία γεωμετρίας είναι :

- Το μήκος των πτερυγίων/ εναλλάκτη  $L$
- Το βήμα των πτερυγίων  $\alpha$
- Το ύψος των πτερυγίων  $H$
- Το πάχος των πτερυγίων (αμελείται)  $t$
- Η διάμετρο των (υδραυλική) των αγωγών λιπαντικού  $d, d_h$
- Ο αριθμός των παράλληλων αγωγών και ο αριθμός των παράλληλων πτερυγίων



Σχήμα 2.22: Γεωμετρικά στοιχεία AOC με πτερύγια

Η υδραυλική διάμετρος για το ρεύμα παράκαμψης, αν αμεληθεί το πάχος των πτερυγίων δίνεται ως :

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{fin}}{\Pi} = \frac{4 \cdot H \cdot \alpha}{(\alpha + 2 \cdot H)} \quad (2.40)$$

Η διατομή εισόδου, που είναι ίση με αυτή της εξόδου :

$$A_{air\_in} = H \cdot \alpha \cdot Nu_{fin} \quad (2.41)$$

Η συνολική επιφάνεια συναλλαγής του αέρα για την μετάδοση θερμότητας :

$$A_{air} = Nu_{fin} \cdot (2 \cdot H \cdot L_{fin} + \alpha \cdot L_{fin}) \quad (2.42)$$

Αντίστοιχα για τους αγωγούς λιπαντικού θεωρώντας ότι έχουν κυκλική διατομή και κοινή διάμετρο προκύπτουν τα παρακάτω γεωμετρικά μεγέθη

$$d_h = \frac{4 \cdot A_{du}}{\Pi} = d \text{ κυκλική διατομή} \quad (2.43)$$

$$A_{liq\_in} = Nu_{du} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad (2.44)$$

$$A_{liq} = Nu_{du} \cdot \pi \cdot d \cdot L_{du} \quad (2.45)$$

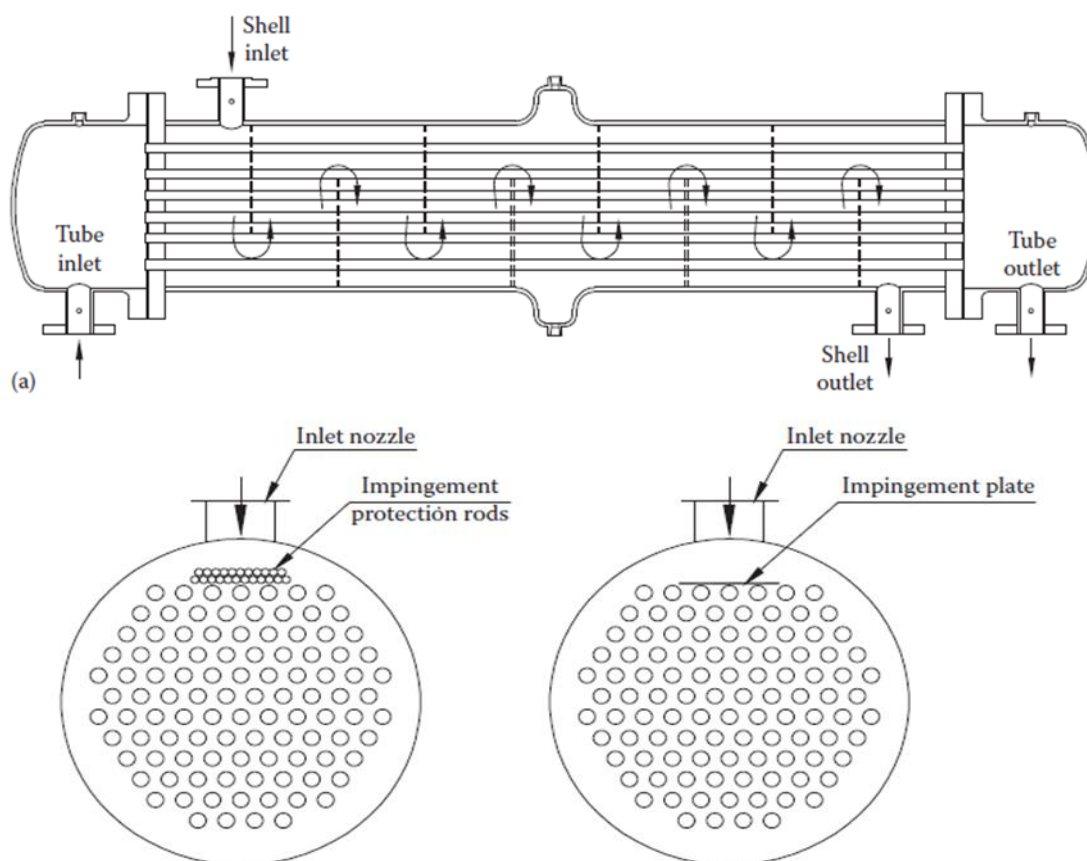
Επίσης λόγω της παραπάνω γεωμετρίας και χωροταξική διάταξης πρέπει να εισέρθουν περιορισμού για το μήκος και το πλάτος του εναλλάκτη

$$L_{fin} \geq Nu_{du} \cdot \pi \cdot d \quad (2.46)$$

$$L_{du} \geq Nu_{fin} \cdot \alpha \quad (2.47)$$

## FOC

Για την περίπτωση που ο εναλλάκτης είναι τύπου shell & tube η τυπική μορφή ενός τέτοιου εναλλάκτη με segmental baffles είναι η παρακάτω. Στο παρόν μοντέλο όπως προαναφέρθηκε το λιπαντικό θα ρέει στο κέλυφος γύρω από τους σωλήνες και το καύσιμο θα βρίσκεται διαμέσου των σωλήνων.



Σχήμα 2.23: Γεωμετρικές τομές shell & tube

Σε αυτή την περίπτωση εναλλάκτη τα γεωμετρικά στοιχεία, όπως η υδραυλική διάμετρος, η επιφάνεια συναλλαγή και το εμβαδόν διατομής καθορίζονται από την διάταξη των αγωγών. Η διάταξη των αγωγών ορίζεται ως προς την γωνία τοποθέτησή τους. Υπάρχουν πολλές γωνίες τοποθέτησης, οι πιο συνήθεις είναι των 60 και 90 μοιρών.

Συνοπώς τα βασικά γεωμετρικά στοιχεία είναι :

- Η εσωτερική διάμετρος των σωλήνων  $d_i$
- Η εξωτερική διάμετρος των σωλήνων  $d_o$
- Η διάμετρος του κελύφους  $D_{sh}$
- Το μήκος του εναλλάκτη - αγωγών  $L$
- Το pitch των αγωγών  $t_p$

- Η μεταξύ απόσταση των baffles B

Η υδραυλική διάμετρος για το κέλυφος υπολογίζεται ως :

Για τετραγωνική τοποθέτηση (square pitch)

$$D_h = 4 \cdot \frac{(tp^2 - (\pi \cdot d_0^2 / 4))}{\pi \cdot d_0} \quad (2.48)$$

Για τριγωνική τοποθέτηση (triangular pitch)

$$D_h = 4 \cdot \frac{(0.43 \cdot tp^2 - (0.5 \cdot \pi \cdot d_0^2 / 4))}{0.5 \cdot \pi \cdot d_0} \quad (2.49)$$

Η διατομή για την ροή στο κελύφους προκύπτει ως :

Για την περίπτωση helical baffles

$$A_{sh\_in} = 0.5 \cdot B \cdot \left[ D_{sh0} - D_{shi} + \frac{(D_{sh0} - d_0) \cdot (tp - d_0)}{tp} \right] \quad (2.50)$$

Για την περίπτωση segmental baffles

$$A_{sh\_in} = B \cdot \left[ D_{sh0} - D_{shi} + \frac{(D_{sh0} - d_0) \cdot (tp - d_0)}{tp} \right] \quad (2.51)$$

Η επιφάνεια συναλλαγής για την μεταφορά θερμότητας είναι :

$$A_{sh} = Nu_{du} \cdot \pi \cdot d_0 \cdot L_{tub} \quad (2.52)$$

Αντίστοιχα για τους αγωγούς του εναλλάκτη κυκλικής διατομής ισχύουν :

$$d_h = \frac{4 \cdot A_{du}}{\pi} = d \quad (2.53)$$

$$A_{tub\_in} = Nu_{tub} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad (2.54)$$

$$A_{tub} = Nu_{tub} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_{tub} \quad (2.55)$$

Επίσης λόγω της παραπάνω γεωμετρίας και χωροταξική διάταξης πρέπει να ισχύει ότι

$$t_p \geq d_0 \quad (2.56)$$





# 3 Μοντελοποίηση συνιστωσών TMS στο PROOSIS

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται περιγραφή του υπολογιστικού προγράμματος PROOSIS, με το οποίο πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση των συνιστωσών του TMS. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται οι σχηματικές διατάξεις και περιγράφεται η διαδικασία δημιουργίας του μαθηματικού μοντέλου κάθε συνιστώσας. Τέλος, γίνεται αναλυτική περιγραφή του αρχείου κώδικα και των συναρτήσεων για κάθε συνιστώσα, με την βοήθεια των οποίων υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη εισόδου και εξόδου.

## 3.1 Υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS

Το υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS αποτελεί ένα κυρίαρχο εργαλείο μοντελοποίησης θερμικών στροβιλομηχανών, όπως αεροπορικοί κινητήρες, αεριοστρόβιλοι και ατμοστρόβιλοι κτλ. Θεωρείται περιβάλλον αντικειμενοστραφούς προγραμματισμού (object-oriented environment) καθώς φέρει “αντικείμενα” (objects), τα οποία εκτελούν μια φυσική διεργασία και στα οποία παρέχεται η δυνατότητα τροποποίησης των χαρακτηριστικών τους και ένωσης τους προς δημιουργία νέων αντικειμένων. Στην συγκεκριμένη μελέτη τα αντικείμενα αποτελούν οι συνιστώσες του TMS, που αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 2, όπως οι δύο εναλλάκτες AOC και FOC οι αγωγοί του λιπαντικού και άλλα. Για τους αγωγούς και τους εναλλάκτες είναι δυνατόν να τροποποιηθούν θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά, όπως οι θερμοκρασίες εισόδου και οι παροχές του κάθε εργαζόμενου μέσου, καθώς και γεωμετρικά χαρακτηριστικά για τον αναλυτικό υπολογισμό της συναγωγής και της πτώσης πίεσης. Επίσης υπάρχει δυνατότητα για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης και της συναγωγής η επιλογή της εξίσωσης που θα χρησιμοποιηθεί καθώς και η επιλογή της αναλογίας βάσει του σημείου σχεδίασης.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία το πρόγραμμα PROOSIS αποτέλεσε το μέσο για την επίτευξη των στόχων αυτής. Χρησιμοποιήθηκε για την δημιουργία αντικειμένων (components) των εναλλακτών AOC και FOC, με σκοπό τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών τους, όπως την θερμότητα συναλλαγής, τον βαθμό εκμετάλλευσης την θερμική αγωγιμότητα και άλλα, με τη βοήθεια των σχέσεων που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στόχος του κεφαλαίου αυτού είναι να περιγράψει εις βάθος τη διαδικασία μοντελοποίησης και προσομοίωσης κάθε

συνιστώσας στο PROOSIS, μιας που η διαδικασία αυτή ακολουθήθηκε κατά τη εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας.

### **3.2 Μοντελοποίηση και προσομοίωση συνιστώσας στο PROOSIS**

Η μοντελοποίηση και στη συνέχεια η προσομοίωση μίας συνιστώσας στο PROOSIS χωρίζεται σε τρία επίπεδα. Η μοντελοποίηση πραγματοποιείται στα δύο πρώτα επίπεδα, αυτά της δημιουργίας της συνιστώσας (δημιουργία Component) και του καθορισμού του μαθηματικού μοντέλου με την επιλογή οριακών συνθηκών (δημιουργία Partition), ενώ η προσομοίωση λαμβάνει χώρα στο τρίτο επίπεδο, το επίπεδο του πειράματος (Experiment).

#### **3.2.1 Μοντελοποίηση συνιστώσας – Δημιουργία Component**

Το πιο σημαντικό στοιχείο στο λογισμικό PROOSIS είναι το Component, δηλαδή η συνιστώσα/τμήμα της μηχανής ή στην προκειμένη περίπτωση του TMS, η οποία χαρακτηρίζεται από ένα συγκεκριμένο είδος θερμοδυναμικής μεταβολής. Το κάθε Component περιέχει μια μαθηματική περιγραφή της αντίστοιχης πραγματικής συνιστώσας, η οποία περιγραφή, μπορεί να αποτελείται από μεταβλητές, διαφορικές και αλγεβρικές εξισώσεις, αριθμητικές μεθόδους σύγκλισης κα.

Με τη δημιουργία ενός νέου Component δημιουργείται ταυτόχρονα και ένα κενό αρχείο κώδικα (source File ) στο οποίο ο ερευνητής είναι δυνατόν να προγραμματίσει την οποιαδήποτε φυσική μεταβολή που θα περιγράψει η συνιστώσα, με τις κατάλληλες μαθηματικές εξισώσεις χρησιμοποιώντας την γλώσσα προγραμματισμού EL. Σε περίπτωση που είναι επιθυμητό από τον χρήστη ή απαιτείται από την φύση του προβλήματος της μοντελοποίησης είναι δυνατόν μια συνιστώσα να χρησιμοποιεί την μαθηματική μοντελοποίηση και τις μαθηματικές εξισώσεις της προηγούμενης. Η πρώτη συνιστώσα ονομάζεται (ABSTRACT COMPONENT) και ακολουθούν από μια ή και περισσότερες συνιστώσες που χρησιμοποιούν τις εξισώσεις από την από πάνω. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται οικονομία στις εξισώσεις και είναι και πιο απλός ο προγραμματισμός, αφού είναι διαδοχικός. Εφόσον ολοκληρωθεί ο επιθυμητός κώδικας και κατά την μεταγλώττιση δεν εντοπιστούν σφάλματα είναι δυνατόν να προχωρήσει η μοντελοποίηση στο επόμενο στάδιο, το οποίο είναι ο καθορισμός του μαθηματικού μοντέλου και η επιβολή των επιθυμητών οριακών συνθηκών. Αυτό επιτυγχάνεται στο PROOSIS με τη δημιουργία Partition.

Πριν το Partition ακόμα υπάρχει η δυνατότητα για την δημιουργία του συμβόλου για την αντίστοιχη συνιστώσα μέσω της εντολής ( Generate Symbol) που αντιπροσωπεύει το Component. Επιπρόσθετα υπάρχει η δυνατότητα σύνδεσης διαφορετικών

Components προς δημιουργία ενός πιο πολύπλοκου μοντέλου. Η σχηματική απεικόνιση ενός τέτοιου δυναμικού μοντέλου, ονομάζεται Schematic.

### **3.2.2 Καθορισμός μαθηματικού μοντέλου – Δημιουργία Partition**

Σε αυτό το επίπεδο καθορίζεται ο τρόπος με τον οποίο θα επιλυθεί το μαθηματικό μοντέλο που περιγράφηκε κατά τη δημιουργία του Component. Μαθηματικοί αλγόριθμοι επεξεργάζονται τις εξισώσεις συμβολικά, προτείνουν οριακές συνθήκες, αλγεβρικές μεταβλητές που εμπλέκονται σε επαναληπτικές διαδικασίες σύγκλισης, και ορίζουν τις εξισώσεις για βέλτιστο υπολογισμό αφού στο PROOSIS η σειρά και η μορφή των εξισώσεων δεν επηρεάζει τον τρόπο επίλυσης.

Σε αναδύομενο παράθυρο (Wizard) που ανοίγει κατά τη δημιουργία ενός νέου Partition, ο ερευνητής καλείται να επιλέξει εκείνες τις οριακές συνθήκες και πιθανώς αλγεβρικές μεταβλητές, για τις οποίες είναι σε θέση να δώσει τιμές, αργότερα στο επίπεδο του πειράματος. Το πρόγραμμα απαιτεί ένα συγκεκριμένο αριθμό αυτών ώστε να λύσει το πρόβλημα και μάλιστα προτείνει τις καταλληλότερες. Εάν ο ερευνητής δεν επιθυμεί κάποια από αυτές, μπορεί εφόσον δεν δημιουργεί αυτή η επιλογή εμπόδιο στη λύση του προβλήματος, να επιλέξει κάποια άλλη μεταβλητή. Είναι κατανοητό πως μία μεταβλητή που έχει δηλωθεί ως Data μεταβλητή δε μπορεί να επιλεγθεί σε επίπεδο Partition, καθώς της έχει ήδη δοθεί τιμή μέσα στο πρόγραμμα.

Ένα Partition μπορεί ανά πάσα στιγμή να τροποποιηθεί. Περισσότερα από ένα Partition μπορούν να δημιουργηθούν για ένα Component αναλόγως τις ανάγκες και τους στόχους της μελέτης. Για κάθε ένα από αυτά μπορεί ο ερευνητής να δημιουργήσει ένα ή περισσότερα Experiments, δηλαδή πειράματα προς μελέτη της λειτουργίας του Component σε διάφορες καταστάσεις λειτουργίας. Αυτό είναι το τρίτο και τελευταίο επίπεδο μοντελοποίησης και προσομοίωσης μίας συνιστώσας.

### **3.2.3 Προσομοίωση συνιστώσας – Δημιουργία Experiment**

Σε αυτό το επίπεδο μπορούν να πραγματοποιηθούν διαφορετικά πειράματα για ένα Component. Το πρόγραμμα μέσω των πειραμάτων (experiments) λύνει τις εξισώσεις του component και βγάζει τα αποτελέσματα που προκύπτουν. Ο χρήστης μπορεί να επιλέξει να καθορίσει το πείραμα είτε μέσω αναδύομενων παραθύρων (Wizards) μέσω κώδικα που γράφεται από τον ίδιο. Το PROOSIS δίνει την δυνατότητα για μόνιμη (steady) και μεταβατική λειτουργία (transient).

Στο επίπεδο του Experiment ο χρήστης έχει την δυνατότητα να καθορίσει τα δεδομένα του προβλήματος, τις οριακές συνθήκες που όρισε στο partition και την

αρχικοποίηση για την επίλυση του προβλήματος, καθώς και τις αντίστοιχες εξισώσεις που χρειάζονται μεταξύ των μεταβλητών. Έχει την δυνατότητα να μελετήσει την συμπεριφορά στο σημείο σχεδίασης και εκτός σημείου σχεδίασης να προβεί σε παραμετρικές με, όπου μπορεί να μελετήσει την επίδραση μιας ή περισσότερων παραμέτρων στο μοντέλο του. Μία επιπρόσθετη δυνατότητα στο επίπεδο αυτό είναι η επιλογή προσομοίωσης σε ένα δυναμικό περιβάλλον που ονομάζεται Monitor. Σε αυτό το περιβάλλον μπορεί ο ερευνητής να δημιουργήσει διαγράμματα με τις μεταβλητές που εμπλέκονται στο Component και να εμφανίσει τα αποτελέσματα σε πίνακες.

### 3.3 Μοντελοποίηση συνιστωσών TMS

Η μοντελοποίηση των συνιστωσών του TMS χωρίζεται σε δύο τμήματα, στην μοντελοποίηση των δύο εναλλακτών AOC και FOC και στην μοντελοποίηση των συνιστωσών του κυκλώματος λίπανσης. Αρχικά δημιουργείται ο κώδικας με τις απαραίτητες συναρτήσεις (functions) για τον υπολογισμό του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του αέρα, του λιπαντικού και του καυσίμου, καθώς και για την πτώση πίεσης του αέρα και του λιπαντικού, που ενδιαφέρουν περισσότερο. Οι Functions στο πρόγραμμα PROOSIS είναι αρχεία κώδικα που παίρνουν διάφορες μεταβλητές και με αυτές εκτελούν διάφορες λειτουργίες και στο τέλος επιστρέφουν μια ή και περισσότερες τιμές. Μπορεί να είναι αυτόνομα αρχεία κώδικα ή να δηλώνονται στο αρχείο κώδικα ενός Component ή ενός Experiment. Στην παρούσα ανάλυση για την μεταγλώττιση δημιουργείται πρώτα το αρχείο με τις Function για τους εναλλάκτες, για το compilation των AOC και FOC πρέπει να διαβαστούν πρώτα οι functions. Για τις συνιστώσες του κυκλώματος λίπανσης θα χρησιμοποιηθεί μόνο μια function για τον συντελεστή της πτώσης πίεσης.

#### 3.3.1 AOC

Αρχικά πριν την δημιουργία του Component για τον εναλλάκτη αέρα – λιπαντικού (Air Oil Cooler) δημιουργείται ένα Abstract Component το setoiltype , το οποίο δηλώνεται ότι κληρονομεί από το setFluidModel. Το Abstract Component δεν αναπαριστά ένα συγκεκριμένο αντικείμενο στην μηχανή περιέχει κώδικα που θα είναι κοινός και για τις υπόλοιπες συνιστώσες. Στην συγκεκριμένη περίπτωση το Abstract Component περιέχει μόνο τον τύπο του λιπαντικού ιδιότητα που κληρονομούν οι δύο εναλλάκτες. Επίσης δηλώνοντας ότι το setoiltype κληρονομεί από το setFluidModel καθορίζουμε και τον τύπο καυσίμου, που χρειάζεται για τον υπολογισμό της ενθαλπίας του αέρα. Η ενθαλπία του αέρα υπολογίζεται από μια function η οποία απαιτεί ως είσοδο τον τύπο του καυσίμου, έτσι ώστε αν υπάρχει και άκαυστο καύσιμο να την υπολογίσει

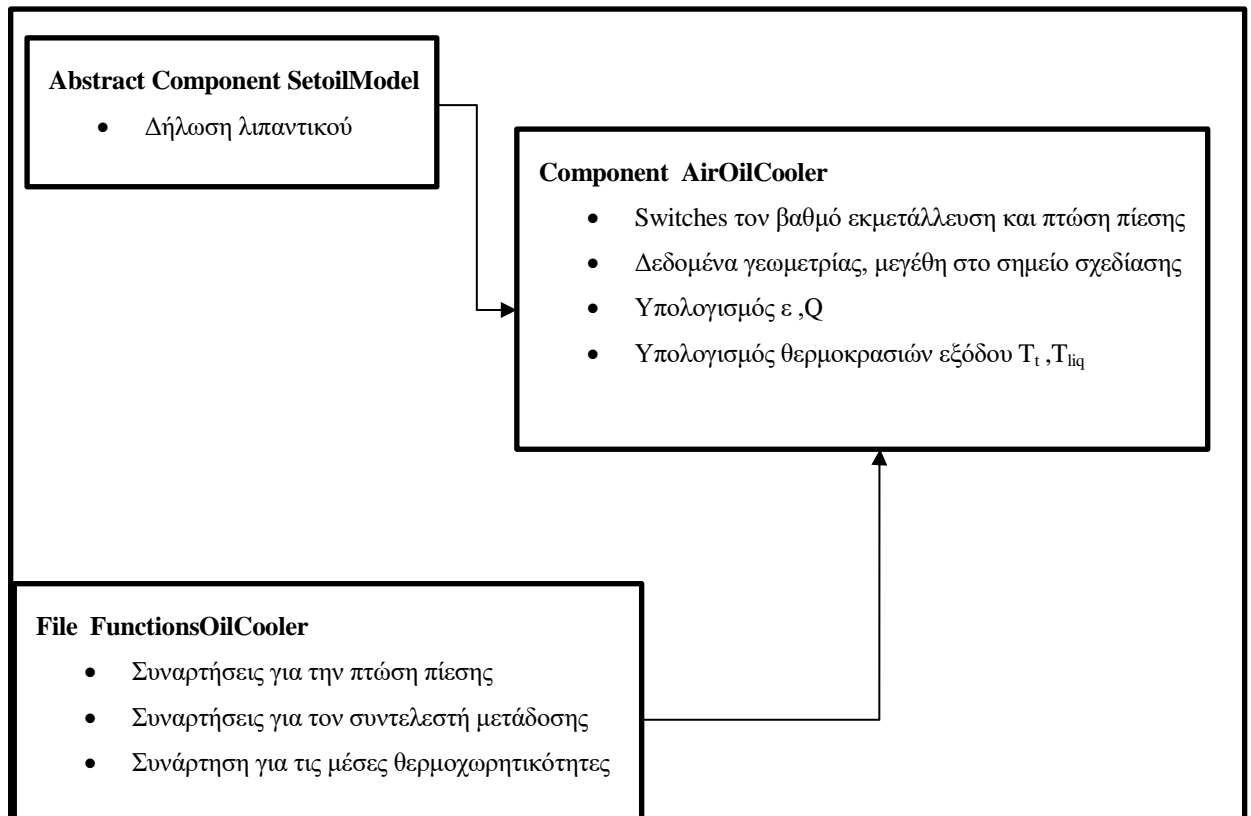
συμπεριλαμβάνοντας και αυτό. Εδώ δεν θα υπάρχει άκαυστο μείγμα, χρειάζεται όμως για να λειτουργήσει η function.

Στη συνέχεια δηλώνετε το component του AOC ,που κληρονομεί από το Abstract SetoilModel. Το component του AOC AirOilCooler με την σειρά του περιλαμβάνει τα εξής στοιχεία :

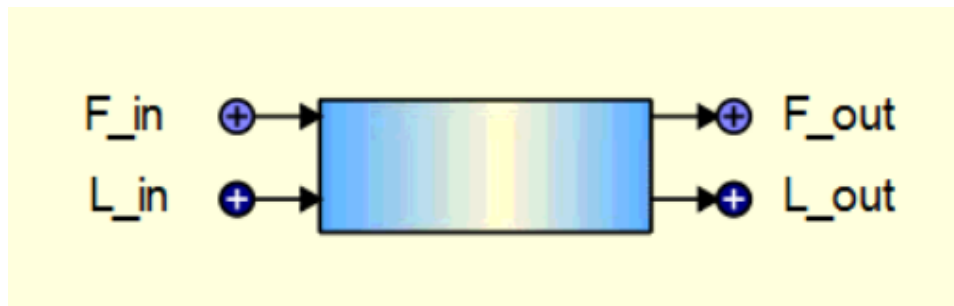
- Δήλωση των θυρών (Ports), οι οποίες δίνουν τη δυνατότητα σύνδεσης του Component με άλλα Components. Αποτελείται από δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του αέρα παράκαμψης (Secondary Air System Port) και δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του λιπαντικού (Liquid Port).
- Δήλωση των απαραίτητων μεταβλητών στο μπλοκ των Data , που αποτελούν τις μεταβλητές εισόδου του μοντέλου. Στο αρχείο Data δηλώνονται οι επιλογές ( Switches) για τον τρόπο υπολογισμού της πτώσης πίεσης, του βαθμού εκμετάλλευσης και της θερμικής αντίστασης.
- Όλες οι μεταβλητές που χρησιμοποιήθηκαν στο αρχείο κώδικα, εκτός αυτών που μεταφέρονται από τις θύρες και αυτών που είναι Data μεταβλητές, δηλώθηκαν στο μπλοκ Decls (Declarations) στο αρχείο κώδικα.
- Προστέθηκαν οι εξισώσεις στο Continuous μπλοκ του αρχείου κώδικα, με τις οποίες υπολογίζονται οι ενθαλπίες του αέρα και του λιπαντικού στην είσοδο και την έξοδο, οι απαραίτητοι συντελεστές για τον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης και του ποσού θερμότητα που συναλλάσσεται και η θερμική αγωγιμότητα του αέρα και του λιπαντικού

Για τον υπολογισμό όλων των στοιχείων επιλέγεται να δοθεί μια αρχική τιμή στον βαθμό εκμετάλλευσης, που είναι εύκολο να εκτιμηθεί, αντί στην ενθαλπία εξόδου του λιπαντικού. Με δεδομένη μια αρχική τιμή του βαθμού εκμετάλλευσης είναι δυνατόν να βρεθεί η θερμοκρασία και η ενθαλπία εξόδου του λιπαντικού. Βάσει αυτής από τις σχέσεις (2.4) έως (2.7) υπολογίζονται οι μέσοι συντελεστές θερμοχωρητικότητας και οι ρυθμοί θερμοχωρητικότητας. Στη συνέχεια συγκρίνει τον βαθμό εκμετάλλευσης της αρχικής συνθήκης με αυτόν που θα υπολογιστεί από τις εξισώσεις. Εάν έχει οριστεί να δίνεται ο βαθμός εκμετάλλευσης (λόγου χάρη στο σημείο σχεδίασης, τότε εξισώνει με αυτό που έχει δοθεί και το πολύ στο επόμενο τρέξιμο έχει τελειώσει η επαναληπτική διαδικασία αν είναι διαφορετικά. Εάν υπολογίζεται με βάση την εξίσωση (2.17), τότε συγκρίνει το αποτέλεσμα της εξίσωσης αυτής με την αρχική τιμή και αν είναι διαφορετικό εκτελεί τόσες επαναλήψεις μέχρι την σύγκλιση.

Στο Σχήμα 3.1 και στο Σχήμα 3.2 παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα και η σχηματική απεικόνιση της συνιστώσας του εναλλάκτη αέρα λιπαντικό στο περιβάλλον του PROOSIS, αντίστοιχα.



Σχήμα 3.1: Λογικό διάγραμμα μοντελοποίησης εναλλάκτη AOC



Σχήμα 3.2: Σχηματική απεικόνιση του AOC

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της συνιστώσας τα θερμοδυναμικά μεγέθη στο σημείο σχεδίασης και οι επιλογές για τον τρόπο υπολογισμού του βαθμού εκμετάλλευσης (κτλ) εισάγονται σαν data μεταβλητές όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.3, οι τιμές των οποίων καθορίζονται από τον χρήστη ανά περίπτωση.

Name	AirOilCooler_1	Units	Description
fluid_in	Default		Select Fluid Model for Component. Default = GlobalFluidModel set in Component General
FluidModelFile	defaultFluidModelFile		Fluid Model file option if fluid_in is NOT th... fluid model file in @TURBO@/maps/FluidModels
fluidModelPath	"@TURBO@/ma...noDiss.xml"		Fluid Model Filepath for userFluidModelFile option
LiquidType	A2427		Select Oil Liquid Type
WDes_in	100	kg/s	Design point inlet corrected air mass flow rate
WLDes_in	1	kg/s	Design point inlet oil mass flow rate
switchEffect	INPUTEffect		Select the effectiveness calculation option
Effect_in	0.8	-	Air Oil heat effectiveness
UADes	0.5	W/K	Total Thermal Conductivity of AOC at design point
Rwall	0	K/W	Thermal Resistance of due to wall conductivity
del_thet	1.2	-	Dimensionalized inlet pssure to dimensionalized inlet temperature at design point
AirThermaRes	Calculate		Select the Air thermal resistance calculation option
n1	0.8	-	input exponent for Thermal Resistance calculation
AirTransequat	eq1		Select the equation to compute the heat transfer of air
UADesair	0.5	W/K	Airside Thermal conductivity at design point
Aexch_air	1	m <sup>2</sup>	Wetted Surface area of air
OilThermaRes	Input		Select the Oil thermal resistance calculation option
n2	0.8	-	input exponent for Thermal Resistance calculation
OilTransequat	eq2		Select the equation to compute the heat transfer of air
UADesoil	0.5	W/K	Oil Thermal conductivity at design point
Aexch_oil	1	m <sup>2</sup>	Wetted Surface area of oil
switchdPqPi	INPUTdPqPi		Select the fractional pressure loss calculation option
dPqPi_air_in	0	-	Fractional pressure loss for coolant stream
nf1	1.75	-	input exponent for air pressure loss calculation
Ain	0.8	m <sup>2</sup>	Air oil coller inlet effective area
H	0.1	m	Air Oil Coller fin height
Lfin	0.4	m	Length of fins
a	0.2	m	fin Pitch
Num_fin	1	-	Number of parallel fin
switchdPqPiL	InputdPqPiL		Select the fractional pressure loss calculation option for coolant
dPqPi_oil_in	0	-	Fractional pressure loss
nf2	1.75	-	input exponent for oil pressure loss calculation
Oillossmodel	Fanning		Select theequation for the pressure loss
L_D	20	-	Length to diameter of the oil duct
D	0.02	m	Diameter of duct
Num_du	10	-	Number of ducts
K	0	-	Oil loss factor due to change of flow

Σχήμα 3.3: Δεδομένα εισόδου και γεωμετρίας για τον AOC

Στο επόμενο στάδιο ακολουθεί ο καθορισμός του μαθηματικού μοντέλου, δηλαδή η δημιουργία του partition. Στο Σχήμα 3.4 παρουσιάζονται οι οριακές συνθήκες που απαιτούνται για την μαθηματική επίλυση του μοντέλου.

**BOUNDARY WIZARD**  
This component has more variables than equations.  
Please select the boundary variables from the list on the right

<p><b>Boundary variables</b></p> <p>Needed: 10 Pending: 0</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 20%;">Name</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Ang</td><td>Flow angle relative to the engine axis -swirl angle</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.FARB</td><td>Burnt Fuel Air Ratio</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.FARU</td><td>Unburnt Fuel Air Ratio</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Pt</td><td>Total Pressure</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Tt</td><td>Total Temperature</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.W</td><td>Total Mass Flow</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.WAR</td><td>Water Air Ratio</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.P</td><td>Liquid Pressure</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.T</td><td>Liquid Temperature</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.W</td><td>Liquid Mass Flow</td></tr> </tbody> </table>	Name	Description	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Ang	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.FARB	Burnt Fuel Air Ratio	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.FARU	Unburnt Fuel Air Ratio	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Pt	Total Pressure	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Tt	Total Temperature	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.W	Total Mass Flow	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.WAR	Water Air Ratio	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.P	Liquid Pressure	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.T	Liquid Temperature	<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.W	Liquid Mass Flow	<p><b>Partition variables</b></p> <p>Categories: Suggested as boundaries Filter: *</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 20%;">Name</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center;"> <input type="button" value=" &lt; Select"/>  <input type="button" value=" &lt;&lt; Select All"/>  <input type="button" value=" Unselect &gt;"/>  <input type="button" value=" Unselect All &gt;&gt;"/> </p>	Name	Description		
Name	Description																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Ang	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.FARB	Burnt Fuel Air Ratio																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.FARU	Unburnt Fuel Air Ratio																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Pt	Total Pressure																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.Tt	Total Temperature																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.W	Total Mass Flow																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1F_in.WAR	Water Air Ratio																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.P	Liquid Pressure																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.T	Liquid Temperature																										
<input type="checkbox"/> AirOilCooler_1L_in.W	Liquid Mass Flow																										
Name	Description																										

Σχήμα 3.4: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Partition για τον AOC

Απαιτούνται 10 οριακές συνθήκες εκ των οποίων οι 7 αφορούν τις συνθήκες εισόδου του αέρα παράκαμψης και οι υπόλοιπες 3 το λιπαντικό. Για τον αέρα είναι η ολική πίεση (Pt) και θερμοκρασία (Tt), η παροχή (W) , το ποσοστό υγρασίας (WAR), ο λόγος καιόμενου καυσίμου αέρα (FARB), λόγος άκαυστου καυσίμου αέρα (FARU) και η γωνία εισόδου (Ang) , και για το λιπαντικό η πίεση (P) η θερμοκρασία (T) και η παροχή (W). Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών τιμών στην παρούσα εφαρμογή θα χρειαστούν μόνο οι 3 πρώτες. Οι υπόλοιπες είναι ίσες με το μηδέν εκτός και αν η μελέτη αφορά μια ειδική περίπτωση (λόγου χάρη σε περίπτωση υγρασία). Το μαθηματικό μοντέλο με το πέρας της δημιουργίας του Partition είναι πλήρως καθορισμένο και έτοιμο προς επίλυση.

### 3.3.2 FOC

Αντίστοιχα με τον εναλλάκτη αέρα - λιπαντικού (Air Oil Cooler) και το Component του εναλλάκτη καυσίμου – λιπαντικού (Fuel Oil Cooler) κληρονομεί στοιχεία κώδικα από τα ίδια Abstracts Components για τον καθορισμό των ενθαλιών του καυσίμου και του λιπαντικού, μέσω των αντίστοιχων συναρτήσεων. Με όμοιο τρόπο με τον AOC, το component του FOC FuelOilCooler περιλαμβάνει τα εξής στοιχεία :

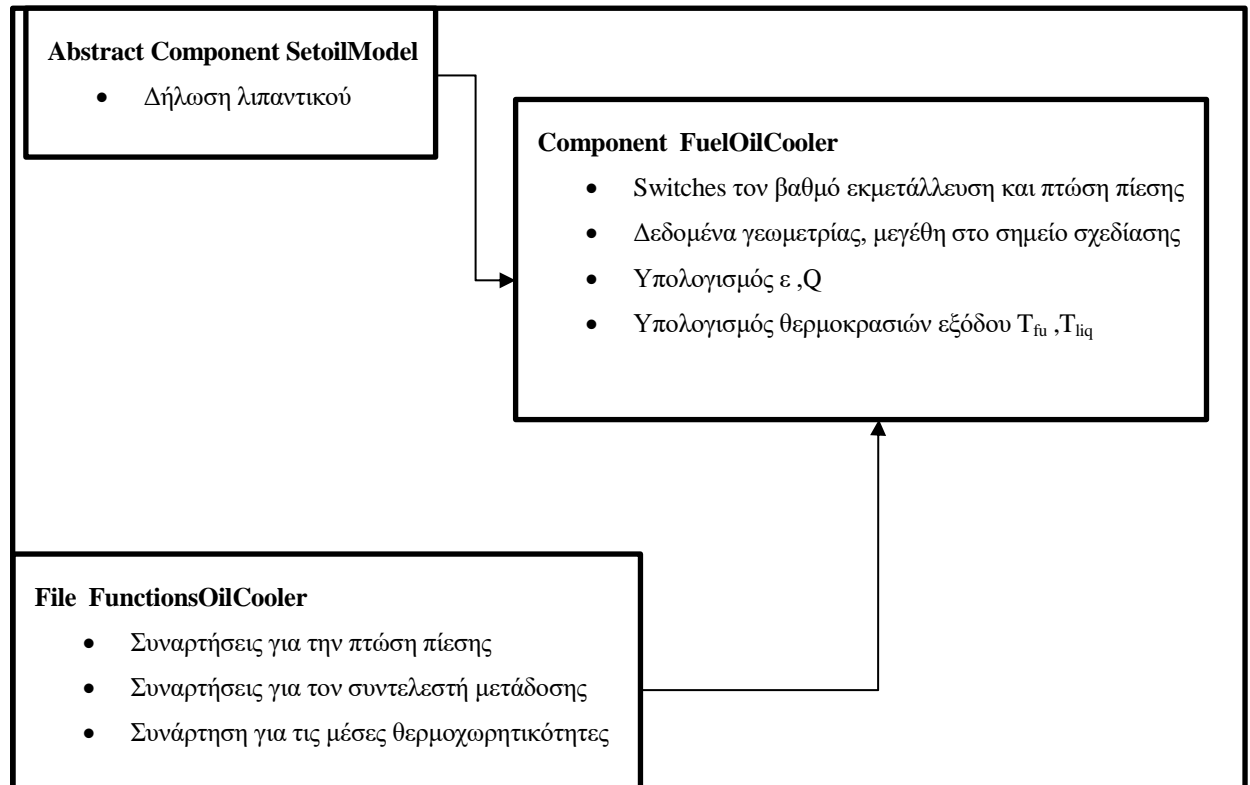
- Δήλωση των θυρών (Ports), οι οποίες δίνουν τη δυνατότητα σύνδεσης του Component με άλλα Components. Αποτελείται από δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του καυσίμου (Fuel Port) και δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του λιπαντικού (Liquid Port).
- Δήλωση των απαραίτητων μεταβλητών στο μπλοκ των Data , που αποτελούν τις μεταβλητές εισόδου του μοντέλου. Στο αρχείο Data δηλώνονται οι επιλογές για τον τρόπο υπολογισμού της πτώσης πίεσης, του βαθμού εκμετάλλευσης και της θερμικής αντίστασης, καθώς και τα γεωμετρικά στοιχεία
- Όλες οι μεταβλητές που χρησιμοποιήθηκαν στο αρχείο κώδικα, εκτός αυτών που μεταφέρονται από τις θύρες και αυτών που είναι Data μεταβλητές, δηλώθηκαν στο μπλοκ Decls (Declarations) στο αρχείο κώδικα.
- Προστέθηκαν οι εξισώσεις στο Continuous μπλοκ του αρχείου κώδικα, με τις οποίες υπολογίζονται οι ενθαλπίες του αέρα και του λιπαντικού στην είσοδο και την έξοδο, οι απαραίτητοι συντελεστές για τον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης και του ποσού θερμότητα που συναλλάσσεται και η θερμική αγωγιμότητα του καυσίμου και του λιπαντικού

Για τον υπολογισμό όλων των στοιχείων επιλέγεται εδώ να δοθεί μια αρχική τιμή στην θερμική ισχύ συναλλαγής. Με δεδομένη μια αρχική τιμή της θερμότητας είναι δυνατόν να βρεθεί η θερμοκρασία και η ενθαλπία εξόδου του λιπαντικού και από τις σχέσεις (2.4) έως (2.7) υπολογίζονται οι μέσοι συντελεστές θερμοχωρητικότητας και οι

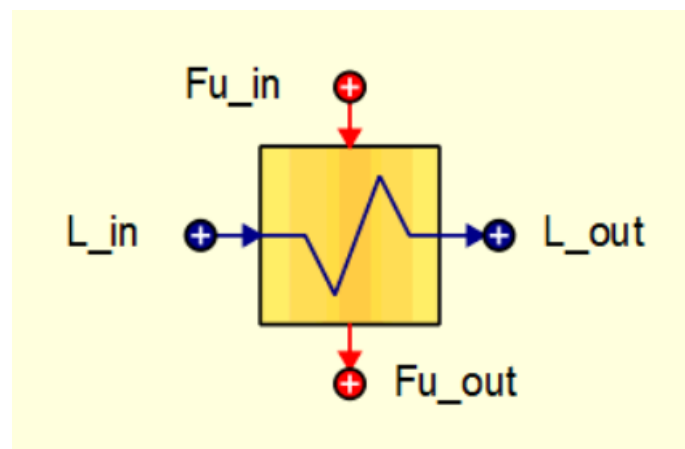


ρυθμοί θερμοχωρητικότητας. Στη συνέχεια υπολογίζεται με τα απαραίτητα γνωστά στοιχεία ο βαθμός εκμετάλλευσης και η ισχύς που προκύπτει από αυτόν και συγκρίνεται αν είναι ίδια με αυτή της αρχικής τιμής. Εδώ η επαναληπτική διαδικασία είναι πιο απλή από τον AOC, απαιτείται όμως καλύτερη αρχικοποίηση από τον AOC για να συγκλίνει στην τελική λύση.

Στο Σχήμα 3.5 και στο Σχήμα 3.6 παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα και η σχηματική απεικόνιση της συνιστώσας του FOC στο περιβάλλον του PROOSIS, αντίστοιχα.



Σχήμα 3.5: Λογικό διάγραμμα μοντελοποίησης εναλλάκτη FOC



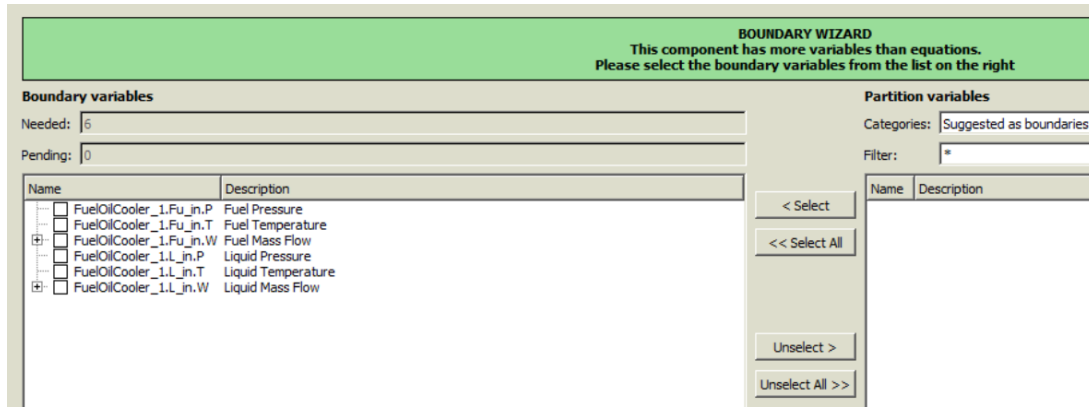
Σχήμα 3.6: Σχηματική απεικόνιση του FOC

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της συνιστώσας εισάγονται σαν data μεταβλητές όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.7, οι τιμές των οποίων καθορίζονται από τον χρήστη ανά περίπτωση.

Name	FuelOilCooler_1	Units	Description
fluid_in	Default		Select Fluid Model for Compon...odel set in Component General
FluidModelFile	defaultFluidModelFile		Fluid Model file option if flui...ile in @TURBO@/maps/FluidModels
fluidModelPath	"@TURBO@/ma...noDiss.xml"		Fluid Model Filepath for userFluidModelFile option
LiquidType	A2427		Select Oil Liquid Type
switchEffect	INPUTEffect		Select the effectiveness calculation option
WFdes_in	2	kg/s	Design point inlet fuel mass flow rate
WLDes_in	1	kg/s	Design point inlet oil mass flow rate
Effect_in	1	-	Fuel Oil heat effectiveness
UADes	0.5	W/K	Total Thermal Conductivity of FOC at design point
Rwall	0	K/W	Thermal resistance of solid walls
FuelThermaRes	Input		
n1	0.2	-	input exponent for Fuel Thermal Resistance calculation
FuelTransequat	eq1		
UADesfuel	0.5	W/K	Thermal Conductivity of fuel at design point
Aexch_fuel	1	m <sup>2</sup>	Wetted Surface area of fuel
OilThermaRes	Input		
n2	0.4	-	input exponent for Oil Thermal Resistance calculation
OilTransequat	eq1		
UADesoil	0.5	W/K	Thermal Conductivity of oil at design point
Aexch_oil	1	m <sup>2</sup>	Wetted Surface area of oil
switchdPqPIL	InputdPqPIL		Select the fractional pressure loss calculation option for coolant
dPqPi_oil_in	0	-	Fractional pressure loss
Shelllossmodel	custom		
nf1	1.87	-	input exponent for fuel pressure loss
K2	0	-	Oil loss factor due to change of flow
Dshell	0.25	m	Diameter of Helical Shell
B	0.1	m	Bafflee Length
tp	0.012	m	tube pitch
switchdPqPiFu	InputdPqPiFu		Select the fractional pressure loss calculation option for coolant
dPqPi_fuel_in	0	-	Fractional pressure loss for coolant stream
Oillossmodel	Fanning		
Num_du	10	-	Number of ducts
nf2	1	-	input exponent for Oil pressure loss
L_D	20	-	Length to diameter of the duct
D	0.02	m	Diameter of oil duct
K1	0	-	Fuel loss factor due to change of flow

Σχήμα 3.7: Δεδομένα εισόδου και γεωμετρίας για τον FOC

Στο επόμενο στάδιο ακολουθεί ο καθορισμός του μαθηματικού μοντέλου, δηλαδή η δημιουργία του partition. Στο Σχήμα 3.8 παρουσιάζονται οι οριακές συνθήκες που απαιτούνται για την μαθηματική επίλυση του μοντέλου.



Σχήμα 3.8: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Partition για τον FOC

Απαιτούνται 6 οριακές συνθήκες τρεις για το καύσιμο και 3 για το λιπαντικό. Συγκεκριμένα και για τα δύο εργαζόμενα μέσα είναι η πίεση (P) η θερμοκρασία (T) και η παροχή (W). Η πίεση του καυσίμου δεν απασχολεί ιδιαίτερα, διότι η ισχύς για την αντλία καυσίμου δεν λαμβάνεται υπόψη. Επομένως και το μαθηματικό μοντέλο για το FuelOilCooler με την ολοκλήρωση του Partition είναι έτοιμο για επίλυση.

### 3.3.3 Oil Ducts

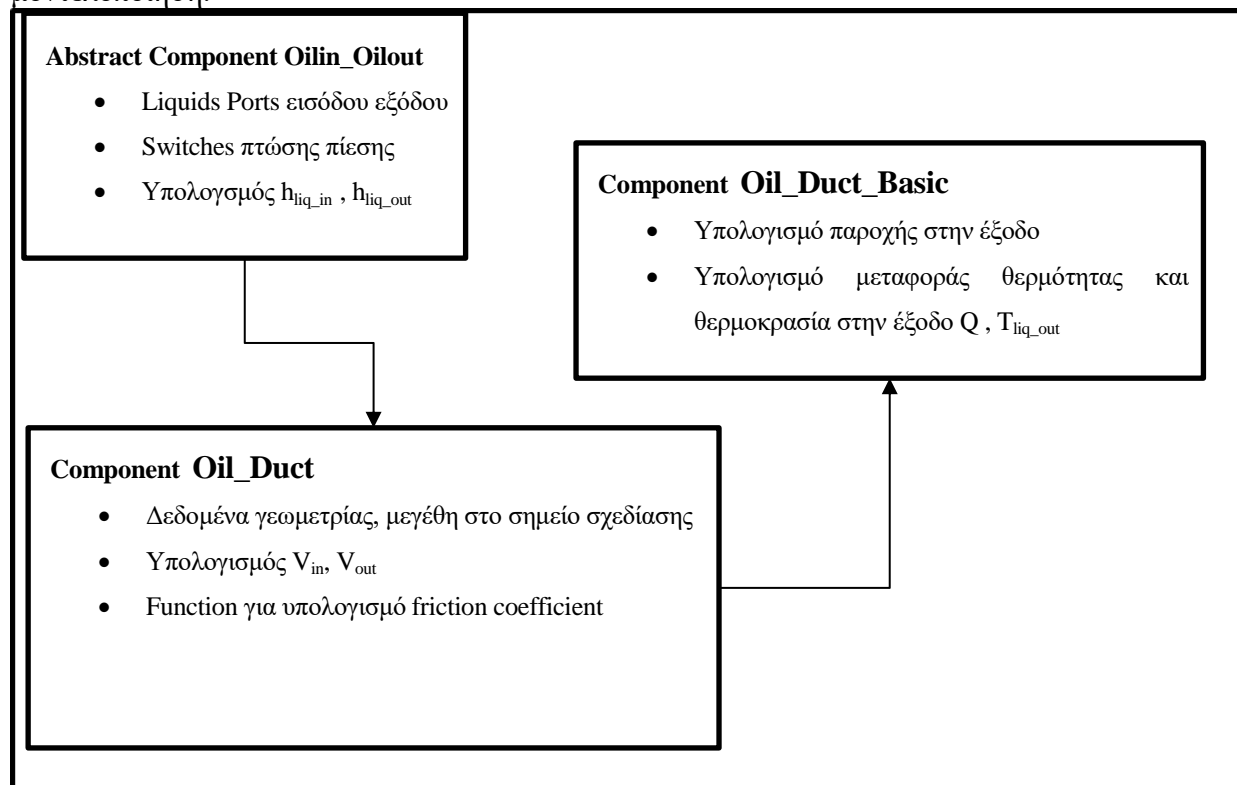
Για τους αγωγούς του κυκλώματος λίπανσης θα χρειαστούν παραπάνω από ένα Abstract Component, προκειμένου να υπάρχουν αγωγοί με bleeds. Στον κώδικα ορίζεται πρώτα function που υπολογίζει τον ολικό συντελεστή τριβής βάσει των εξισώσεων. Στη συνέχεια ορίζεται το Abstract Component Oilin\_Oilout το οποίο περιέχει :

- Την δήλωση των θυρών (Ports) εισόδου και εξόδου του λιπαντικού (Liquid Port), που επιτρέπουν την σύνδεση του με άλλες συνιστώσες του κυκλώματος λίπανσης.
- Στο μπλοκ των δεδομένων (Data) δίνονται οι επιλογές για τον τύπο του λιπαντικού τον τρόπο υπολογισμού της πτώσης πίεσης και την εξίσωση για τον υπολογισμό του συνολικού συντελεστή τριβής
- Στο μπλοκ των Decls (Declarations) δηλώνονται οι εκείνες μεταβλητές όλων των αγωγών οι οποίες είναι η ενθαλπία στην είσοδο και στην έξοδο του λιπαντικού και ο λόγος πίεσης
- Στο τελευταίο τμήμα του Abstract Component, δηλαδή το τμήμα που αποτελείται από μαθηματικές εξισώσεις (μετά από το CONTINUOUS). Το τμήμα αυτό αποτελείται από τον κώδικα για τον υπολογισμό των ενθαλπιών στην είσοδο και στην έξοδο του λιπαντικού και αντιστρόφως τον υπολογισμό των θερμοκρασιών μέσω των ενθαλπιών

Στη συνέχεια ακολουθεί στον κώδικα η συνιστώσα Oil\_Duct\_Basic, η οποία κληρονομεί από το Oilin\_Oilout. Η συνιστώσα αυτή αποτελεί το κύριο κομμάτι της μοντελοποίησης του αγωγού, αφού περιέχει όλα τα δεδομένα για τον υπολογισμό της πτώση πίεσης και της θερμότητας που εισέρχεται στον αγωγό. Συγκεκριμένα περιέχει :

- Στο τμήμα (Data) τα δεδομένα γεωμετρίας , καθώς και τον αριθμό των αγωγών σε περίπτωση που θέλουμε να υπολογίσουμε περισσότερους από έναν όμοιους-παράλληλους αγωγούς. Επίσης υπάρχουν data για την παροχή και την πτώση πίεσης στο σημείο σχεδίασης, καθώς και για την μεταφορά θερμότητας εάν είναι επιθυμητό
- Οι εξισώσεις στο Continuous μπλοκ του Component που υπολογίζουν βάσει το εμβαδόν διατομής την ταχύτητα στην είσοδο και την έξοδο και μέσω της αντίστοιχης συνάρτησης για τον συντελεστή τριβής την πτώση πίεσης

Τέλος ακολουθεί η συνιστώσα για τον απλό αγωγό η οποία περιέχει μόνο στο μπλοκ Continuous την εξίσωση συνέχεια για την παροχή και της μεταφοράς θερμότητας για την θερμοκρασία. Στο Σχήμα 3.9 και στο Σχήμα 3.10 παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα και η σχηματική απεικόνιση της συνιστώσας του OilDuct στο περιβάλλον του PROOSIS, αντίστοιχα. Ο καθορισμός του μαθηματικού μοντέλου ( Partition) φαίνεται στο σχήμα με τις οριακές συνθήκες που απαιτούνται για την μαθηματική μοντελοποίηση.



Σχήμα 3.9: Λογικό διάγραμμα μοντελοποίησης αγωγών λιπαντικού



Σχήμα 3.10: Σχηματική απεικόνιση ενός απλού αγωγού

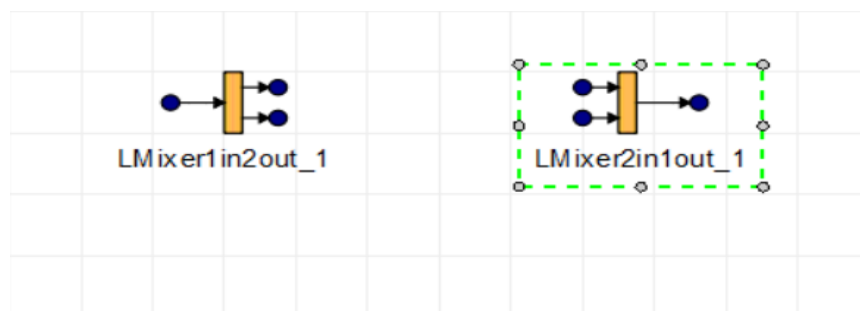
Απαιτούνται μόνο οριακές συνθήκες για την είσοδο του λιπαντικού, όπως κατά αντιστοιχία συμβαίνει και στους αγωγούς για τον αέρα. Οι οριακές συνθήκες είναι για την πίεση (P), την θερμοκρασία (T) και την παροχή (W) στην είσοδο του αγωγού. Συνεπώς και το μαθηματικό μοντέλο του αγωγού με την ολοκλήρωση του Partition είναι έτοιμο να χρησιμοποιηθεί στο σχηματικό του TMS.

### 3.3.4 Mixer-splitters

Ένα κύκλωμα λίπανσης σε διαστήματα της διαδρομής του απαιτείται ο διαχωρισμός του σε ρεύματα ίδιας θερμοκρασίας και πίεσης για να καθοριστεί η ροή του στα απαραίτητα τμήματα που πρέπει να λιπάνει. Επίσης υπάρχει η ανάγκη της ανάμιξης ροών λιπαντικού, όπως για παράδειγμα μεταξύ των εδράνων και του gearbox. Για να ικανοποιηθούν οι παραπάνω ανάγκες στο σχηματικό κρίθηκε απαραίτητο η δημιουργία αναμικτών και διαχωριστών. Αυτό επιτυγχάνεται δημιουργώντας ένα Abstract Component OilMixer\_Splitter . Η συνιστώσα αυτή περιέχει :

- Τον αριθμό των εισόδων και των εξόδων που θα έχει
- Στον ορισμό των θυρών (PORTS) τις αντίστοιχες θύρες εισόδου και εξόδου
- Στο μπλοκ των declarations υπάρχουν τα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο
- Ως περιορισμός στο Discreet ορίζεται η παροχή στην έξοδο να μην είναι διαφορετική από αυτή στην είσοδο
- Στο τμήμα continuous υπολογίζεται η παροχή στην έξοδο από το άθροισμα των εισόδων, η συνολική ενθαλπία στην έξοδο και η αντίστοιχη θερμοκρασία και τέλος η πίεση στην κάθε έξοδο.

Συνεπώς με βάσει τα παραπάνω μπορούν να οριστούν οι αντίστοιχοι αναμεικτές και διαχωριστές για το λιπαντικό (Σχήμα 3.11).



Σχήμα 3.11: Σχηματική απεικόνιση διαχωριστή και αναμείκτη λιπαντικού

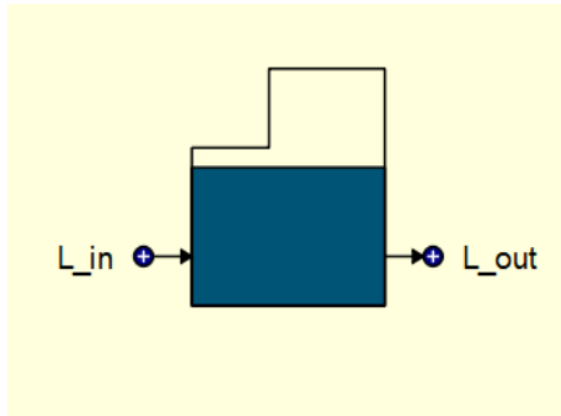
### 3.3.5 Oil tank -Oil pump

Η δεξαμενή λιπαντικού περιγράφεται πλήρως από το component Oil Tank. Η συνιστώσα αυτή περιέχει :

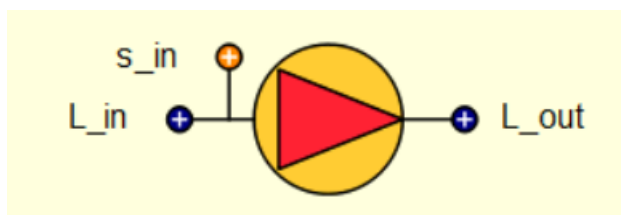
- Επειδή το κύκλωμα λίπανσης είναι κλειστό κύκλωμα το component έχει στις θύρες (PORTS) δύο θύρες (Liquid ) μια για την είσοδο και μια για την έξοδο
- Ως δεδομένα την πίεση του λιπαντικού και την θερμοκρασία του λιπαντικού, χαρακτηριστικά με τα οποία εξέρχεται.
- Στο τμήμα των declarations υπάρχουν οι ενθαλπίες στην είσοδο και την έξοδο και όλα τα υπόλοιπα στοιχεία που δεν ορίστηκαν ως Data. Εδώ ορίζονται και άλλα στοιχεία έτσι ώστε να αντιμετωπίζεται η περίπτωση που η πίεση και η θερμοκρασία στην έξοδο του κυκλώματος δεν είναι ίδια με αυτή στην είσοδο του.
- Στο τμήμα Continuous υπολογίζεται η μάζα που χρειάζεται για την κάλυψη τυχών διαρροών, η θερμοκρασία και η πίεση με την οποία εισρέει το λιπαντικό στο κύκλωμα και το ποσό θερμότητα και η διαφορά πίεσης σε περίπτωση διαφορετικών συνθηκών στην είσοδο από ότι στην έξοδο.

Η αντλία του λιπαντικού περιέχει τα εξής στοιχεία έτσι ώστε να υπολογίζει την πτώση πίεσης στο κύκλωμα λίπανσης και την ισχύ που χρειάζεται για την πρόσδοση της μηχανικής ισχύς. Αποτελείται από δύο θύρες τύπου (Liquid) για την είσοδο και την έξοδο. Ως δεδομένα είναι ο λόγος πίεσης που απαιτείται για την κάλυψη της πτώσης πίεσης στο κύκλωμα και μια τυπική θερμοκρασιακή διαφορά για καλύτερη μοντελοποίηση. Στο τμήμα των declarations υπάρχει μόνο η απαιτούμενη μηχανική ισχύς ,η οποία υπολογίζεται στο τμήμα Continuous μαζί με την τελική πίεση και θερμοκρασία εξόδου. Τέλος υπάρχει η συνιστώσα του η οποία έχει δύο θύρες και γι δεδομένο την μάζα του λιπαντικού που χάνεται κατά τον διαχωρισμό με τον αέρα. Βάσει αυτού του δεδομένου υπολογίζεται η παροχή στην έξοδο.

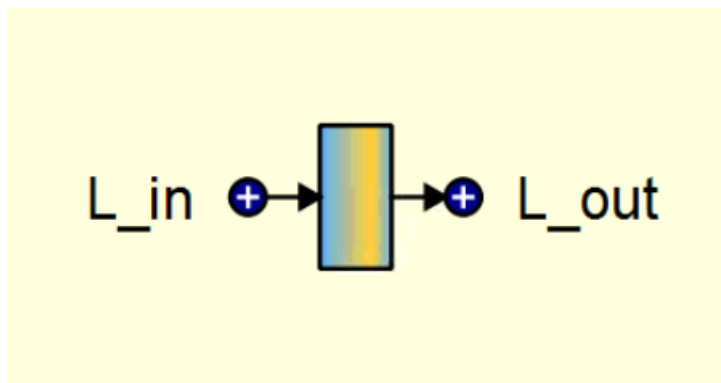
Στα Σχήμα 3.12 ως Σχήμα 3.14 φαίνονται οι αντίστοιχες συνιστώσες αυτών των στοιχείων και στο Σχήμα 3.15 παρουσιάζονται οι οριακές συνθήκες της κάθε μιας.



Σχήμα 3.12: Σχηματική απεικόνιση του Oiltank



Σχήμα 3.13: Σχηματική απεικόνιση της αντλίας λιπαντικού (Oilpump)



Σχήμα 3.14: Σχηματική απεικόνιση του de-aerator

**BOUNDARY WIZARD**  
This component has more variables than equations.  
Please select the boundary variables from the list on the right

Boundary variables		Partition variables	
Needed:	10	Categories:	Suggested as boundaries
Pending:	0	Filter:	*
Name	Description	Name	Description
<input type="checkbox"/> deaerator_1.L_in.P	Liquid Pressure		
<input checked="" type="checkbox"/> deaerator_1.L_in.T	Liquid Temperature		
<input type="checkbox"/> deaerator_1.L_in.W	Liquid Mass Flow		
<input type="checkbox"/> OilPump_1.L_in.P	Liquid Pressure		
<input type="checkbox"/> OilPump_1.L_in.T	Liquid Temperature		
<input checked="" type="checkbox"/> OilPump_1.L_in.W	Liquid Mass Flow		
<input type="checkbox"/> OilTank_1.L_in.P	Liquid Pressure		
<input type="checkbox"/> OilTank_1.L_in.T	Liquid Temperature		
<input type="checkbox"/> OilTank_1.L_in.W	Liquid Mass Flow		
<input type="checkbox"/> OilTank_1.L_out.W	Liquid Mass Flow		

Variables: 10 Check Filtered Variables: 0

Σχήμα 3.15: Οριακές συνθήκες για τις συνιστώσες oilpump , oiltank και de-aerator



# 4 Παραμετρικές Μελέτες-Πιστοποίηση Μοντέλων

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιούνται παραμετρικές μελέτες με σκοπό την πιστοποίηση της ορθής λειτουργίας των μοντέλων των δύο εναλλακτών. Οι παραμετρικές μελέτες αφορούν την πιστοποίηση της θερμοδυναμικής συμπεριφορά των εναλλακτών, η οποία θα πραγματοποιηθεί μεταβάλλοντας τις συνθήκες εισόδου. Ακολουθούν παραμετρικές για την θερμοδυναμική συμπεριφορά με διαστατές και αδιάστατες εξισώσεις. Τέλος θα πραγματοποιηθεί η πιστοποίηση των συνιστωσών με πραγματικές μελέτες και θα συγκριθεί η απόκλιση των αποτελεσμάτων

## 4.1 Παραμετρική μελέτη

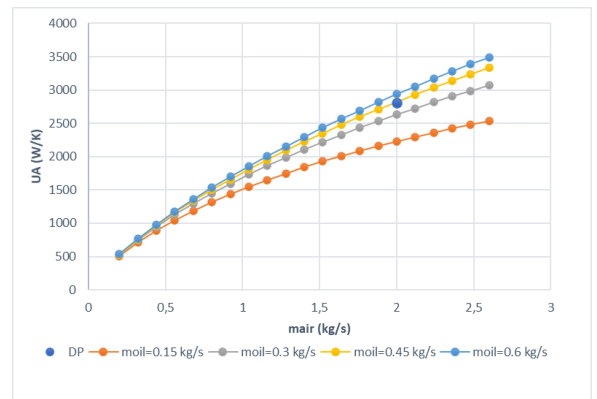
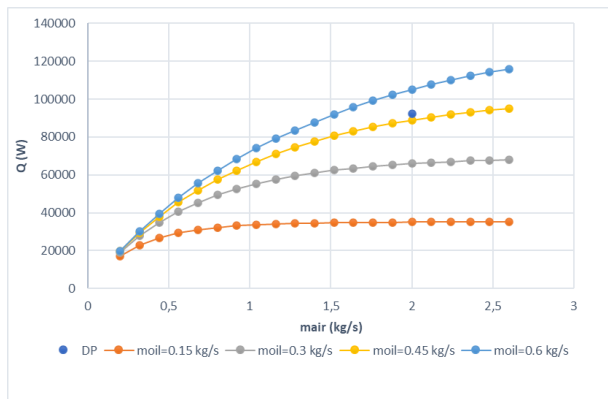
Για την πιστοποίηση της συμπεριφοράς των μοντέλων των εναλλακτών πραγματοποιήθηκαν παραμετρικές μελέτες μεταβάλλοντας τις συνθήκες εισόδου του κάθε εναλλάκτη (παροχή ψυκτικού και θερμού μέσου, θερμοκρασίες εισόδου των εργαζόμενων μέσων). Στόχος είναι να βρεθεί η επίδραση στα βασικά μεγέθη του εναλλάκτη, τα οποία είναι η θερμική ισχύς, η θερμική αντίσταση, ο βαθμός εκμετάλλευσης και οι θερμοκρασίες εξόδου.

### 4.1.1 AOC

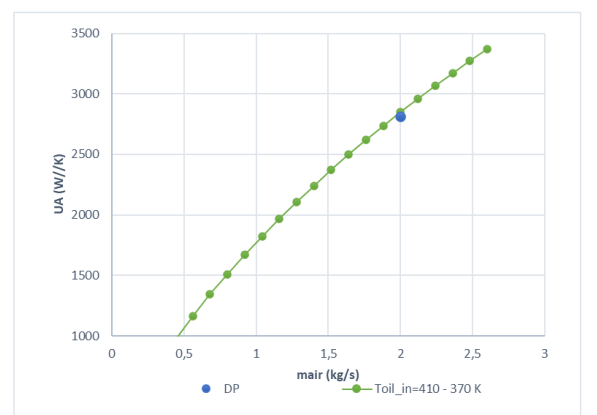
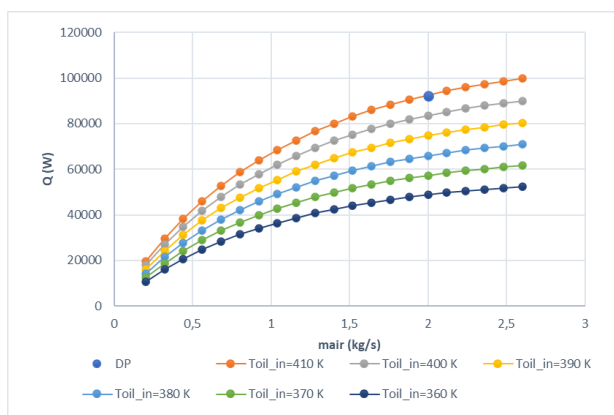
Η παραμετρική μελέτη για τον AOC θα γίνει μεταβάλλοντας τις συνθήκες εισόδου του εναλλάκτη. Για την δημιουργία των παραμετρικών θα χρειαστεί και ένα σημείο σχεδίασης, για το οποίο θα οριστούν οι παροχές και η θερμική αγωγιμότητα των δύο εργαζόμενων μέσων στο σημείο σχεδίασης (DP). Με αλλαγή της κάθε παροχής οι θερμική αγωγιμότητα υπολογίζεται βάσει των σχέσεων (2.23) και (2.25). Παρακάτω παρατίθενται τα αντίστοιχα διαγράμματα για τα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο του εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής του αέρα (Σχήμα 4.1 ως Σχήμα 4.6).

Πίνακας 4.1: Μεγέθη στο σημείο σχεδίασης για τις παραμετρικές μελέτες

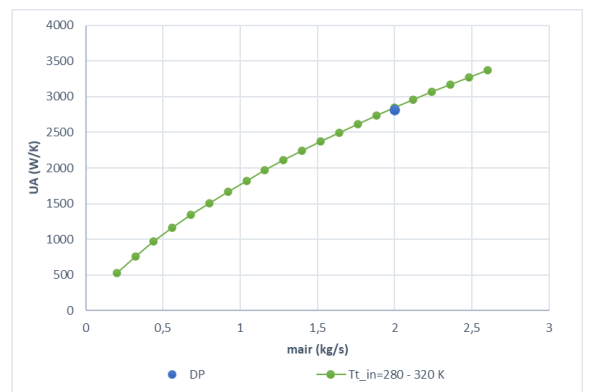
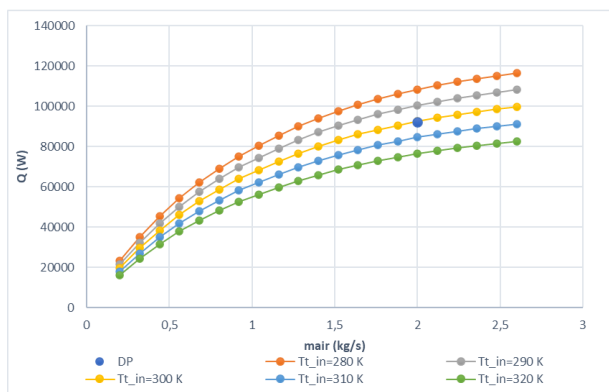
Παροχή λιπαντικού	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	0.48
Θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού	$T_{liq,in}$ (K)	410
Θερμική αγωγιμότητα λιπαντικού	$UA_{oil}$ (KW/K)	3.313
Παροχή αέρα παράκαμψης	$\dot{m}_{air}$ (kg/s)	2
Θερμοκρασία εισόδου αέρα παράκαμψης	$T_{t,in}$ (K)	300
Θερμική αγωγιμότητα αέρα παράκαμψης	$UA_{air}$ (KW/K)	18.56



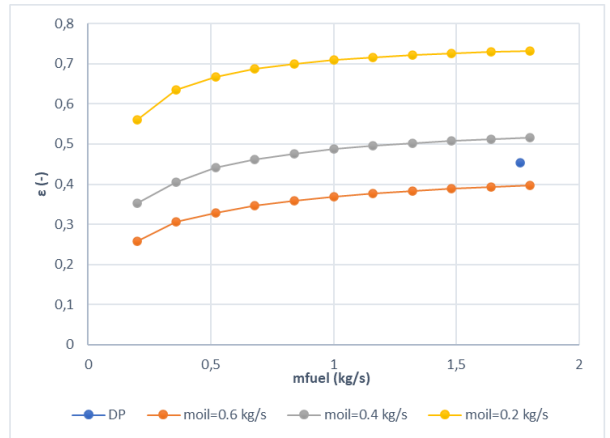
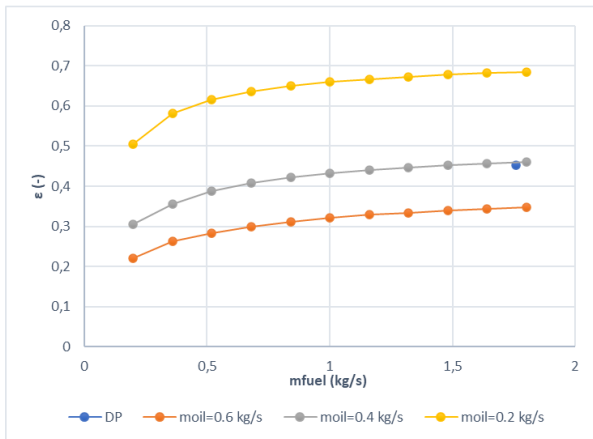
Σχήμα 4.1: Θερμική ισχύς και αγωγιμότητα ως προς την παροχή αέρα και την παροχή λιπαντικού



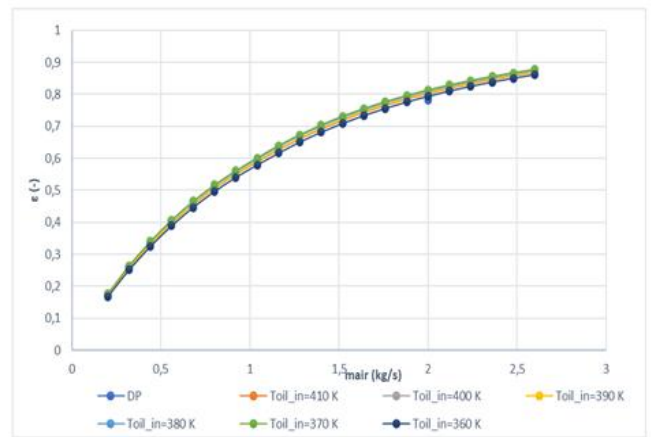
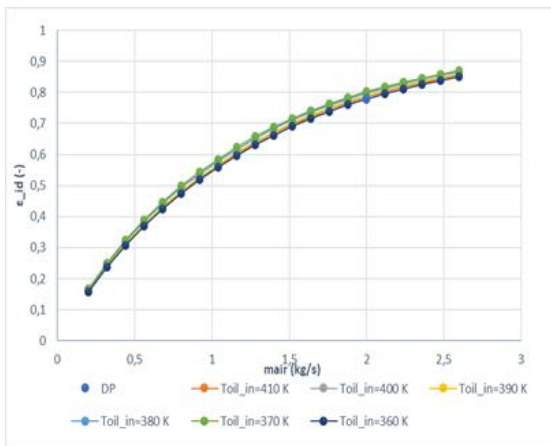
Σχήμα 4.2: Θερμική ισχύς και αγωγιμότητα ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία λιπαντικού



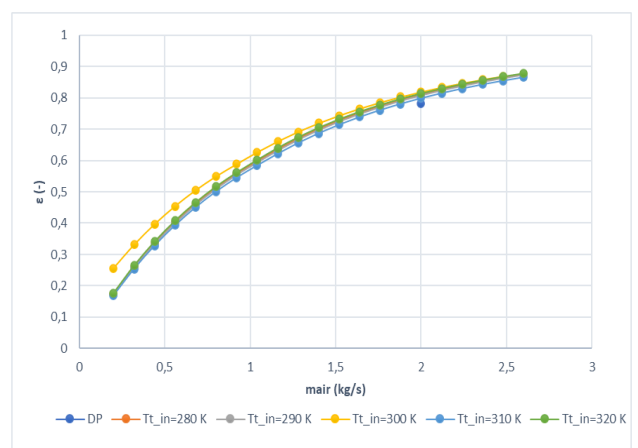
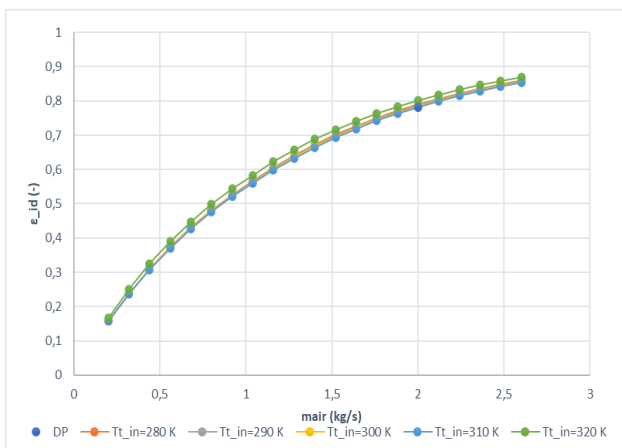
Σχήμα 4.3: Θερμική ισχύς και αγωγιμότητα ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία αέρα



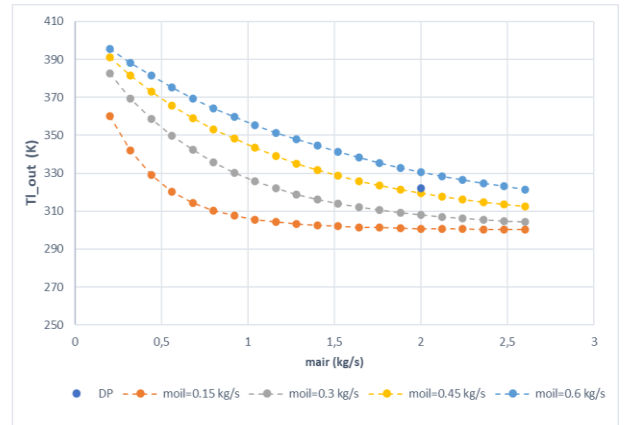
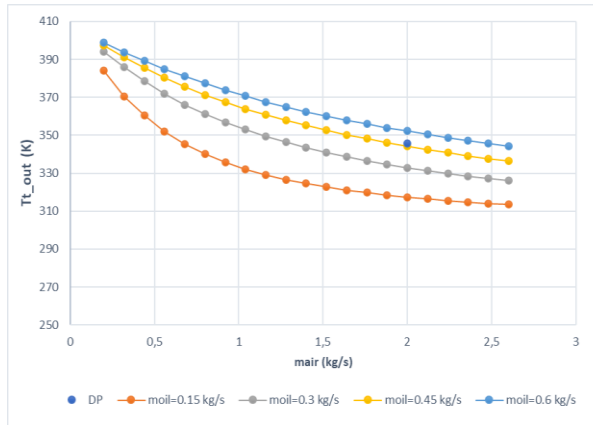
Σχήμα 4.4: Ιδανικός και πραγματικός βαθμός εκμετάλλευσης ως προς την παροχή αέρα και την παροχή λιπαντικού



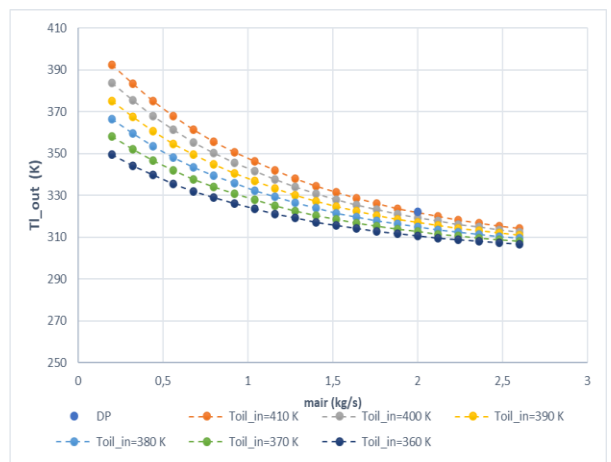
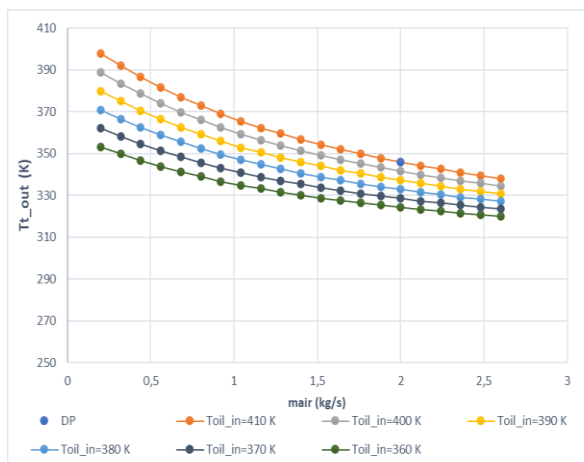
Σχήμα 4.5: Ιδανικός και πραγματικός βαθμός εκμετάλλευσης ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού



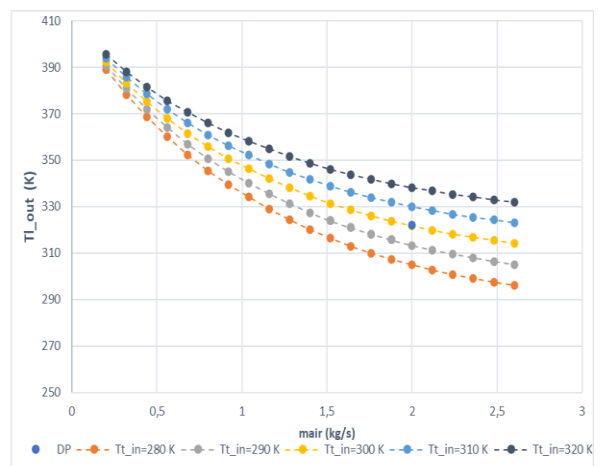
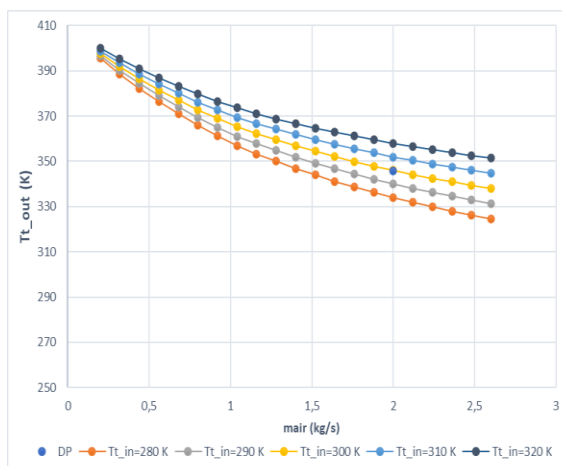
Σχήμα 4.6: Ιδανικός και πραγματικός βαθμός εκμετάλλευσης ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία εισόδου αέρα



Σχήμα 4.7: Θερμοκρασίες εξόδου αέρα και λιπαντικού ως προς την παροχή αέρα και την παροχή λιπαντικού



Σχήμα 4.8 Θερμοκρασίες εξόδου αέρα και λιπαντικού ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού



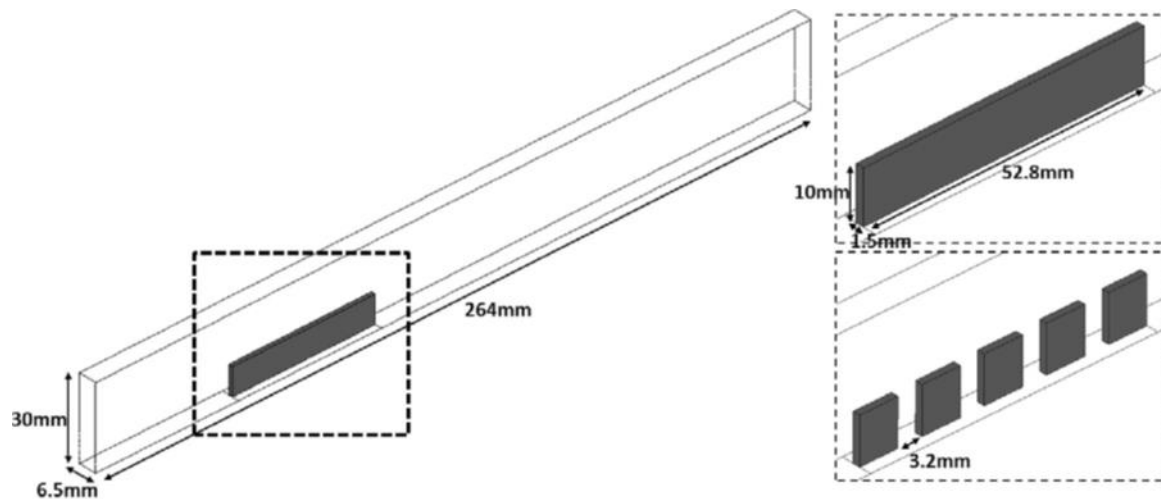
Σχήμα 4.9: Θερμοκρασίες εξόδου αέρα και λιπαντικού ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία εισόδου αέρα

Από τα παραπάνω διαγράμματα προκύπτουν τα παρακάτω συμπεράσματα :

- Για την θερμική ισχύ από βλέπουμε ότι με αύξηση της παροχής και της θερμοκρασίας του λιπαντικού αυξάνεται και η συναλλασσόμενη θερμική ισχύς, διότι αυξάνεται η θερμότητα στο λιπαντικό, άρα και η θερμική ισχύς που μπορεί να συναλλαχθεί. Ακόμη αύξηση της παροχής του αέρα οδηγεί σε αύξηση της θερμικής ισχύος [20,21].
- Για την θερμική αγωγιμότητα, παρατηρούμε ότι υπάρχει αύξηση στην συνολική θερμική αγωγιμότητα μόνο με την αύξηση της παροχής του αέρα ή του λιπαντικού, επειδή στην συγκεκριμένη μοντελοποίηση η αγωγιμότητα εξαρτάται μόνο με την παροχή και όχι με την θερμοκρασία, όπως θα συνέβαινε με τον αριθμό Nusselt [20,21].
- Όσον αφορά τον βαθμό εκμετάλλευσης, παρατηρούμε σημαντικές αλλαγές μόνο με την αλλαγή της παροχής σχεδίασης, κάτι το οποίο είναι αναμενόμενο, αφού σύμφωνα με την μέθοδο ε- NTU ο βαθμός εκμετάλλευσης εξαρτάται από άμεσα από την θερμική αγωγιμότητα που εξαρτάται μόνο από την παροχή. Παρόλα αυτά υπάρχουν αλλαγές με την θερμοκρασία, λόγω αλλαγής στις θερμοχωρητικότητες των εργαζόμενων μέσων που επηρεάζουν τους συντελεστές  $C_{min}$  και  $C_r$ . Επίσης είναι φανερό ότι και ο ιδανικός και ο πραγματικός έχουν σχεδόν τις ίδιες τιμές και την ίδια συμπεριφορά
- Για τις θερμοκρασίες εξόδου του λιπαντικού και του αέρα παρατηρούμε αρχικά ότι για τιμές του αριθμού εκμετάλλευσης κοντά στην μονάδα η θερμοκρασία του λιπαντικού τείνει να φτάσει αυτή της εισόδου του αέρα, όπως φυσικά πρέπει να γίνει. Για την θερμοκρασία του αέρα αντιθέτως τείνει να φτάσει αυτή στην είσοδο του λιπαντικού για μικρές παροχές αέρα, όπου έχουμε μικρό βαθμό εκμετάλλευσης και στις μεγάλες παροχές αέρα η θερμοκρασιακή διαφορά πέφτει. Αυτό είναι φυσικό, αφού για την ίδια θερμική ισχύ η θερμοκρασιακή διαφορά είναι αντιστρόφως ανάλογη της παροχής

### Πτώση πίεσης Αέρα

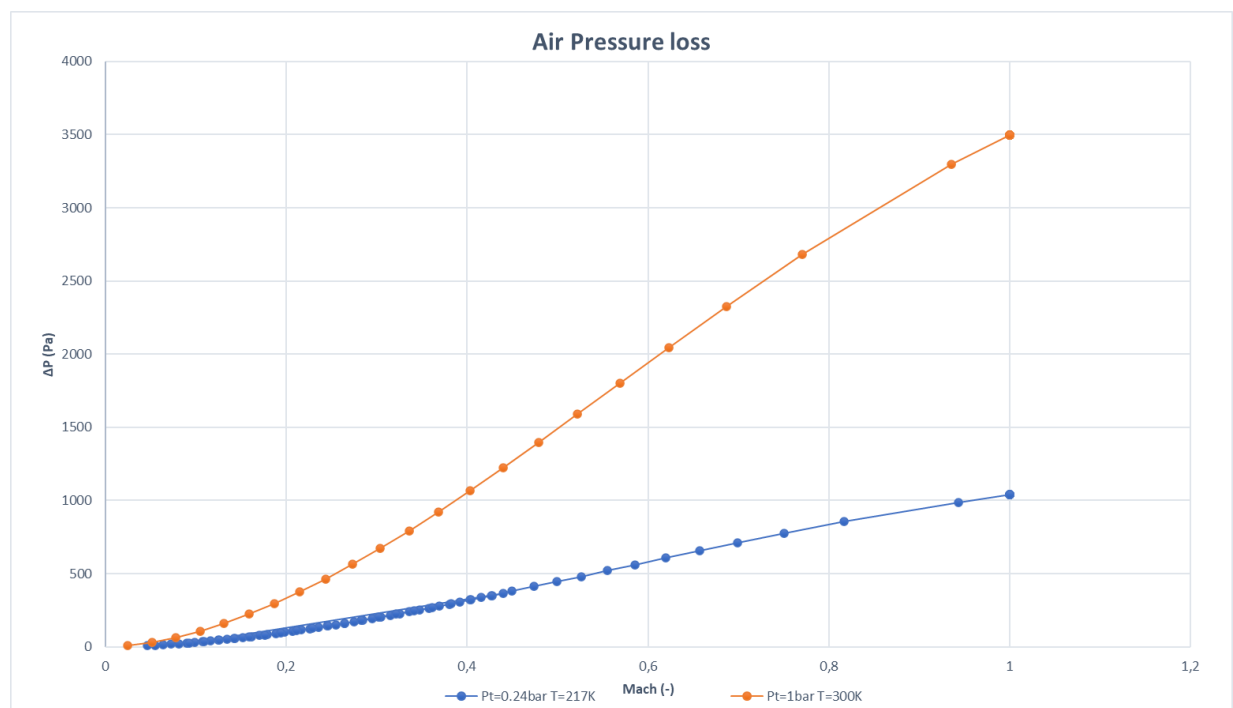
Ειδικά για τον Air-Oil Cooler πρέπει να γίνουν παραμετρικές για την πτώση πίεσης του αέρα στο ρεύμα παράκαμψης για τους λόγους που προαναφέρθηκαν. Οι παραμετρικές θα γίνουν βάσει της αλλαγής του ύψους πτήσης, δηλαδή των συνθηκών, για μια συγκεκριμένη γεωμετρία περυγίου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.10. Για τον υπολογισμό θα χρησιμοποιηθεί η σχέση (2.31). Τα δεδομένα εισόδου στο πρόγραμμα του PROOSIS φαίνονται στον Πίνακα 4.2



Σχήμα 4.10 :Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πτερυγίου finned AOC [18]

Πίνακας 4.2: Γεωμετρικά στοιχεία του πτερυγίου

Περιγραφή	Σύμβολο	τιμή
Μήκος πτερυγίου	$L_{fin}$ (mm)	52.8
Ύψος πτερυγίου	H (mm)	10
Διάκενο πτερυγίων	a (mm)	5
Ταχύτητα εισόδου	$M_{in}$	0.8

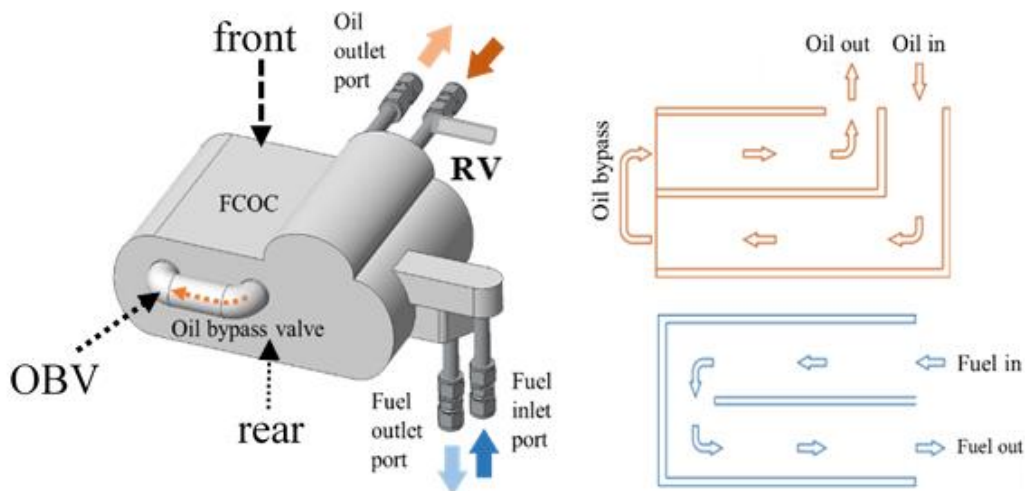


Σχήμα 4.11: Μεταβολή της πτώσης πίεσης συναρτήσει της ταχύτητας

Από τα τελικά αποτελέσματα φαίνεται ότι σε υψηλές ταχύτητες η πτώση πίεσης είναι ιδιαίτερα μεγάλη και μπορεί να μειώσει την πίεση εξόδου κατά 5% . Αυτό το ποσοστό είναι θα έχει σημαντική επίδραση στην ώση, δεδομένου ότι η ισχύς που δίνει το TMS είναι περίπου 1% της προωστικής. Η πτώση πίεσης ως ποσοστό είναι ουσιαστικά ανεξάρτητη του υψομέτρου, όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα. Επίσης παρατηρείται ότι με την αύξηση του αριθμού Mach στις διηχητικές συνθήκες η αύξηση είναι πολύ μεγαλύτερη. Αυτό οφείλεται στα φαινόμενα συμπίεστικότητας τα οποία μπορούν στις εξισώσεις να περιγραφούν με την αλλαγή στην κινηματική συνεκτικότητα και στην πυκνότητα, λόγω μείωσης των στατικών μεγεθών.

### 4.1.2 FOC

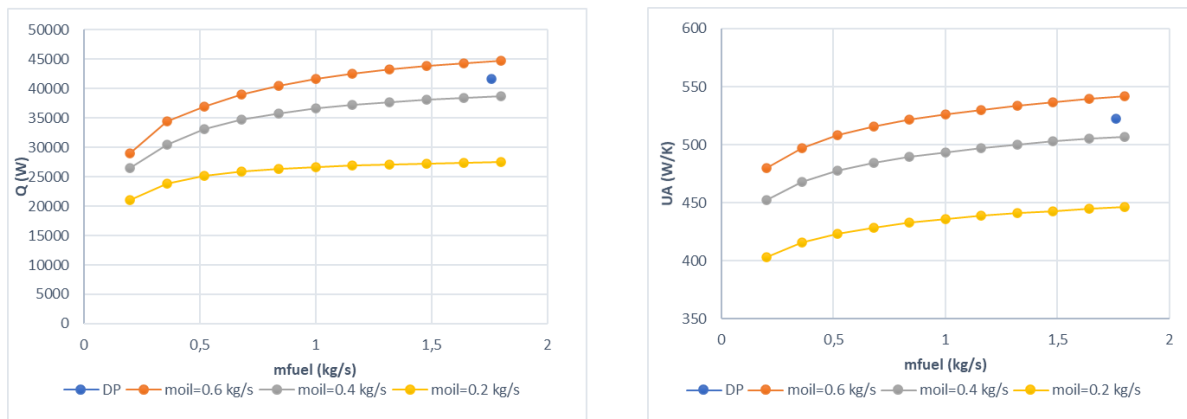
Αντίστοιχα με τον AOC ακολουθούν οι παραμετρικές για τον FOC με μεταβολή των ίδιων παραμέτρων. Η μεθοδολογία που θα ακολουθηθεί θα είναι η ίδια με αυτή της προηγούμενης παραγράφου. Σε αυτή την περίπτωση ο βαθμός εκμετάλλευσης, όπως φαίνεται παρακάτω θα είναι μικρότερος.



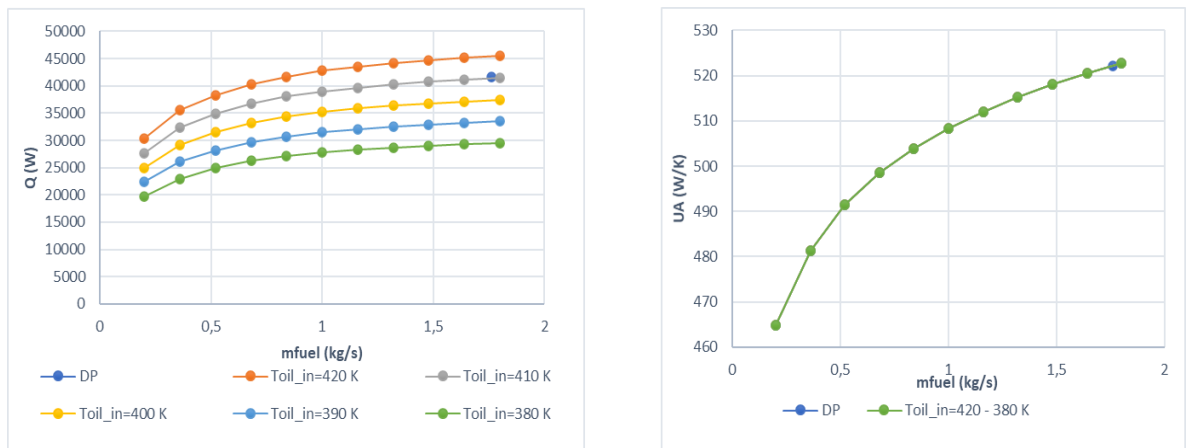
Σχήμα 4.12: Υπό εξέταση FOC για παραμετροποίηση και πιστοποίηση

Πίνακας 4.3: Μεγέθη στο σημείο σχεδίασης για τις παραμετρικές μελέτες

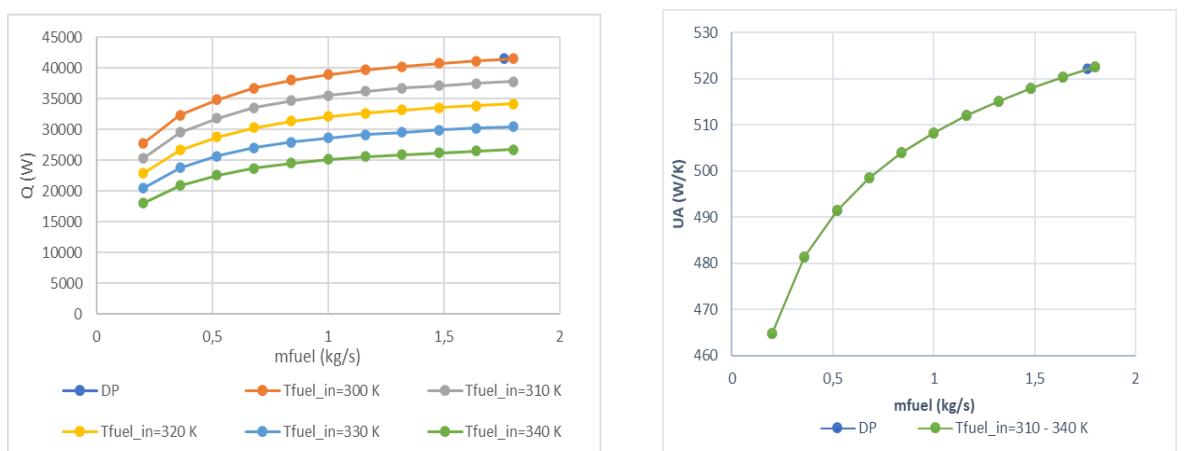
Παροχή λιπαντικού	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	0.4
Θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού	$T_{liq,in}$ (K)	413
Θερμική αγωγιμότητα λιπαντικού	$UA_{liq}$ (KW/K)	1.3
Παροχή καυσίμου	$\dot{m}_{fu}$ (kg/s)	1.76
Θερμοκρασία εισόδου καυσίμου	$T_{fu,in}$ (K)	300
Θερμική αγωγιμότητα καυσίμου	$UA_{fu}$ (KW/K)	2.3



Σχήμα 4.13: θερμική ισχύς και αγωγιμότητα ως προς την παροχή καυσίμου και την παροχή λιπαντικού

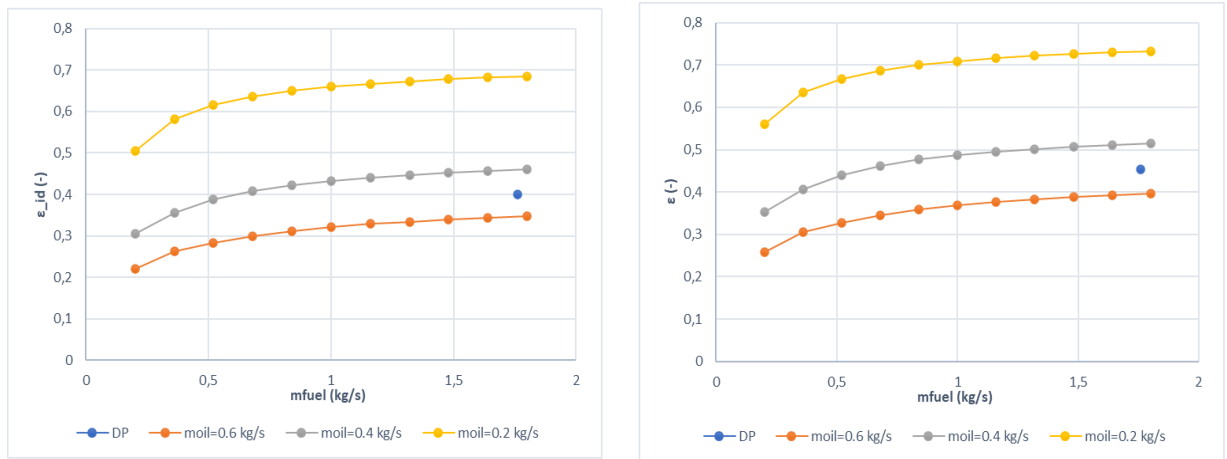


Σχήμα 4.14: θερμική ισχύς και αγωγιμότητα ως προς την παροχή καυσίμου και την θερμοκρασία λιπαντικού

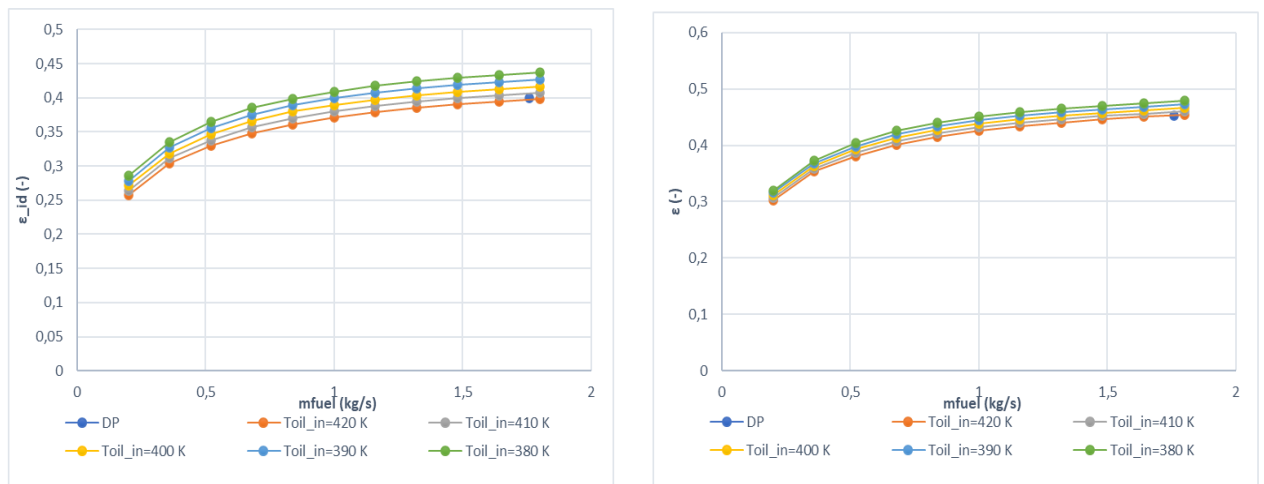


Σχήμα 4.15: θερμική ισχύς και αγωγιμότητα ως προς την παροχή καυσίμου και την θερμοκρασία αέρα

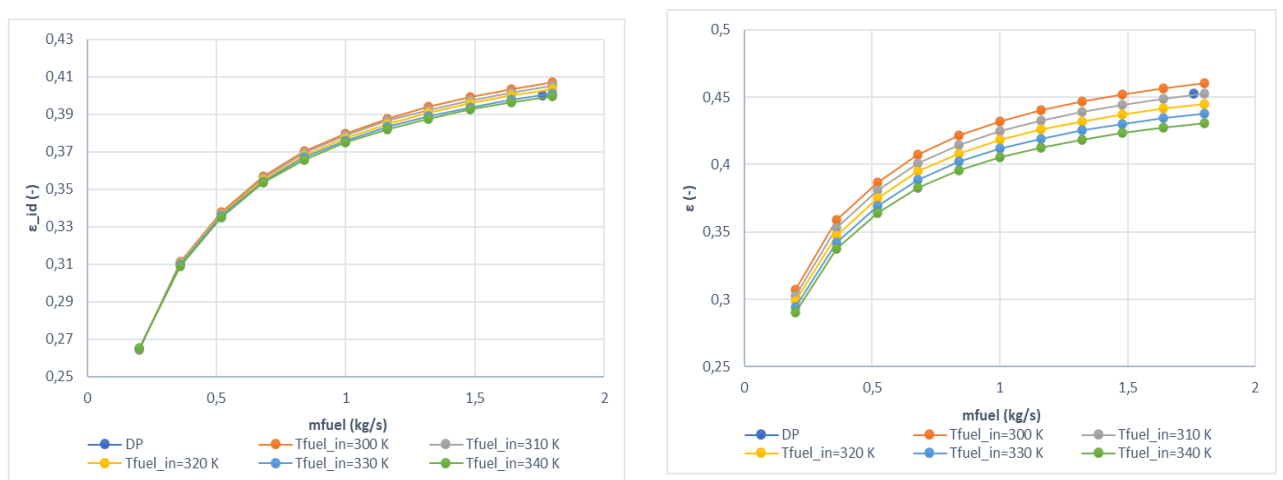




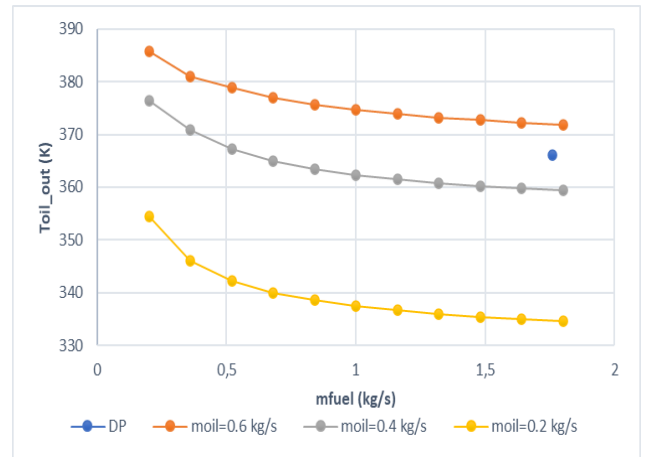
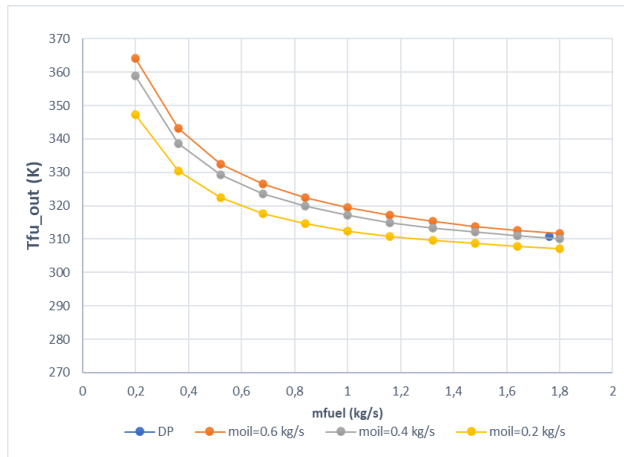
Σχήμα 4.16: Ιδανικός και πραγματικός βαθμός εκμετάλλευσης ως προς την παροχή αέρα και την παροχή λιπαντικού



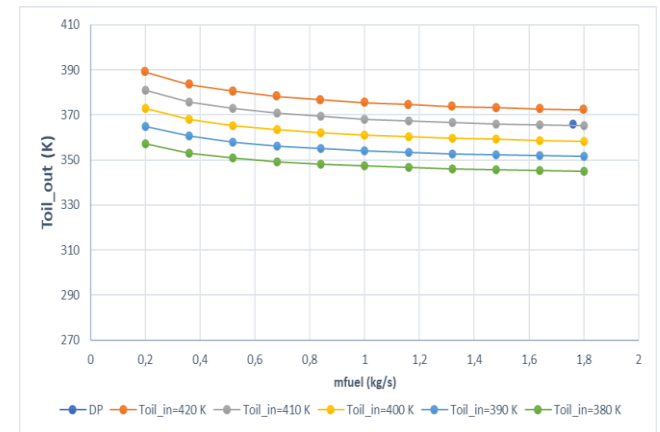
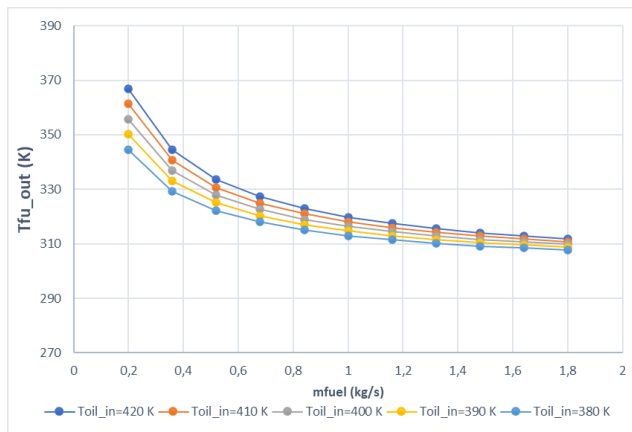
Σχήμα 4.17: Ιδανικός και πραγματικός βαθμός εκμετάλλευσης ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού



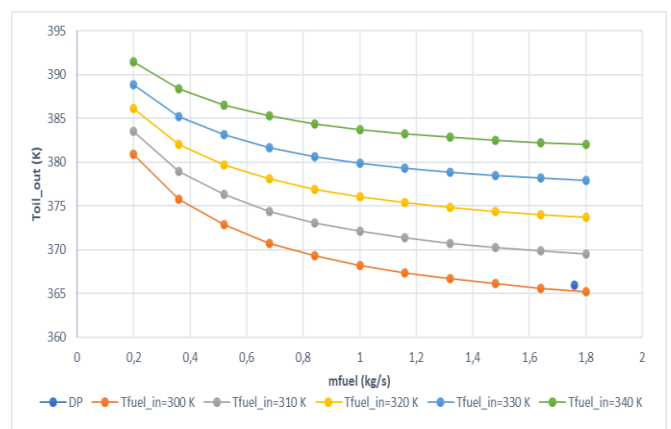
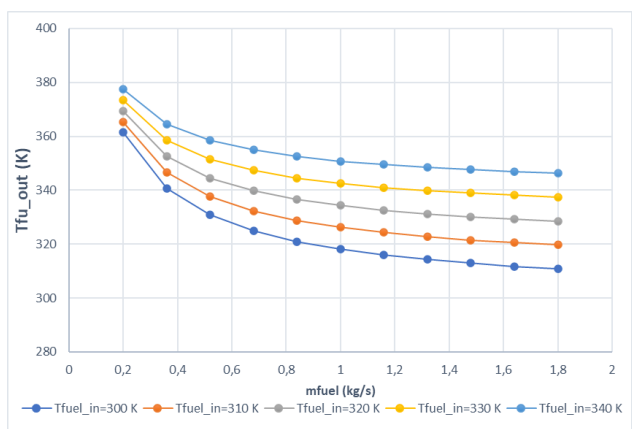
Σχήμα 4.18: Ιδανικός και πραγματικός βαθμός εκμετάλλευσης ως προς την παροχή αέρα και την θερμοκρασία εισόδου αέρα



Σχήμα 4.19: Θερμοκρασίες εξόδου καυσίμου και λιπαντικού ως προς την παροχή καυσίμου και την παροχή λιπαντικού



Σχήμα 4.20 Θερμοκρασίες εξόδου καυσίμου και λιπαντικού ως προς την παροχή καυσίμου και την θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού



Σχήμα 4.21: Θερμοκρασίες εξόδου καυσίμου και λιπαντικού ως προς την παροχή καυσίμου και την θερμοκρασία εισόδου καυσίμου

Οι παραμετρικές του FOC με αυτές του AOC είναι όμοιες. Θα διεξαχθούν τα συμπεράσματα όσον αφορά τις διαφορές με τον AOC, καθώς και παρατηρήσεις που δεν αναφέρθηκαν προηγουμένως για τα αντίστοιχα θερμοδυναμικά μεγέθη.

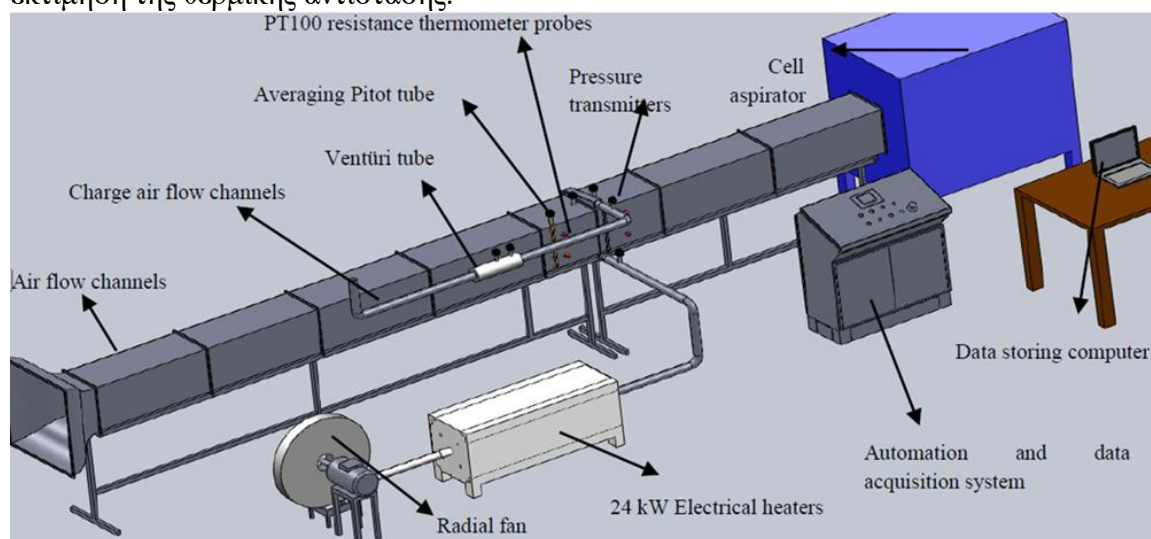
- Για την θερμική ισχύ παρατηρούμε την ίδια συμπεριφορά με τον AOC . Σε αυτή την περίπτωση απλώς υπάρχει μεγαλύτερη διαφορά με την αλλαγή της παροχής από τον AOC , που οφείλεται στην διαφορά των ιδιοτήτων του λιπαντικού και στις θερμικές αντιστάσεις στο σημείο σχεδίασης.
- Η θερμική αγωγιμότητα έχει και αυτή την ίδια συμπεριφορά με τον AOC, δηλαδή αλλάζει κυρίως μόνο με αλλαγή της παροχής.
- Για τον βαθμό εκμετάλλευσης παρατηρούμε και εδώ σημαντικές αλλαγές μόνο με την αλλαγή της παροχής, οι αλλαγές στο αριθμό εκμετάλλευσης οφείλονται και πέρα από τους συντελεστές που προαναφέρθηκαν και στην άμεση εξάρτηση που έχει από τις θερμοκρασίες εισόδου των δύο μέσων ( εξίσωση (2.9) )
- Τέλος οι θερμοκρασίες εξόδου του λιπαντικού και καυσίμου, επειδή δεν υπάρχει σε αυτή την παραμετροποίηση τιμή του βαθμού εκμετάλλευσης κοντά στην μονάδα, κανένα από τα δύο μέσα δεν ανταλλάσσει θερμοκρασία. Οι θερμοκρασιακές διαφορές εδώ είναι παρεμφερείς, εκτός από τις μεγάλες και μικρές παροχές καυσίμου. Αυτό αναμενόταν, διότι το καύσιμο και το λιπαντικό έχουν παραπλήσιες θερμοχωρητικότητες που οδηγούν στις παραπλήσιες αυτές διαφορές. Ακόμα με αλλαγή της θερμοκρασίας εισόδου του ενός μέσου (π.χ. του λιπαντικού) οι καμπύλες για την θερμοκρασία εξόδου του ανοίγουν. Το ίδιο ισχύει και για το καύσιμο με την διαφορά ότι όσο αυξάνεται η παροχή καυσίμου οι καμπύλες για την θερμοκρασία εξόδου του καυσίμου σταθερή θερμοκρασία εισόδου (Σχήμα 4.17) ανοίγουν πιο πολύ, ενώ με αύξηση της εισόδου του λιπαντικού συμβαίνει το αντίθετο για αυτές του λιπαντικού (Σχήμα 4.18)

## 4.2 Πιστοποίηση Εναλλακτών TMS

Σε επόμενο στάδιο, για να ολοκληρωθεί η πιστοποίηση των μοντέλων χρησιμοποιούνται παραδείγματα από τη βιβλιογραφία με τα διαθέσιμα δεδομένα. Η επιλογή των παραδειγμάτων βασίστηκε στο κατά πόσο στα συγκεκριμένα παραδείγματα εφαρμόζεται παρόμοιος τρόπος μοντελοποίησης με αυτόν της παρούσας διπλωματικής, έτσι ώστε τα αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα. Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για τους δύο εναλλάκτες.

### 4.2.1 Πιστοποίηση Συνιστώσας AOC

Για την πιστοποίηση του υπολογιστικού μοντέλου του AOC θα γίνει σύγκριση με τα αποτελέσματα της παρακάτω πειραματικής διάταξης ( Σχήμα 4.22) . Η διάταξη αυτή αποτελείται από έναν εναλλάκτη σταυροροής με την ίδια εξίσωση για τον βαθμό εκμετάλλευσης. Δεδομένα υπάρχουν για το λιπαντικό και τις συνθήκες εισόδου του αέρα. Συγκεκριμένα το λιπαντικό είναι τύπου St42 [14] και οι παροχές λιπαντικού και αέρα ,καθώς και οι θερμοκρασίες εισόδου. Σε αυτή την ανάλυση δεν είναι γνωστές οι εξισώσεις του αριθμού Nusselt , οπότε είναι δυνατόν η πιστοποίηση να γίνει μόνο με εκτίμηση της θερμικής αντίστασης.

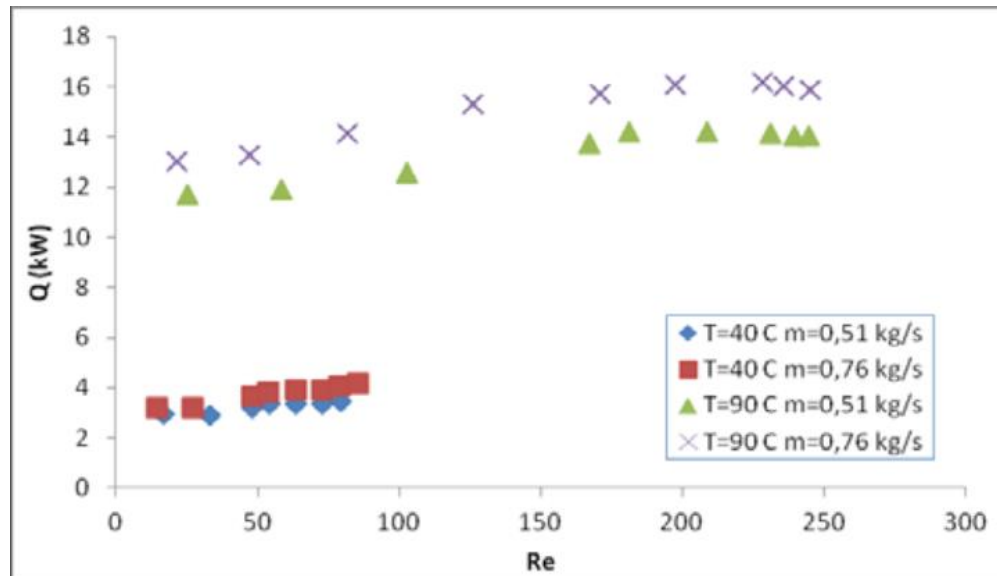


Σχήμα 4.22 :Πειραματική διάταξη για την πιστοποίηση [14]

Δεδομένα Ανάλυσης:

- Εύρος παροχής λιπαντικού από 0.36 έως 3.6 lt/s για Reynolds 16 εως 245
- Παροχή αέρα από 0.22 έως 2.2 m<sup>3</sup>/s ( παροχή αναφοράς 0.51 kg/s)
- Θερμοκρασίες εισόδου λιπαντικού από 90 °C ως 40 °C
- Πυκνότητα λιπαντικού στους 90 °C  $\rho=840 \text{ kg/m}^3$
- Για τον αέρα θεωρούνται συνθήκες εργαστηρίου

Οι καμπύλες που πρέπει να πιστοποιηθούν από το μοντέλο είναι αυτές της θερμικής ισχύος προς τον αριθμό Reynolds (παροχή λιπαντικού ) για παροχές αέρα 0.51 kg/s και 0.76 kg/s και θερμοκρασία λιπαντικού 90 °C



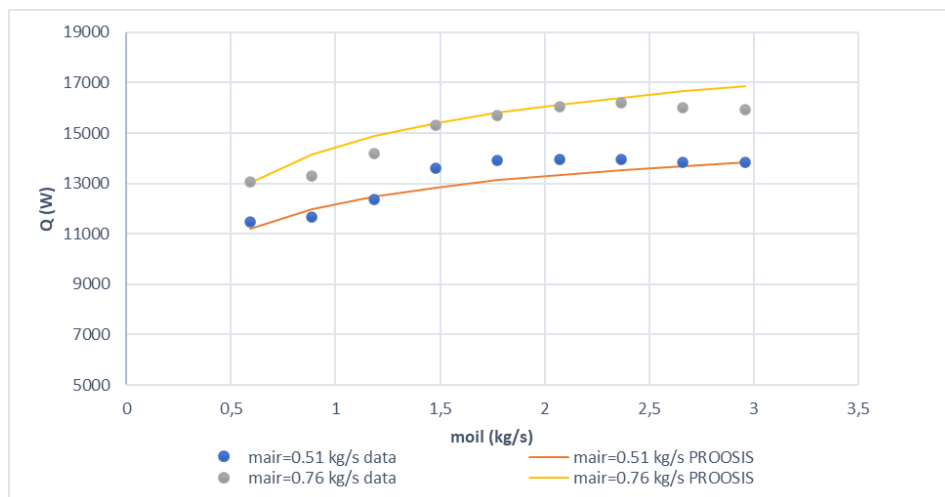
Σχήμα 4.23 : Δεδομένα της θερμικής ισχύος προς την παροχή λιπαντικού [14]

Το σημείο σχεδίασης θεωρείται ότι είναι αυτό στην μέγιστη θερμική ισχύ. Οι τιμές των οριακών συνθηκών που χρειάζονται για το μοντέλο στο PROOSIS φαίνονται στον Πίνακα 4.4. Για τις πιέσεις του αέρα και του λιπαντικού λαμβάνονται τυπικές τιμές για τις υπό εξέταση συνθήκες. Τα τελικά αποτελέσματα βάσει του σημείου σχεδίασης και των παραδοχών φαίνονται στο Σχήμα 4.24

Πίνακας 4.4 : Δεδομένα εισόδου και εξισώσεις για το σημείο σχεδίασης

Οριακές συνθήκες		
Παροχή αέρα	$\dot{m}_{air}$ ( kg/s)	0.51
Θερμοκρασία εισόδου αέρα	$T_{t,in}$ ( °C )	25
Παροχή λιπαντικού	$\dot{m}_{liq}$ ( kg/s)	3.2
Θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού	$T_{liq,in}$ ( °C )	90
Εξισώσεις		
Θερμική ισχύς	$Q$ ( W )	13820
Λόγος θερμικής αντίστασης λιπαντικού - αέρα	$UA_{air}/UA_{liq}$	0.59

Η συναγωγή του αέρα εκτιμάται βάσει του σημείου σχεδίασης σύμφωνα με την εξίσωση (2.23) , που ισχύει για αγωγούς όπως και σε αυτή την περίπτωση. Για το λιπαντικό πρέπει αναγκαστικά να γίνει εκτίμηση της συναγωγής με την παροχή.



Σχήμα 4.24: Αποτελέσματα της θερμότητας του μοντέλου AOC

#### 4.2.2 Σύγκριση αποτελεσμάτων AOC

Στους πίνακες Πίνακας 4.5 και Πίνακας 4.6 φαίνονται οι αποκλίσεις της θερμότητας από το μοντέλο του εναλλάκτη σε σχέση με αυτά της πειραματικής διάταξης.

Πίνακας 4.5 Τιμές των αποκλίσεων για την θερμότητα συναλλαγής στον εναλλάκτη AOC

Παροχή αέρα : $\dot{m}_{air}=0.51$ kg/s			
$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	Θερμότητα chart (W)	Θερμότητα PROOSIS (W)	Απόκλιση (%)
0.592	11491	11213	-2.425
0.887	11665	11993	2.815
1.183	12371	12491	0.973
1.479	13609	12848	-5.590
1.775	13919	13123	-5.714
2.070	13959	13346	-4.392
2.366	13956	13531	-3.040
2.662	13821	13690	-0.949
2.958	13820	13827	0.054
M.O.	-	-	-2.030

Πίνακας 4.6 :Τιμές των αποκλίσεων για την θερμότητα συναλλαγής στον εναλλάκτη AOC

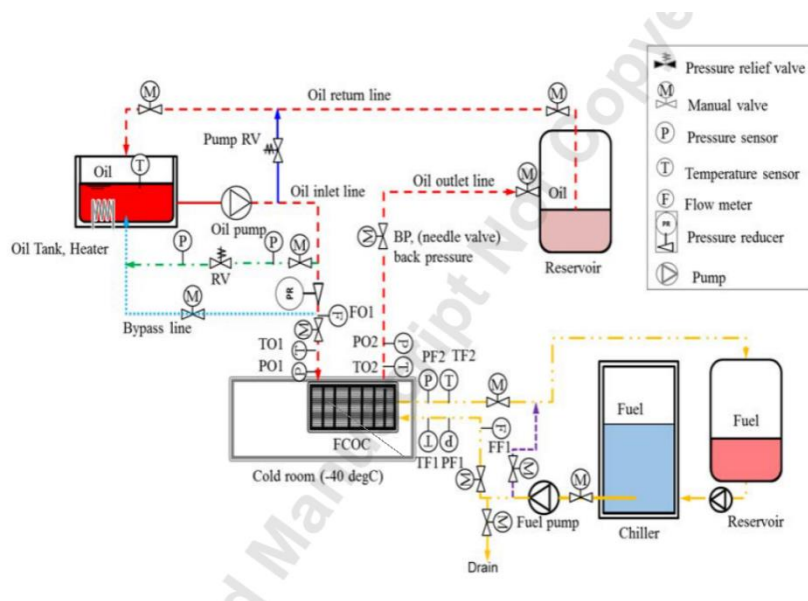
Παροχή αέρα : $\dot{m}_{air} = 0.76 \text{ kg/s}$			
$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	Θερμότητα chart (W)	Θερμότητα PROOSIS (W)	Απόκλιση (%)
0.592	13051	13027	-0.186
0.887	13315	14141	6.204
1.183	14201	14865	4.679
1.479	15308	15392	0.551
1.775	15702	15801	0.629
2.070	16055	16134	0.491
2.366	16184	16413	1.414
2.662	16004	16652	4.046
2.958	15914	16861	5.951
M.O.	-	-	2.643

Σε αυτή την διάταξη για την πιστοποίηση αναμένεται σχετικά μεγάλο σφάλμα το οποίο για να είναι δυνατόν να θεωρηθεί το μοντέλο ως έγκυρο στόχος είναι να μην ξεπερνά το 5%. Το σφάλμα αναμενόταν να είναι μεγάλο, επειδή αρχικά η μελέτη της αναφοράς [14] είναι πειραματική και επομένως θα εμπεριέχεται ήδη ένα σφάλμα στα αποτελέσματα, κάτι το οποίο φαίνεται και από την αλλαγή της κυρτότητας στις καμπύλες ισχύος της αναφοράς. Άρα σφάλμα θα υπάρχει και σε αυτά της παρούσας. Γνώση των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας (Nusselt) δεν υπάρχει στην συγκεκριμένη εφαρμογή συνεπώς θα πρέπει να εκτιμηθεί η αλλαγή στην θερμική αγωγιμότητα, από θεωρητικές σχέσεις.

Με βάση τα παραπάνω από τις αποκλίσεις μόνο 3 από τα 18 αποτελέσματα ξεπερνούν το 1% ,ενώ 7 αποτελέσματα έχουν απόκλιση κάτω από 1% και 3 αποτελέσματα έχουν απόκλιση κάτω του 3% και τα υπόλοιπα βρίσκονται μεταξύ 3% και 4%. Για πειραματική διάταξη και τις υποθέσεις που έχουν γίνει για την συναγωγή το μοντέλο μπορεί να θεωρηθεί ότι περιγράφει έναν εναλλάκτη για διάφορες τιμές της παροχής λιπαντικού και αέρα με ικανοποιητικό σφάλμα.

### 4.2.3 Πιστοποίηση Συνιστώσας FOC

Για τον εναλλάκτη καυσίμου θα γίνει πιστοποίηση με τα παρακάτω δεδομένα. Για δεδομένη ανάλυση ( case 9 , Σχήμα 4.25) [24], προκύπτουν άμεσα το είδος του καυσίμου και του λιπαντικού (Jet-A1 ,oil 15) , οι παροχές και οι θερμοκρασίες εισόδου. Από την μέγιστη παροχή λιπαντικού [23,24] προκύπτει η παροχή για την συγκεκριμένη περίπτωση, ενώ από την γεωμετρία των αγωγών του εναλλάκτη προκύπτει αυτή του καυσίμου. Για την πιστοποίηση του προγράμματος πρέπει να βρεθεί θερμοκρασία εξόδου του λιπαντικού ίση με αυτή της αναφοράς.

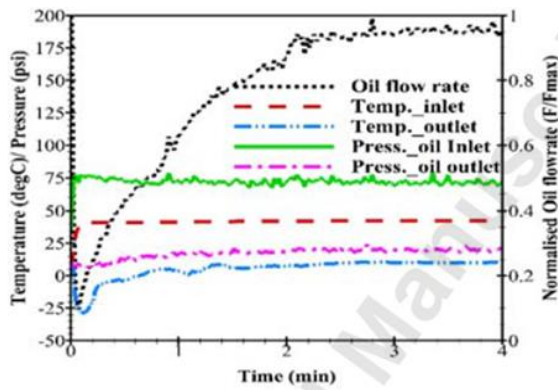


Σχήμα 4.25: Σχηματική διάταξη για την πιστοποίηση του FOC [24]

Πίνακας 4.7: Δεδομένα εξισώσεων και θερμοκρασία εξόδου

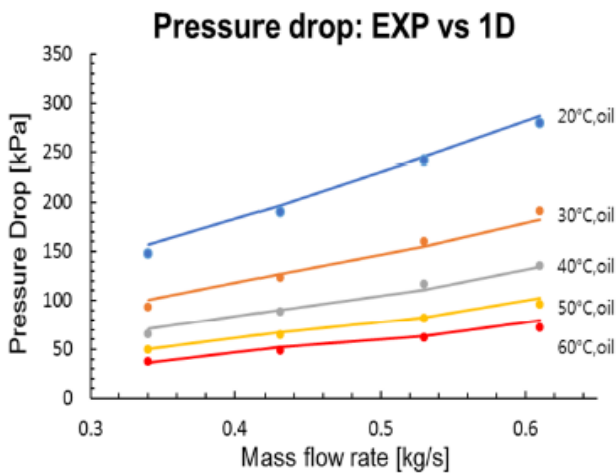
Δεδομένα Αναφοράς		
Θερμοκρασία εισόδου καυσίμου	$T_{fu,in}$ (K)	248.15
Θερμοκρασία εξόδου καυσίμου	$T_{fu,out}$ (K)	266.15
Παροχή καυσίμου	$\dot{m}_{fuel}$ (kg/s)	0.6
Θερμοκρασία εισόδου λιπαντικού	$T_{liq,in}$ (K)	313.15
Παροχή λιπαντικού	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	0.57
Αποτελέσματα		
Θερμοκρασία εξόδου λιπαντικού (PROOSIS)	$T_{liq,out}$ (K)	283.55
Θερμοκρασία εξόδου λιπαντικού (reference [24] )	$T_{oilout}$ (K)	283.46



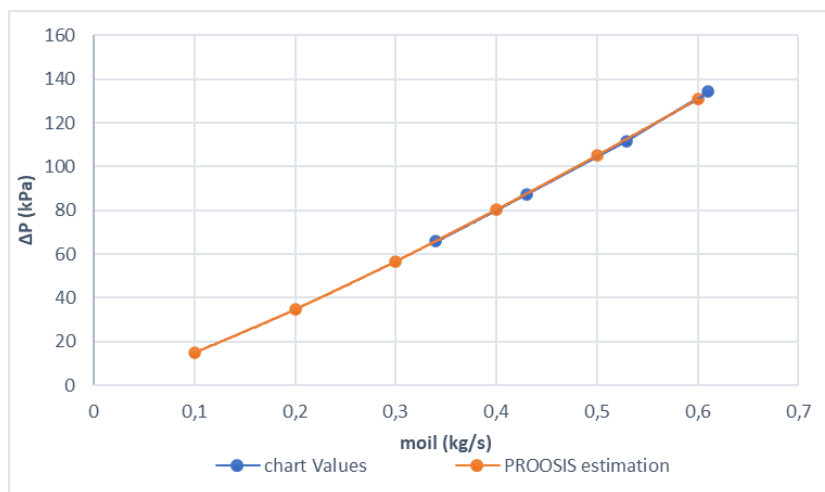


Σχήμα 4.26: Τελικές τιμές μεγεθών στην έξοδο του λιπαντικού

Από το Σχήμα 4.26 φαίνεται ότι η θερμοκρασία λιπαντικού στην έξοδο του εναλλάκτη (10.4 °C) είναι ουσιαστικά ίση με αυτή που προέκυψε από το μοντέλο για τον FOC. Βάσει αυτού μπορούμε να επιβεβαιώσουμε ότι το μοντέλο είναι δυνατόν να λειτουργήσει και για άλλα σημεία. Για την πτώση πίεσης στο λάδι χρησιμοποιήθηκε για την ειδική περίπτωση εναλλακτών ο συντελεστής τριβής custom του Πίνακα 2.2



Σχήμα 4.27 : Πτώση πίεσης λιπαντικού για διάφορες θερμοκρασίες εισόδου [24]



Σχήμα 4.28 :Αποτελέσματα της πτώσης πίεσης λιπαντικού για  $T_{liq,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

#### 4.2.4 Σύγκριση αποτελεσμάτων FOC

Όσον αφορά την μεταφορά θερμότητας για την μέγιστη παροχή λιπαντικού, από τα αποτελέσματα του πίνακα Πίνακας 4.7 είναι φανερό ότι το σφάλμα στην θερμοκρασία εξόδου του λιπαντικού είναι πολύ μικρό ( κάτω του 0.1%). Αντίστοιχα οι αποκλίσεις της πτώσης πίεσης του FOC φαίνονται στον πίνακα Πίνακας 4.8 . Σε όλο το εύρος της παροχής από την μέγιστη τιμή έως την ελάχιστη οι αποκλίσεις είναι πολύ μικρές, συνεπώς το μοντέλο FOC μπορεί να θεωρηθεί ότι έχει πιστοποιηθεί πλήρως.

**Πίνακας 4.8 :Τιμές των αποκλίσεων για την πτώση πίεση του λιπαντικού**

moil (kg/s)	$\Delta P$ (kPa) from chart	$\Delta P$ (kPa) from PROOSIS	Απόκλιση %
0.1	14.81	14.99	1.186
0.2	34.41	34.67	0.746
0.3	56.35	56.63	0.489
0.4	79.96	80.21	0.307
0.5	104.89	105.07	0.166
0.6	130.94	131.00	0.051

# 5 Δημιουργία Διατάξεων TMS

Στο παρόν κεφάλαιο δημιουργούνται διατάξεις TMS με τους δύο εναλλάκτες με ένα θερμικό φορτίο στο περιβάλλον PROOSIS. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τρεις διατάξεις TMS , για τις οποίες θα πραγματοποιηθούν παραμετρικές μελέτες για να επαληθευτεί η ορθή λειτουργία του TMS και θα γίνει σύγκριση μεταξύ τους ως προς την συμπεριφορά τους με αλλαγή των συνθηκών. Συγκεκριμένα οι διατάξεις είναι δύο με σύνδεση των εναλλακτών σε σειρά και μια με παράλληλη σύνδεση. Για την μοντελοποίηση τους δημιουργούνται τα αντίστοιχα σχηματικά , το αντίστοιχο μαθηματικό μοντέλο και οι αρχικές και οριακές συνθήκες της κάθε ανάλυσης. Τέλος θα γίνει σύγκριση με δεδομένα πραγματικής ανάλυσης.

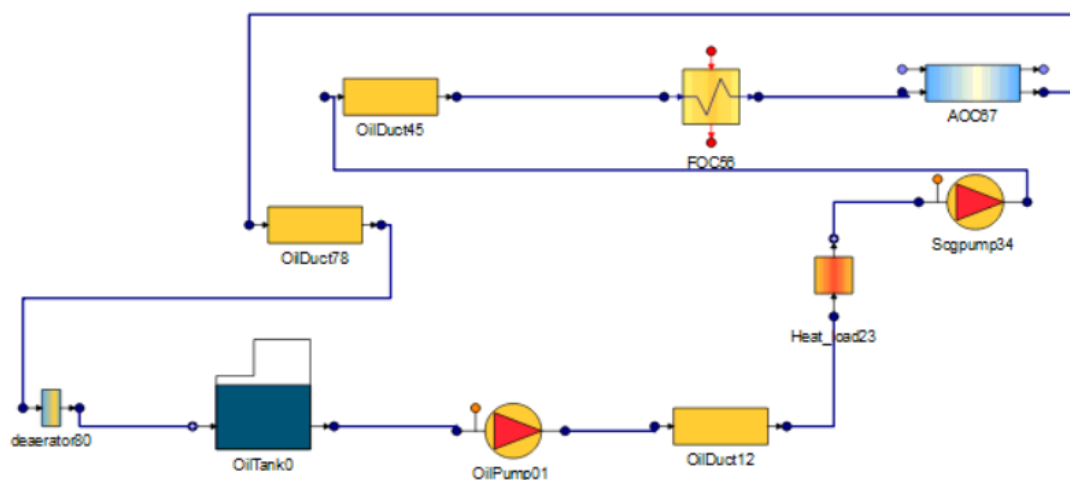
## 5.1 Μοντελοποίηση στο PROOSIS

Με την ολοκλήρωση της δημιουργίας των συνιστωσών που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 3 ακολουθεί η επαλήθευση της ορθής λειτουργίας ολόκληρης της διάταξης TMS μέσω παραμετρικών μελετών. Παρακάτω φαίνονται οι διατάξεις για τις οποίες θα γίνουν οι παραμετρικές με τις ονομασίες TMS1 , TMS2 και TMS3. Η πρώτη διάταξη είναι με τους δύο εναλλάκτες σε σειρά με πρώτα τον FOC, η δεύτερη είναι με σύνδεση σε σειρά με τον AOC πρώτα και η τρίτη με τους δύο εναλλάκτες παράλληλα. Οι διατάξεις αποτελούνται:

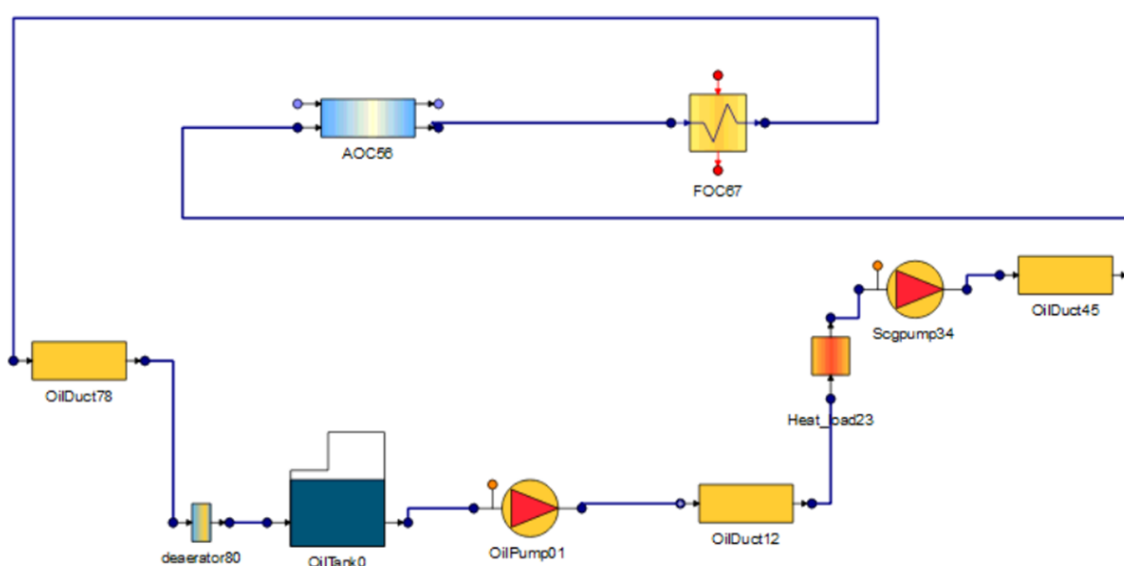
- Ένα Component OilTank για την δεξαμενή λιπαντικού
- Δύο Component OilPumps για την αντλία υψηλής πίεσης και της επιστροφής
- Τρία Component Oil\_ducts για τους αγωγούς μεταξύ των τμημάτων
- Ένα Component Heat\_load για το θερμικό φορτίο
- Ένα Component de-aerator
- Δύο Component εναλλακτών λιπαντικού (για τον AOC και για τον FOC)
- Ένα Component general για τις ιδιότητες του αέρα και του καυσίμου

Για την διάταξη με τους δύο εναλλάκτες παράλληλα χρησιμοποιούνται επιπλέον και δύο επιπλέον Component ,ένα για τον διαχωρισμό και ένα για την ανάμειξη.

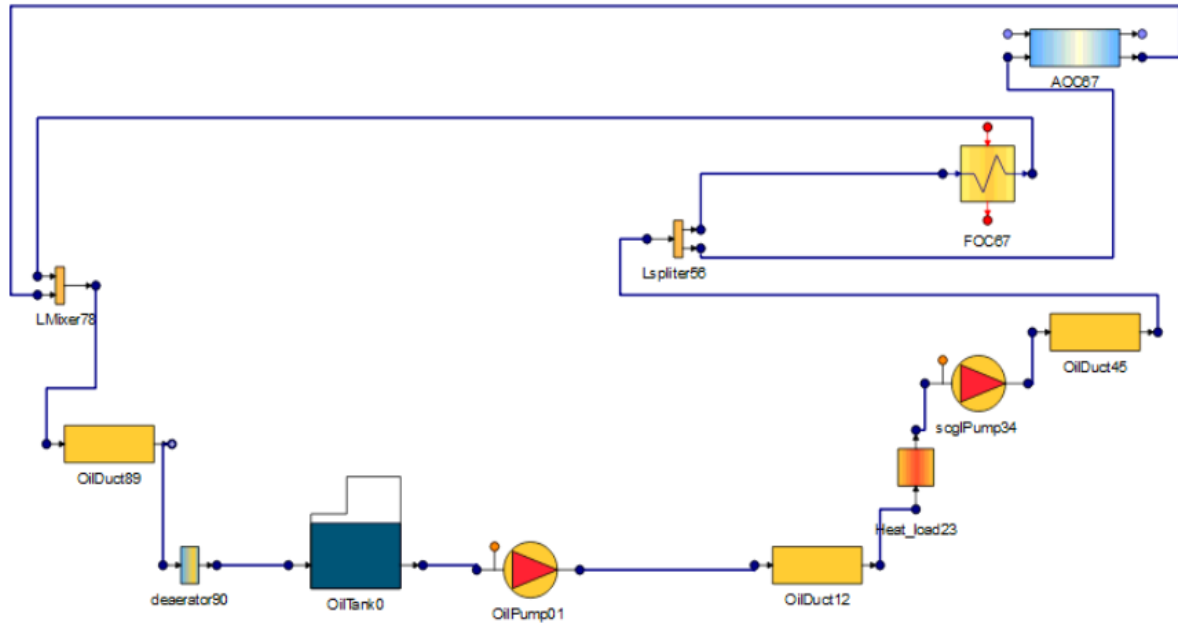
Τα σχηματικά της κάθε διάταξης σε περιβάλλον PROOSIS φαίνονται στα Σχήμα 5.1 ως Σχήμα 5.3 με τις ονομασίες TMS1 TMS2 και TMS3 . Στο Σχήμα 5.4 φαίνονται οι οριακές συνθήκες που χρειάζεται η κάθε μια διάταξη. Ως οριακές συνθήκες χρησιμοποιούνται 3 για την είσοδο του καυσίμου και 7 για την είσοδο του αέρα, όπως και στο μαθηματικό μοντέλο των δύο εναλλακτών. Για το κύκλωμα του λιπαντικού οριακές συνθήκες είναι η παροχή εξόδου του OilTank και η θερμική ισχύς του Heat\_load. Η θερμοκρασία και η πίεση με την οποία βγαίνει το λιπαντικό δεν είναι οριακές, διότι είναι δεδομένες από το Component του OilTank (Data). Για την αρχικοποίηση των αλγεβρικών εξισώσεων επιλέγονται οι θερμοκρασίες εξόδου του αέρα και του καυσίμου.



Σχήμα 5.1: Σχηματικό διάγραμμα στο PROOSIS διάταξης σε σειρά FOC-AOC (TMS1)



Σχήμα 5.2: Σχηματικό διάγραμμα στο PROOSIS διάταξης σε σειρά AOC-FOC (TMS2)



Σχήμα 5.3: Σχηματικό διάγραμμα στο PROOSIS διάταξης παράλληλης σύνδεσης FOC/AOC (TMS3)

**BOUNDARY WIZARD**  
This component has more variables than equations.  
Please select the boundary variables from the list on the right

Boundary variables		Partition variables	
Needed:	11	Categories:	Suggested as boundaries
Pending:	0	Filter:	*
Name	Description	Name	Description
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.Ang	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle		
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.FARB	Burnt Fuel Air Ratio		
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.FARU	Unburnt Fuel Air Ratio		
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.Pt	Total Pressure		
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.Tt	Total Temperature		
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.Tl	Total Mass Flow		
<input type="checkbox"/> AOC67.F_in.WAR	Water Air Ratio		
<input type="checkbox"/> FOC56.Fu_in.P	Fuel Pressure		
<input type="checkbox"/> FOC56.Fu_in.T	Fuel Temperature		
<input type="checkbox"/> FOC56.Fu_in.W	Fuel Mass Flow		
<input type="checkbox"/> OilPump01.s_in.signal[1]	Analog signal values		

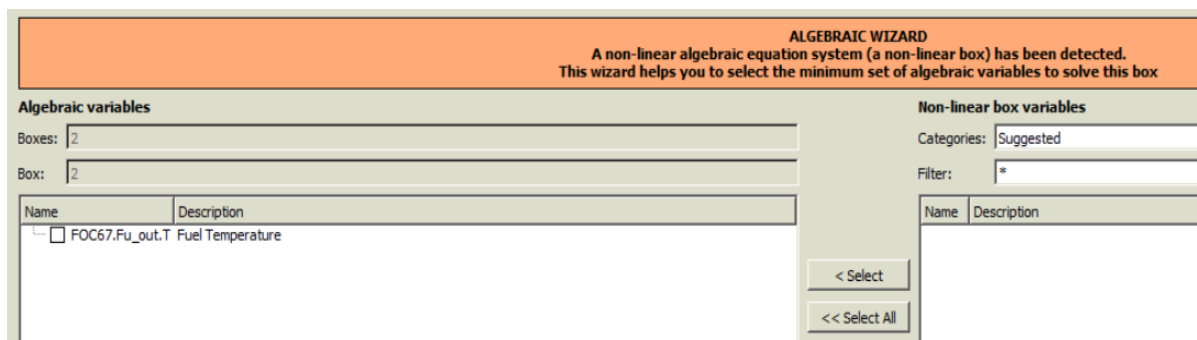
Variables: 11 Filtered Variables: 0

Σχήμα 5.4: Οριακές συνθήκες για τα μοντέλα TMS

**ALGEBRAIC WIZARD**  
A non-linear algebraic equation system (a non-linear box) has been detected.  
This wizard helps you to select the minimum set of algebraic variables to solve this box

Algebraic variables		Non-linear box variables	
Boxes:	2	Categories:	Suggested
Box:	1	Filter:	*
Name	Description	Name	Description
<input type="checkbox"/> AOC56.F_out.Tt	Total Temperature		

Σχήμα 5.5: Μεταβλητή για την αρχικοποίηση των αλγεβρικών εξισώσεων του AOC



Σχήμα 5.6: Μεταβλητή για την αρχικοποίηση των αλγεβρικών εξισώσεων του FOC

	Name	Value	Units	Category	Description
1	AOC56.F_in.Ang	0	deg	BOUNDARY	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle
2	AOC56.F_in.FARB	0	-	BOUNDARY	Burnt Fuel Air Ratio
3	AOC56.F_in.FARU	0	-	BOUNDARY	Unburnt Fuel Air Ratio
4	AOC56.F_in.Pt	101325	Pa	BOUNDARY	Total Pressure
5	AOC56.F_in.Tt	300	K	BOUNDARY	Total Temperature
6	AOC56.F_in.W	14	kg/s	BOUNDARY	Total Mass Flow
7	AOC56.F_in.WAR	0	-	BOUNDARY	Water Air Ratio
8	FOC67.Fu_in.P	200000	Pa	BOUNDARY	Fuel Pressure
9	FOC67.Fu_in.T	300	K	BOUNDARY	Fuel Temperature
10	FOC67.Fu_in.W	0.79	kg/s	BOUNDARY	Fuel Mass Flow
11	Heat_load23.Qt	60000	W	BOUNDARY	Heat flow for casing
12	OilPump01.s_in.signal[1]	0.3	-	BOUNDARY	Analog signal values

Σχήμα 5.7: Τιμές των οριακών συνθηκών για τις παραμετρικές των διατάξεων TMS

Στη συνέχεια, πραγματοποιούνται παραμετρικές μελέτες και για τις τρεις διατάξεις, μεταβάλλοντας την παροχή του αέρα και του καυσίμου, καθώς και την ισχύ του φορτίου.

## 5.2 Παραμετρικές μελέτες – Σύγκριση μοντέλων

Οι παραμετρικές μελέτες που πραγματοποιήθηκαν αφορούν μεταβολές της παροχής καυσίμου και του αέρα από το σημείο σχεδίασης για διάφορες τιμές της θερμικής ισχύος. Για κάθε διάταξη έγιναν πρώτα παραμετρικές με την παροχή αέρα για τέσσερις διαφορετικές τιμές της θερμικής ισχύος του φορτίου και στη συνέχεια αντίστοιχες παραμετρικές με την παροχή του καυσίμου. Επίσης στην κάθε διάταξη οι παραμετρικές έγιναν για τρία διαφορετικά σημεία σχεδίαση θωρώντας διαφορετικό ποσοστό ψύξης του κάθε εναλλάκτη στο σημείο σχεδίασης. Με αυτή την διαδικασία είναι δυνατή η εποπτεία της συμπεριφοράς των δύο εναλλακτών πάνω στο κύκλωμα λίπανσης, την συμπεριφορά που έχει ο ένας στον άλλον και το πως συμπεριφέρεται όλο το κύκλωμα.

Για να είναι δυνατή και η σύγκριση τους στο κάθε σημείο σχεδίασης θεωρήθηκαν κοινά θερμοδυναμικά μεγέθη (Σχήμα 5.7). Τα τρία σημεία σχεδίασης της κάθε διάταξης θα γίνουν για συγκεκριμένα ποσοστά ψύξης από τους δύο εναλλάκτες για την συνολική θερμότητα που εισέρχεται στο κύκλωμα, όπως φαίνεται στον Πίνακα 5.1. Οι εξισώσεις με τις οποίες υπολογίζεται η θερμική αγωγιμότητα στους εναλλάκτες είναι η (2.23) και (2.25) για τον AOC , ενώ η (2.29) και (2.30) για τον FOC. Στα Σχήμα 5.8 ως Σχήμα 5.19 φαίνονται τα αποτελέσματα για την ισχύ ψύξης και τον βαθμό εκμετάλλευσης για την διάταξη TMS1 και στα Σχήμα 5.20 ως Σχήμα 5.31 και Σχήμα 5.32 ως Σχήμα 5.43 για τις διατάξεις TMS2 και TMS3 αντίστοιχα.

**Πίνακας 5.1: Τιμές της ισχύος του κάθε εναλλάκτη για το κάθε σημείο σχεδίασης**

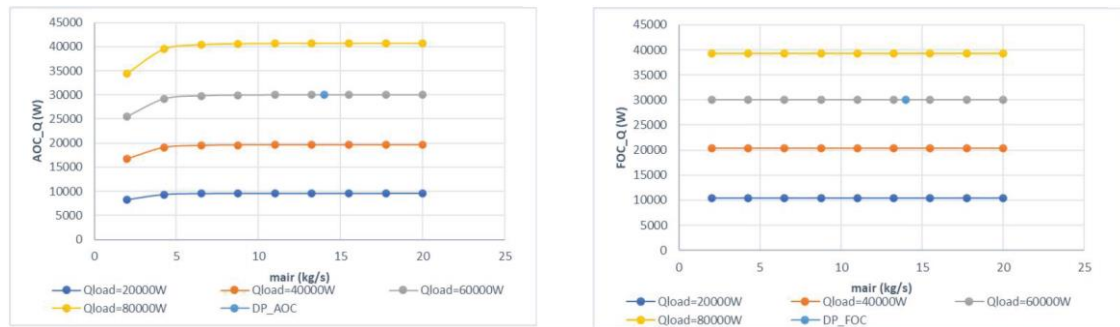
Design Point	50/50	20/80	80/20
$Q_{max}$	60000	60000	60000
$Q_{AOC}$	30000	12000	48000
$Q_{FOC}$	30000	48000	12000

Τα εύρη των παραμετρικών είναι :

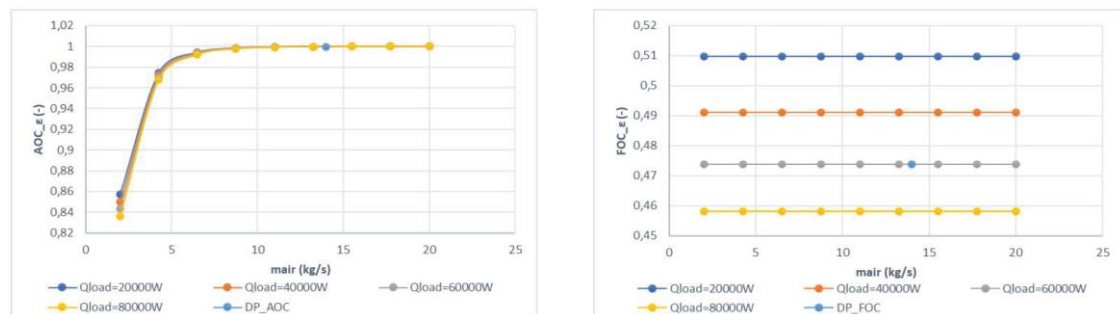
- Ποσό θερμότητας 20 έως 80 KW
- Παροχή αέρα 2 έως 20 kg/s
- Παροχή καυσίμου 0.2 έως 0.8 kg/s

Στη θερμότητα ψύξης του κάθε εναλλάκτη θεωρήθηκαν 0.2% απώλειες για να είναι πιο ρεαλιστική η μοντελοποίηση και καλύτερη η σύγκριση τους. Ο λόγος είναι, ότι από την φύση της εξίσωσης (2.17) ο βαθμός εκμετάλλευσης τείνει στην μονάδα όταν ο αριθμός NTU γίνεται άπειρος , κάτι το οποίο θα σήμαινε μεγάλες επιφάνειες συναλλαγή και μεγάλο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, κάτι το οποίο θα οδηγούσε σε λανθασμένα συμπεράσματα για τους εναλλάκτες. Η θερμοκρασία του λιπαντικού είναι δεδομένη από το OilTank και ίση με αυτή του καυσίμου.

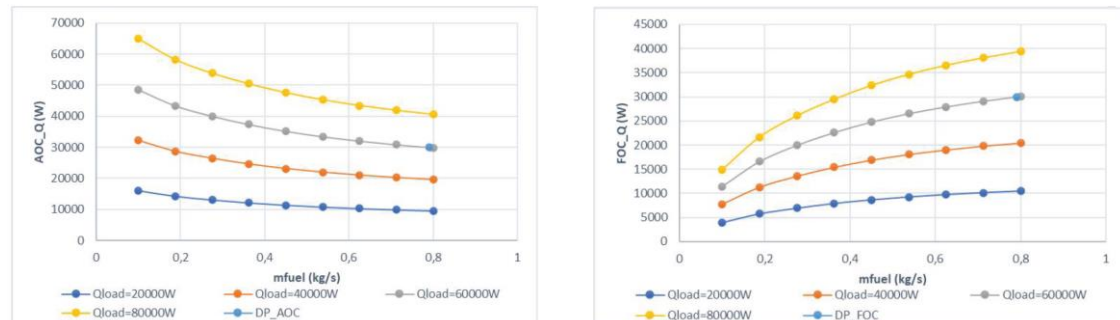
### Παραμετρικές διάταξης TMS1 για DP 50/50



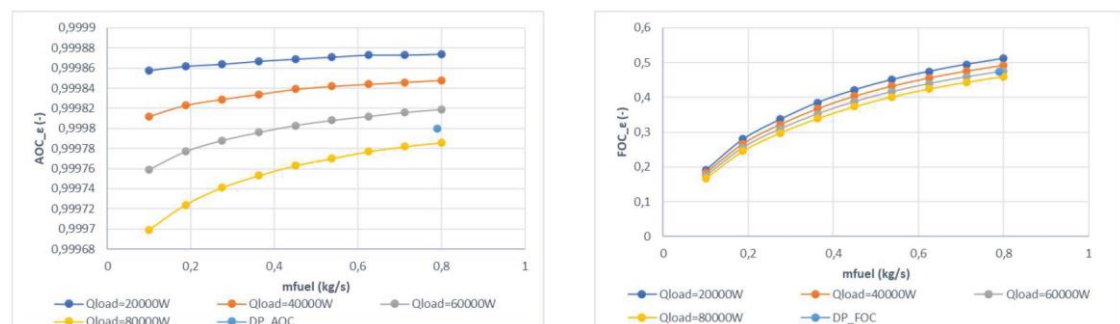
Σχήμα 5.8: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.9: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\epsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



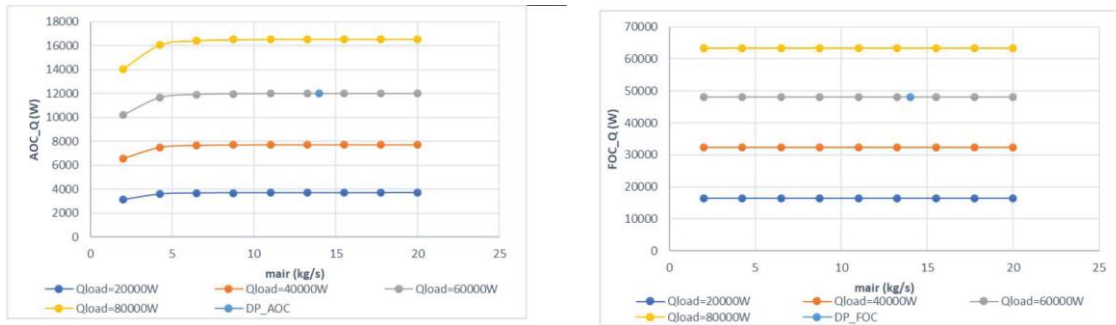
Σχήμα 5.10: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου



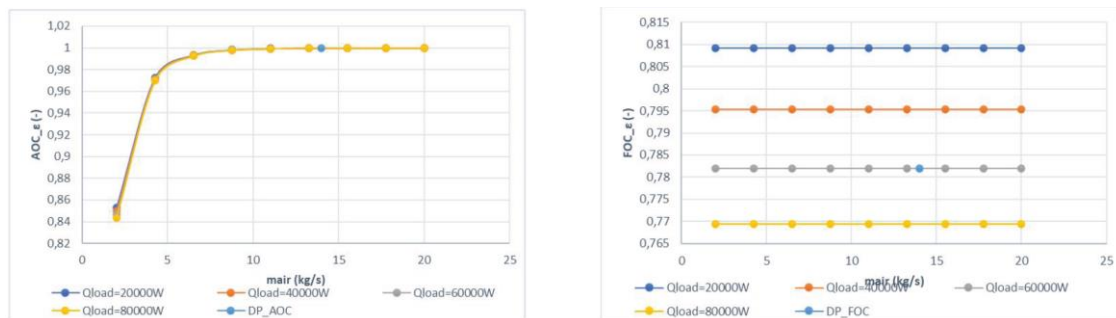
Σχήμα 5.11: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\epsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου



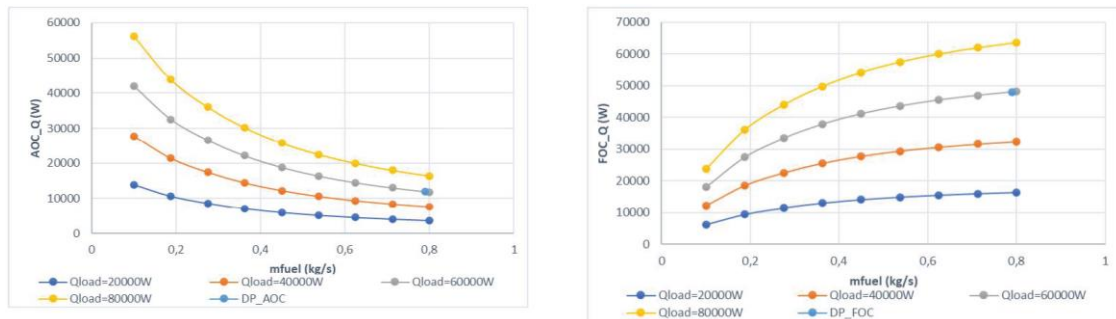
**Παραμετρικές διάταξης TMS1 για DP 20/80**



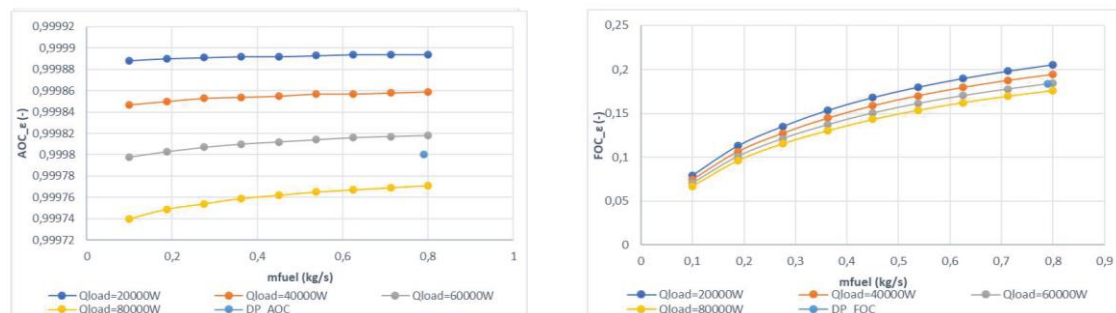
Σχήμα 5.12: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.13: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα

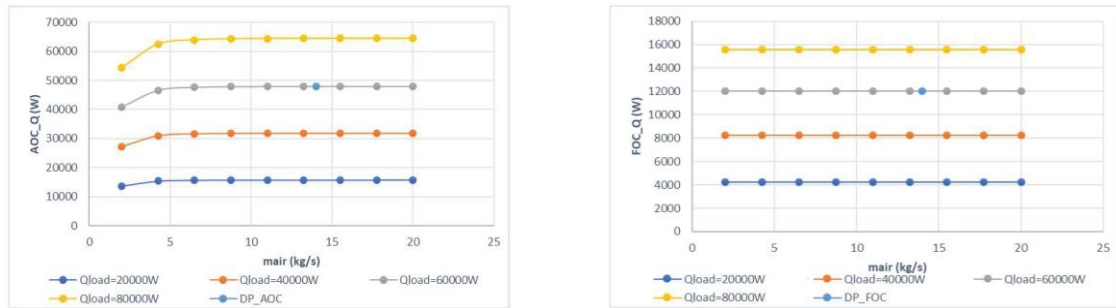


Σχήμα 5.14: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

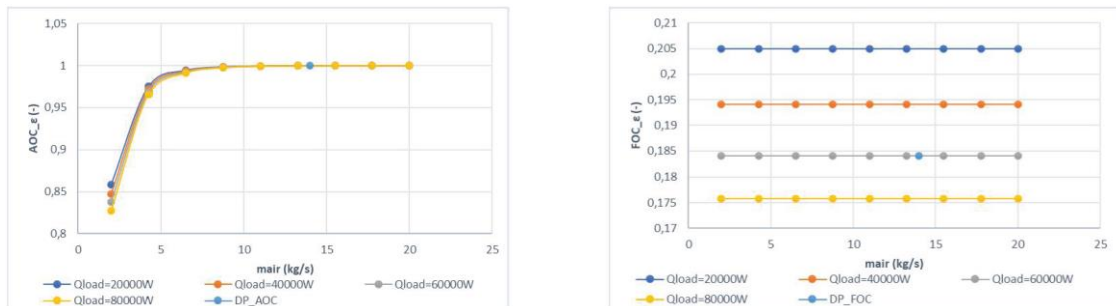


Σχήμα 5.15: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

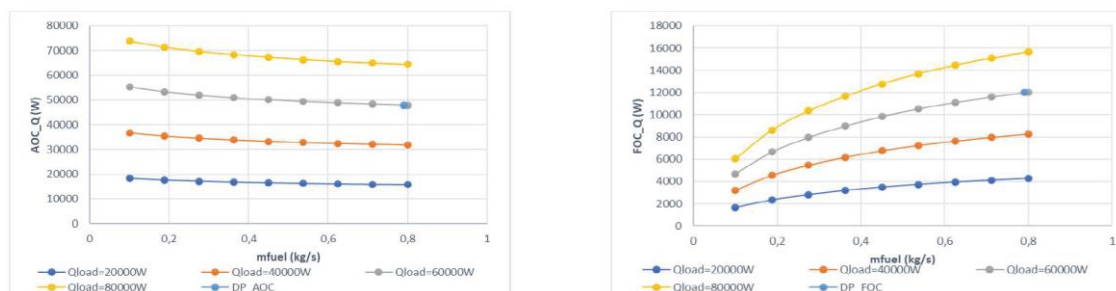
### Παραμετρικές διάταξης TMS1 για DP 80/20



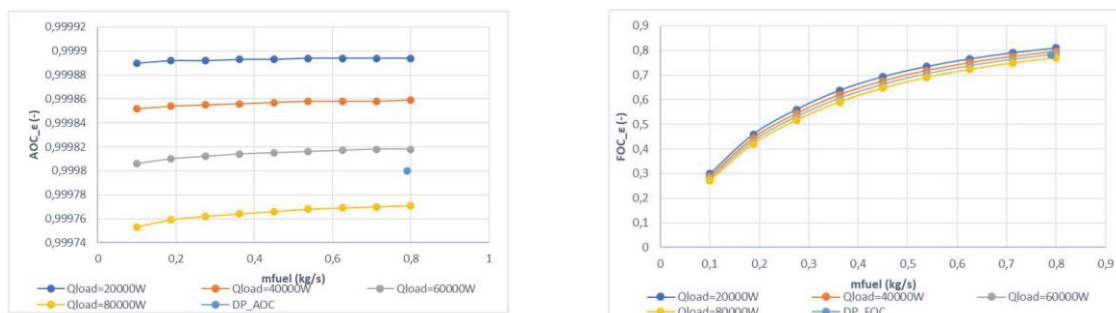
Σχήμα 5.16: Μεταβολή της θερμότητας  $Q$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.17: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\epsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα

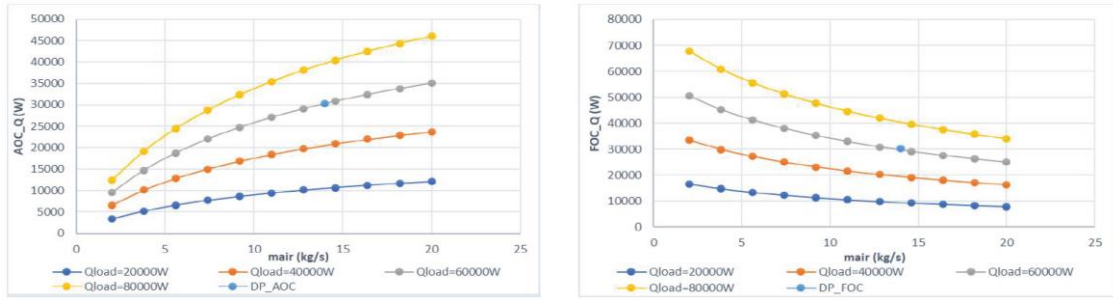


Σχήμα 5.18: Μεταβολή της θερμότητας  $Q$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

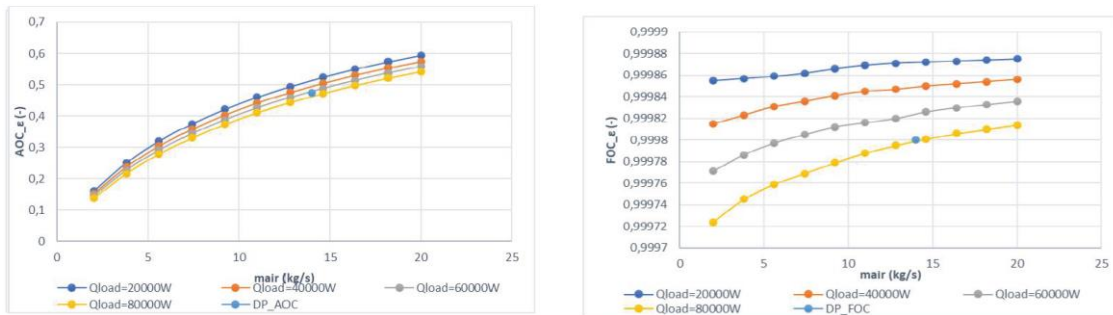


Σχήμα 5.19: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\epsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

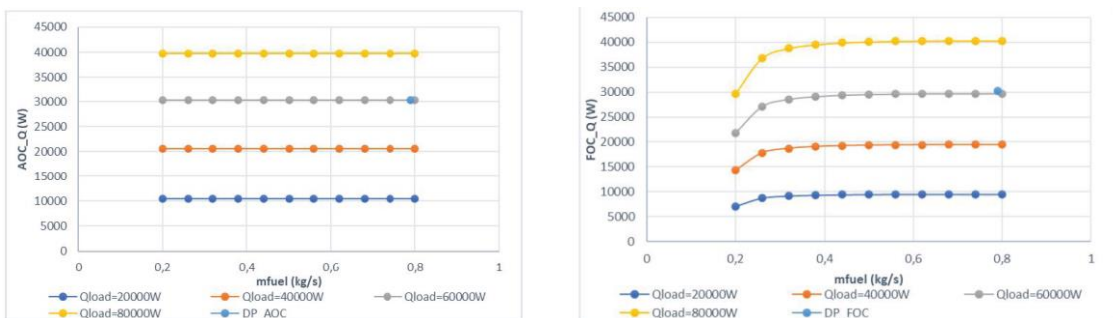
**Παραμετρικές διάταξης TMS2 για DP 50/50**



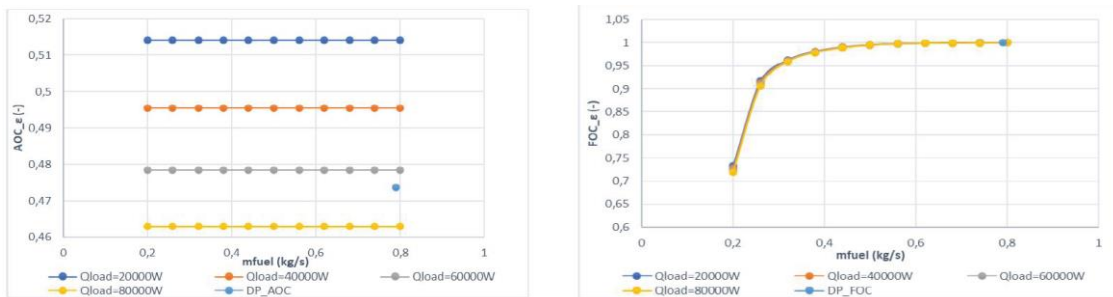
Σχήμα 5.20: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.21: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα

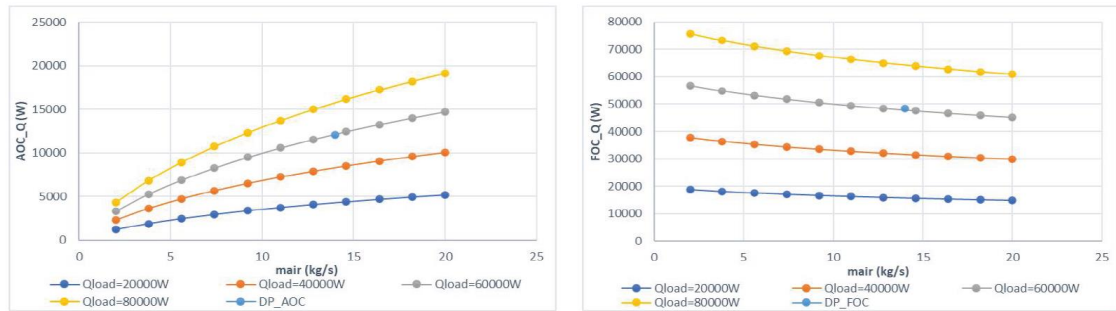


Σχήμα 5.22: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

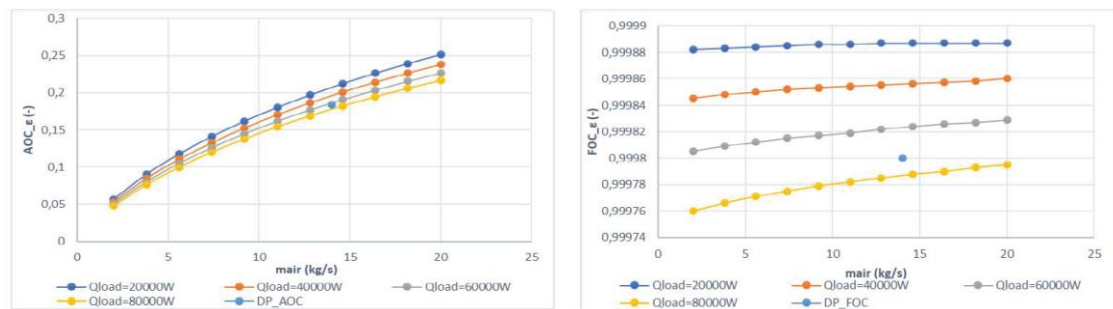


Σχήμα 5.23: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

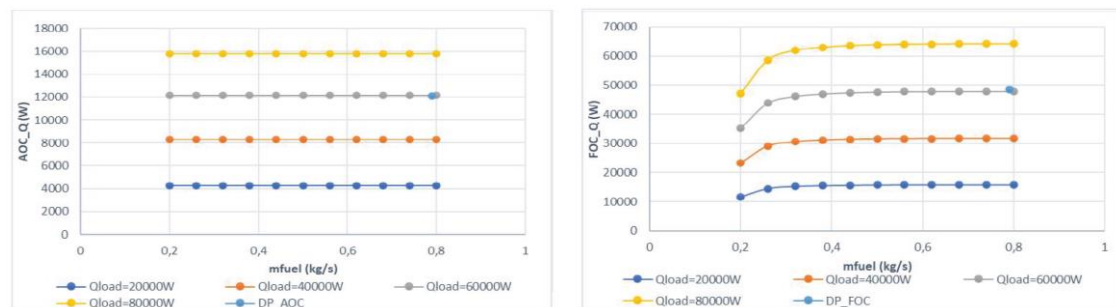
### Παραμετρικές διάταξης TMS2 για DP 20/80



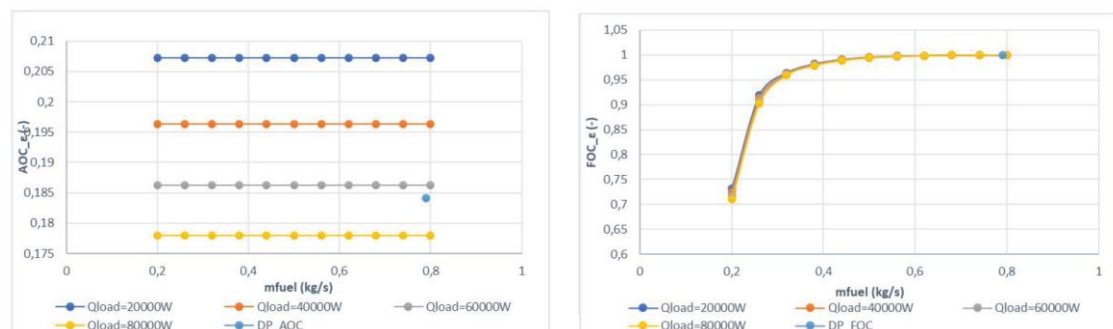
Σχήμα 5.24: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.25: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\epsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα

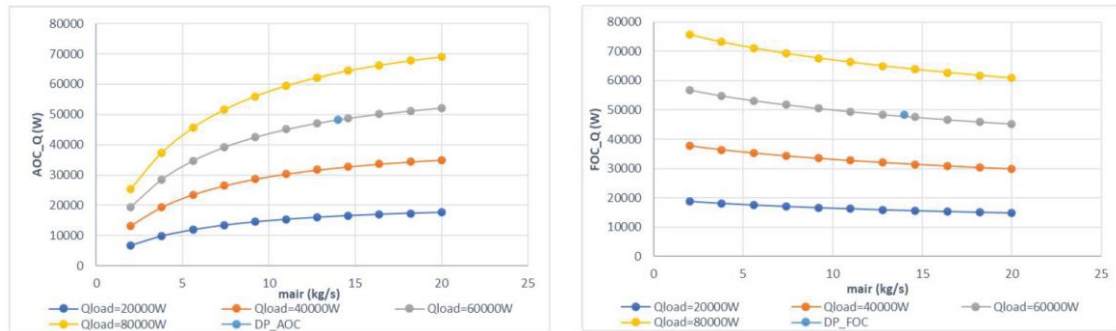


Σχήμα 5.26: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

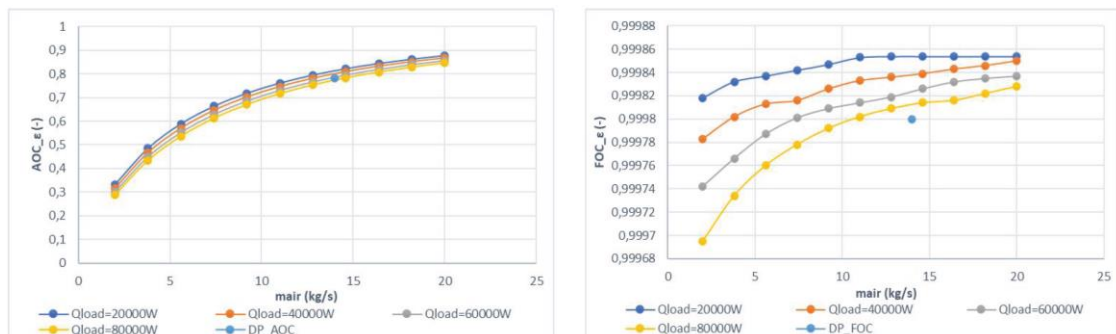


Σχήμα 5.27: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\epsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

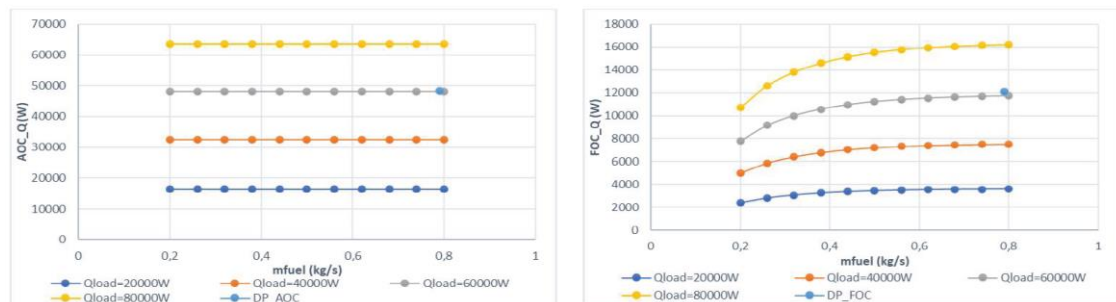
**Παραμετρικές διάταξης TMS2 για DP 80/20**



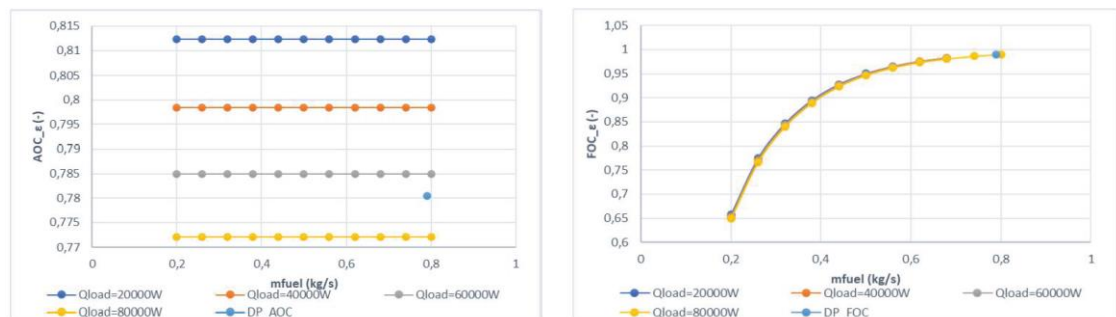
Σχήμα 5.28: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.29: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



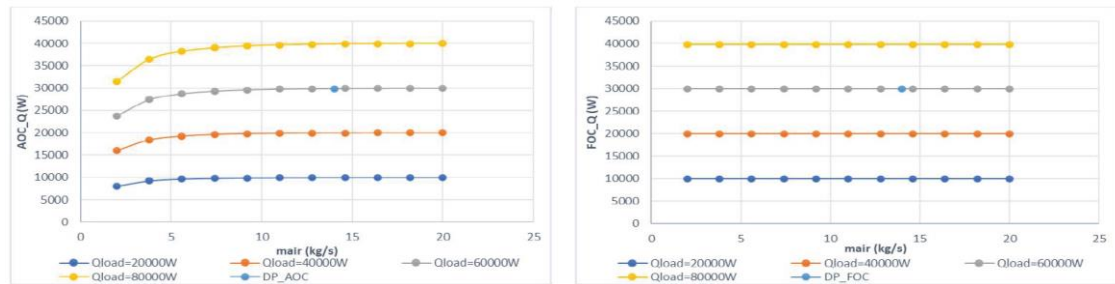
Σχήμα 5.30: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου



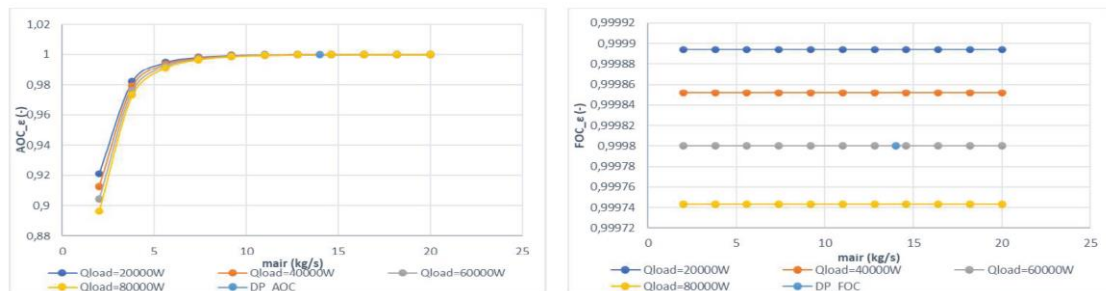
Σχήμα 5.31: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου



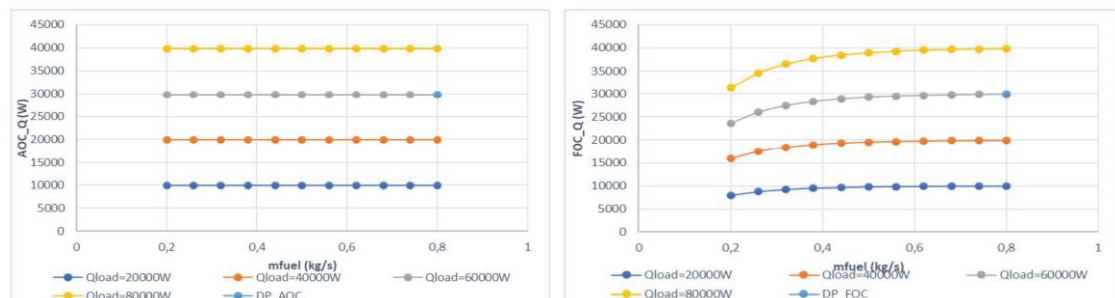
### Παραμετρικές διάταξης TMS3 για DP 50/50



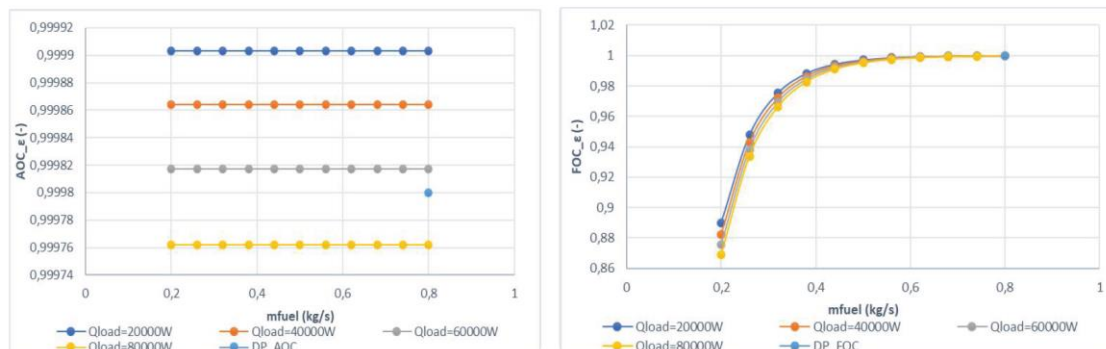
Σχήμα 5.32: Μεταβολή της θερμότητας  $Q$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.33: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\varepsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα

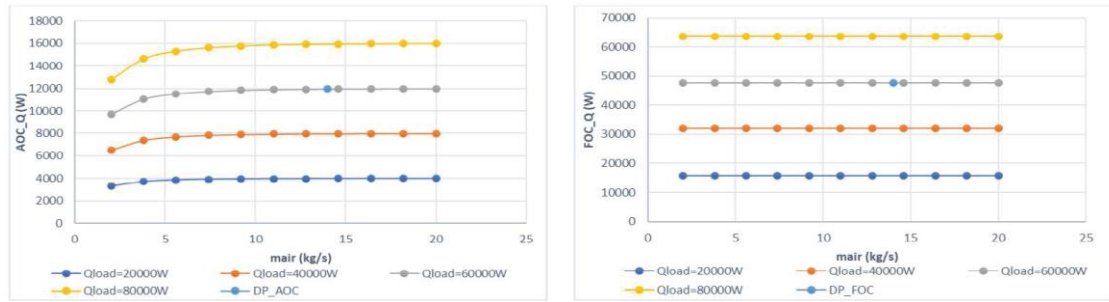


Σχήμα 5.34: Μεταβολή της θερμότητας  $Q$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

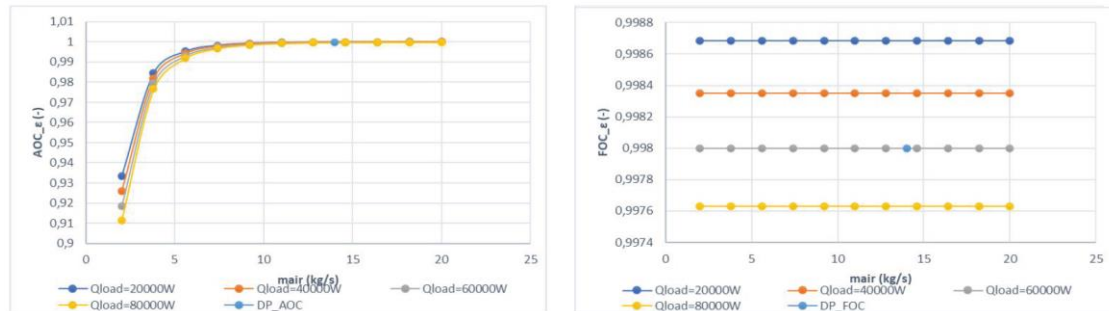


Σχήμα 5.35: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\varepsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

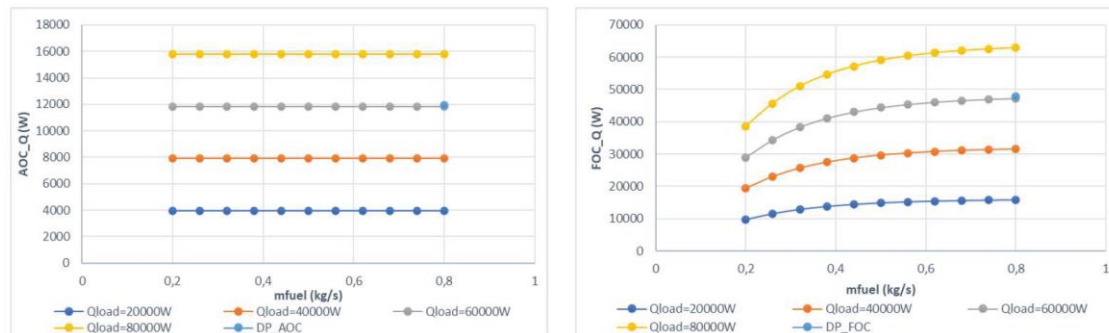
**Παραμετρικές διάταξης TMS3 για DP 20/80**



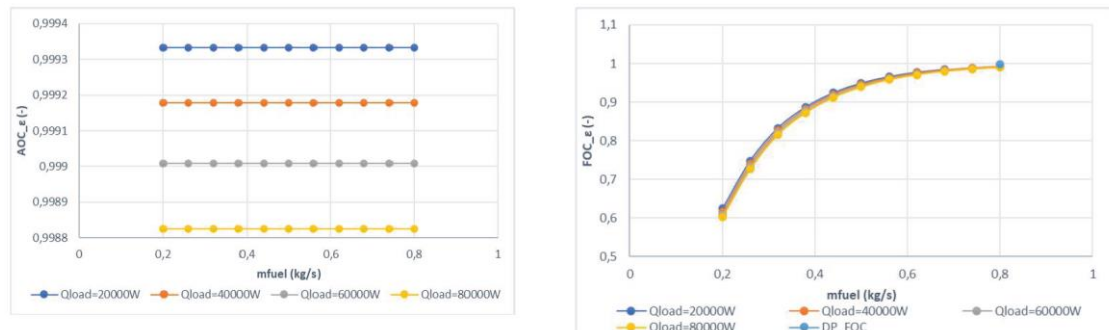
Σχήμα 5.36: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.37: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα

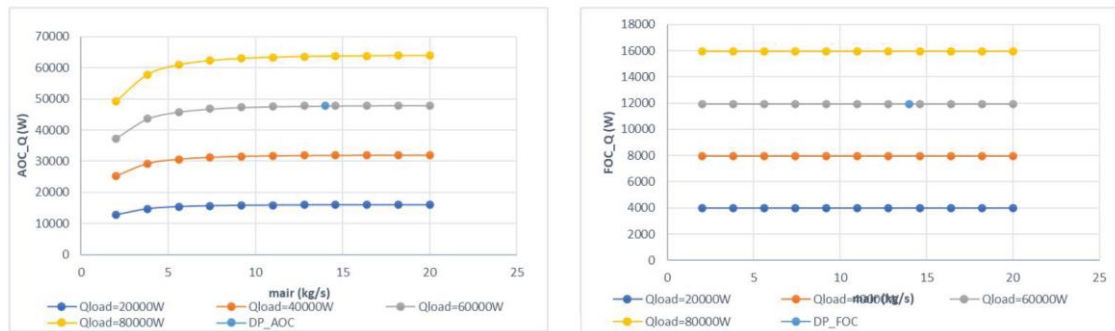


Σχήμα 5.38: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

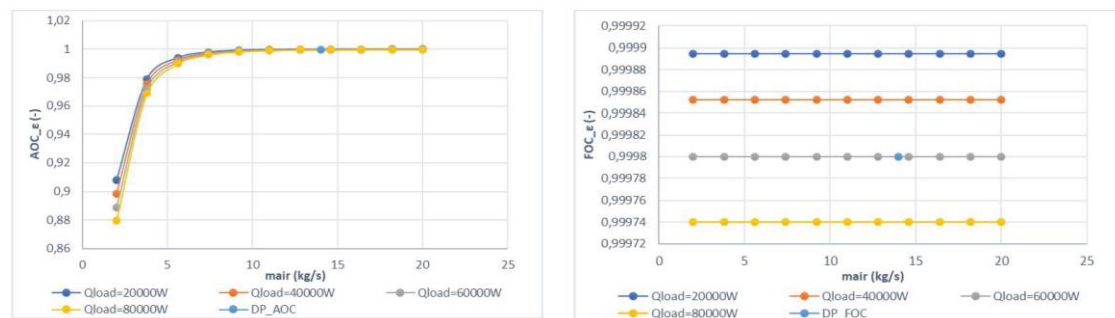


Σχήμα 5.39: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ε σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου

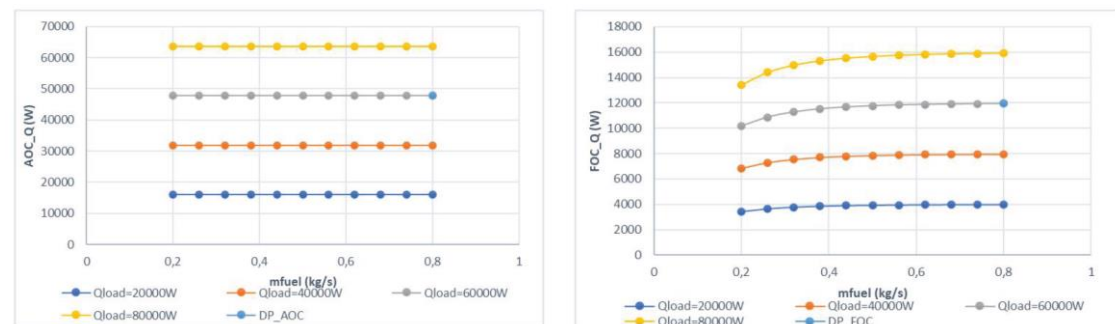
### Παραμετρικές διάταξης TMS3 για DP 80/20



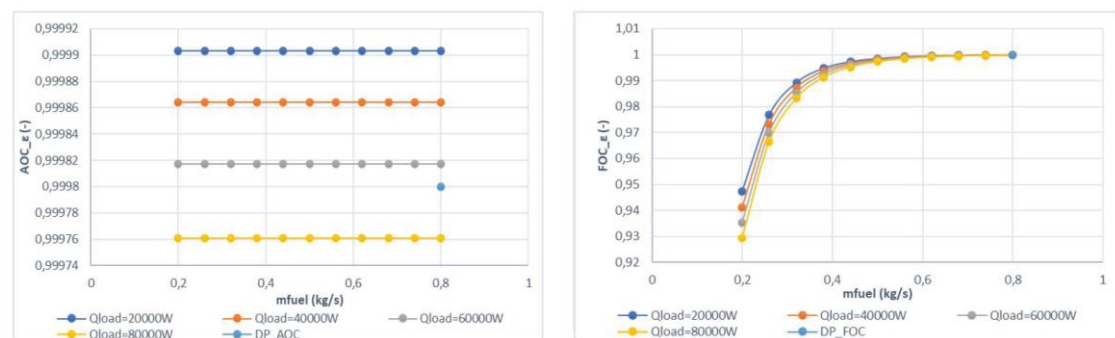
Σχήμα 5.40: Μεταβολή της θερμότητας  $Q$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.41: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\varepsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής αέρα



Σχήμα 5.42: Μεταβολή της θερμότητας  $Q$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου



Σχήμα 5.43: Μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης  $\varepsilon$  σε κάθε εναλλάκτη συναρτήσει της παροχής καυσίμου



### 5.3 Σύγκριση Διατάξεων TMS

Από τις παραμετρικές για την κάθε διάταξη TMS παρατηρείται όσον αφορά την συμπεριφορά των δύο εναλλακτών ότι :

- Για τις δύο διατάξεις εν σειρά ( TMS1 και TMS2) παρατηρούμε ότι με μεταβολή της παροχής του ψυκτικού μέσου του πρώτου εναλλάκτη επηρεάζονται και οι επιδόσεις του δεύτερου. Αυτό οφείλεται επειδή με αύξηση της παροχής του πρώτου αυξάνεται και η ψυκτική ισχύς του και μειώνεται η θερμοκρασία στην έξοδο του λιπαντικού, άρα και η θερμότητα που του απομένει. Με μείωση της θερμοκρασίας εισόδου του λιπαντικού μειώνεται και η ισχύς που μπορεί να ψύξει και ο δεύτερος εναλλάκτης. Υπάρχει δηλαδή εξάρτηση των δύο εναλλακτών όσον αφορά την θερμική ισχύ.
- Για τα δύο συστήματα εν σειρά TMS1 και TMS2 παρατηρείται από τα αποτελέσματα για τον βαθμό εκμετάλλευσης ότι η παροχή του πρώτου δεν επηρεάζει τον βαθμό εκμετάλλευσης του επόμενου. Ο λόγος είναι ότι ο βαθμός εκμετάλλευσης εξαρτάται κυρίως από την θερμική αγωγιμότητα ( εξίσωση (2.27)), που εξαρτάται σε μεγαλύτερο βαθμό από την παροχή.
- Στην διάταξη TMS3 η μεταβολή της παροχής του ψυκτικού εργαζόμενου μέσου δεν έχει καμία επίδραση στον βαθμό εκμετάλλευσης και στην θερμότητα συναλλαγής του άλλου εναλλάκτη, διότι τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στην είσοδο του ενός δεν επηρεάζονται από αυτά στην έξοδο του άλλου.

Όσον αφορά την συμπεριφορά του κάθε εναλλάκτη στα συστήματα TMS με την αλλαγή του ποσοστού ψύξης τα συμπεράσματα που προκύπτουν είναι:

- Για τις διατάξεις TMS1 και TMS2 το ποσοστό του φορτίου έχει μεγαλύτερη επίδραση στον πρώτο εναλλάκτη στην θερμική ισχύς που ψύχει και στον βαθμό εκμετάλλευσης, από ότι στον δεύτερο.
- Στην διάταξη TMS1 συγκεκριμένα για τον εναλλάκτη FOC, όσο αυξάνεται το ποσοστό του θερμικού φορτίου που πρέπει να ψύξει τόσο μεγαλύτερη είναι η εξάρτηση των καμπυλών ισχύος με την παροχή καυσίμου, όπως προκύπτει από τα σχήματα Σχήμα 5.10, Σχήμα 5.14 και Σχήμα 5.18 . Αντίστοιχα ισχύουν και για τον εναλλάκτη AOC στην διάταξη TMS2.
- Οι καμπύλες της θερμικής ισχύος του κάθε εναλλάκτη εξαρτώνται άμεσα από το ποσό θερμότητας και συγκεκριμένα όσο αυξάνεται το ποσό θερμότητας αυξάνεται και η ισχύς που πρέπει να ψύξει. Παρατηρείται μικρότερη αλλαγή όμως στον βαθμό εκμετάλλευσης.
- Επίσης στις διατάξεις εν σειρά το εύρος τιμών του βαθμού εκμετάλλευσης μεγαλώνει στον κάθε εναλλάκτη, όσο αυξάνεται το ποσοστό της ισχύος που πρέπει να ψύξει. Στον τελευταίο εναλλάκτη καθορίζεται η μέγιστη τιμή είναι κοντά στην μονάδα.

- Για την παράλληλη διάταξη την TMS3 παρατηρείται ότι σε ισοδύναμο ισομοιρασμό του θερμικού φορτίου υπάρχει μικρότερη εξάρτηση της θερμότητας ψύξης με την παροχή του ψυκτικού μέσου (Σχήμα 5.32 και Σχήμα 5.34). Η εξάρτηση με την παροχή φαίνεται στις περιπτώσεις που ψύχει ο εναλλάκτης μεγαλύτερο ποσοστό της συνολικής θερμικής ισχύς.
- Στην TMS3 σε όλες τις κατανομές του φορτίου η εξάρτηση της θερμικής ισχύος και του βαθμού εκμετάλλευσης του AOC είναι μικρότερη με την παροχή του αέρα. Ο λόγος είναι ότι η παροχή του αέρα είναι πολύ μεγάλη στο σημείο σχεδίασης που οδηγεί σε μικρό λόγο Cr, με αποτέλεσμα ο βαθμός εκμετάλλευσης να αποκτά σταθερές τιμές για το μεγαλύτερο εύρος του αριθμού NTU . Αντιθέτως στο εναλλάκτη FOC η εξάρτηση είναι σαφώς μεγαλύτερη.
- Για τον εναλλάκτη AOC έχοντας μεγάλη σχετικά με το λιπαντικό παροχή αέρα η θερμότητα που ψύχει σε όλες τις διατάξεις είναι πρακτικά ανεξάρτητη. Άρα είναι δυνατόν να σχεδιαστεί και για μικρότερες παροχές έχοντας έτσι και πάλι ικανοποιητικά αποτελέσματα.

Επιπλέον για τον εναλλάκτη AOC η επιλογή της θέσης του εξαρτάται από το θερμικό φορτίο και την συνολική συναγωγή. Από την μέθοδο ε-NTU για να επιτευχθεί βαθμός εκμετάλλευσης κοντά στην μονάδα πρέπει ο αριθμός NTU να αποκτήσει πολύ μεγάλες τιμές (εξίσωση (2.14), που σημαίνει μεγάλο συντελεστή θερμότητας και μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής. Για τον FOC που ο συνολικός συντελεστής U λόγω των ιδιοτήτων του είναι σχετικά μεγάλος θα είναι πιο εύκολο να επιτευχθεί. Για τον AOC όμως που είναι μικρότερος αναγκαστικά θα χρειαστεί μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής. Επομένως πρέπει δηλαδή να υπάρχει και ως κριτήριο και το βάρος του εναλλάκτη. Στην παρούσα εργασία θα συγκριθεί βάσει του αριθμού NTU και της θερμικής αγωγιμότητας (το γινόμενο του συντελεστή μετάδοσης επί την επιφάνεια συναλλαγής) στο σημείο σχεδίασης, έχοντας ως δεδομένο ότι ο συντελεστής  $C_{min} = C_{hot}$  (εξαρτάται από το λιπαντικό μόνο). Για τον AOC που η κατά κύριο λόγο έχει μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής τα αποτελέσματα για το κάθε σημείο σχεδίασης φαίνονται στον Πίνακα 5.2

**Πίνακας 5.2: Τιμές NTU και UA στα σημεία σχεδίασης του AOC για την κάθε διάταξη**

DP		50/50	20/80	80/20
TMS1	UA (W/K)	5660	5444	5862
	NTU	9.6	9.56	9.64
TMS2	UA (W/K)	428	138	998
	NTU	0.65	0.21	1.57
TMS3	UA (W/K)	2808	1082	4670
	NTU	9.05	8.72	9.41

Όπως ήταν αναμενόμενο υπάρχουν μεγάλες τιμές του αριθμού NTU στις διατάξεις TMS1 και TMS3 σε όλα τα σημεία σχεδίασης, όπου ο αριθμός εκμετάλλευσης είναι κοντά στην μονάδα. Στην διάταξη TMS1 οι τιμές του UA στο σημείο σχεδίασης είναι πολύ μεγάλες ακόμα και για στην περίπτωση όπου ψύχεται το 20% μόνο, ενώ στην TMS3 αναλόγως το ποσοστό το UA αλλάζει σημαντικά. Συνεπώς η διάταξη TMS1 και γενικά διάταξη που βασίζεται σε αυτήν για ψύξη υψηλών ποσών θερμότητας απορρίπτεται ως επιλογή για GTF. Εν αντιθέσει στην TMS2 είναι φανερό ότι ο AOC θα καταλαμβάνει τον μικρότερο όγκο.

Συγκρίνοντας και τις τρεις διατάξεις παρατηρείται ότι τον μεγαλύτερο βαθμό εκμετάλλευσης σε όλο το εύρος των παροχών καυσίμου και αέρα και για όλες τις τιμές της θερμικής ισχύος τον έχει η διάταξη TMS3. Επιπρόσθετα σε αυτή την διάταξη η θερμότητα συναλλαγής και στους δύο εναλλάκτες εξαρτάται μόνο από της ισχύς του θερμικού φορτίου (δηλαδή την θερμοκρασία εισόδου του λιπαντικού) και όχι από τις παροχές των ψυκτικών. Επομένως είναι δυνατόν να ψυχθεί πλήρως οποιοδήποτε ποσό θερμότητας. Μια τέτοια διάταξη θα ήταν κατάλληλη ως σύστημα TMS αεροπορικού κινητήρα, διότι θα μπορούσε να ψύξει πλήρως το λιπαντικό για κάθε συνθήκη και έχει και πρακτική χρήση για την ψύξη πολλών θερμικών φορτίων όπως του gearbox και των bearings.

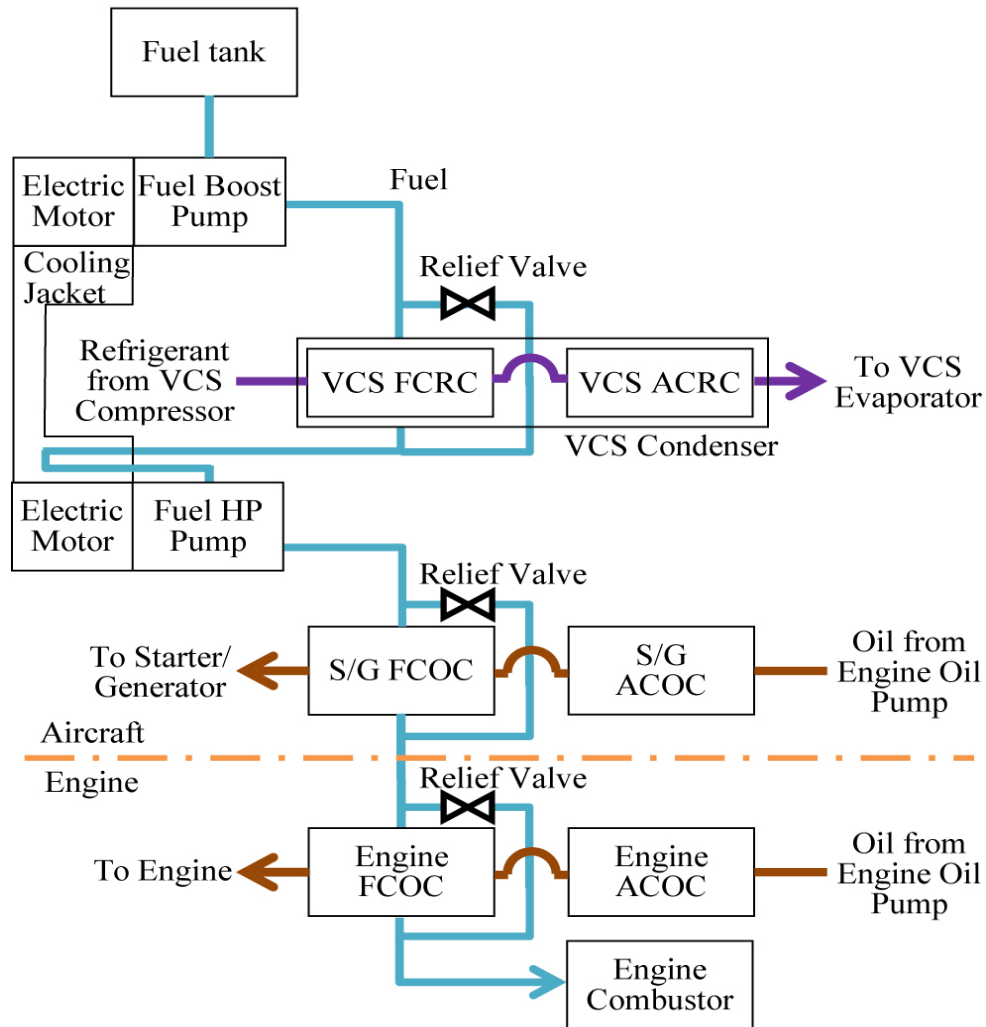
Στην πραγματικότητα όμως μια τέτοια διάταξη από μόνη της δεν θα ήταν εφικτή. Σε αυτό το κεφάλαιο οι παραμετρικές έγιναν θεωρώντας την θερμοκρασία του αέρα ίση με αυτή στην δεξαμενή λιπαντικού και με του καυσίμου. Στον πραγματικό κόσμο δεν συμβαίνει κάτι τέτοιο, διότι η θερμοκρασία του αέρα είναι μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική λόγω της συμπίεσης του αέρα από τον Fan που αυξάνει την θερμοκρασία. Αποτέλεσμα το λιπαντικό δεν θα μπορεί να ψυχθεί στην αρχική του θερμοκρασία αλλά σε το πολύ σε αυτή του αέρα, που συνεπάγεται είτε αποβολή του είτε ψύξη του με εξωτερικό αέρα προκειμένου να μην θερμαίνεται συνεχώς.

Συμπερασματικά επειδή ζητούμε μια διάταξη TMS η οποία να ψύχει οποιοδήποτε ποσό θερμότητας σε οποιαδήποτε συνθήκη με τον μέγιστο βαθμό εκμετάλλευσης και με τον καλύτερο δυνατό σχεδιασμό επιλέγεται μια που να συνδυάζει τα χαρακτηριστικά των TMS2 και TMS3.

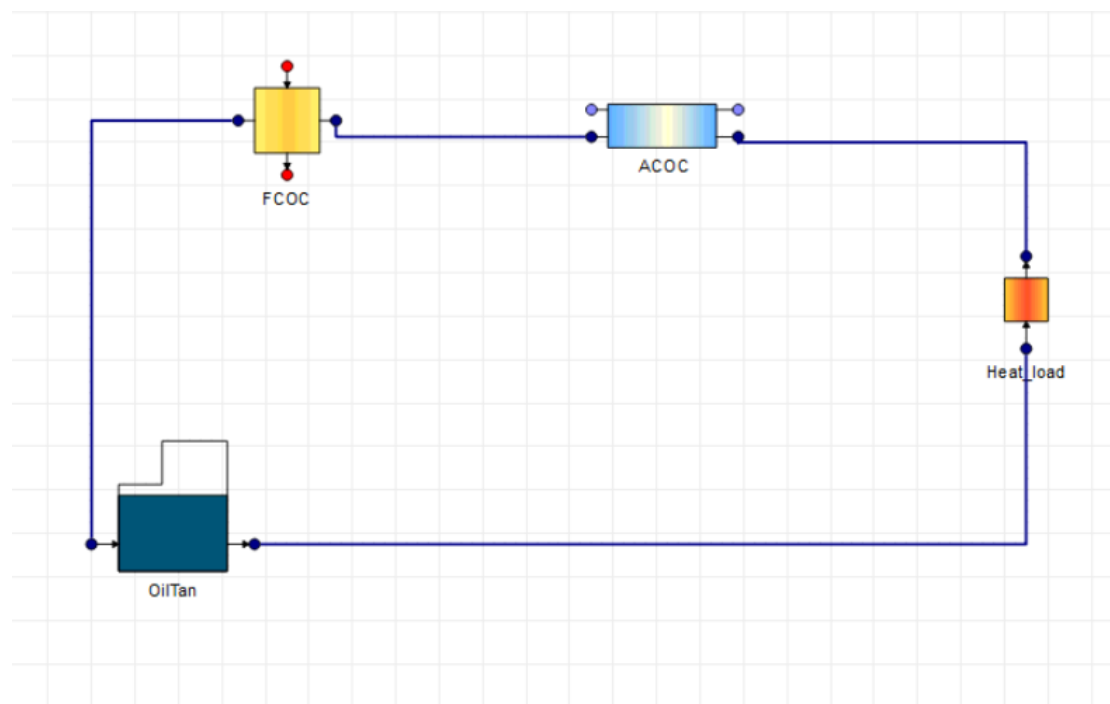
#### 5.4 Εφαρμογή με δεδομένα ανάλυσης TMS

Μετά την ολοκλήρωση των παραμετρικών των διατάξεων για την πιστοποίηση του μοντέλου για την μελέτη ενός TMS θα ακολουθήσει η πιστοποίηση και η σύγκριση με μελέτη μιας διάταξης TMS από την βιβλιογραφία. Η διάταξη TMS με την οποία θα γίνει σύγκριση φαίνεται στο Σχήμα 5.44. Για την εφαρμογή του μοντέλου χρειάζεται μόνο το τμήμα του FCOC και ACOC, το οποίο μοντελοποιείται στο PROOSIS με βάσει το σχηματικό στο Σχήμα 5.45. Στην συγκεκριμένη ανάλυση θα γίνει πιστοποίηση της θερμικής ισχύς που ψύχει ο κάθε εναλλάκτης για διάφορες συνθήκες πτήσης.

Η συγκεκριμένη εφαρμογή θα γίνει με την εκτίμηση της συναγωγής του εναλλάκτη με αλλαγή της παροχής βάσει ενός σημείου σχεδίασης. Τα διαθέσιμα δεδομένα είναι οι παροχές του καυσίμου και η ψυκτική ισχύς του κάθε εναλλάκτη (Πίνακας 5.3) και οι θερμοκρασίες εισόδου. Για το λιπαντικό η θερμοκρασία εισόδου θεωρείται ίση με αυτή του καυσίμου και η παροχή εκτιμάται με τέτοιο τρόπο, έτσι ώστε να μην ξεπεραστεί η θερμοκρασία των 140 °C [8,12].



Σχήμα 5.44: Κύκλωμα καυσίμου της διάταξης TMS με integrated ACOC & FCOC



Σχήμα 5.45: Σχηματική αναπαράσταση στο PROOSIS των δύο εναλλακτών

Πίνακας 5.3: Δεδομένα της ανάλυσης TMS [1]

Condition	Cruise 38kft	Climb 25kft	Takeoff	landing	Engine start	Idle
$Q_{AOC}$ (KW)	50	57.5	26.3	61.9	45	56.8
$\dot{m}_{air}$ (kg/s)	2.26	2.8	2.16	12.09	5.59	7.05
$Q_{FOC}$ (KW)	9.2	0	37.4	0	0	0
$\dot{m}_{fuel}$ (kg/s)	0.267	0.409	0.794	0	0	0

Πίνακας 5.4: Αποτελέσματα της μοντελοποίησης στο PROOSIS και σύγκριση των αποτελεσμάτων

Condition	Cruise 38kft	Climb 25kft	Takeoff	landing	Engine start	Idle
$Q_{AOC}$ (KW)	50	54.9	29.5	64.23	42.8	54.25
$\dot{m}_{air}$ (kg/s)	2.26	2.8	2.16	12.09	5.59	7.05
$Q_{FOC}$ (KW)	9.2	0	35.96	0	0	0
$\dot{m}_{fuel}$ (kg/s)	0.267	0.409	0.794	0	0	0
AOC Error (%)	-	-2.67	11.8	3.2	-3.6	-3.2
FOC Error (%)	-	-	-3.6	-	-	-

Τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης στο PROOSIS και τις αντίστοιχες αποκλίσεις από τα δεδομένα φαίνονται στον Πίνακα 5.4 . Από τα αποτελέσματα παρατηρούμε γενικά αποκλίσεις τις τάξεως του 3.5 % (εκτός από τις συνθήκες στο Takeoff για τον AOC). Για την παρούσα ανάλυση και με δεδομένη την ακρίβεια που μπορούμε να έχουμε με εκτίμηση της συναγωγής τα αποτελέσματα θεωρούνται αποδεκτά. Οι αποκλίσεις αυτές οφείλονται:

- Για τον AOC από τα δεδομένα της ανάλυσης παρατηρούμε ότι υπάρχουν μεγάλες παροχές μάζας σε συνθήκες, όπου ο κινητήρας έχει μικρή ισχύ (idle , Engine Start) και μικρές όταν έχει μεγάλη ισχύ και ακόμα και στο ίδιο υψόμετρο (cruise , Takeoff). Αυτό δείχνει ότι ενδεχομένως ανοίγει η διατομή του αγωγού του AOC με αποτέλεσμα να αλλάζει την εξάρτηση της συναγωγής με την παροχή .
- Δεν είναι διαθέσιμα δεδομένα για το είδος των εναλλακτών ,έτσι ώστε να είναι γνωστές οι εξισώσεις του Nusselt και η εξάρτηση της συναγωγής με την παροχή και να είναι δυνατή μια καλύτερη εκτίμηση της θερμικής αγωγιμότητας στο σημείο σχεδίασης βάσει των επιφανειών συναλλαγής.
- Η θερμότητα που πρέπει να ψύχει το σύστημα των δύο εναλλακτών είναι σχετικά σταθερή σε όλο τον κύκλο της αποστολής ( σε συνθήκες όπου δίνεται μικρή και μεγάλη ισχύς από τον κινητήρα). Προκειμένου να είναι δυνατόν να ισχύει κάτι τέτοιο το λιπαντικό θα πρέπει να παραλαμβάνει θερμότητα και από άλλες πηγές που απαιτούν μεγαλύτερη παροχή. Συνεπώς είναι δύσκολη η εκτίμηση της παροχής του.

Προκειμένου να αντιμετωπιστούν οι παραπάνω περιορισμοί πρέπει να υπάρχει σύστημα ελέγχου της παροχής του λιπαντικού, το οποίο θα αλλάζει την παροχή με τέτοιο τρόπο, έτσι ώστε να ψύχεται πλήρως το λιπαντικό. Παρακάτω σχεδιάζεται ένα τέτοιο σύστημα για ακριβώς αυτό τον λόγο.

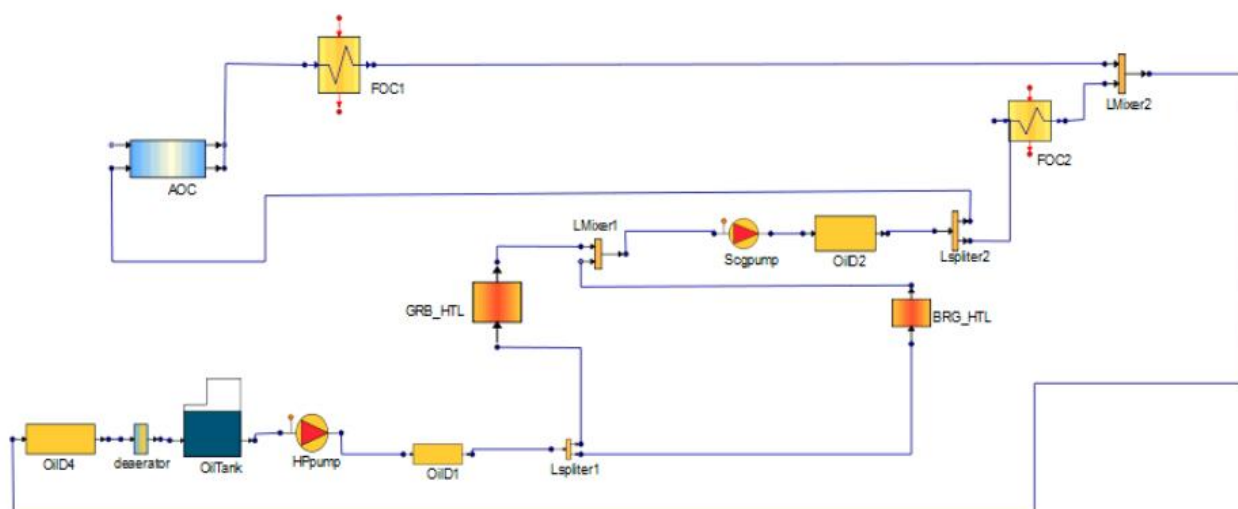
# 6 Δημιουργία TMS για Geared Turbofan

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η προτεινόμενη διάταξη TMS για κινητήρα geared Turbofan της Pratt Whitney . Θα περιγραφεί η μοντελοποίηση της διάταξης TMS στο PROOSIS καθώς και του μοντέλου για τις κύριες συνιστώσες του κινητήρα και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα προσημείωσης σε όλο τον κύκλο αποστολής του κινητήρα. Επιπλέον μέσω παραμετρικών μελετών θα εξακριβωθεί η βέλτιστη κατανομή της θερμότητας που θα ψύχεται από τους εναλλάκτες και την επίδραση που θα έχει στις επιδόσεις της μηχανής.

## 6.1 Περιγραφή TMS

Η τελική διάταξη φαίνεται στο Σχήμα 6.1. Το κύκλωμα αποτελείται από δύο εναλλάκτες FOC και έναν εναλλάκτη AOC και η επεξήγηση των σχημάτων φαίνεται στον Πίνακα 6.1. Το λιπαντικό εξέρχεται από την δεξαμενή λιπαντικού και συμπιέζεται στην αντλία λιπαντικού. Στη συνέχεια διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα για την λίπανση των εδράνων και του κιβωτίου ταχυτήτων, από τα οποία παραλαμβάνει το θερμικό φορτίο λόγω απωλειών. Ακολουθεί η συλλογή του από τις αντλίες συλλογής και διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα για να ψυχθεί στους αντίστοιχους εναλλάκτες. Στην παρούσα περίπτωση το TMS αποτελείται από τρεις εναλλάκτες δύο FOC και έναν AOC. Με τους εναλλάκτες AOC και FOC σε σειρά για την ψύξη του ενός ρεύματος και τον δεύτερο FOC παράλληλα.

Αυτή η επιλογή έγινε με σκοπό την ψύξη του το ρεύμα προς τον AOC να ψύχεται και από τον FOC έτσι ώστε να φτάσει το λιπαντικό στην τελική του θερμοκρασίας και η εισαγωγή του δεύτερου FOC χρησιμοποιείται έτσι ώστε να ψύχεται μικρότερη παροχή από τον AOC και να υπάρχουν γενικά τα πλεονεκτήματα της παράλληλης σύνδεσης που προαναφέρθηκαν. Ο FOC2 μπορεί είτε να αποτελεί τμήμα ενός FOC είτε να αποτελείται από έναν βοηθητικό εναλλάκτη



Σχήμα 6.1: Σχηματικό του υπό εξέταση TMS στο PROOSIS

Πίνακας 6.1: Ονοματολογία των συνιστωσών του TMS

Όνομα	Επεξήγηση
OilTank	Δεξαμενή λιπαντικού
HPpump	Αντλία υψηλής πίεσης λιπαντικού
Oild1	Αγωγός λιπαντικού μεταξύ HPpump και Lsplitter1
Lsplitter1	Διαχωρισμός του λιπαντικού προς τα θερμικά φορτία
BRG_HTL	Θερμικό φορτίο από τα έδρανα
GRB_HTL	Θερμικό φορτίο από το gearbox
Oild2	Αγωγός λιπαντικού μεταξύ Scgpumps και εναλλακτών
LMixer1	Ανάμιξη του λιπαντικού από τα θερμικά φορτία
Scgpumps	Αντλίες συλλογής του λιπαντικού
Lsplitter2	Διαχωρισμός του λιπαντικού προς τους εναλλάκτες
AOC	Εναλλάκτης αέρα-λιπαντικού
FOC1	Εναλλάκτης καυσίμου-λιπαντικού
FOC2	Εναλλάκτης καυσίμου-λιπαντικού
LMixer2	Ανάμιξη του λιπαντικού από τους εναλλάκτες
Oild2	Αγωγός λιπαντικού μεταξύ εναλλακτών Oiltank
deaerator	Διαχωριστής λιπαντικού - αέρα

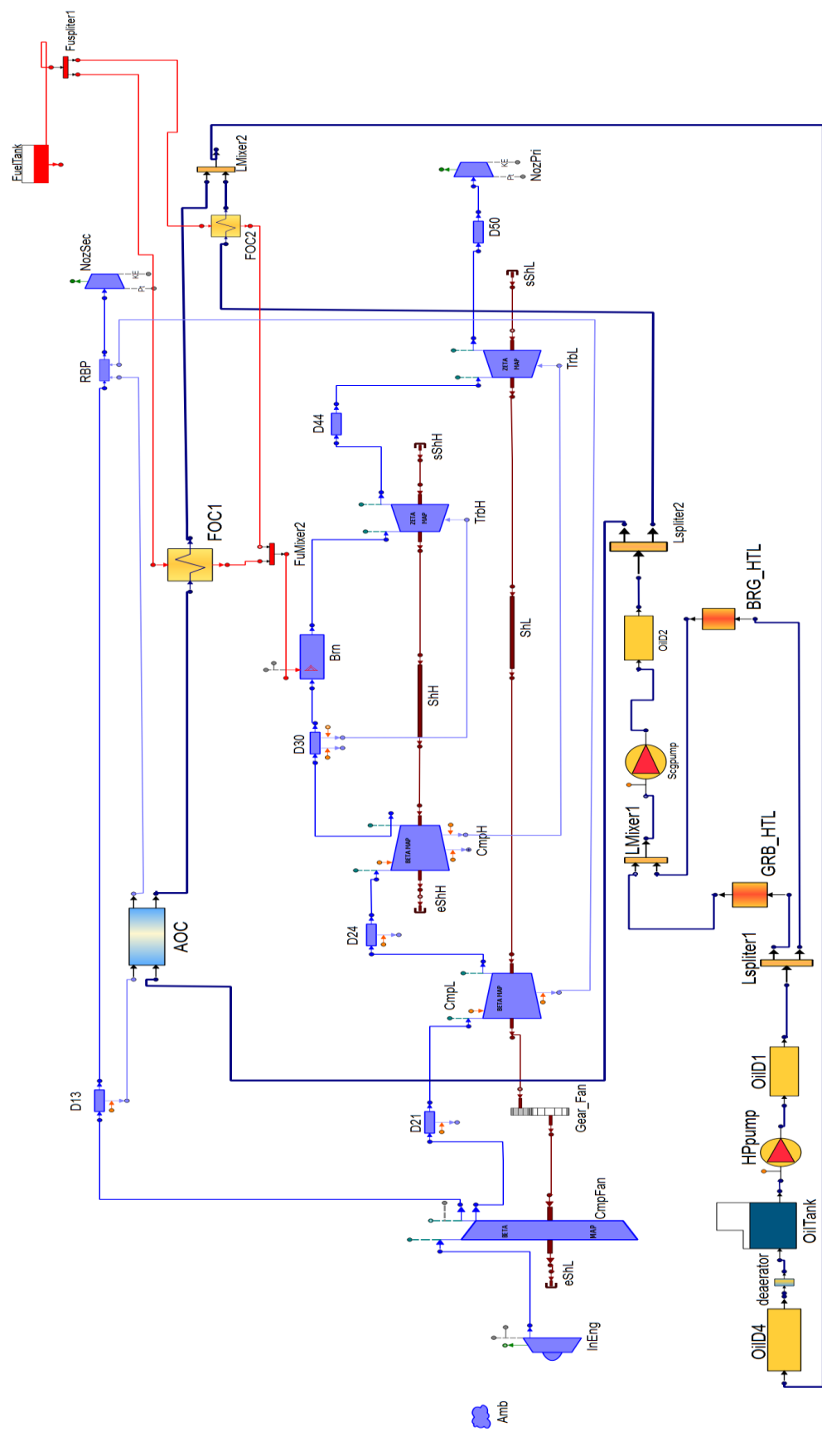


6.2 Διαδικασία μοντελοποίησης.

Αρχικά για την μοντελοποίηση χρειάζεται και ένας κινητήρας. Ο υπό μελέτη κινητήρας για τον οποίον θα χρησιμοποιηθεί το TMS είναι ο PW 1127G1-JM . Οι συνιστώσες για το μοντέλο από την πλευρά του κινητήρα φαίνονται στον Πίνακα 6.2 και το τελικό σχηματικό φαίνεται στο Σχήμα 6.2 .

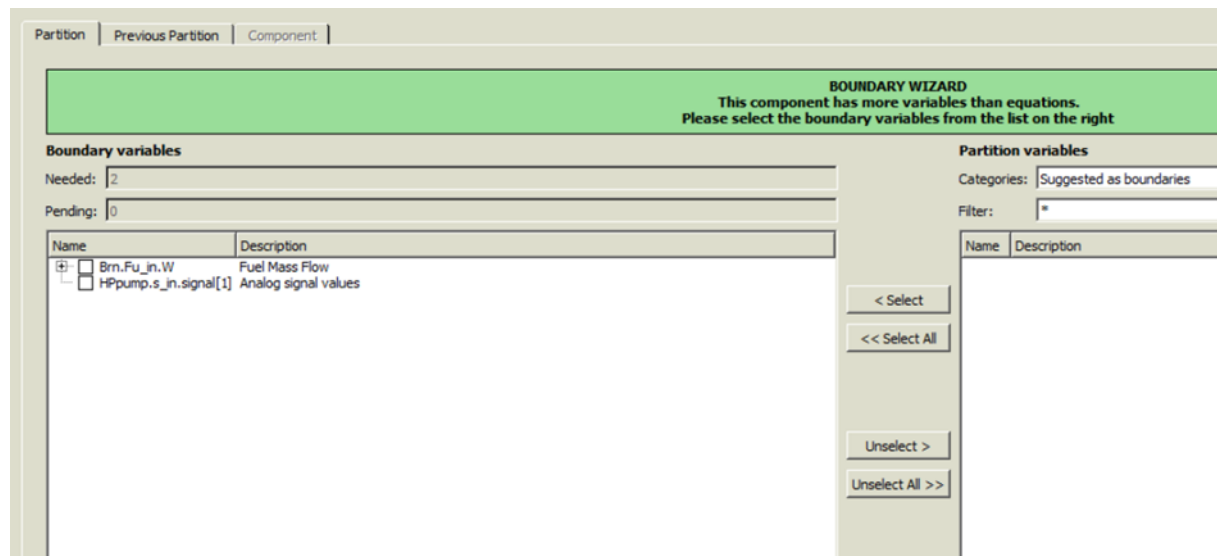
Πίνακας 6.2: Ονοματολογία των συνιστωσών του κινητήρα

Όνομα	Επεξήγηση
InEng	Αγωγός εισόδου του κινητήρα
CmpFan	Fan
D13	Αγωγός παράκαμψης
RBP	Επιστροφή απομαστεύσεων στο ρεύμα παράκαμψης
D12	Αγωγός μεταξύ fan και Booster
CmpL	Συμπιεστής χαμηλής πίεσης Booster
D24	Αγωγός μεταξύ CmpL και CmpH
CmpH	Συμπιεστής υψηλής πίεσης
D30	Αγωγός μεταξύ CmpH και Brn
Brn	Θάλαμος καύσης
D44	Αγωγός μεταξύ Brn και TrbH
TrbH	Στρόβιλος υψηλής πίεσης
D50	Αγωγός μεταξύ TrbH και TrbL
TrbL	Στρόβιλος χαμηλής πίεσης
NozPri	Ακροφύσιο εξόδου πρωτεύοντος ρεύματος
Nozsec	Ακροφύσιο εξόδου ρεύματος παράκαμψης
sShL	Αρχή ατράκτου χαμηλών στροφών
ShL	Άτρακτος χαμηλών στροφών
eShL	Τέλος ατράκτου χαμηλών στροφών
Gear_Fan	Μειωτήρας μεταξύ fan και συμπιεστή χαμηλής
sShH	Αρχή ατράκτου υψηλών στροφών
ShH	Άτρακτος υψηλών στροφών
eShH	Τέλος ατράκτου υψηλών στροφών
PerfMon	Στοιχείο για τις επιδόσεις του κινητήρα
Amb	Στοιχείο με τις ιδιότητες του ατμοσφαιρικού αέρα
Gen	Στοιχείο με τις ιδιότητες του καυσίμου και των καυσαερίων
CU	Σύστημα ελέγχου για το TMS



Σχήμα 6.2: Σχηματικό μοντέλο κινητήρα με TMS στο PROOSIS

Όπως φαίνεται και από η διάταξη του συνολικού μοντέλου είναι αρκετά πολύπλοκη. Για τον καθορισμό του μαθηματικού μοντέλου δημιουργείται κατάλληλο Partition το με τις κατάλληλες οριακές συνθήκες – μεταβλητές ( Σχήμα 6.3) και με τα αρχεία για την αρχικοποίηση των αλγεβρικών εξισώσεων.



Σχήμα 6.3: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου –Partition, οριακές συνθήκες

Οι οριακές συνθήκες που απαιτούνται για το συνολικό μοντέλο είναι :

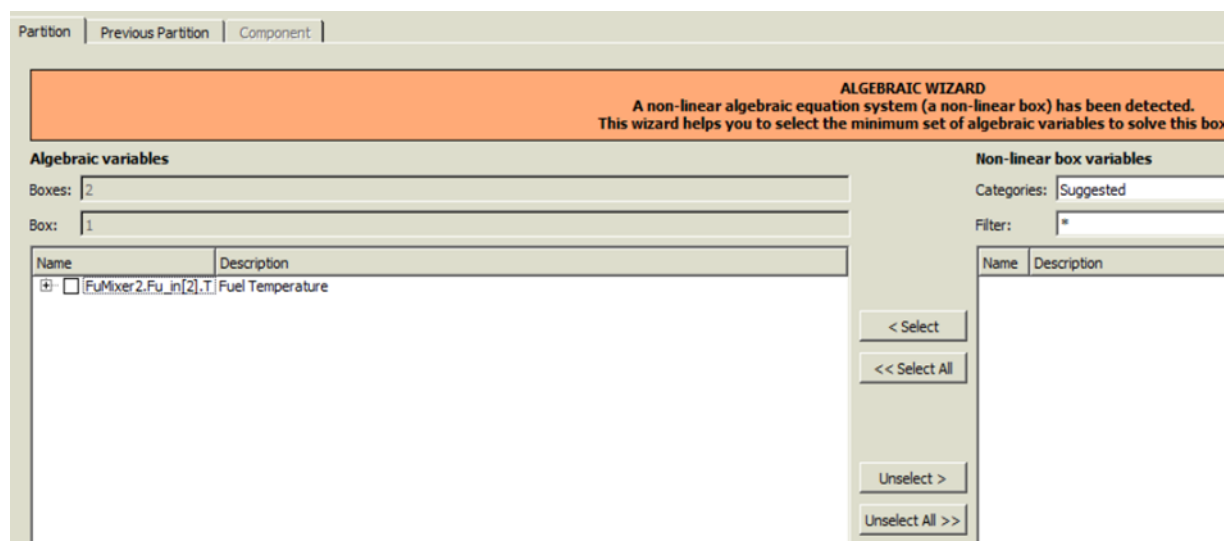
- Μια για την παροχή του καυσίμου
- Μια για την παροχή του λιπαντικού

Αν αναλύαμε το TMS ξεχωριστά επιπλέον οριακές συνθήκες θα ήταν και οι συνθήκες εισόδου για το καύσιμο και τον αέρα. Τοποθετώντας το στο συνολικό σχηματικό οι συνθήκες αυτές καλύπτονται από τα στοιχεία του κινητήρα και παύουν να είναι οριακές. Επίσης ως οριακές συνθήκες θα μπορούσαν να ήταν και οι ατμοσφαιρικές. Για να αποφευχθεί αυτό επιλέγεται συγκεκριμένο component για τον αγωγό εισόδου το οποίο διαβάζει τις ατμοσφαιρικές συνθήκες από το στοιχείο για την ατμόσφαιρα.

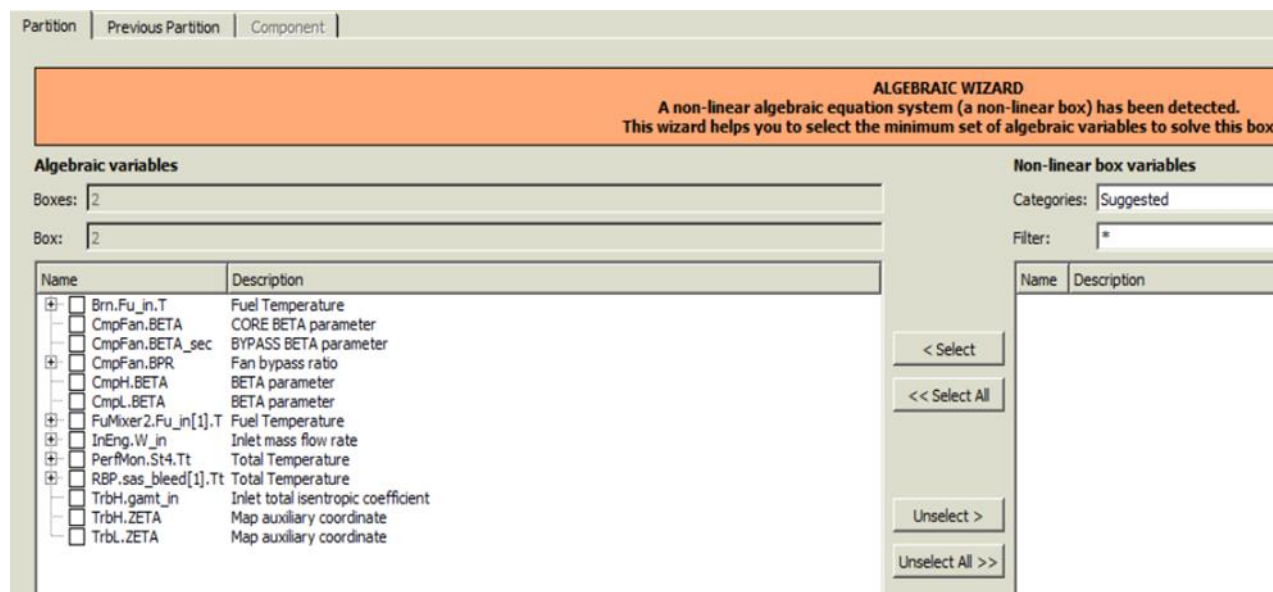
Στη συνέχεια για την ολοκλήρωση του μαθηματικού μοντέλου απαιτούνται οι τιμές της αρχικοποίησης για τα δύο μη γραμμικά συστήματα που προκύπτουν. Το πρώτο αφορά την αρχικοποίηση του εναλλάκτη FOC2 (Σχήμα 6.4) για τον οποίο επιλέγεται η θερμοκρασία εξόδου του καυσίμου (αντί της ενθαλπίας εξόδου του λιπαντικού).

Στη συνέχεια το μαθηματικό μοντέλο δεν χρειάζεται άλλα 3 αλγεβρικά συστήματα ( δύο για του εναλλάκτες και ένα για τον κινητήρα) αλλά ακόμα ένα το οποίο χρειάζεται για την μοντελοποίηση όλων των υπόλοιπων συνιστωσών. Στο Σχήμα 6.5 φαίνονται οι αλγεβρικές τιμές για την αρχικοποίηση και η αντίστοιχη επεξήγηση τους στον Πίνακα 6.3. Οι τιμές που χρειάζονται για αρχικοποίηση για την μοντελοποίηση ενός κινητήρα είναι αυτές των παραμέτρων beta και zeta καθώς και ο λόγος παράκαμψης και η παροχή αέρα.

Σε αυτές προστίθενται και οι θερμοκρασίες εξόδου του αέρα και του καυσίμου από του εναλλάκτες. Αυτοί οι παράμετροι μόνο θα αρκούσαν αν το κάθε σύστημα ήταν ανεξάρτητο από το άλλο. Επειδή το TMS έχει επίδραση και στον κινητήρα προστίθεται και η θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου στον θάλαμο καύσης και η θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου στον στρόβιλο καθώς και ο ισεντροπικός εκθέτης στον στρόβιλο υψηλής. Από αυτό είναι φανερό ότι το TMS έχει έντονη επίδραση στον κινητήρα.



Σχήμα 6.4: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου –Partition, αλγεβρικές μεταβλητές Box-1



Σχήμα 6.5: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου –Partition, αλγεβρικές μεταβλητές Box-2

Πίνακας 6.3: Επεξήγηση των αλγεβρικών μεταβλητών

Αλγεβρικές Μεταβλητές	Επεξήγηση
FuMixer2.Fu_in[2].T	Θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου στην είσοδο του μείκτη FuMixer2 από FOC2
Brn.Fu_in.T	Θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου στην είσοδο του καυστήρα
CmpFan.BETA	Παράμετρος beta του fan
CmpFan.BETA_sec	Παράμετρος beta του fan για το ρεύμα παράκαμψης
CmpFan.BPR	Λόγος παράκαμψης του fan
CmpH.BETA	Παράμετρος beta του συμπιεστή υψηλής πίεσης
CmpL.BETA	Παράμετρος beta του συμπιεστή χαμηλής πίεσης
FuMixer2.Fu_in[1].T	Θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου στην είσοδο του μείκτη FuMixer2 από FOC1
InEng.W_in	Παροχή στον αγωγό εισόδου
PerfMon.St4.Tt	Θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου υψηλής πίεσης
RBP.sas_bleed[1].Tt	Θερμοκρασία εισόδου στον RBP από τον AOC
TrbH.gamt_in	Ισεντροπικός εκθέτης $\gamma$ στην είσοδο του στροβίλου υψηλής πίεσης
TrbH.ZETA	Παράμετρος Zeta του στροβίλου υψηλής πίεσης
TrbL.ZETA	Παράμετρος Zeta του στροβίλου χαμηλής πίεσης

Από τα παραπάνω, γίνεται κατανοητή η μεγάλη πολυπλοκότητα του μοντέλου και η ανάγκη για όσο το δυνατόν ακριβέστερη αρχικοποίηση των αλγεβρικών μεταβλητών, η επιλογή των οποίων έγινε με βασικό γνώμονα την ευκολία καθορισμού αρχικής εκτίμησής τους. Σε επίπεδο σχεδίασης στο PROOSIS σχεδιάζεται πρώτα τα οι μεταβλητές data που αφορούν τον κινητήρα και στην συνέχεια σε δύο στάδια υπολογίζονται οι μεταβλητές data που αφορούν το κύκλωμα του λιπαντικού. Συγκεκριμένα για το TMS υπολογίζεται πρώτα η παροχή του TMS στο σημείο σχεδίασης έτσι ώστε να παραλαμβάνει πλήρως το θερμικό φορτίο και στη συνέχεια υπολογίζεται το ποσό θερμότητας που θα αναλάβει να ψύξει ο κάθε εναλλάκτης. Μετά το σημείο σχεδίασης θα εξεταστεί κατά πόσο το TMS βελτιώνει τον κύκλο αποστολής.

### 6.3 Εύρεση βέλτιστου TMS

Ο κινητήρας για τον οποίο θα εφαρμοστεί το TMS είναι ο PW 1127G1-JM και ο κύκλος αποστολής θα γίνει για τιμές της ώσης από το 100% έως το 7% της μέγιστης στατικής ώσης καθώς και για τα σημεία το rolling takeoff (RTO), top of climb (TOC) και cruise. Στη συνέχεια αφού αναλυθεί ο κινητήρας αναφοράς (χωρίς το TMS) σχεδιάζεται το TMS με κριτήρια την μέγιστη πρόσδοση της θερμότητας στο καύσιμο και την ψύξη του λιπαντικού σε όλον το κύκλο αποστολής. Για να επιτευχθεί αυτό χρησιμοποιούνται οι συντελεστές του Control unit, το οποίο αφορά την σχεδίαση του TMS μέσω των συντελεστών του C1 έως C3 που καθορίζουν τα ποσοστά ψύξης του κάθε εναλλάκτη.

Επιπλέον για την σχεδίαση θα γίνουν οι εξής παραδοχές :

- Η θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου από τις δεξαμενές θεωρείται ότι είναι ίση με αυτή του περιβάλλοντος, εκτός από το υψόμετρο πτήσης, όπου μπαίνουν σε λειτουργία και οι θερμαντήρες του [28] μέχρι την θερμοκρασία των  $-20^{\circ}\text{C}$ .
- Η θερμοκρασία του OilTank για το λιπαντικό η οποία βρίσκεται δίπλα από τον Fan έχει θερμοκρασία μεγαλύτερη του περιβάλλοντος κατά 15 K. Ο λόγος επειδή δεν μπορεί να ψυχθεί όλη η θερμότητα από τους εναλλάκτες σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας, αναγκαστικά θα υπάρξει και μια αύξηση.
- Η παροχή του λιπαντικού διαμέσου της αντλίας υψηλής πίεσης (HPump), επειδή είναι γραναζωτού τύπου μεταβάλλεται γραμμικά μόνο με τις στροφές. Επειδή παίρνει ισχύ από το accessory gearbox, το οποίο παίρνει ισχύ από τον στρόβιλο υψηλής, οι στροφές της θεωρείται ότι είναι ανάλογες του στρόβιλου υψηλής πίεσης.

#### Ανάλυση κινητήρα χωρίς την επίδραση TMS

Το σημείο σχεδίασης του κινητήρα θεωρείται ότι είναι οι συνθήκες απογείωσης. Παρακάτω για αυτό το σημείο περιγράφεται η διαδικασία σχεδιασμού σε υπολογιστικό περιβάλλον PROOSIS. Για την διαδικασία αυτή εισάγονται οι αντίστοιχες μεταβλητές, που πρέπει να σχεδιαστούν, οι οριακές συνθήκες (μόνο η παροχή καυσίμου) και οι αντίστοιχες εξισώσεις. Για τις εξισώσεις οι τιμές των παραμέτρων στις συνθήκες απογείωσης εκτιμήθηκαν βάσει του Σχήμα 6.6. Οι τιμές όλων των μεγεθών στο αρχείο experiment φαίνονται στα Σχήμα 6.7 ως Σχήμα 6.11. Το αεροπλάνο στο οποίο χρησιμοποιείται ο κινητήρας είναι το A320 neo με μέγιστο βάρος 79 tn.

	CmpFan.BETA	CmpFan.BETA_sec	CmpFan.NcRdes	CmpFan.Nmech (%)	CmpH.BETA	CmpH.NcRdes	CmpH.Nmech (%)	CmpL.BETA	CmpL.NcRdes
TakeOff_100%	0.42-0.48	0.63-0.75	0.87-0.89	90-93	0.51-0.53	0.99-1.00	94-96	0.29-0.44	0.88-0.90
TopOfClimb	0.30-0.30	0.55-0.63	1.00	100	0.49-0.50	1.00	95-96	0.50-0.58	1.00
Cruise	0.39-0.41	0.50-0.58	0.95-0.96	93	0.49-0.51	0.95-0.96	89-89	0.62-0.72	0.96
RTO	0.42-0.46	0.59-0.69	0.89-0.90	98-99	0.51-0.54	0.98-0.99	100	0.40-0.47	0.90-0.91

	TrbH.NcRdes	TrbH.ZETA	TrbL.NcRdes	TrbL.ZETA	Tt4/Tt2	Tt4/Tt4max(%)	OPR/OPRmax(%)
TakeOff_100%	1.00-1.01	0.58-0.59	0.92-0.93	0.37-0.45	5.89-5.90	88-91	79-85
TopOfClimb	1.00	0.58-0.60	1.00	0.60-0.67	6.39-6.55	91-93	100
Cruise	0.97-0.98	0.58-0.59	0.98	0.56-0.62	6.06-6.20	83-84	90
RTO	1.00	0.59-0.60	0.94-0.94	0.41-0.48	5.84-5.92	100	83-86

Σχήμα 6.6: Τυπικές τιμές των παραμέτρων beta και zeta των συνιστωσών σε κάθε συνθήκη

Select data and boundaries to be designed										
Data to be Designed										
	On	Name	Initial Value	Units	Category	DxAbs	DxRel	MaxStepAbs	maxStepRel	Description
1	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.NcDes	3281	rpm	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected design...
2	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_NcRd...	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design corrected...
3	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_NcRd...	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design corrected...
4	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_mapE...	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Isentropic effie...
5	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_mapE...	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Isentropic effie...
6	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_mapP...	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Pressure ratio se...
7	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_mapP...	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Pressure ratio se...
8	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_map...	0.9	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected mass f...
9	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpFan.s_map...	500	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected mass f...
10	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpH.NcDes	22300	rpm	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected rotatio...
11	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpH.s_NcRdes_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design relative c...
12	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpH.s_mapEff_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design isentropic...
13	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpH.s_mapPR_in	4	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design pressure ...
14	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpH.s_mapWc_in	1.95	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design corrected...
15	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpL.NcDes	10000	rpm	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected rotatio...
16	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpL.s_NcRdes_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design relative c...
17	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpL.s_mapEff_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design isentropic...
18	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpL.s_mapPR_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design pressure ...
19	<input checked="" type="checkbox"/>	CmpL.s_mapWc_in	0.42	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Design corrected...
20	<input checked="" type="checkbox"/>	NozPri.Aexit	0.132	m^2	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Geometric nozzle...
21	<input checked="" type="checkbox"/>	NozSec.Aexit	1.886	m^2	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Geometric nozzle...
22	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbH.NcDes	22000	rpm	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected design...
23	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbH.s_mapEff_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
24	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbH.s_mapNc_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
25	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbH.s_mapPR_in	0.9	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
26	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbH.s_mapWc_in	0.35	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
27	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbL.NcDes	10000	rpm	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Corrected design...
28	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbL.s_mapEff_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
29	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbL.s_mapNc_in	1	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
30	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbL.s_mapPR_in	1.4	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...
31	<input checked="" type="checkbox"/>	TrbL.s_mapWc_in	2.5	-	DATA	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	INPUT map scala...

Σχήμα 6.7: Μεταβλητές για σχεδίαση μαζί με τις αρχικές τους τιμές

Boundaries to be Designed Locally			
	Name	Category	Description
1	Brrn_Fu_in.W	BOUNDARY	Fuel Mass Flow

Local Point Input Data			
	Name	Category	Description
1	Amb.MNF_in	DATA	Input Mach number
2	Amb.Pamb_in	DATA	Input ambient pressure
3	Amb.Tamb_in	DATA	Input ambient temperature
4	Amb.alt_in	DATA	Input altitude
5	Amb.dTs_in	DATA	Input delta temperature from selected atmosphere
6	Amb.humSp_in	DATA	Input specific humidity
7	Amb.switchHum	DATA	Select humidity type
8	Amb.switchMode	DATA	Select ambient conditions calculation mode

Σχήμα 6.8: Οριακές συνθήκες και μεταβλητές δεδομένων που θα υπολογιστούν

Set data and boundary values					
	Name	Value	Units	Category	Description
1	Amb.MNF_in	0	-	DATA	Input Mach number
2	Amb.Pamb_in	100635	Pa	DATA	Input ambient pressure
3	Amb.Tamb_in	271.875	K	DATA	Input ambient temperature
4	Amb.alt_in	0	m	DATA	Input altitude
5	Amb.dTs_in	0	K	DATA	Input delta temperature from selected atmosphere
6	Amb.humSp_in	0	-	DATA	Input specific humidity
7	Amb.switchHum	SPECIFIC	-	DATA	Select humidity type
8	Amb.switchMode	PSTSMN	-	DATA	Select ambient conditions calculation mode
9	HPpump.s_in.signal[1]	0.0001	-	BOUNDARY	Analog signal values

Σχήμα 6.9: Οριακές συνθήκες

Initialization of boundaries to design derivatives and tearing variables locally

Save algebraic and dynamic variables for the following calculation

	Name	Initial Value	Units	Category	DxAbs	DxRel	MaxStepAbs	maxStepRel	scriptic
1	Brn.Fu_in.W	1	kg/s	BOUNDARY	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Fuel...
2	Gear_Fan.Me_in.Nmech	10000	rpm	DYNAMIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Rotat...
3	SHH.Me_in.Nmech	22000	rpm	DYNAMIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Rotat...
4	FuMixer2.Fu_in[2].T	272	K	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Fuel...
5	Brn.Fu_in.T	272	K	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Fuel...
6	CmpFan.BETA	0.47	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	COR...
7	CmpFan.BETA_sec	0.7	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	BYPA...
8	CmpFan.BPR	15	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Fan b...
9	CmpH.BETA	0.5	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	BETA...
10	Cmpl.BETA	0.4	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	BETA...
11	FuMixer2.Fu_in[1].T	288	K	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Fuel...
12	InEng.W_in	500	kg/s	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Inlet...
13	PerfMon.St4.Tt	1700	K	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Total...
14	RBP.sas_bleed[1].Tt	322	K	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Total...
15	TrbH.ZETA	0.6	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Map...
16	TrbH.gamt_in	1.3	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Inlet...
17	Trbl.ZETA	0.4	-	ALGEBRAIC	1.5e-08	1.5e-08	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Map...

Σχήμα 6.10: Αρχικές τιμές για την αρχικοποίηση του μη γραμμικού προβλήματος

Equations

On	Left-hand Side	Operator	Right-hand Side
1	<input checked="" type="checkbox"/> Gear_Fan.Me_in.Nmech'	=	(Gear_Fan.eff * Gear_Fan.Me_in.trq - Gear_Fan.gearRatio * CmpFan.Me_in.trq) / 0.10471975511966 / (Gear_Fan.inertia_g
2	<input checked="" type="checkbox"/> sSHH.trq_in	=	sSHH.inertia_Sh * 3.14159265358979 / 30 * SHH.Me_in.Nmech' + TrbH.Me_in.trq
3	<input checked="" type="checkbox"/> FOC2.Effect	=	(FOC2.L_in.T - LMixer2inout_1.Liq_bleed_in[2].T) / (FOC2.L_in.T - FOC2.Fu_in.T)
4	<input checked="" type="checkbox"/> Brn.Fu_in.T	=	KLIMIS.T_hfu(FuMixer2.fluid, FuMixer2.h_out_fu)
5	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() CmpFan.Wc	=	(CmpFan.WdMap * CmpFan.s_mapWc_pri_in * CmpFan.s_adaptWc_pri_in + CmpFan.a_mapWc_pri_in + CmpFan.a_adaptWc
6	<input checked="" type="checkbox"/> TrbH.gamt_in	=	TURBO.gamt_T(TrbH.fluid, PerfMon.St4.Tt, PerfMon.St4.FARB, D30.sas_bleed[1].WAR)
7	<input checked="" type="checkbox"/> TrbH.F_in.W * (Brn.ht_out_ad - T...	=	Brn.F_in.W * (Brn.ht_in - TURBO.h_T(Brn.fluid, TURBO.Tstd, D30.sas_bleed[1].FARB, 0)) + Brn.Fu_in.W * PerfMon.LHV.Ch
8	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() CmpH.Wc	=	(CmpH.WdMap * CmpH.s_IGV_Wc * CmpH.s_mapWc_in * CmpH.s_adaptWc_in + CmpH.a_mapWc_in + CmpH.a_adaptWc_in
9	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() Cmpl.Wc	=	(Cmpl.WdMap * Cmpl.s_IGV_Wc * Cmpl.s_mapWc_in * Cmpl.s_adaptWc_in + Cmpl.a_mapWc_in + Cmpl.a_adaptWc_in) /
10	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() CmpFan.Wc_sec	=	(CmpFan.WdMap_sec * CmpFan.s_mapWc_sec_in * CmpFan.s_adaptWc_sec_in + CmpFan.a_mapWc_sec_in + CmpFan.a
11	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() NozSec.F_in.W	=	NozSec.Ps_out * NozSec.V_out * NozSec.Aex_eff / (TURBO.R_FARB(NozSec.fluid, TURBO.Tstd, NozSec.F_in.FARB, NozSec
12	<input checked="" type="checkbox"/> AOC.Effect	=	(FOC2.L_in.T - FOC1.L_in.T) / (FOC2.L_in.T - AOC.F_in.T)
13	<input checked="" type="checkbox"/> FOC1.Effect	=	(FOC1.L_in.T - LMixer2inout_1.Liq_bleed_in[1].T) / (FOC1.L_in.T - FOC2.Fu_in.T)
14	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() D50.F_in.W	=	NozPri.Ps_out * NozPri.V_out * NozPri.Aex_eff / (TURBO.R_FARB(NozPri.fluid, TURBO.Tstd, PerfMon.St5.FARB, PerfMon.St
15	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() Trbl.Wc	=	(Trbl.WdMap * Trbl.s_Wc_VGV * Trbl.s_mapWc_in * Trbl.s_adaptWc_in + Trbl.a_mapWc_in + Trbl.a_adaptWc_in) * Trbl
16	<input checked="" type="checkbox"/> IMPL() TrbH.Wc	=	(TrbH.WdMap * TrbH.s_Wc_VGV * TrbH.s_mapWc_in * TrbH.s_adaptWc_in + TrbH.a_mapWc_in + TrbH.a_adaptWc_in) * Tr
17	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.BETA	=	0.47
18	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.BETA_sec	=	0.69
19	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.effPoly	=	0.91
20	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.effPoly_sec	=	0.91
21	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.NcRdes	=	0.88
22	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.NcRdesMap	=	CmpFan.NcRdes
23	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.NcRdesMap_sec	=	CmpFan.NcRdes
24	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.PR_sec_fw	=	1.36
25	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.PR_cw	=	1+0.8*(CmpFan.PR_sec_fw-1)
26	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.Nmech	=	3281*0.91
27	<input checked="" type="checkbox"/> CmpFan.BPR	=	12.2
28	<input checked="" type="checkbox"/> Cmpl.BETA	=	0.35
29	<input checked="" type="checkbox"/> Cmpl.effPoly	=	0.92
30	<input checked="" type="checkbox"/> Cmpl.PR_cw	=	2.3
31	<input checked="" type="checkbox"/> Cmpl.NcRdes	=	0.88
32	<input checked="" type="checkbox"/> Cmpl.NcRdesMap	=	Cmpl.NcRdes
33	<input checked="" type="checkbox"/> CmpH.BETA	=	0.52
34	<input checked="" type="checkbox"/> CmpH.effPoly	=	0.91
35	<input checked="" type="checkbox"/> PerfMon.OPR	=	32.11*0.84
36	<input checked="" type="checkbox"/> CmpH.NcRdes	=	1
37	<input checked="" type="checkbox"/> CmpH.NcRdesMap	=	CmpH.NcRdes
38	<input checked="" type="checkbox"/> CmpH.Nmech	=	22300*0.95
39	<input checked="" type="checkbox"/> Trbl.ZETA	=	0.4
40	<input checked="" type="checkbox"/> Trbl.effPoly	=	0.9
41	<input checked="" type="checkbox"/> Trbl.NcRdes	=	0.92
42	<input checked="" type="checkbox"/> Trbl.NcRdesMap	=	Trbl.NcRdes
43	<input checked="" type="checkbox"/> TrbH.ZETA	=	0.58
44	<input checked="" type="checkbox"/> TrbH.effPoly	=	0.89
45	<input checked="" type="checkbox"/> TrbH.NcRdes	=	1
46	<input checked="" type="checkbox"/> TrbH.NcRdesMap	=	TrbH.NcRdes
47	<input checked="" type="checkbox"/> NozSec.V_out	=	0.8*NozPri.V_out
48	<input checked="" type="checkbox"/> PerfMon.Fn	=	120440

Σχήμα 6.11: Εξισώσεις για τις μεταβλητές



Εισάγοντα τα παραπάνω στο μοντέλο του PROOSIS προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα για την κατανάλωση καυσίμου και τις συνολικές επιδόσεις. Τα αποτελέσματα της κατανάλωσης καυσίμου είναι πολύ κοντά σε σχέση με αυτά της αναφοράς (Πίνακας 6.4), οπότε το μοντέλο αντικατοπτρίζει με ακρίβεια την λειτουργία του κινητήρα. Στη συνέχεια για την σύγκριση των επιδόσεων θα χρησιμοποιηθούν τα αποτελέσματα από τους Πίνακας 6.5 και Πίνακας 6.6.

**Πίνακας 6.4: Αποτελέσματα της ανάλυση του PROOSIS με αυτά της πιστοποίησης [11]**

Condition	%Fmax	$m_{fuel}$ (kg/s) ICAO	$m_{fuel}$ (kg/s) PROOSIS	error (%)
Take-off	100	0.800416	0.802175	0.22
Climb Out	85	0.661263	0.663803	0.38
Approach	30	0.232194	0.228158	-1.74
Idle	7	0.089743	0.081272	-9.5

**Πίνακας 6.5: Επιδόσεις του κινητήρα χωρίς την επίδραση του TMS**

Condition	$m_{fuel}$ (kg/s)	$T_{amb}$ (K)	F (N)	TSFC	Fs (m/s)
Take-off	0.802	272	120440	6.66	218.22
Climb Out	0.664	272	102374	6.48	201.1
Approach	0.228	272	36132	6.32	119.4
Idle	0.081	272	8431	9.64	57.7
RTO	0.960	303	88384	9.76	166.4
TOC	0.458	222	25645	0.46	102.67
Cruise	0.372	222	22474	0.37	87.33

**Πίνακας 6.6: Βαθμοί απόδοσης του κινητήρα χωρίς την επίδραση του TMS**

Condition	$\epsilon_{th}$ (%)	$\epsilon_{pr}$ (%)	$\epsilon_{ovr}$ (%)
Take-off	38.48	0	0
Climb Out	36.36	0	0
Approach	22.15	0	0
Idle	7	0	0
RTO	40.21	50.26	20.21
TOC	47.74	76.85	36.68
Cruise	47.41	79.91	37.89

### Ανάλυση της επίδρασης του TMS

Η σχεδίαση του TMS θα γίνει συγκρίνοντας TMS της ίδιας διάταξης, αλλά με διαφορετική ψύξη από τον κάθε εναλλάκτη για το σημείο σχεδίασης. Ο υπολογισμός του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας γίνεται με την χρήση των εξισώσεων (2.23) και (2.25) για τον AOC και (2.29) και (2.30) για τον FOC. Επίσης κατά την ανάλυση για τον υπολογισμό της συνολικής θερμικής αγωγιμότητας των AOC θεωρείται ότι οι απώλειες θερμότητας, που δεν ψύχονται από τους εναλλάκτες αλλά από την δεξαμενή λιπαντικού, είναι της τάξης του 0.5% για λόγους που προαναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 5. Επιπρόσθετα για τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα η ώση είναι στην πράξη δεδομένη, διότι εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά του αεροπλάνου. Άρα η μόνη επίδραση που θα έχει το σύστημα TMS είναι στην κατανάλωση καυσίμου.

Όσον αφορά τις συνθήκες εισόδου του μοντέλου οι τιμές της ώσης είναι ίδιες με αυτές της ανάλυσης και ισχύουν οι παραδοχές για την θερμοκρασία του καυσίμου. Επίσης για όλες τις αναλύσεις υπολογίζεται η παροχή μάζας λίπανσης και το θερμικό φορτίο στα έδρανα και στον μειωτήρα του fan. Στο σημείο σχεδίασης η παροχή του λιπαντικού υπολογίζεται έτσι ώστε η θερμοκρασία του να μην ξεπεράσει τους 160 °C. Η θερμοκρασία του λιπαντικού στην δεξαμενή λόγω μη πλήρους ψύξης θεωρείται ότι είναι κατά 15 βαθμούς μεγαλύτερη από αυτή του περιβάλλοντος.

Για την πρώτη κατανομή της θερμικής ισχύος στους εναλλάκτες θεωρείται ότι προσδίδεται η μέγιστη δυνατή θερμότητα στο καύσιμο, δηλαδή μέχρι τους 130 °C, ενώ το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας θα το ψύχει το ζεύγος FOC - AOC1. Όσον αφορά της παροχές λιπαντικού και καυσίμου που θα διαρρέουν τους εναλλάκτες για το λιπαντικό επειδή εξέρχεται από τις αντλίες συλλογής με κοινή θερμοκρασία θα διαχωριστεί αναλόγως με το ποσοστό ψύξης του AOC-FOC1 και του FOC2. Για το καύσιμο προκειμένου να διασφαλιστεί ότι δεν θα ξεπεραστεί η θερμοκρασία των 135 °C επιλέγεται αντίστοιχος διαχωρισμός. Για τα ποσοστά των ισχύων και των παροχών χρησιμοποιούνται οι συντελεστές του CU, όπως φαίνεται παρακάτω.

**Πίνακας 6.7: Ποσοστό της θερμότητας του κάθε εναλλάκτη για τα τρία TMS**

Heat Exchanger	TMS1	TMS2	TMS3
AOC cooling percentage (%)	9.87	9.87	75.52
FOC1 cooling percentage (%)	70.13	30.13	14.48
FOC2 cooling percentage (%)	20	60	10

Ο υπολογισμός της παροχής λιπαντικού έγινε για τις συνθήκες απογείωσης και είναι ίδια για τα TMS που θα εξεταστούν παρακάτω. Επιπρόσθετα για την καλύτερη μοντελοποίηση των επιδόσεων του κινητήρα υπολογίζεται και η υδραυλική ισχύς των απωλειών στον άξονα του ζεύγους υψηλής πίεσης. Συνεπώς απαιτείται μια εκτίμηση των παραμέτρων των αντλιών του κυκλώματος λίπανσης, ώστε να υπολογίζονται την πτώση πίεσης, άρα και την ισχύ που μεταβάλλεται και την παροχή λιπαντικού που θα διαρρέει στο κύκλωμα αναλόγως την συνθήκη πτήσης. Για αυτό για τις αντλίες λαμβάνονται υπόψη τα εξής :

- Η πίεση για την λίπανση των εδράνων και των γραναζιών στον μειωτήρα θεωρείται ότι είναι ίση με 16 bar [29], η οποία λόγω της φύσης των αντλιών θετικής εκτόπισης θεωρείται ότι είναι σταθερή για το μεγαλύτερο εύρος [7,15].
- Η μέγιστη παροχή στις αντλίες αυτές εξαρτάται μόνο από τις στροφές και αυξάνεται αναλογικά [15]. Οι στροφές του εξαρτώνται από αυτές του accessory gearbox ,το οποίο παίρνει ισχύ από τον άξονα υψηλής πίεσης. Πρέπει να εξεταστεί αν σε όλες τις συνθήκες η θερμοκρασία στην έξοδο να μην ξεπεράσει τους 160 °C σε περίπτωση μείωσης των στροφών η αύξησης της θερμότητας.
- Η ισχύς των αντλιών συλλογής (scavenge pumps) και ο λόγος πίεσης είναι τέτοιος έτσι ώστε να εξασφαλιστεί η ροή του λιπαντικού στους επόμενους αγωγούς και εναλλάκτες. Για την πτώση πίεσης στους αγωγούς λόγω των μικρών ταχυτήτων του λιπαντικού ( μικρότερη των 4 m/s) θεωρείται ότι είναι της τάξης του 1 με 2%.

Για το κάθε σύστημα η παροχή λιπαντικού σε κάθε συνθήκη λειτουργίας και η αντίστοιχη μηχανική ισχύς για την κίνηση των αντλιών φαίνεται στον Πίνακας 6.8 .

**Πίνακας 6.8: Συνολική παροχή λιπαντικού για όλα τα TMS και η απαιτούμενη μηχανική ισχύς**

Condition	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	BRG_HTL.Qload (W)	GRB_HTL.Qload (W)
Take-off	0.838	109071	152058
Climb Out	0.804	92916	122895
Approach	0.659	32593	31000
Idle	0.513	9137	5374
RTO	0.890	129909	186911
TOC	0.721	51624	77543
Cruise	0.809	44429	64670

**Κατανομή φορτίων TMS1**

Τα αποτελέσματα της ανάλυση αυτής για τις θερμοκρασίες του λιπαντικού και την ισχύ των εναλλακτών φαίνονται στους πίνακες Πίνακας 6.9 και Πίνακας 6.10.

**Πίνακας 6.9: Θερμοκρασίες του καυσίμου και του λιπαντικού για το TMS1**

Condition	OilTank.Toil (K)	LMixer1.L_out.T (K)	Brn.Fu_in.T (K)
Take-off	287	433	400
Climb Out	294	422	398
Approach	332	379	370
Idle	314	329	325
RTO	297	461	415
TOC	330	400	392
Cruise	334	398	390

**Πίνακας 6.10: Θερμότητα που συναλλάσσεται σε κάθε εναλλάκτη για το TMS1**

Condition	AOC $Q$ (W)	FOC1 $Q$ (W)	FOC2 $Q$ (W)
Take-off	25034	182557	51891
Climb Out	22477	146518	43898
Approach	12680	37601	11996
Idle	4457	6893	2177
RTO	25061	226635	63094
TOC	13656	87177	26315
Cruise	15236	69046	21275

Παρατηρήσεις για το σύστημα TMS1

- Από τον Πίνακα 6.9 η θερμοκρασία του λιπαντικού στην δεξαμενή είναι μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική και αρκετά υψηλή σε ορισμένες συνθήκες
- Για το καύσιμο παρατηρείται ότι στο RTO ξεπερνά τα επιτρεπτά όρια, το ίδιο ισχύει και για το λιπαντικό.

**Κατανομή φορτίων TMS2**

Στην δεύτερη κατανομή των θερμικών φορτίων το καύσιμο πάλι παραλαμβάνει την μέγιστη θερμική ισχύ αυτή την φορά όμως ο εναλλάκτης FOC2 ψύχει το μεγαλύτερο ποσοστό . Τα αντίστοιχα αποτελέσματα φαίνονται στους Πίνακας 6.11 και Πίνακας 6.12.

Condition	OilTank.Toil (K)	LMixer1.L_out.T (K)	Brn.Fu_in.T (K)
Take-off	287	433	400
Climb Out	295	422	398
Approach	332	379	370
Idle	314	329	325
RTO	297	461	415
TOC	330	400	392
Cruise	334	398	390

**Πίνακας 6.11: Θερμοκρασίες του καυσίμου και του λιπαντικού για το TMS2**

**Πίνακας 6.12: Θερμότητα που συναλλάσσεται σε κάθε εναλλάκτη για το TMS2**

Condition	AOC $Q$ (W)	FOC1 $Q$ (W)	FOC2 $Q$ (W)
Take-off	25025	78446	155674
Climb Out	22292	59786	130815
Approach	12582	14052	35643
Idle	4455	2609	6463
RTO	24696	105587	186496
TOC	14001	34921	78943
Cruise	15358	26673	62921

Παρατηρήσεις για το σύστημα TMS2

- Και σε αυτή την περίπτωση το λιπαντικό δεν ψύχεται σε μια θερμοκρασία αρκετά μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής
- Και εδώ στο RTO η θερμοκρασία του καυσίμου και του λιπαντικού ξεπερνούν τα επιτρεπτά όρια

**Κατανομή φορτίων TMS3**

Στην τρίτη κατανομή των θερμικών φορτίων περιορίζεται η θερμότητα που προσδίδεται στο καύσιμο ( στους 310 K) και αυξάνεται η θερμότητα που δίνεται στον αέρα παράκαμψης. Τα αντίστοιχα αποτελέσματα φαίνονται στους Πίνακας 6.13 και Πίνακας 6.14.

**Πίνακας 6.13: Θερμοκρασίες του καυσίμου και του λιπαντικού για το TMS3**

Condition	OilTank.Toil (K)	LMixer1.L_out.T (K)	Brn.Fu_in.T (K)
Take-off	287	433	310
Climb Out	288	416	308
Approach	284	335	294
Idle	278	294	283
RTO	307	466	335
TOC	292	367	307
Cruise	285	354	296

**Πίνακας 6.14: Θερμότητα που συναλλάσσεται σε κάθε εναλλάκτη για το TMS3**

Condition	AOC $Q$ (W)	FOC1 $Q$ (W)	FOC2 $Q$ (W)
Take-off	196034	37764	25976
Climb Out	165360	28447	21529
Approach	51917	4757	5758
Idle	11823	751	1029
RTO	214912	67564	32027
TOC	88498	24559	14184
Cruise	87395	13106	11088

**Παρατηρήσεις για το σύστημα TMS3**

- Σε αυτή την περίπτωση σε κάθε σημείο η θερμοκρασία της δεξαμενής του λιπαντικού είναι μικρότερη από τις δύο προηγούμενες περιπτώσεις.
- Στο RTO μόνο του λιπαντικού ξεπερνά τα επιτρεπτά όρια. Του καυσίμου είναι κατά πολύ μικρότερη, λόγω της σχεδίασης που πραγματοποιήθηκε.

Από τα αποτελέσματα είναι φανερό και στις τρεις περιπτώσεις η ελάχιστη θερμοκρασία του λιπαντικού είναι αρκετά μεγαλύτερη από την με εξαίρεση το σύστημα TMS3 για τις συνθήκες λειτουργίας στο έδαφος (Πίνακας 6.13) μόνο. Σε όλα τα άλλα τα σημεία παρατηρήθηκε ότι η παροχή του λιπαντικού λόγω της μεταβολής των στροφών είναι πολύ μεγάλη για ορισμένα θερμικά φορτία γεγονός που οδηγεί σε ψύξη του σε μεγάλες θερμοκρασίες. Επιπλέον παρατηρείται ότι η θερμοκρασία του λιπαντικού και του καυσίμου στο RTO ξεπερνούν τα επιτρεπτά όρια, και επομένως η μηχανή δεν θα μπορέσει να λειτουργήσει. Τέλος το σύστημα σχεδιάστηκε για τις θερμοκρασίες που λειτουργούσε και ο κινητήρας, για να διερευνηθεί κατά πόσο μπορεί να λειτουργήσει το σύστημα παράλληλα με τον κινητήρα. Σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες δεν είναι σίγουρο ότι θα λειτουργεί με τις απαιτούμενες προϋποθέσεις.

Επίσης ενδιαφέρον έχει η επίδραση του κάθε συστήματος στις επιδόσεις του κινητήρα. Ενδεικτικά φαίνεται παρακάτω (Πίνακας 6.15) η επίδραση που έχει στην κατανάλωση καυσίμου, θωρώντας συγκεκριμένη τιμή της ώσης σε κάθε συνθήκη. Στις περιπτώσεις των TMS1 και TMS2 η μείωση στην κατανάλωση είναι μεγαλύτερη σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας, ενώ στην TMS3 είναι μικρότερη. Όταν ο κινητήρας βρίσκεται στην idle κατάσταση υπάρχει μια μικρή αύξηση στην κατανάλωση. Αυτή η αύξηση είναι ασήμαντη στην ανάλυση, διότι χρειάζεται ένα πιο ακριβές μοντέλο για να προσδιορισθεί αυτό το σημείο. Εκτός αυτού οι αρχικές τιμές της κατανάλωσης προσδιορίστηκαν χωρίς την επίδραση του TMS, κάτι το οποίο δεν είναι απόλυτα ακριβές. Ο λόγος είναι ότι δεν είναι γνωστή η διάταξη TMS για το παρόν κινητήρα.

**Πίνακας 6.15: Τελικές επιδόσεις του κινητήρα με το κάθε σύστημα TMS**

TMS	TMS1		TMS2		TMS3	
	$\dot{m}_{fu}$ (kg/s)	$\Delta m_{fuel}$ (%)	$\dot{m}_{fu}$ (kg/s)	$\Delta m_{fuel}$ (%)	$\dot{m}_{fu}$ (kg/s)	$\Delta m_{fuel}$ (%)
Take-off	0.7965	-0.594	0.7966	-0.593	0.8006	-0.090
Climb Out	0.6591	-0.568	0.6590	-0.568	0.6623	-0.068
Approach	0.2274	-0.341	0.2269	-0.341	0.2279	0.066
Idle	0.0813	0.008	0.0811	0.007	0.0813	0.180
RTO	0.9761	-1.692	0.9755	-1.697	0.9798	-1.269
TOC	0.3785	-0.559	0.3774	-0.562	0.3786	-0.293
Cruise	0.3063	-1.170	0.3054	-1.165	0.3065	-0.858

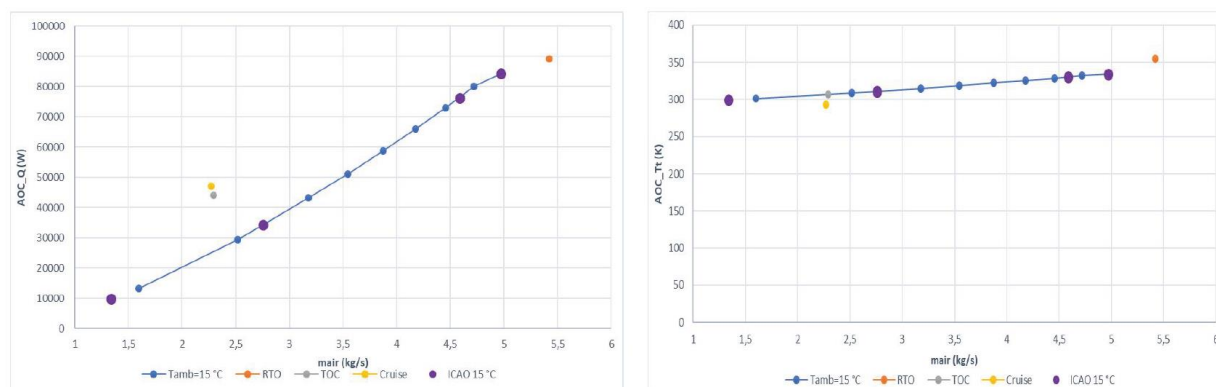
## 6.4 Τελικό TMS

Για να εξασφαλιστεί η λειτουργικότητα του TMS σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή το λιπαντικό να ψύχεται στην μικρότερη δυνατή θερμοκρασία σχεδιάζεται εκ νέου ένα σύστημα σε κανονικές ατμοσφαιρικές συνθήκες. Στο σύστημα αυτό υπολογίζεται εκ νέου η παροχή των αντλιών με τα θερμικά φορτία (Πίνακας 6.16) στο σημείο σχεδίασης και στις συνθήκες για την μέγιστη ώση με την διαφορά ότι η θερμοκρασία του καυσίμου στον θάλαμο καύσης είναι οι 112 °C. Για να διακριβωθεί η πλήρης λειτουργικότητα του συστήματος θα εξεταστεί η ψύξη του και σε διαφορετικές συνθήκες περιβάλλοντος. Η παροχή του λιπαντικού στις αντλίες υπολογίζεται εκ νέου, έτσι ώστε μετά τα έδρανα και το gearbox η θερμοκρασία του να είναι ίση με 160 °C.

Πίνακας 6.16: Παροχή λιπαντικού και ισχύς των αντλιών για το νέο σύστημα

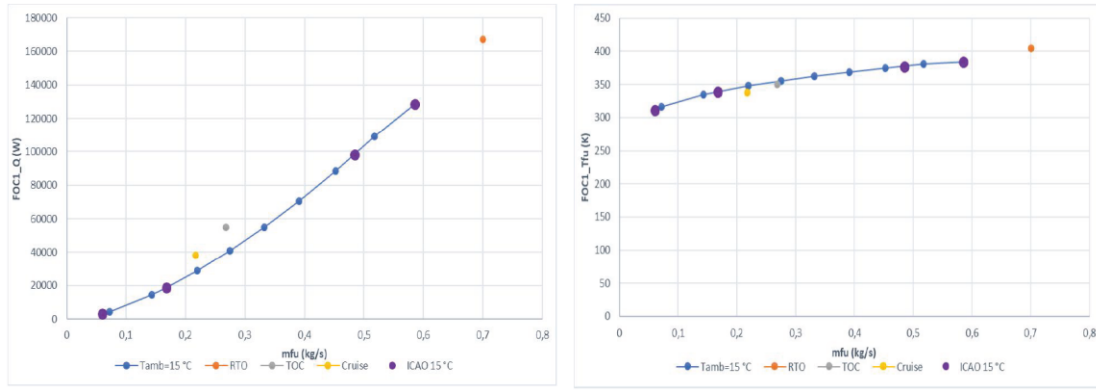
Condition	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	BRG_HTL.Qload (W)	GRB_HTL.Qload (W)
Take-off	0.924	111831	156221
Climb Out	0.887	95292	126249
Approach	0.727	33456	31856
Idle	0.567	9402	5535
RTO	0.964	130857	188583
TOC	0.927	51608	77579
Cruise	0.869	44414	64967

Οι επιδόσεις των εναλλακτών για τις παραπάνω συνθήκες λειτουργίας και για τις τιμές της ώσης από την μέγιστη στατική έως το 10% της μέγιστης φαίνονται στα παρακάτω σχήματα (Σχήμα 6.12 ως Σχήμα 6.14).

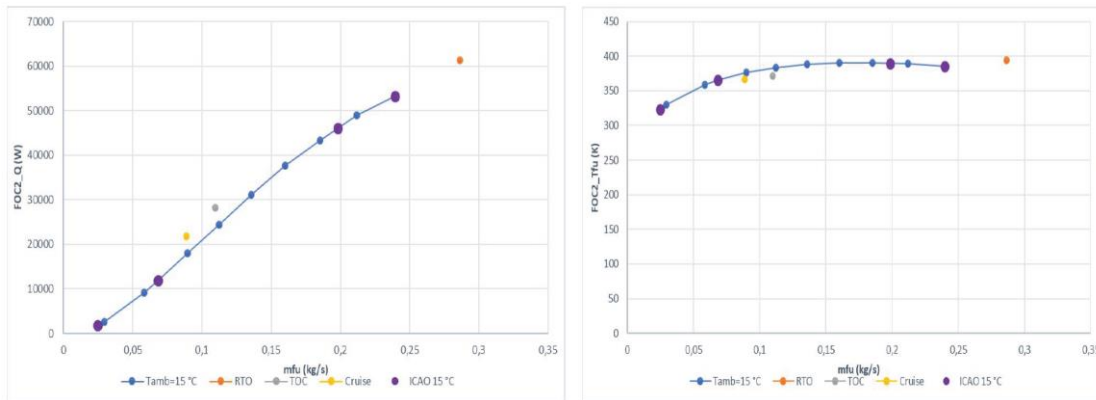


Σχήμα 6.12: Μεταβολή της θερμικής ισχύος και της θερμοκρασίας του αέρα στον AOC





Σχήμα 6.13: Μεταβολή της θερμικής ισχύος και της θερμοκρασίας του καυσίμου στον FOC1



Σχήμα 6.14 Μεταβολή της θερμικής ισχύος και της θερμοκρασίας του καυσίμου στον FOC2

Οι θερμοκρασίες του λιπαντικού (ελάχιστη και μέγιστη) καθώς και η θερμοκρασία του καυσίμου φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 6.17: Θερμοκρασίες του καυσίμου και του λιπαντικού για το τελικό TMS

Condition	OilTank.Toil (K)	LMixer1.L_out.T (K)	Brn.Fu_in.T (K)
Take-off	298	433	385
Climb Out	303	421	372
Approach	318	362	338
Idle	303	317	309
RTO	308	450	391
TOC	305	373	348
Cruise	302	365	336

Από τα αποτελέσματα του νέου συστήματος τόσο η θερμοκρασία του καυσίμου όσο και του λιπαντικού είναι στα επιτρεπτά όρια (Πίνακας 6.17). Όσο αφορά την τελική θερμοκρασία στην δεξαμενή του λιπαντικού είναι και σε αυτή την περίπτωση αρκετά μεγαλύτερη από του περιβάλλοντος, αλλά σε επιτρεπτά όρια έτσι ώστε η συνεκτικότητα του να μην μειωθεί κάτω από 12.5 cst.

Στους παρακάτω πίνακες (Πίνακας 6.18 ως Πίνακας 6.20) φαίνονται τα τελικά αποτελέσματα για τις θερμοκρασίες εξόδου του κάθε εναλλάκτη.

**Πίνακας 6.18: Θερμοκρασίες εξόδου για τον εναλλάκτη AOC**

Condition	$\dot{m}_{air}$ (kg/s)	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	$T_{liq\_out}$ (K)	$T_{t\_out}$ (K)
Take-off	4.95	0.74	368	338
Climb Out	4.57	0.71	360	333
Approach	2.75	0.58	322	312
Idle	1.33	0.45	305	299
RTO	5.40	0.77	407	360
TOC	2.28	0.74	350	310
Cruise	2.26	0.69	339	295

**Πίνακας 6.19: Θερμοκρασίες εξόδου για τον εναλλάκτη FOC1**

Condition	$\dot{m}_{fu}$ (kg/s)	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	$T_{liq\_out}$ (K)	$T_{fu\_out}$ (K)
Take-off	0.63	0.74	297	367
Climb Out	0.52	0.71	304	361
Approach	0.18	0.58	316	330
Idle	0.06	0.45	303	306
RTO	0.75	0.77	308	395
TOC	0.29	0.74	304	341
Cruise	0.23	0.69	300	327

**Πίνακας 6.20: Θερμοκρασίες εξόδου για τον εναλλάκτη FOC2**

Condition	$\dot{m}_{fu}$ (kg/s)	$\dot{m}_{liq}$ (kg/s)	$T_{liq\_out}$ (K)	$T_{fu\_out}$ (K)
Take-off	0.20	0.19	299	385
Climb Out	0.17	0.18	302	389
Approach	0.06	0.15	331	366
Idle	0.02	0.11	311	323
RTO	0.24	0.19	311	395
TOC	0.09	0.19	311	372
Cruise	0.07	0.17	314	367

Οι θερμοκρασίες του καυσίμου στην έξοδο των εναλλακτών είναι μικρότερες από τις επιτρεπτές. Ο λόγος είναι ότι το σημείο σχεδίασης του takeoff έγινε για μεγαλύτερη θερμοκρασία περιβάλλοντος (15 °C). Επίσης για το λιπαντικό φαίνεται ότι σε αυτές τι συνθήκες ψύχεται στην αρχική του θερμοκρασία ή και σε μικρότερη από αυτήν (Πίνακας 6.20) και σε καμιά περίπτωση δεν ξεπερνά την επιτρεπτή του θερμοκρασία. Στον Πίνακα 6.21 φαίνονται τα αποτελέσματα για την θερμότητα στους τρεις εναλλάκτες.

**Πίνακας 6.21 Θερμότητα που συναλλάσσεται σε κάθε εναλλάκτη για το τελικό TMS**

Condition	AOC $Q$ (W)	FOC1 $Q$ (W)	FOC2 $Q$ (W)
Take-off	88029	119707	51930
Climb Out	79092	90983	44671
Approach	34907	17048	11354
Idle	15005	4020	2569
RTO	89208	167283	61363
TOC	44180	55024	28256
Cruise	47012	38328	21768

Αναφορικά με τις τελικές επιδόσεις του κινητήρα για τις κανονικές συνθήκες φαίνεται ότι η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου είναι σημαντική (Πίνακας 6.22). Η μείωση της κατανάλωσης είναι της τάξης του 0.5% .

**Πίνακας 6.22: Τελικές επιδόσεις κινητήρα με το τελικό σύστημα**

Condition	$m_{\text{fuel}}$ (kg/s)	$F_s$ (m/s)	$\Delta m_{\text{fuel}}$ (%)	$\Delta F_s$ (%)
Take-off	0.827	218.33	-0.48	0.051
Climb Out	0.684	201.18	-0.45	0.050
Approach	0.236	119.50	-0.26	0.050
Idle	0.084	57.77	-0.11	0.044
RTO	0.987	166.48	-0.51	0.053
TOC	0.379	102.74	-0.61	0.075
Cruise	0.308	87.41	-0.49	0.086

### Τελικά αποτελέσματα

Από τα αποτελέσματα για το τελικό σύστημα προκύπτει άμεσα ότι τόσο η μέγιστη θερμοκρασία του καυσίμου όσο και του λιπαντικού δεν ξεπερνούν τα επιτρεπτά όρια (Πίνακας 6.17), όπως και η θερμοκρασία του καυσίμου στους εναλλάκτες είναι μικρότερη των ορίων (Πίνακας 6.19 και Πίνακας 6.20). Η θερμοκρασία του λιπαντικού στην δεξαμενή δεν ξεπερνά τους 100 °C, οπότε θεωρείται ότι το λιπαντικό δεν χάνει την λιπαντική του ικανότητα και συνεπώς ικανοποιείται ο πρωταρχικός σκοπός του συστήματος διαχείρισης θερμότητας.

Όσον αφορά τα αποτελέσματα για τις τελικές επιδόσεις του κινητήρα (Πίνακας 6.22) η μείωση του καυσίμου είναι μικρότερη από τις προηγούμενες περιπτώσεις. Ο λόγος είναι ότι σε αυτή την περίπτωση μειώθηκε η τελική θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης για να μην ξεπεραστεί σε πιο απαιτητικές συνθήκες η επιτρεπτή θερμοκρασία στον καυστήρα, όπως στο RTO. Επίσης το σύστημα αυτό σχεδιάστηκε με θερμοκρασιακή αύξηση του καυσίμου τους 112 °C βαθμούς και όχι τους 130 °C. Ο λόγος επειδή ο κινητήρας λειτουργεί σε ατμοσφαιρικές συνθήκες -1°C. Αν σχεδιάζόταν με μεγαλύτερη επιτρεπόμενη θερμοκρασία καυσίμου, τότε δεν θα μπορούσε να αντεπεξέλθει σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας ή και σε πιο θερμά περιβάλλοντα. Στη συνέχεια θα εξεταστεί και η συμπεριφορά του συστήματος με αλλαγή των ατμοσφαιρικών συνθηκών.

### 6.5 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Στις προηγούμενες υποενότητες έγινε ανάλυση του TMS για τις συνθήκες αναφοράς. Στον πραγματικό κόσμο όμως η μηχανή συνεπώς και το TMS δεν θα λειτουργούν μόνο σε αυτές τις συνθήκες, αλλά σε διαφορετικά περιβάλλοντα με διαφορετικές συνθήκες το καθένα. Η επίδραση των συνθηκών είναι άμεση κυρίως στην θερμοκρασία του καυσίμου, του αέρα και του λιπαντικού. Το αντίκτυπο που θα έχει η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι: Επομένως θα γίνει ανάλυση της λειτουργίας του κινητήρα μαζί με το TMS σε ένα θερμό και ένα ψυχρό περιβάλλον.

- Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του καυσίμου στις πτέρυγες μειώνοντας έτσι την θερμότητα που μπορεί να προσλάβει το καύσιμο
- Η αύξηση οδηγεί και αύξηση στην θερμοκρασία του λιπαντικού και επομένως για το ίδιο θερμικό φορτίο θα πρέπει να αυξηθεί η παροχή του προκειμένου να μην ξεπεραστεί το όριο της θερμοκρασίας.
- Η αλλαγή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος οδηγεί αντίστοιχα και σε αλλαγή της θερμοκρασίας εισόδου του αέρα στον AOC. Όταν αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου μειώνεται και η θερμότητα που μπορεί να ψύξει.

Η αλλαγή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος οδηγεί και σε αλλαγή στις επιδόσεις του κινητήρα, άρα και στην θερμότητα που θα παραλαμβάνει το λιπαντικό. Εν γένει μείωση της θερμοκρασίας αυξάνει την ώση και συνεπώς και την θερμότητα που εκλύεται στο λιπαντικό. Επομένως πρέπει να γίνει ανάλυση της λειτουργίας του κινητήρα μαζί με το TMS σε ένα θερμό και ένα ψυχρό περιβάλλον, προκειμένου να εξασφαλιστεί η γενική λειτουργικότητα του TMS. Οι αναλύσεις που θα ακολουθήσουν αφορούν την λειτουργία του κινητήρα στο έδαφος.

### 6.5.1 Θερό Περιβάλλον

Για το θερό περιβάλλον θεωρείται ότι η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι 40 °C. Οι θερμοκρασία του καυσίμου είναι και αυτή ίση με του περιβάλλοντος, ενώ του λιπαντικού προκύπτει έτσι ώστε να αποβάλλεται μικρό ποσό θερμότητας από το OilTank. Σε αυτή την περίπτωση η επιτρεπτή θερμοκρασία του λιπαντικού θεωρείται ότι είναι ίση με 177 °C και η επιτρεπτή του καυσίμου οι 135 °C. Τα αποτελέσματα για τις θερμοκρασίες φαίνονται στον επόμενο πίνακα (Πίνακας 6.23).

**Πίνακας 6.23: Θερμοδυναμικές επιδόσεις TMS σε θερό περιβάλλον**

Condition	Qload (KW)	OilTank.Toil (K)	LMixer1.L_out.T (K)	Brn.Fu_in.T (K)	$\Delta m_{fuel}$ (%)
Take-off	279	320	450	400	-0.49
Climb Out	231	328	440	397	-0.47
Approach	68	343	385	364	-0.28
Idle	15.5	329	342	335	-0.11
RTO	324.4	318	450	401	-0.57
TOC	133	310	378	358	-0.63
Cruise	114.5	313	375	354	-0.61

### 6.5.2 Ψυχρό Περιβάλλον

Για το ψυχρό περιβάλλον θεωρείται ότι η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι -25 °C. Οι θερμοκρασία του καυσίμου είναι και αυτή ίση με του περιβάλλοντος, ενώ του λιπαντικού προκύπτει έτσι ώστε να αποβάλλεται μικρό ποσό θερμότητας από το OilTank. Τα αποτελέσματα για τις θερμοκρασίες φαίνονται στον επόμενο πίνακα (Πίνακας 6.24).

**Πίνακας 6.24: Θερμοδυναμικές επιδόσεις TMS σε ψυχρό περιβάλλον**

Condition	Qload (KW)	OilTank.Toil (K)	LMixer1.L_out.T (K)	Brn.Fu_in.T (K)	$\Delta m_{fuel}$ (%)
Take-off	250	265	409	337	-0.42
Climb Out	207	267	393	332	-0.40
Approach	61	277	326	295	-0.21
Idle	13.9	260	276	266	-0.06
RTO	312.2	250	416	353	-0.58
TOC	117	291	632	318	-0.57
Cruise	100.4	284	349	306	-0.48

### 6.5.3 Τελικά Αποτελέσματα

Από τα αποτελέσματα είναι άμεσα φανερό ότι τόσο οι εξόδοι του λιπαντικού και του καυσίμου έχουν αυξηθεί σημαντικά για την λειτουργία σε θερμό περιβάλλον και καταδεικνύει την ανάγκη της επέμβασης στην παροχή του λιπαντικού του TMS. Συγκεκριμένα με αλλαγή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος μπορούμε να παρατηρήσουμε:

- Αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος οδηγεί σε αύξηση του θερμικού φορτίου που παραλαμβάνει το TMS και αυξάνεται ο κίνδυνος το λιπαντικό και το καύσιμο να ξεπεράσουν την επιτρεπτή θερμοκρασία.
- Η αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος οδηγεί και σε αύξηση των θερμοκρασιών του αέρα και του καυσίμου και συνεπώς μειώνει την ικανότητα ψύξης των εναλλακτών. Δεδομένου ότι αυξάνεται και η αρχική θερμοκρασία του λιπαντικού, πρέπει να αυξηθεί και η παροχή προκειμένου να παραλάβει όλη την θερμότητα.
- Για το θερμό περιβάλλον σε συνθήκες μεγάλης ώσης αδυνατεί το σύστημα να ψύξει όλη την προσδιδόμενη ισχύ, εκτός και αν αυξηθεί κατά πολύ η τελική θερμοκρασία στην δεξαμενή λιπαντικού. Σε αυτή την περίπτωση χάνεται κατά πολύ η ικανότητα λίπανσης, που είναι και ο πρωταρχικός ρόλος του λιπαντικού. Για αυτό στην δεξαμενή πρέπει να υπάρχει η ικανότητα έκλυσης της θερμότητας σε μεγάλες θερμοκρασίες προς τον αέρα παράκαμψης ή το εξωτερικό περιβάλλον.
- Για τις συνθήκες περιβάλλοντος χαμηλότερες από αυτές που σχεδιάστηκε το σύστημα, το TMS λειτουργεί χωρίς προβλήματα. Επίσης για τις συνθήκες του ψυχρού περιβάλλοντος το λιπαντικό φτάνει την επιτρεπτή θερμοκρασία πρώτου φτάσει το καύσιμο την επιτρεπτή του θερμοκρασία

Το τελικό συμπέρασμα είναι ότι το σύστημα διαχείρισης θερμότητας μπορεί να διαχειριστή την θερμότητα από τον κινητήρα σε θερμοκρασίες του εδάφους εκτός των συνθηκών σχεδίασης.

# 7 Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα-Προτάσεις

## 7.1 Ανακεφαλαίωση

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση του συστήματος διαχείρισης θερμότητας (TMS) σε κινητήρες Turbofan με την χρήση αδιάστατων ημι-εμπειρικών εξισώσεων για τον υπολογισμό της συναλλαγής θερμότητας.

Αρχικά έγινε μια αναλυτική περιγραφή των συστημάτων TMS, των συνιστωσών που τα απαρτίζουν και τον τρόπο λειτουργίας τους. Δόθηκε έμφαση στους εναλλάκτες Air-Oil Cooler και Fuel-Oil Cooler του TMS και τα χαρακτηριστικά του καθενός, καθώς και στους περιορισμούς στις θερμοκρασίες του λιπαντικού και του καυσίμου που οδηγούν στην αναγκαστική χρήση και των δύο τύπων για την πλήρη ψύξη του λιπαντικού.

Ακολούθησε η μοντελοποίηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του λιπαντικού και του καυσίμου και η περιγραφή της μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες. Η συναλλαγή θερμότητας μοντελοποιήθηκε με την χρήση της μεθόδου ε-NTU, που υπολογίζει τον βαθμό εκμετάλλευσης βάσει του συνολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Για να βρεθεί ο τρόπος με τον οποίο μεταβάλλεται ο συντελεστής αυτός χρειάστηκε εκτενής βιβλιογραφική έρευνα για τους τύπους εναλλακτών που χρησιμοποιούνται στους αεροπορικούς κινητήρες. Μετά την μαθηματική μοντελοποίηση ακολούθησε ο προγραμματισμός σε περιβάλλον PROOSIS των δύο εναλλακτών και των λοιπών συνιστωσών του κυκλώματος λίπανσης.

Στη συνέχεια ακολούθησε η πιστοποίηση των μοντέλων των εναλλακτών. Αρχικά πραγματοποιήθηκαν παραμετρικές μελέτες μεταβάλλοντας τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του κάθε εναλλάκτη. Αφού επιβεβαιώθηκε η φυσική λειτουργία των εναλλακτών, ακολούθησε η σύγκριση με δεδομένα από την ανοιχτή βιβλιογραφία, έτσι ώστε να αποδειχθεί ότι τα μοντέλα προσομοιώνουν με αποδεκτή ακρίβεια έναν πραγματικό εναλλάκτη.

Στη συνέχεια ακολούθησε η προσομοίωση απλών συστημάτων TMS με ένα θερμικό φορτίο και δύο εναλλάκτες είτε σε σειρά είτε παράλληλα. Η ανάλυση αυτή έγινε προκειμένου να διακριβωθεί ποια σύνδεση υπερτερεί έτσι ώστε να χρησιμοποιηθεί στο σύστημα TMS. Επίσης πραγματοποιήθηκε και ανάλυση με ένα πραγματικό σύστημα αεροπορικού κινητήρα για την πιστοποίηση ολόκληρου του μοντέλου TMS.

Στο τελικό μέρος της παρούσας διπλωματικής προτάθηκε ένα σύστημα TMS για έναν πραγματικό geared Turbofan. Αρχικά δημιουργήθηκε ένα μοντέλο κινητήρα και πιστοποιήθηκε η ορθή λειτουργία του και στη συνέχεια προστέθηκε στο μοντέλο του κινητήρα το μοντέλο TMS. Για την σχεδίαση του συστήματος TMS χρειάστηκε να βρεθεί η καλύτερη δυνατή κατανομή του θερμικού φορτίου στους εναλλάκτες με στόχο

την βελτίωση των επιδόσεων του κινητήρα. Πραγματοποιήθηκε ανάλυση της λειτουργίας του TMS σε χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας του κινητήρα και σε διαφορετικές περιβαλλοντικές συνθήκες.

## 7.2 Συμπεράσματα

Με βάση τα αποτελέσματα από όλα τα στάδια της εργασίας μπορούν να εξαχθούν τα εξής συμπεράσματα:

- Στο μοντέλο για τον εναλλάκτη AOC παρατηρήθηκε ότι η μεταφορά θερμότητας εξαρτάται κατά κύριο λόγο μόνο από την παροχή αέρα. Η εξάρτηση αυτή οφείλεται στο ότι η παροχή του αέρα είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή του λιπαντικού. Μαθηματικά αποδεικνύεται και από τις εξισώσεις υπολογισμού του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και του βαθμού εκμετάλλευσης, από τον οποίο για μικρό Cr ο βαθμός εκμετάλλευσης μένει πρακτικά σταθερός.
- Για τον εναλλάκτη FOC επειδή και τα δύο ρευστά έχουν άμεση εξάρτηση με την θερμοκρασία πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στην μετάδοση θερμότητας. Λόγω της επιλογής συνθετικών λιπαντικών που έχουν μεγαλύτερο συντελεστή θερμοχωρητικότητας από το καύσιμο, εδώ η θερμική αγωγιμότητα εξαρτάται σε μεγαλύτερο βαθμό από το καύσιμο.
- Στο τμήμα όπου γίνεται η σύγκριση των απλών διατάξεων TMS διαπιστώθηκε ότι στις περιπτώσεις με σύνδεση σε σειρά, ο τελευταίος εναλλάκτης επηρεάζεται από τον πρώτο, ενώ στην παράλληλη σύνδεση οι εναλλάκτες δεν αλληλοεπηρεάζονται.
- Επίσης στο τμήμα της διαστασιολόγησης του AOC, στην παράλληλη σύνδεση ο εναλλάκτης θα έχει τον μεγαλύτερο NTU, άρα και την μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής, διότι από την εξίσωση του αριθμού NTU για να υπάρχει βαθμός εκμετάλλευσης 1 πρέπει ο NTU να είναι πολύ μεγάλος, ανεξαρτήτως της θερμικής ισχύος που ψύχει. Στην εν σειρά διάταξη επειδή ο βαθμός εκμετάλλευσης δεν φτάνει την μονάδα ο NTU είναι μικρότερος. Με βάση αυτό ο AOC επιλέχθηκε να μπει πριν έναν FOC.
- Στο στάδιο της επαλήθευσης του TMS έγινε φανερό ότι για να ψυχθεί το συγκεκριμένο ποσό θερμότητας σε κάθε συνθήκη πρέπει να μεταβάλλεται και η παροχή του λιπαντικού.
- Στην τελική μοντελοποίηση του TMS παρατηρήθηκε ότι η παροχή του λιπαντικού σε ορισμένα φορτία είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή που χρειάζεται, λόγω της μικρής μεταβολής των στροφών του συμπιεστή υψηλής.



### 7.3 Προτάσεις

Για την βελτίωση και περαιτέρω ανάπτυξη ενός συστήματος TMS όπως αυτό της παρούσας διπλωματικής εργασίας προτείνονται οι παρακάτω κατευθύνσεις.

- Τα ποσά θερμότητας υπολογίστηκαν θεωρώντας τους μηχανικούς βαθμούς απόδοσης του gearbox και των αξόνων σταθερούς. Μια καλύτερη μοντελοποίηση θα ήταν να μεταβάλλονται με τις στροφές.
- Στην παρούσα διπλωματική δεν έχει ληφθεί υπόψη και η πλήρης σχεδίαση του κυκλώματος καυσίμου και συνεπώς δεν είναι γνωστό αν θερμαίνεται το καύσιμο από κάποια συνιστώσα, όπως για παράδειγμα από τον αέρα απομάστευσης. Η αλλαγή στην θερμοκρασία του καυσίμου προκαλεί αλλαγή στις επιδόσεις του εναλλάκτη FOC όπως και του κινητήρα.
- Αναφορικά με την μοντελοποίηση του κυκλώματος λίπανσης για την καλύτερη μοντελοποίηση του θα ήταν χρήσιμο να υπήρχε και η χαρακτηριστική της αντλίας και η αντίστοιχη χαρακτηριστική της πτώσης πίεσης στο gearbox.
- Για την καλύτερη σχεδίαση θα πρέπει το σύστημα TMS να σχεδιάζεται στις συνθήκες περιβάλλοντος όπου υπάρχει το μεγαλύτερο θερμικό φορτίο και συγκεκριμένα στο RTO. Όπως φάνηκε το TMS είναι σίγουρο ότι ψύχει το λιπαντικό σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος μικρότερες από αυτή της σχεδίασης του, ενώ για θερμό περιβάλλον δυσκολεύεται.
- Τέλος όσον αφορά την μοντελοποίηση του κινητήρα οι πραγματικές επιδόσεις του κινητήρα θα πρέπει να πιστοποιηθούν μαζί με την επίδραση του TMS, διότι όπως προέκυψε επηρεάζονται σημαντικά.



## 8 Βιβλιογραφία

- [1] Seki, N., Morioka, N., Saito, H., & Oyori, H. (2015, September 15). A Study of Air/Fuel Integrated Thermal Management System. SAE Technical Paper Series. SAE 2015 AeroTech Congress & Exhibition. <https://doi.org/10.4271/2015-01-2419>
- [2] Lars Wagner.(2018). AEROREPORT 2018 The Aviation Magazine of MTU Aero Engines. MTU Magazine
- [3] Jafari, S., & Nikolaidis, T. (2018). Thermal Management Systems for Civil Aircraft Engines: Review, Challenges and Exploring the Future. Applied Sciences, 8(11), 2044. <https://doi.org/10.3390/app8112044>
- [4] Nikolaidis, T., Jafari, S., Bosak, D., & Pilidis, P. (2020). Exchange Rate Analysis for Ultra High Bypass Ratio Geared Turbofan Engines. Applied Sciences, 10(21), 7945. <https://doi.org/10.3390/app10217945>
- [5] Mitch Wolff.(9/8/2011).Aerothermal Design of an Engine/Vehicle Thermal Management System. Air Force Research Laboratory Energy/Power/Thermal Division
- [6] Adam C. Maser, Elena Garcia and Dimitri N. Mavris,(11/02/2010). Facilitating the Energy Optimization of Aircraft Propulsion and Thermal Management Systems through Integrated Modeling and Simulation. SAE International
- [7] Chun, S. M. (2003). Network analysis of an engine lubrication system. Tribology International, 36(8), 609–617. [https://doi.org/10.1016/s0301-679x\(02\)00266-9](https://doi.org/10.1016/s0301-679x(02)00266-9)
- [8] Andres Linke-Diesinger, 2008, Systems of Commercial Turbofan Engines
- [9] T.M. Medved. C.C. Bolzc. C. E. Hansen. Jonh W. Barger, (June 1959), Heat capacity determination of mineral and synthetic engine oils, lubricants, fuels, and hydraulic fluids in the temperature range 70"-500 F. WRIGHT AIR DEVELOPMENT CENTER AIR RESEARCH AND DEVELOPMENT COMMAND, UNITED STATES AIR FORCE
- [10] Echin, A. I., Bakunin, V. N., & Tarannikova, T. N. (1992). Low-temperature viscosity characteristics of synthetic aviation oils. Chemistry and Technology of Fuels and Oils, 28(6), 337–341. <https://doi.org/10.1007/bf00727180>
- [11] <http://edu.ltt.ntua.gr/>
- [12] J.C.O Santos and A.G. Souza. (2006). Liquid Specific Heat Capacity of Lubricant Oils Journal of Engineering and Applied Sciences. <https://www.researchgate.net/publication/305000154>
- [13] Glenn Kwabena GYIMAH, Zhong-ning GUO.(2016). Improvers of Pressure Viscosity Coefficients of Lubricants, <https://www.researchgate.net/publication/324171868>
- [14] Sercan Dogan,1 Eyüb Canli Muammer Özgoren Kadir Erdogan. (2011). A test setup for oil coolers and offset-offset fin configuration test. International Scientific Conference
- [15]Κ. Μαθιουδάκης, 2016, Εισαγωγή στους Αεροπορικούς Κινητήρες
- [16]Σ. Τσολάκης, <http://www.mdmlab.mech.ntua.gr/wp-content/uploads/>

- [17] Sousa, J., Villafañe, L., & Paniagua, G. (2014). Thermal analysis and modeling of surface heat exchangers operating in the transonic regime. *Energy*, 64, 961–969. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.032>
- [18] Kim, M., Ha, M. Y., & Min, J. K. (2016). A numerical study on various pin–fin shaped surface air–oil heat exchangers for an aero gas-turbine engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93, 637–652. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.035>
- [19] Doo, J. H., Ha, M. Y., Min, J. K., Stieger, R., Rolt, A., & Son, C. (2012). An investigation of cross-corrugated heat exchanger primary surfaces for advanced intercooled-cycle aero engines (Part-I: Novel geometry of primary surface). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(19–20), 5256–5267. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.034>
- [20] Hathaway, B. J., Garde, K., Mantell, S. C., & Davidson, J. H. (2018). Design and characterization of an additive manufactured hydraulic oil cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 188–200. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.013>
- [21] Cai, H., Su, L., Liao, Y., & Weng, Z. (2019). Numerical and experimental study on the influence of top bypass flow on the performance of plate fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 146, 356–363. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.007>
- [22] Tim Edwards. Reference Jet Fuels for Combustion Testing. Air Force Research Laboratory USA.
- [23] Kholi, F. K., Park, J., Lee, K., Ha, M. Y., Klingsporn, M., Chetwynd-Chatwin, J., Yoon, S. Y., & Min, J. K. (2021). Experimental and Numerical Analysis of the Transient Behavior of the Oil Decongealing Process in an Aero Fuel-Cooled Oil Cooler Under Low-Temperature Conditions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 143(9). <https://doi.org/10.1115/1.4051102>
- [24] Kholi, F. K., Park, J., Son, H. J., Kallath, H., Klingsporn, M., Chetwynd-Chatwin, J., & Min, J. K. (2020). A simplified prediction of the cooling performance of a fuel-cooled oil cooler under low-temperature conditions: experimental and numerical study. *Journal of Computational Fluids Engineering*, 25(4), 43–55. <https://doi.org/10.6112/kscfe.2020.25.4.043>
- [25] Kuppan Thulukkanam, 2013, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition,.
- [26] Zhang, L., Xia, Y., Jiang, B., Xiao, X., & Yang, X. (2013). Pilot experimental study on shell and tube heat exchangers with small-angles helical baffles. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 69, 112–118. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2013.03.005>
- [27] Nikolaidis, T., Jafari, S., Bosak, D., & Pilidis, P. (2020). Exchange Rate Analysis for Ultra High Bypass Ratio Geared Turbofan Engines. *Applied Sciences*, 10(21), 7945. <https://doi.org/10.3390/app10217945>
- [28] van Heerden, A. S., Judt, D. M., Lawson, C. P., Jafari, S., Nikolaidis, T., & Bosak, D. (2020, January 5). Framework for integrated dynamic thermal simulation of future civil transport aircraft. *AIAA Scitech 2020 Forum*. *AIAA Scitech 2020 Forum*. <https://doi.org/10.2514/6.2020-1942>
- [29] [https://www.fzt.hawhamburg.de/pers/Scholz/Aero/AERO\\_M\\_JetEngineBearingsAndOilConsumption\\_18-04-02.pdf](https://www.fzt.hawhamburg.de/pers/Scholz/Aero/AERO_M_JetEngineBearingsAndOilConsumption_18-04-02.pdf)