

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi dei punti di iniezione d'olio lubrificante in camera mediante la
costruzione di un modello CFD 2D di un motore Wankel.



Relatrice

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Candidato

Matteo Cubadda

Anno accademico 2019/2020

Sommario

Capitolo 1 - Introduzione	1
1.1. Turin Tech e Progetto ELICSA	2
Capitolo 2 - Il motore Wankel	5
2.1. Cenni storici	5
2.2. Generalità	6
2.2.1. Vantaggi e svantaggi	9
Capitolo 3 - Analisi e stato dell'arte del motore Wankel	10
3.1. Luci aspirazione e scarico	12
3.2. Aspirazione	13
3.3. Rotore	15
3.4. Anelli Apex	17
3.4.1. Meccanismi di lubrificazione	19
3.5. Guarnizioni di tenuta: Side Seal e Oil Seal	21
3.6. RENESIS Mazda	22
Capitolo 4 - I lubrificanti	28
4.1. Punto di congelamento	28
4.2. Indice di viscosità	29
4.3. Durata del film lubrificante	30
4.4. Specifiche API	32
4.5. Classificazione SAE	33
Capitolo 5 - Modello CFD	35
5.1. Cos'è la CFD	35
5.2. Definizione della geometria	36
5.3. Mesh	38
5.4. Fluent	43
5.4.1. Dynamic Mesh	43

5.4.1.1. Define_CG_Motion	44
5.4.1.2. Define_Grid_Motion	44
5.4.1.3. Smoothing e Remeshing	47
5.4.2. Models	51
5.4.2.1. Energy Model	52
5.4.2.2. Viscous Model	52
5.4.2.3. DPM (Discrete Phase Model)	53
5.4.3. Mesh interface	53
Capitolo 6 - Simulazioni	56
6.1. Criteri di convergenza	59
6.2. Cold flow	61
6.3. Iniezione in camera	64
Capitolo 7 - Conclusioni	72
Appendice A	73
Bibliografia	75

Indice delle figure

<i>Figura 1.1: Modello auto utilizzata nel progetto ELICSA</i>	2
<i>Figura 1.2: Collegamento motori elettrici ai semiassi tramite coppia conica</i>	3
<i>Figura 1.3 e 1.4: Modello CAD3D della meccanica anteriore</i>	3
<i>Figura 1.5 e 1.6: Modello CAD della meccanica posteriore</i>	3
<i>Figura 1.7: Rappresentazione CAD dei motori nell'assale anteriore</i>	4
<i>Figura 1.8: pacco batterie adibito alla trazione anteriore</i>	4
<i>Figura 1.9: Schema per il posizionamento del motore Wankel</i>	4
<i>Figura 2.1: Chatter marks [3]</i>	5
<i>Figura 2.2: Mazda Cosmos 110S [3]</i>	6
<i>Figura 2.3: Fasi nelle camere in 4 diverse posizioni del rotore [9]</i>	7
<i>Figura 2.4: Comparazione tra le fasi di un motore Wankel e un motore alternativo 2T [10]</i>	7
<i>Figura 2.5: Comparazione tra le fasi di un motore Wankel e un motore alternativo 4T [10]</i>	8
<i>Figura 2.6: Eptirocoide [8]</i>	8
<i>Figura 3.1: Motore Wankel montato fissato sul telaio del kart</i>	10
<i>Figura 3.2: Dettaglio smontaggio componenti motore</i>	10
<i>Figura 3.3 e 3.4: Aixro XR50 [12]</i>	11
<i>Figura 3.5: Componenti principali montati sul motore Wankel</i>	12
<i>Figura 3.6: Si notano le luci periferiche montate sulla cassa statorica</i>	13
<i>Figura 3.7: Luce periferica sulla parete laterale della cassa statorica</i>	13
<i>Figura 3.8: Doppia luce di aspirazione, una periferica (contorno rosso) e una laterale</i>	13
<i>Figura 3.9: Vista dall'alto del collettore di aspirazione</i>	14
<i>Figura 3.10: Particolare della valvola a farfalla nel collettore di aspirazione</i>	14
<i>Figura 3.11, 3.12 e 3.13: Le immagini mostrano il percorso fatto dal fluido entrante dalla luce laterale</i>	14
<i>Figura 3.14: Vista frontale motore Wankel</i>	15
<i>Figura 3.15: Rientranze presenti nel rotore</i>	15
<i>Figura 3.16: Al centro della foto si nota il pignone statorico</i>	15
<i>Figura 3.17: Immagine di dettaglio del rotore, si nota la ruota dentata a denti interni solidale al rotore</i>	15

<i>Figura 3.18: Flussi della miscela [14]</i>	16
<i>Figura 3.19: Impianto che adotta una soluzione di tipo OCR per il raffreddamento e la lubrificazione dei componenti [14]</i>	17
<i>Figura 3.20: Dettaglio di alcuni elementi del rotore</i>	18
<i>Figura 3.21: Sede scavata nel rotore in cui vengono montati gli apex e gli anelli di tenuta</i>	18
<i>Figura 3.22: Range dell'angolo di lavoro degli apex [15]</i>	18
<i>Figura 3.23: A sinistra è rappresentato il tipico profilo dell'anello del motore alternativo, a destra quello dell'anello apex.[15]</i>	19
<i>Figura 3.24: Curva di Stribeck [17]</i>	20
<i>Figura 3.25: Spessore del film di lubrificante a differenti velocità di rotazione e angolo di manovella [18]</i>	21
<i>Figura 3.26: Medio e minimo spessore del film del lubrificante al variare della velocità operativa [18]</i>	21
<i>Figura 3.27: Si notano le guarnizioni montate su di un motore Wankel di ultima generazione [20]</i>	21
<i>Figura 3.28: Vista in sezione schematizzata degli elementi di tenuta, degli O-rings e degli elementi elastici [20]</i>	22
<i>Figura 3.29: Motore 13B-REW [21]</i>	23
<i>Figura 3.30: motore RENESIS [21]</i>	24
<i>Figura 3.31: Impianto di lubrificazione del motore Wankel 13B della Mazda [3]</i>	25
<i>Figura 3.32: Iniettori olio alimentati dalla OMP [22]</i>	25
<i>Figura 3.33: Schema iniettori olio motori 13B e RENESIS [21]</i>	26
<i>Figura 3.34: Valori olio iniettato per ogni rivoluzione [21]</i>	26
<i>Figura 4.1: Differente punto di congelamento di un olio minerale e 4 olii sintetici con medesima viscosità a 40°C. [24]</i>	29
<i>Figura 4.2: Il grafico mostra i valori di viscosità in funzione delle temperature [23]</i>	30
<i>Figura 4.3: Durata in funzione della temperatura di vari olii [24]</i>	31
<i>Figura 4.4: Storico della classificazione API[28]</i>	32
<i>Figura 4.5: Andamento viscosità per due olii monogrado e uno multigrado [30]</i>	33
<i>Figura 5.1: Schema a blocchi del progetto su ANSYS</i>	35
<i>Figura 5.2: Vista frontale del motore disegnato tramite Inventor [32]</i>	36
<i>Figura 5.3: Vista da dietro del motore disegnato tramite Inventor [32]</i>	36

<i>Figura 5.4: Passaggio del modello CAD 3D non adatto alla simulazione con Fluent a quello 2D realizzato con DesignModeler adatto alla simulazione</i>	36
<i>Figura 5.5: Superficie del rotore utilizzata per estrarre il volume delle camere</i>	38
<i>Figura 5.6: Mesh del modello</i>	38
<i>Figura 5.7: Banda di valori della Skewness e della Orthogonal quality [37]</i>	39
<i>Figura 5.8: Scala di valori della Skewness nell'intorno degli apex</i>	40
<i>Figura 5.9: Named Selection assegnati al motore Wankel</i>	41
<i>Figura 5.10: Named Selection assegnati ai condotti</i>	41
<i>Figura 5.11: Dettaglio della diversa mesh tra il condotto e le camere del Wankel</i>	43
<i>Figura 5.12: Mesh in prossimità della clearance</i>	45
<i>Figura 5.13: Mesh senza clearance</i>	45
<i>Figura 5.14: Parametri geometrici che permettono di definire la posizione dei nodi sulla cassa trocoidale [34]</i>	46
<i>Figura 5.15: Tipologia Smoothing</i>	48
<i>Figura 5.16: Impostazioni avanzate Smoothing</i>	48
<i>Figura 5.17: Impostazioni Remeshing</i>	49
<i>Figura 5.18: Deformazione mesh dopo 6'000 time step</i>	49
<i>Figura 5.19: Deformazione mesh dopo 12'000 time step</i>	50
<i>Figura 5.20: Deformazione mesh dopo 18'000 time step</i>	50
<i>Figura 5.21: Deformazione mesh dopo 24'000 time step</i>	51
<i>Figura 6.1: Curve di coppia e potenza Aixro XR50 [12]</i>	56
<i>Figura 6.2: Residui con convergenza assoluta</i>	60
<i>Figura 6.3: Il grafico mostra l'andamento dei residui con convergenza relative or absolute</i>	60
<i>Figura 6.4: Caratteristiche geometriche Aixro XR50 [12]</i>	62
<i>Figura 6.5: Caratteristiche geometriche UAV [43][44]</i>	62
<i>Figura 6.6: Flusso entrante in camera di aspirazione con rotore al PMS</i>	63
<i>Figura 6.7: Strato limite nel condotto di aspirazione</i>	63
<i>Figura 6.8: Flusso nella camera a minimo volume</i>	63
<i>Figura 6.9: Moto vorticoso generato dal reflusso della camera di aspirazione</i>	64
<i>Figura 6.10 : Moti turbolenti in camera di compressione</i>	64
<i>Figura 6.11: Pressioni in camera di aspirazione</i>	65
<i>Figura 6.12: Reflusso di carica fresca verso il condotto di aspirazione</i>	66

<i>Figura 6.13: Direzione imposta al getto</i>	66
<i>Figura 6.14: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.2 a 15.3° PPMS</i>	68
<i>Figura 6.15: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.6 a 15.3° PPMS</i>	68
<i>Figura 6.16: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.7 a 15.3° PPMS</i>	69
<i>Figura 6.17: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.8 a 15.3° PPMS</i>	69
<i>Figura 6.18: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso unitario a 15.3° PPMS</i>	70

Indice delle tabelle

<i>Tabella 3.1: Caratteristiche tecniche Aixro XR50 [12]</i>	<i>11</i>
<i>Tabella 5.1: valori geometrici Aixro XR50 [33]</i>	<i>37</i>
<i>Tabella 5.2: Valori e parametri della mesh generata [36]</i>	<i>40</i>
<i>Tabella 5.3: Named Selection assegnati</i>	<i>42</i>
<i>Tabella 5.4: Condizioni imposte ai Named Selection</i>	<i>54</i>
<i>Tabella 5.5: Definizione delle interfacce</i>	<i>54</i>
<i>Tabella 6.1: Valori condizioni al contorno [5]</i>	<i>57</i>
<i>Tabella 6.2: Parametri PISO</i>	<i>58</i>
<i>Tabella 6.3: Parametri iniezione</i>	<i>67</i>

Capitolo 1 - Introduzione

Le politiche ambientali sempre più stringenti nel campo automotive hanno portato le case costruttrici ad investire nel campo della propulsione ibrida ed elettrica. Attualmente tra i principali svantaggi dei veicoli elettrici, rispetto a quelli tradizionali, vi è la bassa autonomia di chilometri che sono in grado di garantire con una carica completa delle batterie e delle loro relative tempistiche di ricarica e gli elevati ingombri di cui necessitano all'interno del veicolo. Da questi presupposti è nata la volontà di voler dotare i veicoli *BEV (Battery Electric Vehicle)* di *range extender*, dei motori a combustione interna di piccola cilindrata e potenza, che permettono di aumentare il range di autonomia del veicolo ricaricandone le batterie.

Questa situazione ha portato alla riscoperta del motore Wankel che, grazie alle sue caratteristiche di compattezza ed elevata potenza specifica, permette di avere ingombri ridotti.

All'interno di questo scenario *Turin Tech* si è posta come obiettivo quello di trasformare un veicolo a trazione tradizionale in un veicolo elettrico dotato di *range extender*.

Il lavoro di questa tesi è stato quello di analizzare il motore Wankel in possesso di TurinTech smontandolo e facendo un'attenta analisi dei flussi al fine di comprendere quali tecnologie adottare con lo scopo di ottenere un impianto di lubrificazione indipendente dall'alimentazione, per abbattere il consumo di olio. Una volta completata questa fase preliminare si è passati alla creazione di un modello *CFD* in 2D tramite ANSYS Fluent per fare delle simulazioni di tipo fluidodinamico, tale modello è stato realizzato in collaborazione con Claudia Staffieri, tesista del Politecnico di Torino. Nella prima parte del lavoro si è creato il CAD adatto a tale tipo di simulazioni, per poi generare una mesh che raggiungesse in termini di qualità degli elementi gli standard richiesti per tale tipo di analisi. Si è poi passati alla definizione delle *UDF* al fine di generare il moto eccentrico del rotore e chiudere le fughe con la cassa trocoidale. Infine, dopo aver definito i parametri che governano la mesh dinamica, i modelli fisici che si volevano analizzare e i solver, si è passati a delle analisi di "*cold flow*" e in ultimo alla simulazione di un'iniezione d'olio lubrificante in camera, ricercando la migliore soluzione in termini di timing e posizione al fine di lubrificare le zone volute.

In futuro sarebbe auspicabile, al fine di raggiungere risultati di maggiore dettaglio, il passaggio ad un modello 3D che permetterebbe uno studio più approfondito dei fenomeni riguardanti il motore Wankel in esame.

1.1. *Turin Tech e Progetto ELICSA*

Il lavoro di tesi è stato svolto presso *Turin Tech*, un'azienda presente nel territorio piemontese e che opera nel campo automotive. Grazie alla sua esperienza ventennale ha acquisito competenze globali [1] che le hanno permesso di intraprendere importanti collaborazioni con istituzioni italiane, tra cui il Politecnico di Torino col fine di rimanere sempre al passo con l'avanzare dell'innovazione e delle tecnologie.

In questo contesto si colloca il progetto ELICSA¹, un progetto sviluppato all'interno del gruppo che ha come obiettivo quello di convertire un veicolo a propulsione termica in un veicolo ibrido-serie con 4 motori indipendenti e dotato di *range extender*.

Il veicolo scelto è una FIAT 500L data la facilità di accedere alle geometrie di tale vettura. Inoltre, un veicolo di questo tipo, studiato per garantire degli spazi elevati ben si adatta ad essere modificato.



Figura 1.1: Modello auto utilizzata nel progetto ELICSA

La componente meccanica è stata appositamente modificata al fine di consentire il montaggio dei motori. Questi sono stati orientati longitudinalmente alla scatola di trasmissione nella quale sono presenti delle coppie coniche che permettono l'accoppiamento con i semiassi come mostrato in Figura 1.2.

¹ Il materiale presentato nel paragrafo 1.1, riguardante il progetto ELICSA, è di proprietà di Turin Tech, il suo utilizzo è possibile solo previa autorizzazione da parte dell'azienda.

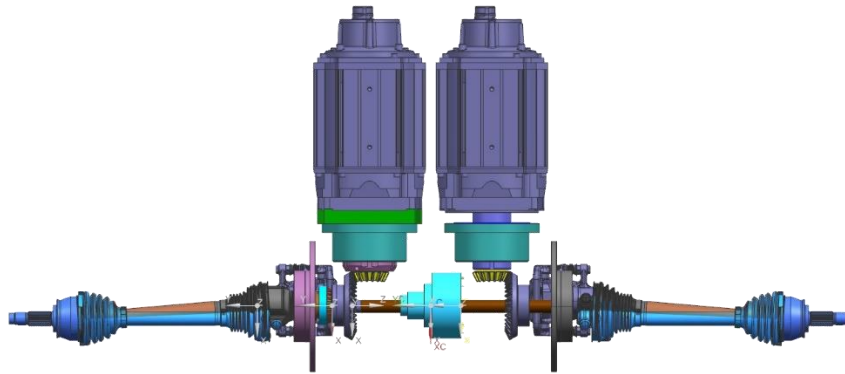


Figura 1.2: Collegamento motori elettrici ai semiassi tramite coppia conica

La sospensione posteriore originale è stata sostituita da un «Ponte DeDion» nella versione con parallelogramma di Watt mentre quella anteriore, di tipo McPherson, è rimasta invariata.

L'adozione di un *range extender* permetterebbe di abbattere gli ingombri e adottare delle batterie più piccole ma allo stesso tempo mantenere valori di autonomia adeguati. Inoltre, si pensa che grazie all'utilizzo del metano come combustibile si possano raggiungere risultati in termini di emissioni che permettano di ottenere l'omologazione Euro6.

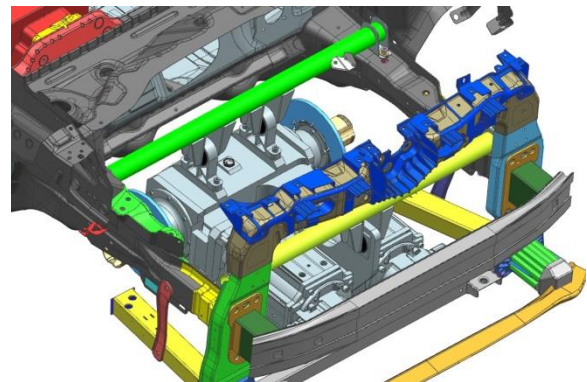
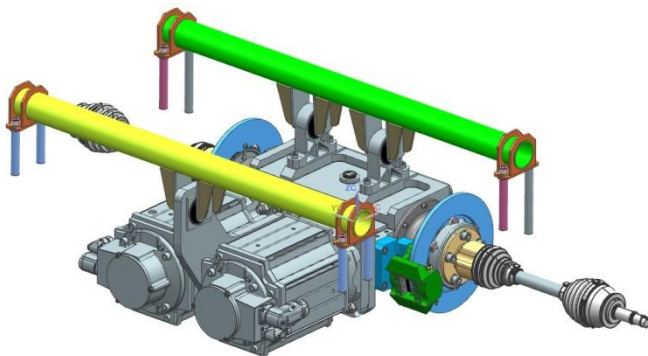


Figura 1.3 e 1.4: Modello CAD3D della meccanica anteriore

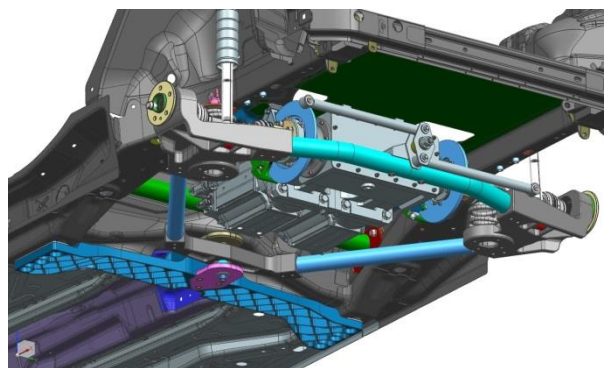
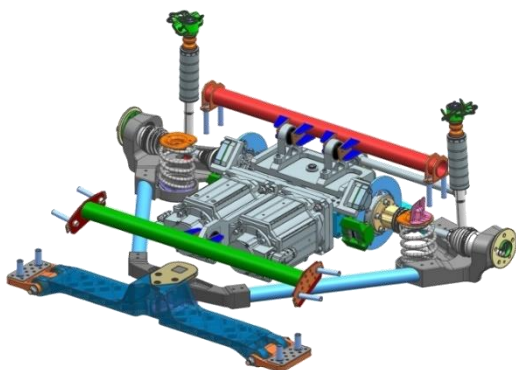


Figura 1.5 e 1.6: Modello CAD della meccanica posteriore

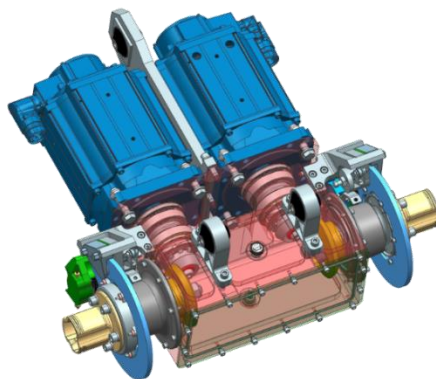


Figura 1.7: Rappresentazione CAD dei motori nell'assale anteriore

Un pacco batteria è montato sull'assale anteriore e l'altro su quello posteriore, in Figura 1.8 si può vedere come questo è stato montato sull'asse anteriore. Le batterie presentano un peso totale di 34 Kg e vengono raffreddate mediante la convezione forzata.

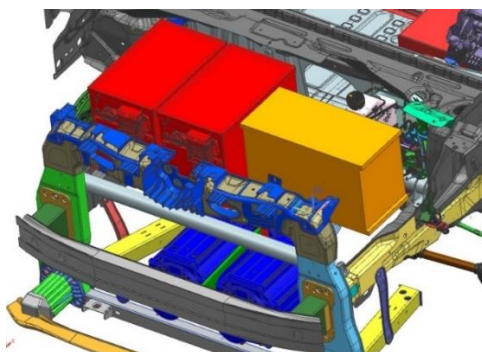


Figura 1.8: pacco batterie adibito alla trazione anteriore

L'evoluzione del progetto prevede di dotare il veicolo di un motore Wankel con funzione di range extender, quest'ultimo verrà adattato alla alimentazione a metano oltre che dotato di un sistema di lubrificazione indipendente dalla lubrificazione. Il motore verrà poi collegato tramite un gruppo riduttore epicicloidale al semiasse posteriore (Figura 1.9).

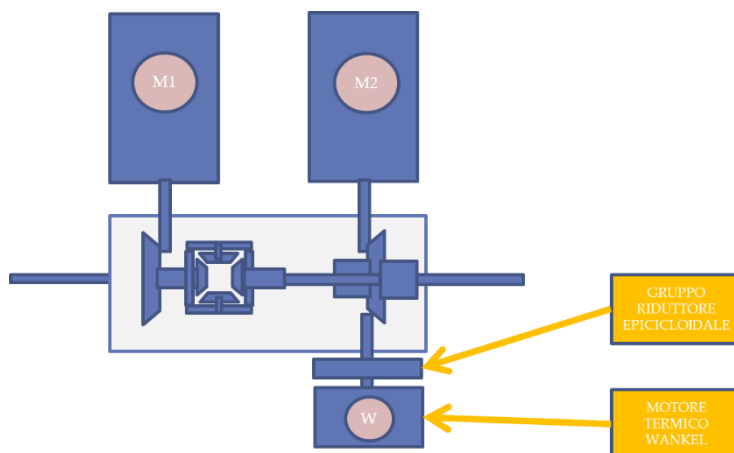


Figura 1.9: Schema per il posizionamento del motore Wankel

Capitolo 2 - Il motore Wankel

2.1. Cenni storici

In questo paragrafo si riportano alcuni cenni storici riguardanti il motore Wankel ed il suo inventore[2][3].

Il Wankel è un motore di tipo rotativo inventato dall'ingegnere tedesco Felix Wankel [2]. Nel 1951 egli avvia una partnership con una grossa compagnia tedesca nel settore delle motociclette, la *NSU Motorenwerk AG*, e ben 8 anni dopo viene ufficializzato dalla stessa il primo motore Wankel. Alla fine dello stesso anno numerose compagnie iniziano una corsa per assicurarsi accordi con l'azienda[2].

Mazda nel 1961 riesce a comprare i brevetti e i disegni del motore Wankel e, due anni dopo, fonda un dipartimento di ricerca e sviluppo con lo scopo di rendere tale motore adatto al campo automobilistico; a capo del lavoro viene messo l'ingegnere Kenichi Yamamoto[3].

Il primo grande obiettivo di Mazda è quello di rendere questo motore longevo e affidabile al fine di poterlo introdurre su tutti i veicoli. Il più grande problema che gli ingegneri devono risolvere sono i cosiddetti “*chatter marks*” chiamati anche “*i segni delle unghie del diavolo*” causati da fenomeni di risonanza con gli anelli *apex*, generando delle forti vibrazioni con conseguente usura localizzata della cassa statorica [3].

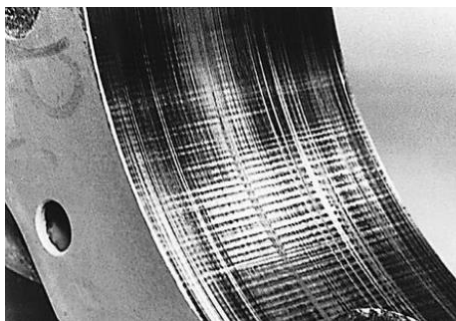


Figura 2.1: Chatter marks [3]

Nel Maggio del '67 viene presentata la *Mazda Cosmo Sport 110S*, il primo autoveicolo al mondo dotato di motore rotativo [2], Figura 2.2.



Figura 2.2: Mazda Cosmos 110S [3]

In seguito all'enorme successo di questo modello, Mazda inizia a dotare tutti i suoi veicoli di tale motore, tanto che nel '71 i primi modelli sono disponibili anche sul mercato americano.

Tra il 1973 e il 1974, vista la crisi petrolifera in atto, la casa automobilistica focalizza le sue ricerche nell'ambito della *fuel economy*. Oltre a Mazda, in quegli anni, numerose case introducono delle soluzioni implementate con il motore Wankel, quali *Daimler-Benz*, *Alfa Romeo*, *Rolls Royce*, *Porsche*, *General Motors*, *Suzuki* e *Toyota* [2].

A partire dagli ultimi anni '70, Felix Wankel continua il suo lavoro di ricerca in uno stabilimento a Lindau da lui stesso fondato, fino a quando, nell'86 decide di venderlo alla Daimler Benz. L'anno seguente muore dopo una lunga malattia.

Il motore Wankel ha visto la sua scomparsa nel mercato mondiale automobilistico a partire dal giugno 2012 quando è uscita di produzione la Mazda RX-8 [4].

Oltre al campo automobilistico questo motore è stato utilizzato in numerosi altri campi tra cui quello aerospaziale, marino e industriale. [5] Nonostante il grande successo che conquistò nel mondo, questo motore non è riuscito a tenere il passo delle sempre più stringenti normative sugli inquinanti, vedendosi quindi relegato a semplice ricordo del passato. Una possibile prospettiva futura è il suo utilizzo come *range extender*, grazie alla capacità di sviluppare tanta potenza garantendo degli ingombri ridotti [6].

2.2. Generalità

Il motore Wankel è un motore a combustione interna a *ciclo Otto* di tipo rotativo [7]. La combustione avviene come nei motori ad accensione comandata grazie allo scocco di una scintilla. Il moto del rotore causa una variazione del volume delle camere che si generano

tra quest'ultimo e la cassa statorica [7]. In queste si verificano le varie fasi del ciclo, e in ciascuna di esse si compie un intero ciclo per ogni rotazione [8].

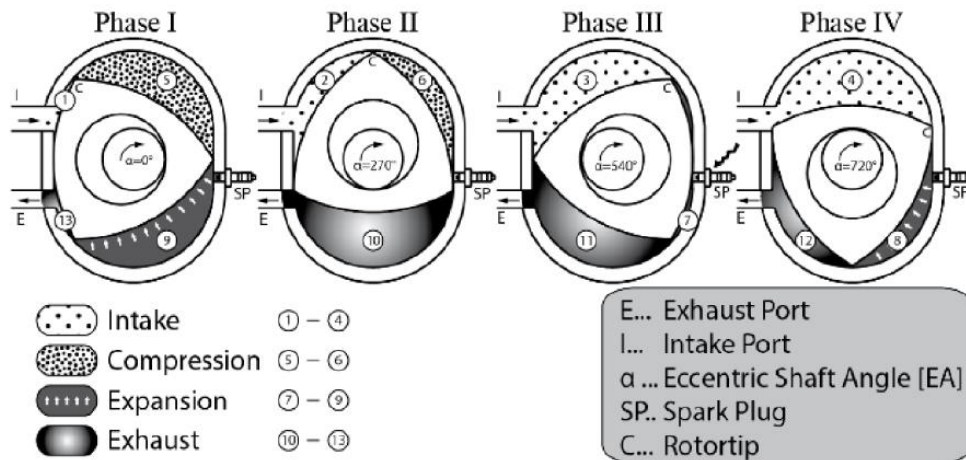


Figura 2.3: Fasi nelle camere in 4 diverse posizioni del rotore [9]

Questo sistema di gestione delle luci, come mostrato in Figura 2.3, risulta molto più simile a quello di un motore a 2T rispetto che ad un 4T, sebbene tale motore rientri in quest'ultima categoria. Di seguito, come riportato nelle figure 2.4 e 2.5, si comparano le varie fasi di un motore Wankel con quelle di un motore 2T e 4T.

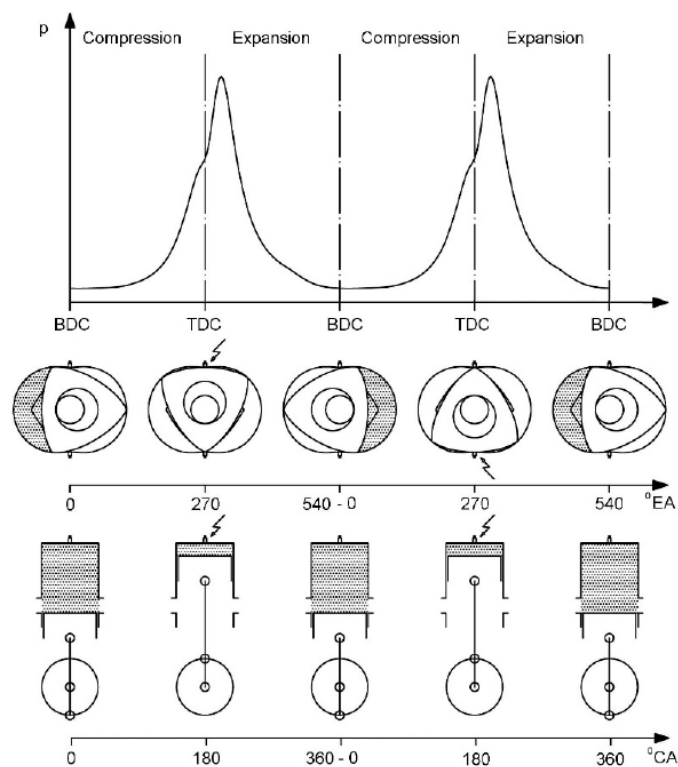


Figura 2.4: Comparazione tra le fasi di un motore Wankel e un motore alternativo 2T [10]

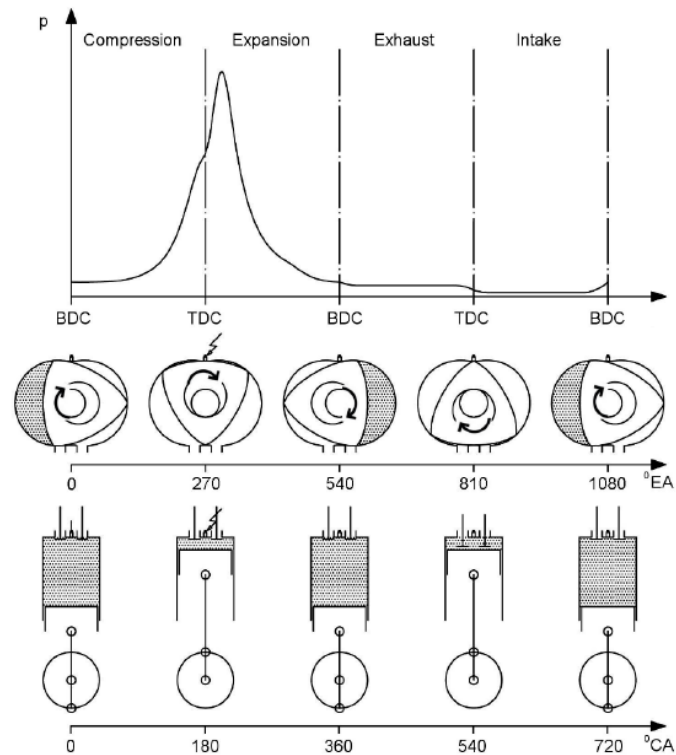


Figura 2.5: Comparazione tra le fasi di un motore Wankel e un motore alternativo 4T [10]

Un'altra peculiarità di questo motore è il profilo particolarmente complesso, ad *epitrocoide*, della cassa statorica, detta anche “*housing*”. Per definizione “un’*epitrocoide* è il luogo dei punti generato da un punto che si trova lungo una circonferenza di raggio $R2$ che rotola senza strisciare su una di raggio maggiore $R1$ ” [8]. (Figura 2.6).

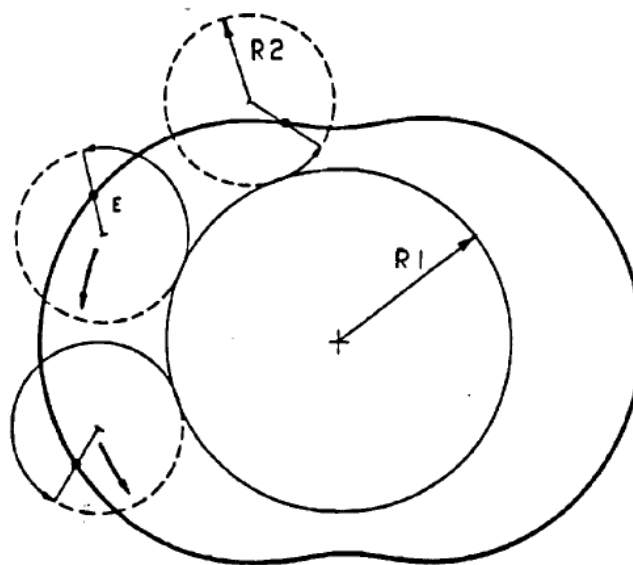


Figura 2.6: Epitrocoide [8]

2.2.1. Vantaggi e svantaggi

Il motore Wankel, grazie alle sue caratteristiche peculiari, presenta numerosi vantaggi rispetto al motore alternativo. L'assenza del sistema biella manovella, fa sì che non vi siano masse in moto alterno e che non si generino forze alterne del secondo ordine, complesse da bilanciare a patto di non inserire ulteriori masse alterne che generano ingombri aggiuntivi, oltre che aumentare la complessità del sistema [4]. Tutto ciò permette al motore Wankel di poter gestire elevate accelerazioni; di conseguenza è possibile raggiungere valori di potenza massima molto maggiori rispetto ad un generico motore[4].

Non necessitando di un elevato numero di elementi costruttivi, essenziali al funzionamento di un motore alternativo, il Wankel presenta ingombri molto inferiori pur raggiungendo potenze specifiche elevate.

Di contro però mostra alcuni svantaggi che hanno fatto sì che non divenisse uno standard nel mondo automotive. In particolare, la scarsa durata degli elementi di tenuta del rotore che lo hanno portato ad essere considerato poco affidabile e longevo.

In secondo luogo, le emissioni di idrocarburi sono molto elevate a causa delle ingenti richieste di olio necessarie a mantenere una corretta lubrificazione della cassa statica e del rotore.

Infine, l'elevata superficie delle camere fa sì che ci siano degli scambi termici importanti, con conseguente perdita di calore durante la fase di combustione. È necessario quindi ottimizzare il più possibile la dispersione termica del rotore e della cassa statica per migliorarne l'efficienza e di conseguenza i consumi [11].

Capitolo 3 - Analisi e stato dell'arte del motore Wankel

Il primo punto del lavoro ha riguardato lo smontaggio del motore dal kart sul quale era montato. Sotto la supervisione dell'Ing. Cestari Gianantonio, in collaborazione con altri due tesisti del Politecnico di Torino, si è proceduto a spurgare l'impianto di raffreddamento in modo da eliminare i liquidi presenti; si sono poi smontati i componenti collegati al motore quali ausiliari, impianto di scarico e il cavo che comanda l'acceleratore. Infine, il motore è stato smontato dal telaio del kart. Di seguito alcune immagini del motore ancora montato sul telaio.



Figura 3.1: Motore Wankel montato fissato sul telaio del kart

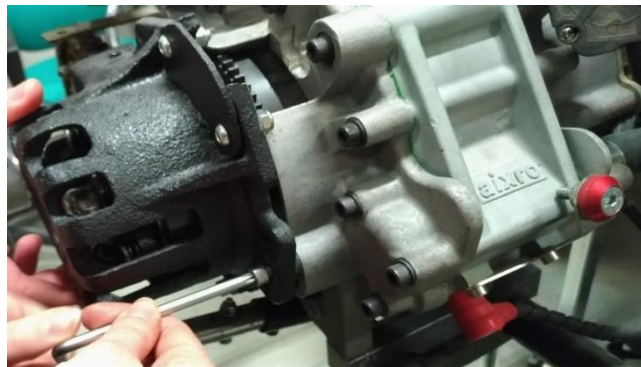


Figura 3.2: Dettaglio smontaggio componenti motore

Il motore è stato poi trasferito nell'officina di Italtecnica Srl, dove personale specializzato si è occupato di smontarlo per verificarne le condizioni e allo stesso tempo analizzarne le componenti.

Durante questo processo si è giunti alla conclusione che con grande probabilità il motore in esame è un Aixro XR50. Di seguito se ne riportano le caratteristiche.



Figura 3.3 e 3.4: Aixro XR50 [12]

Tipologia	Motore 4T
Potenza	33 [kW] @ 8750[rpm]
Coppia	>35 [Nm] da 4500 [rpm]
Max. rpm	11000 [rpm]
Combustibile	Miscela con 2% olio
Peso	17 [Kg]
Cilindrata	294 [cm ³]

Tabella 3.1: Caratteristiche tecniche Aixro XR50 [12]

Grazie al confronto con il personale dell'officina, con Claudia Staffieri, una tesista del Politecnico e l'Ing. Cestari Gianantonio, durante la fase di smontaggio, prendendo visione dei componenti, si è potuto comprendere quali soluzioni tecniche sono state utilizzate. In particolare, si è fatta un'attenta analisi dei flussi con riguardo alle tecniche scelte dal costruttore per garantire la corretta lubrificazione delle parti critiche. Questa analisi è stata di fondamentale importanza per consentire di acquisire le necessarie informazioni propedeutiche allo sviluppo del nuovo impianto di lubrificazione. Nei prossimi paragrafi si riportano le immagini acquisite personalmente durante lo smontaggio al fine di fare una descrizione generale dei componenti ma anche mostrare le caratteristiche progettuali del motore presente in azienda.

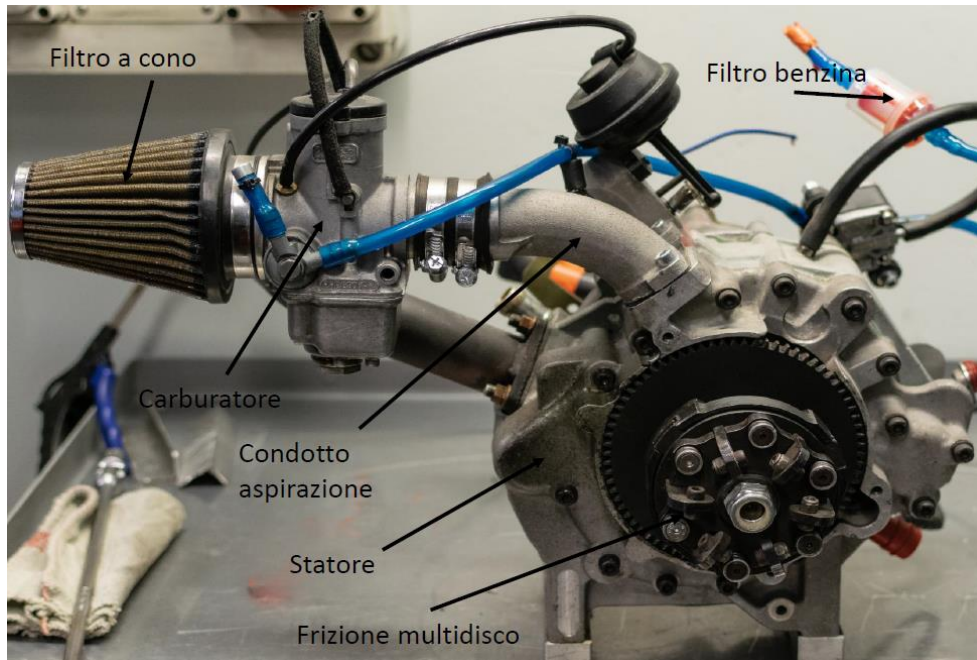


Figura 3.5: Componenti principali montati sul motore Wankel

3.1. Luci aspirazione e scarico

Il motore presenta due luci periferiche essendo queste montate sulla parte trocoidale della cassa statorica (“housing”) e una luce detta *laterale* in quanto montata sul coperchio laterale di quest’ultima, il cui scopo verrà spiegato nel prossimo paragrafo.

Nel caso di luci periferiche queste risultano sempre aperte, il fluido viene deviato dallo spigolo del rotore. Nel caso di luci laterali invece il fluido viene bloccato dal rotore per gran parte del tempo, interrompendo in modo forzato la comunicazione tra le camere e i condotti [13].

Una soluzione molto comune prevede l’utilizzo di due luci periferiche, una per il condotto d’aspirazione e una per quello di scarico. Con questa configurazione si ha il grosso problema di avere un elevato incrocio, che per motori normalmente aspirati fa sì che si crei un fenomeno di riflusso dallo scarico all’aspirazione abbassando il riempimento [13]. Tale fenomeno risulta invertito nel caso in cui il motore sia dotato di sovralimentazione; in questo caso infatti si possono sfruttare le elevate pressioni in aspirazione per eliminare i gas di scarico residui che il rotore non è riuscito ad espellere nella fase di scarico forzato. [13].

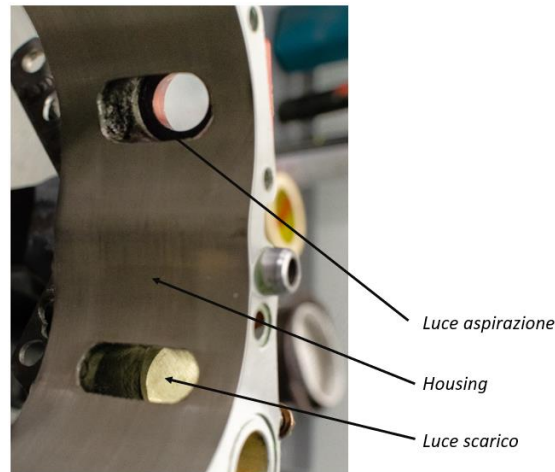


Figura 3.6: Si notano le luci periferiche montate sulla cassa statorica

3.2. Aspirazione

Il condotto di aspirazione si dirama lungo due direzioni. La prima, in cui è presente la valvola a farfalla, si interfaccia direttamente alla camera di aspirazione. La seconda invece, è collegata ad una luce posta lateralmente sulla cassa statorica e che vede la faccia laterale del rotore. I condotti presenti all'interno del rotore collegano periodicamente la luce laterale alla camera di aspirazione, permettendo un effetto analogo a quello del posticipo di chiusura della valvola di aspirazione.

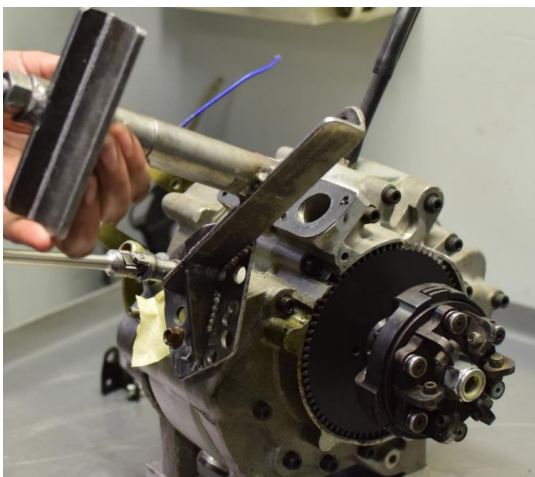


Figura 3.7: Luce periferica sulla parete laterale della cassa statorica



Figura 3.8: Doppia luce di aspirazione, una periferica (contorno rosso) e una laterale



Figura 3.9: Vista dall'alto del collettore di aspirazione



Figura 3.10: Particolare della valvola a farfalla nel collettore di aspirazione

Ingresso aria
dalla seconda
direzionale
del condotto
di aspirazione



Passaggio che collega
la seconda luce alla
camera di aspirazione
per ottenere un
posticipo di chiusura.



Figura 3.11, 3.12 e 3.13: Le immagini mostrano il percorso fatto dal fluido entrante dalla luce laterale

3.3. Rotore

Come si evince dalla Figura 3.14 il rotore si presenta di forma triangolare con i lati uguali e leggermente ricurvi. Sulle facce laterali sono state ricavate delle rientranze, il loro volume definisce il rapporto di compressione del motore mentre la loro conformazione e posizione ha numerosi effetti sulla combustione [7].



Figura 3.14: Vista frontale motore Wankel



Figura 3.15: Rientranze presenti nel rotore

Sul rotore è presente una ruota dentata a denti dritti interni (Figura 3.17) che ingrana su di un pignone a denti esterni (Figura 3.16) fissato lungo la parete laterale della cassa statorica.



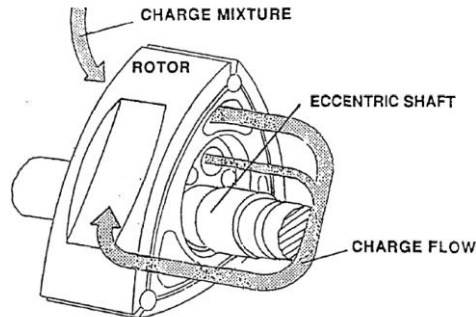
Figura 3.16: Al centro della foto si nota il pignone statorico



Figura 3.17: Immagine di dettaglio del rotore, si nota la ruota dentata a denti interni solidale al rotore

Per quanto concerne il motore in esame, come soluzione tecnica per il raffreddamento del rotore e delle componenti interne e per la lubrificazione, si è adottata una soluzione di

tipo *CCR* [14] (*Charge Cooled Rotor*) come mostrato in Figura 3.18. sulla faccia frontale del rotore sono presenti dei fori passanti a forma di cupola (Figura 3.14, Figura 3.18) che servono per il passaggio della miscela che ha il compito di raffreddare e lubrificare le componenti, ma anche di permettere la combustione.



CCR - CHARGE COOLED ROTOR

Figura 3.18: Flussi della miscela [14]

Questa soluzione permette di avere dei costi manifatturieri ridotti e una minore complessità di tutto il sistema rispetto ad una soluzione di tipo *OCR* (“*Oil Cooled Rotor*”) in quanto la lubrificazione e il raffreddamento vengono gestiti direttamente dalla carica aspirata, non richiedendo un complesso impianto di lubrificazione. Si nota inoltre dalle figure 3.11, 3.12 e 3.13 la presenza di fori sulle casse laterali che permettono alla miscela di raggiungere l'albero a gomiti, i corrispondenti cuscinetti e il pignone statorico con lo scopo di raffreddarli e lubrificarli.

Una soluzione di questo tipo ha però lo svantaggio di raggiungere al massimo una potenza dell'80% rispetto a quella che si otterrebbe con una soluzione di tipo “*OCR*” dovuta al fatto che le temperature raggiunte dai componenti interni sono decisamente maggiori rispetto a quest'ultima soluzione [14] con conseguente diminuzione dell'efficienza volumetrica.

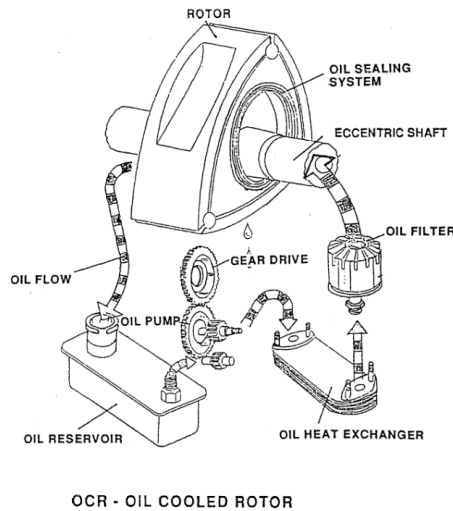


Figura 3.19: Impianto che adotta una soluzione di tipo OCR per il raffreddamento e la lubrificazione dei componenti [14]

L'OCR è stata sviluppata da Wankel in persona per conto della NSU e, data le potenzialità di questa soluzione tecnologica, è stata subito adottata dalla Mazda [14]. Essa risulta sicuramente molto più performante e interessante; permette infatti di abbattere enormemente la quantità di emissioni prodotte rispetto alla soluzione CCR ma, data la complessità del sistema, presenta un costo di produzione decisamente più elevato.

Visti quindi gli obiettivi che Turin Tech vuole raggiungere, cioè avere un impianto di lubrificazione ottimizzato in termini di emissioni inquinanti e indipendente dall'alimentazione, sarà necessario passare ad un sistema di raffreddamento di tipo CCR modificando strutturalmente il rotore o sostituendolo con uno adatto. Inoltre, tale tipo di modifica permetterebbe di aumentare la potenza massima dell'Aixro XR50 da 33 kW a 41kW permettendo di ottimizzare i tempi di ricarica delle batterie.

3.4. Anelli Apex

Gli anelli apex, presenti su tutti i motori Wankel e necessari al loro funzionamento sono montati anche sul motore in esame. La loro principale funzione è quella di sigillare le camere che si generano tra rotore e cassa statorica al variare dell'angolo di manovella [7].

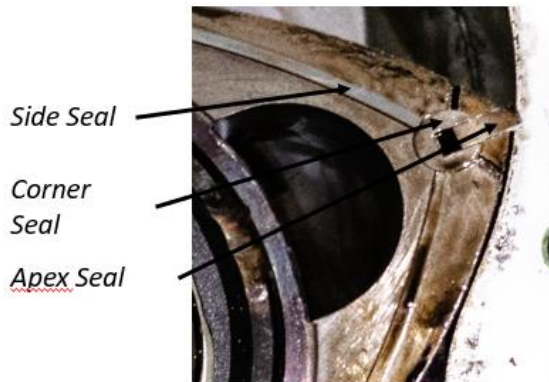


Figura 3.20: Dettaglio di alcuni elementi del rotore



Figura 3.21: Sede scavata nel rotore in cui vengono montati gli apex e gli anelli di tenuta

L'ottimizzazione della geometria di questo componente comporterebbe un miglioramento delle pressioni idrodinamiche che si generano nel film di lubrificante, ottenendo dei miglioramenti in termini di usura e perdite per attrito [15].

Il problema principale nell'ottimizzazione dal punto di vista idrodinamico è dovuto al fatto che questo opera in un intervallo di angoli di contatto estremamente ampio: $-30^\circ \div 30^\circ$ [15] proprio a causa della complessità della geometria (Figura 3.22).

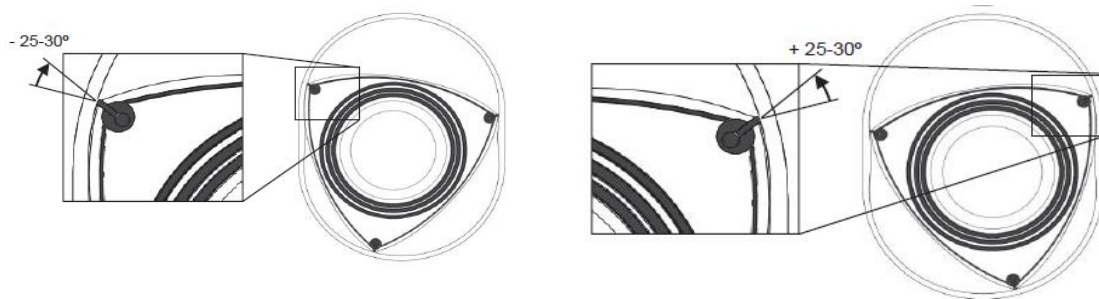


Figura 3.22: Range dell'angolo di lavoro degli apex [15]

Nei motori tradizionali invece, l'angolo tra anello e camicia è costante lungo tutto il profilo, permettendo la definizione di una geometria capace di minimizzare il consumo di olio lubrificante.

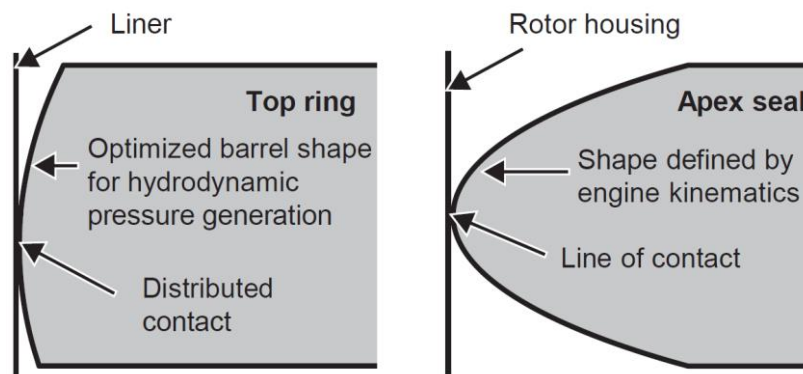


Figura 3.23: A sinistra è rappresentato il tipico profilo dell'anello del motore alternativo, a destra quello dell'anello apex.[15]

La geometria dell'*apex* risulta molto più spigolosa rispetto a quella del classico raschiaolio dei motori alternativi [15] (Figura 3.23), ciò comporta, in svariate condizioni operative, un profilo idrodinamico misto con conseguente contatto delle creste, causando un elevato livello di usura e perdite per attrito. L'obiettivo principale è quindi la riduzione della quantità di olio iniettato mantenendo un valore di usura accettabile per tale tipologia di componenti [15].

Questo componente inoltre, viene montato sull'apposita sede all'interno del rotore insieme ad un elemento elastico che fornisce un precarico atto a migliorare la tenuta.

3.4.1. Meccanismi di lubrificazione

Come si è visto nel paragrafo 3.4 i fenomeni fisici riguardanti la lubrificazione sono molto importanti nello studio del motore Wankel. Tali meccanismi sono generalmente riconducibili a 3 categorie [16]:

- *Lubrificazione limite*: si ha contatto hertziano, le superfici solide si occupano di sostenere il carico e il coefficiente d'attrito assume valori elevati, si ha comunque una distribuzione dell'olio che in piccola parte permette di diminuire gli attriti [16].
- *Lubrificazione mista*: i contatti tra le asperità sono presenti episodicamente, il carico viene supportato non solo dalle asperità ma anche dall'elemento fluido [16].
- *Lubrificazione completa ("idrodinamica")*: le superfici sono completamente separate mediante il meato di lubrificante che in questo caso ha l'onere di supportare tutto il carico. Superata il valore minimo, il coefficiente di attrito oltre una certa velocità torna ad aumentare a causa degli attriti viscosi con il fluido [16].

La curva di Stribeck (Figura 3.24) mostra quale meccanismo di lubrificazione si innesca e come varia il coefficiente d'attrito in funzione della velocità di scorrimento degli elementi a contatto.

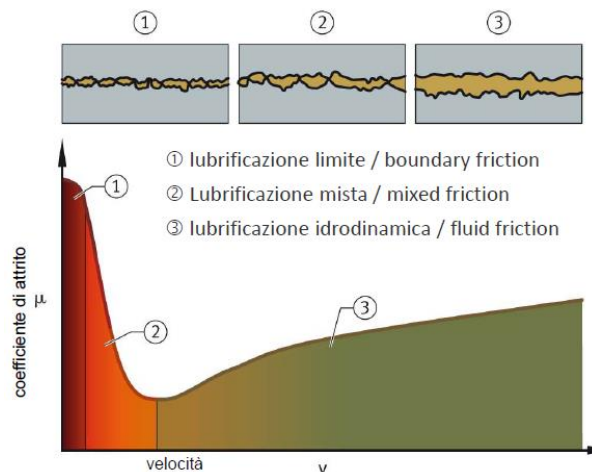


Figura 3.24: Curva di Stribeck [17]

Come già visto, nell'ambito della progettazione degli anelli *apex*, la volontà è quella di ottenere un regime di lubrificazione idrodinamico lungo tutto il profilo di scorrimento della cassa statorica. Questo però sembra essere un limite invalicabile per i motivi sopra descritti.

Al fine di comprendere le difficoltà insite nello studio del film di lubrificante in un motore rotativo, si riporta a titolo esemplificativo lo studio di Zhang et al [18] nel quale viene analizzata l'interazione tra cassa statorica, *apex seal* e lo strato di lubrificante.

Tale studio è stato condotto ipotizzando le superfici lisce e trascurando i contatti tra le asperità, situazione assimilabile a quella che si ha nel caso di lubrificazione idrodinamica. Dall'analisi fatta si nota come lo strato di lubrificante, a parità di condizioni di lubrificazione, sia dipendente da diversi fattori quali la velocità operativa e la posizione angolare.

Una nota interessante riguarda la posizione dei massimi e dei minimi, che risultano indipendenti dalla velocità di rotazione, mentre la loro differenza diminuisce all'aumentare della velocità operativa. Inoltre, il minimo spessore di lubrificante cresce in modo lineare con la velocità, di conseguenza si evince che la situazione più svantaggiosa per questo motore si verifica per i punti di funzionamento alle basse velocità, problema analogo a quello delle bronzine dei motori tradizionali.

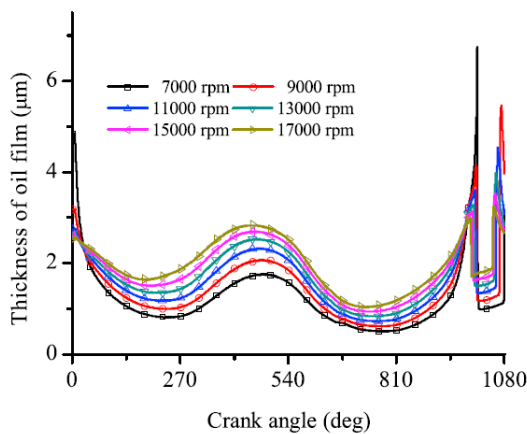


Figura 3.25: Spessore del film di lubrificante a differenti velocità di rotazione e angolo di manovella [18]

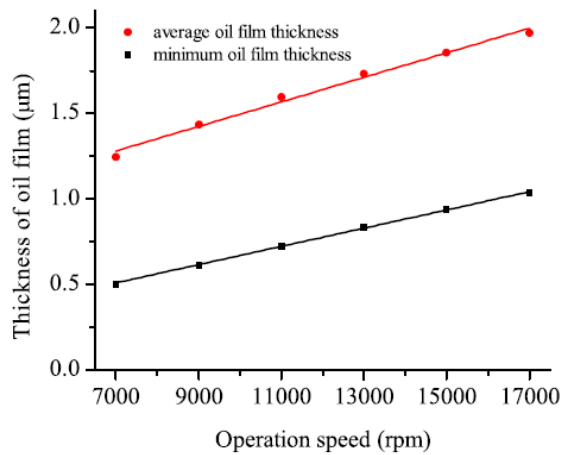


Figura 3.26: Medio e minimo spessore del film del lubrificante al variare della velocità operativa [18]

In quest'ultima condizione, cioè in caso di regime di lubrificazione mista, alcuni studi [19] hanno osservato che si possono ottenere degli ottimi miglioramenti in termini di diminuzione delle dissipazioni per attrito, rivestendo la cassa statorica e gli *apex seal* in materiale *DLC* (*Diamond Like Carbon*).

3.5. Guarnizioni di tenuta: Side Seal e Oil Seal

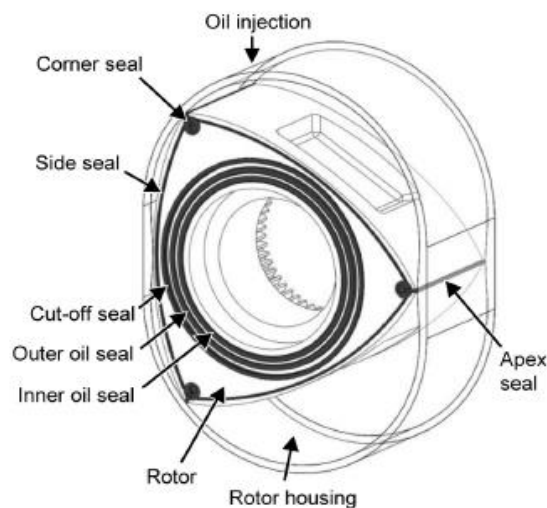


Figura 3.27: Si notano le guarnizioni montate su di un motore Wankel di ultima generazione [20]

Il *Side seal* è la guarnizione di tenuta posta sulle due facce frontali del rotore che insieme agli *Oil Seal* ha il compito di evitare trafiletti di olio e/o gas combusti e di garantire la tenuta con le pareti laterali della cassa statorica [20]. Nel caso dell'Aixro XR50 non si è

riscontrata la presenza di alcuni di questi componenti in quanto esso sfrutta una soluzione di tipo *CCR*, che necessita unicamente del *Side seal*.

In genere in una soluzione *OCR* si utilizzano due “*Oil seal*”: l’“*Inner oil seal*” (*IOS*) e l’“*Outer oil seal*” (*OOS*); nei motori Mazda di ultima generazione è presente inoltre un terzo elemento di tenuta, il “*Cut-off seal*” [20].

Tutti i *seal* sono montati insieme ad un elemento elastico per migliorarne la tenuta, inoltre nell’*IOS* e nell’ *OOS* sono presenti degli *O-rings* che hanno lo scopo di evitare i trafiletti d’olio dalle sedi scavate lungo il rotore. In Figura 3.28 si mostra una sezione del rotore con una schematizzazione delle tenute.

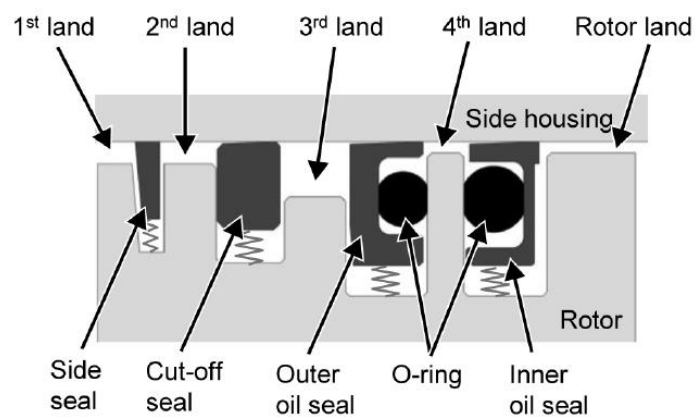


Figura 3.28: Vista in sezione schematizzata degli elementi di tenuta, degli *O-rings* e degli elementi elastici [20]

Questo sistema non risulta essere però altamente efficiente, data l’elevata quantità di olio lubrificante dell’albero motore che si riversa nelle camere. Il 50% circa dell’olio consumato è rappresentato da questi riversamenti che risultano unicamente nocivi [20]. Questi comportano di fatto un elevato aumento delle emissioni e del consumo di olio stesso, punti critici di questo motore.

3.6. *RENESIS Mazda*

Il motore “*RENESIS*” è stata l’ultima generazione di motori rotativi prodotti dalla Mazda per scopi commerciali nel mondo dell’automobile [4]. Il nome racchiude le parole “*RE*” acronimo di “*Rotary Engine*” e “*Genesis*” (“*era*”). Tale nome voleva indicare gli enormi miglioramenti raggiunti in termini di performance ed efficienza dei consumi [21].

Secondo gli ingegneri della Mazda, per raggiungere il target di emissioni normativo, mantenendo elevate performance, si sarebbe dovuto lavorare con particolare attenzione sul condotto di scarico [21]. Utilizzare delle luci laterali allo scarico permette infatti di

analizzare un elevato numero di scelte progettuali in termini di incroci e timing differentemente da quelle periferiche.

In particolare, con l'introduzione di luci laterali, sia per l'aspirazione che per lo scarico, è stato possibile eliminare l'incrocio tra le luci, che, nel caso di Wankel normalmente aspirati, comporta un reflusso dei gas di scarico verso l'aspirazione, diminuendone l'efficienza volumetrica [13]. L'elevato incrocio rappresenta anche la causa di una combustione instabile ai bassi carichi; al fine di gestire questa problematica è necessario arricchire la miscela andando però incontro ad un peggioramento dei consumi e delle emissioni [21]. L'aspirazione tramite luce laterale era già stata introdotta nel motore Mazda 13B [21], ma ciò non è stato sufficiente ad evitare un incrocio tra i due condotti come mostrato in Figura 3.29.

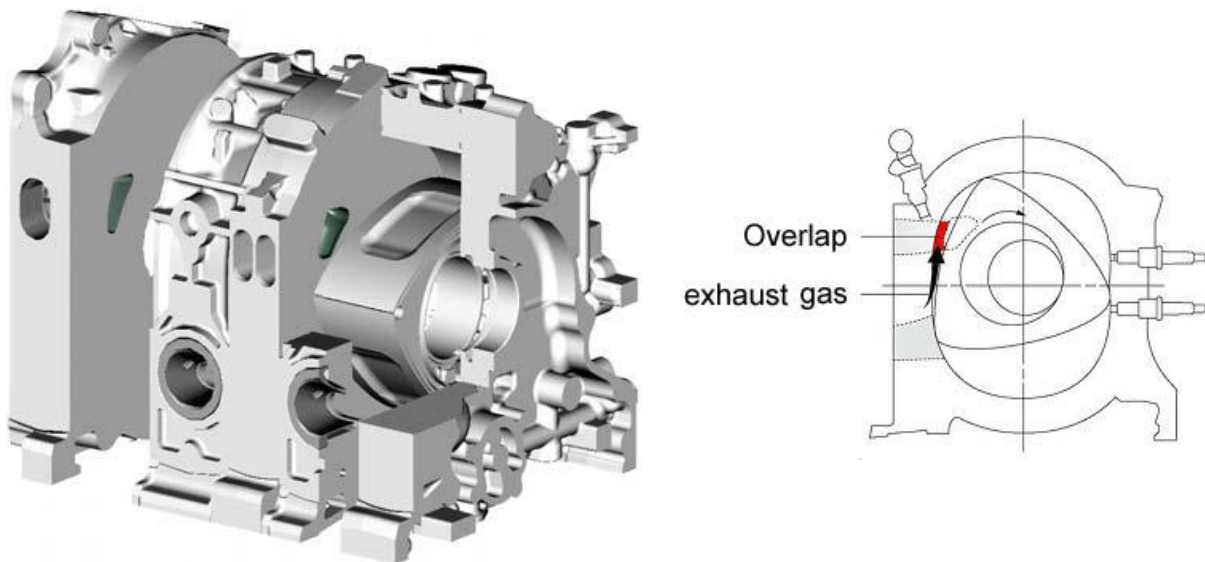


Figura 3.29: Motore 13B-REW [21]

Dunque, l'unica soluzione attuabile è stata quella di montare luci laterali sia in aspirazione che allo scarico come mostrato nella Figura 3.30.

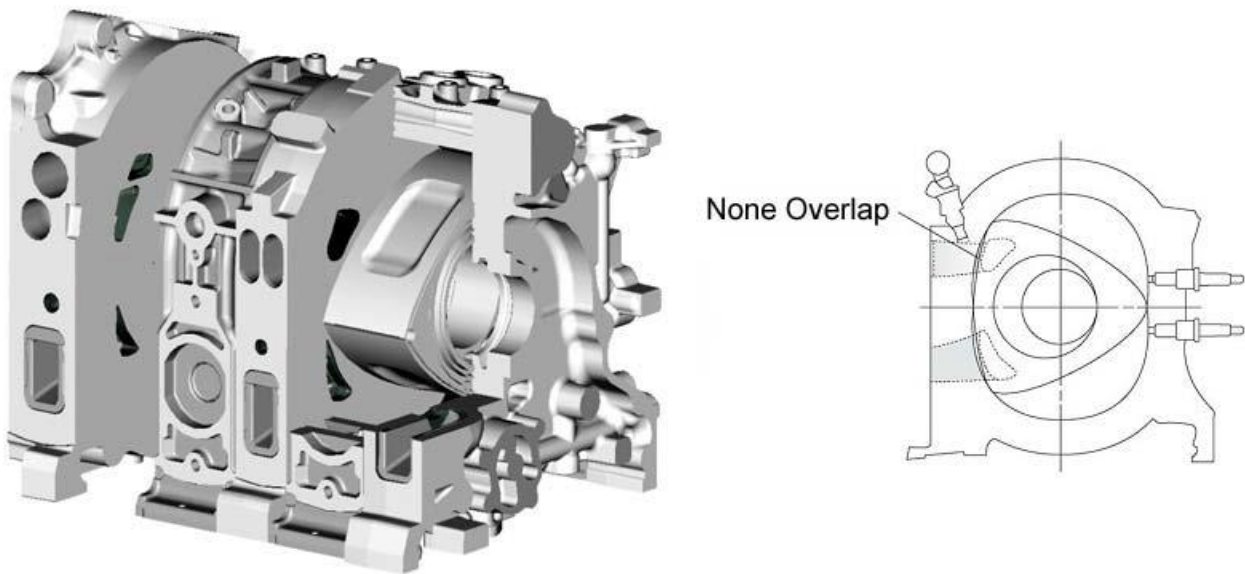


Figura 3.30: motore RENESIS [21]

Un'altra caratteristica tipica dei motori Wankel della Mazda è l'utilizzo di una soluzione OCR [14](vedi paragrafo 3.3. Rotore); questa permette di avere un impianto di lubrificazione indipendente dall'alimentazione e atto a massimizzare le potenze generate diminuendo allo stesso tempo la richiesta di olio lubrificante in camera bruciato poi dalla combustione.

In Figura 3.31 è rappresentato l'impianto di lubrificazione del motore 13B: l'albero a gomiti è alimentato dalla pompa dell'olio principale mentre gli ugelli per la lubrificazione degli *apex*, degli elementi ad essi collegati e della cassa statorica sono alimentati dalla *Metering Oil Pump* (OMP) e sono presenti sia nei condotti di aspirazione che in camera [3].

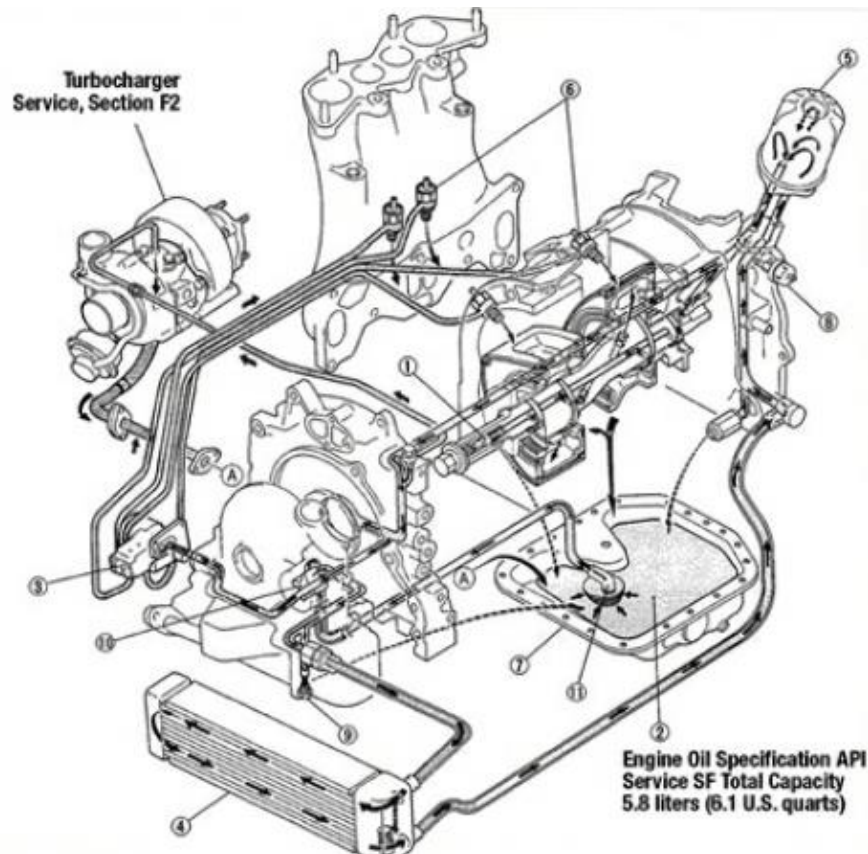


Figura 3.31: Impianto di lubrificazione del motore Wankel 13B della Mazda [3]

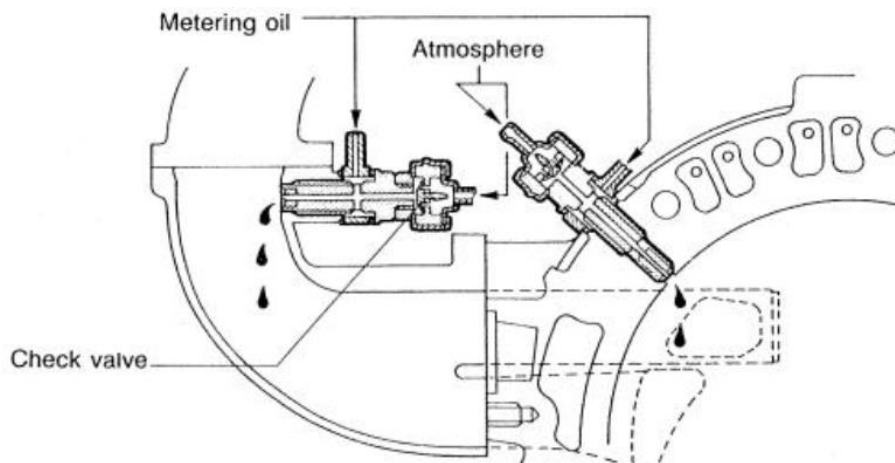


Figura 3.32: Iniettori olio alimentati dalla OMP [22]

Un'evoluzione di tale impianto è stata introdotta con il motore RENESIS, nel quale è stato adottato un'ulteriore iniettore d'olio in camera ed è stato rimosso quello presente nel condotto di aspirazione presente invece nel 13B. Nel caso di luci laterali il *corner seal* risulta spesso a contatto con i gas di scarico raggiungendo temperature massime maggiori di quelle che si raggiungono con luci periferiche; da qui la necessità di operare con un doppio iniettore [21]. Inoltre, è importante tener presente che il passaggio attraverso la

luce provoca una mancanza d'olio a cui si deve in qualche modo sopperire. Di conseguenza gli iniettori sono posti in modo tale da lubrificare la faccia del rotore e dei *corner seal* come si vede dalla Figura 3.33. in Figura 3.34 viene invece riportato il grafico delle quantità iniettate, tali valori verranno utilizzati come portate di partenza per la simulazione dell'iniezione di olio lubrificante.

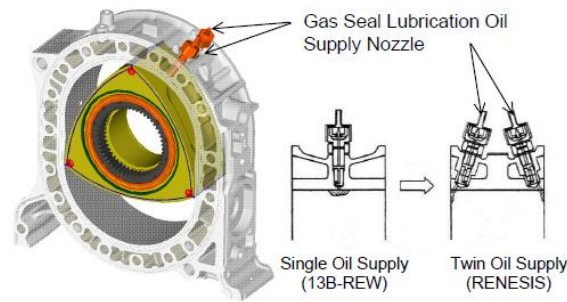


Figura 3.33: Schema iniettori olio motori 13B e RENESIS [21]

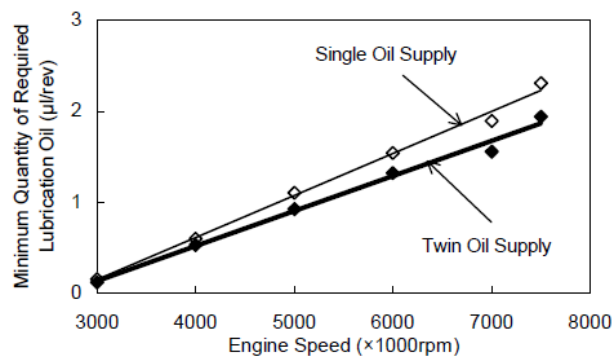


Figura 3.34: Valori olio iniettato per ogni rivoluzione [21]

Da questi presupposti è possibile comprendere l'enorme compito affidato alla OMP, ovvero quello di mandare ad ogni ciclo la corretta quantità di olio lubrificante agli iniettori posti in camera. È essenziale perciò che questo componente sia altamente affidabile, in quanto, in caso di rottura verrebbe a mancare la lubrificazione dei componenti con conseguenti danni irreparabili. Nel motore RENESIS si è optato per una *pompa passo-passo* già presente nella versione di motore Wankel precedente [3].

Una soluzione molto interessante è stata introdotta da Richard Sohn [3] e riguarda la creazione di una OMP modificata che peschi l'olio direttamente da un serbatoio apposito, in questo modo è possibile utilizzare un olio sintetico per l'albero motore e i cuscinetti mentre in camera viene iniettato un olio minerale.

Ricapitolando, il motore RENESIS è dotato di luci laterali a differenza dell'AixroXR50 che monta luci periferiche; per questo motivo, quando si andranno a fare le simulazioni oggetto di questa tesi, posizionare l'iniettore come nel motore Mazda potrebbe rivelarsi una scelta errata. Sarà importante verificare che il suo posizionamento permetta all'olio lubrificante di raggiungere le zona degli anelli *apex*.

Capitolo 4 - I lubrificanti

I lubrificanti nel campo della meccanica svolgono un ruolo essenziale, la loro “*funzione primaria è quella di controllare gli attriti e l’usura*” [23]. Tuttavia, gli viene sempre richiesto di svolgere dei compiti secondari [23] a seconda del loro campo di utilizzo, quali ad esempio raffreddare le componenti a contatto, garantire resistenza alla corrosione, eliminare particelle di usura residue, etc.

Sono suddivisi in 2 principali famiglie [23], gli “*oli minerali*”, che risultano prodotti a partire dalla raffinazione del petrolio e quelli “*sintetici*” che invece sono realizzati all’interno di un laboratorio grazie a dei processi di sintesi [24]; questi ultimi permettono di garantire una composizione più omogenea, avendo però un costo maggiore di un classico olio minerale.

La percentuale di olio minerale o sintetico contenuta nel prodotto finale definisce la base dell’olio, detta appunto “*base stock*” [23]. A questa sono sempre addizionate delle sostanze che permettono di garantire determinate caratteristiche richieste a seconda della missione prevista. Per quanto concerne i parametri a cui un progettista deve porre particolare attenzione vi sono [24] il “*punto di congelamento*”, “*l’indice di viscosità (I.V.)*” e la “*durata in termini di ore o cicli del film di lubrificante*”

4.1. Punto di congelamento

Il primo parametro ad essere analizzato è il *punto di congelamento*: questo fattore è molto importante in quanto al diminuire della temperatura la viscosità aumenta e nel caso di temperature molto basse si può giungere a solidificazione. Soprattutto in ambienti con temperature molto rigide è necessario tenere conto di questo fattore in quanto c’è il rischio di danneggiare o rendere inutilizzabili tutti questi sistemi che sfruttano gli olii lubrificanti, quali le automobili. Questo parametro varia enormemente a seconda della tipologia di olio utilizzata (Figura 4.1); per tale motivo, la scelta di quest’ultimo dev’essere ponderata attentamente in funzione delle condizioni dell’ambiente di lavoro.

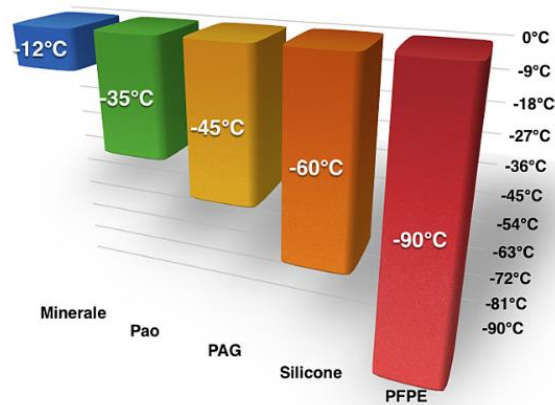


Figura 4.1: Differente punto di congelamento di un olio minerale e 4 olii sintetici con medesima viscosità a 40°C. [24]

4.2. Indice di viscosità

Introdotta da Dean and Davis nel 1929, l'indice di viscosità (*I.V.*) ha lo scopo di definire un parametro che esprima la relazione tra viscosità e temperatura nel caso di lubrificanti a base oleosa. Per definirlo sono stati utilizzati due olii di riferimento con caratteristiche molto differenti, la cui denominazione dipende dal rispettivo luogo di produzione. Uno fu denominato “*Texas*”; e l'altro “*Pennsylvania*”; entrambi presentano la stessa viscosità a 100°C [23]. Il secondo però tendeva ad avere minori variazioni di viscosità quando soggetto ad un innalzamento della temperatura rispetto a tutti gli altri olii minerali all'epoca noti. Dato questo suo comportamento gli venne assegnato un valore dell'I.V. pari a 100 mentre all'altro un valore pari a 0. Si evince dalla Figura 4.2 che un olio con elevato I.V. presenta una lieve variazione di viscosità con la temperatura. Dalla sua introduzione la ricerca nel campo dei lubrificanti ha fatto innumerevoli passi avanti giungendo a valori dell'IV superiori a 100.

L'indice di viscosità è calcolato mediante la seguente formula [23]:

$$I.V. \% = \left(\frac{\bar{L} - \bar{x}}{\bar{L} - \bar{H}} \right) \quad (4.1)$$

Dove:

- $\bar{L}, \bar{x}$: viscosità cinematica a 38°C dell'olio *Pennsylvania* e *Texas*;
- $\bar{x}$: viscosità cinematica dell'olio a cui va attribuito un valore dell'indice.

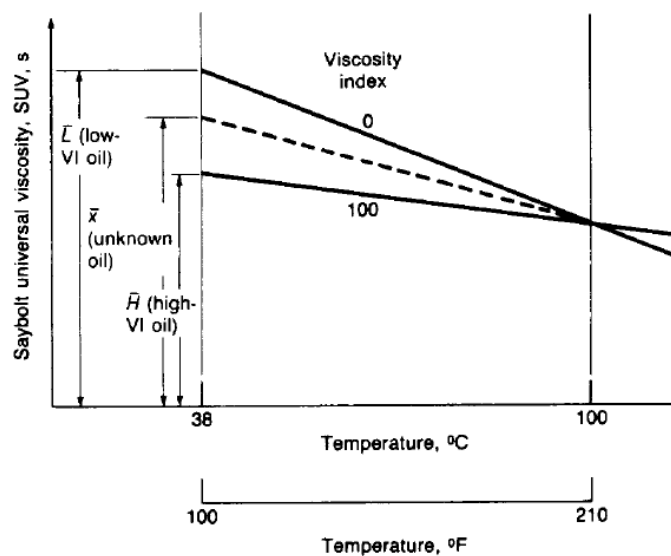


Figura 4.2: Il grafico mostra i valori di viscosità in funzione delle temperature [23]

Per le ragioni sopradescritte, nel caso di motori a combustione interna, risulta decisamente più opportuno utilizzare olii lubrificanti con un I.V. elevato in modo da consentire maggiore stabilità delle caratteristiche dell'olio per tutte le fasi operative del motore.

4.3. Durata del film lubrificante

È esperienza comune nell'utilizzo di un'automobile prevedere un cambio dell'olio dopo un determinato numero di km percorsi o dopo essere passato un determinato periodo dall'ultimo cambio. Questo avviene perché l'olio, con le alte temperature e in presenza di ossigeno, tende ad ossidarsi, evaporare ed essere in piccola parte bruciato durante la normale combustione. Di conseguenza, un olio che mantiene inalterate nel tempo le proprie proprietà risulta essere la scelta più opportuna perché permette di allungare i tempi di manutenzione.

In generale il processo di termo-ossidazione avviene attraverso diverse fasi [25]. In particolare, durante la fase di *evaporazione* le frazioni più leggere passano allo stato gassoso con il conseguente assottigliamento dello spessore del film di lubrificante, si ricorda infatti che uno spessore sottile di lubrificante non permette di separare totalmente le creste dei corpi a contatto aumentandone il livello di usura. Inoltre, durante l'*ossidazione primaria* si verifica lo sfaldamento dei legami C-C e C-H, responsabili dell'effetto lubrificante degli olii [23], con formazione di radicali carbonilici che in presenza di ossigeno formano dei perossidi [25], inquinanti altamente indesiderati allo scarico di un motore. Infine, quando si ha *ossidazione secondaria*, si avvia la formazione

di depositi carboniosi che possono essere molto dannosi all'interno di un motore. È dunque molto importante, nel caso di motori a combustione, che gli olii siano adatti a lavorare alle temperature di esercizio previste.

Altro parametro molto importante che permette di valutare la qualità di un lubrificante è l'*indice di Noack*, che mostra l'attitudine di un lubrificante ad evaporare. Un lubrificante che evapora velocemente richiederà sicuramente una manutenzione molto più frequente rispetto ad uno che ha la tendenza a rimanere in forma oleosa. Tale fenomeno, si verifica con il normale funzionamento del motore, il quale “vede” un progressivo impoverimento delle proprietà dell'olio.

In Figura 4.3 è possibile osservare che un olio minerale tende a evaporare più rapidamente rispetto ad un sintetico.

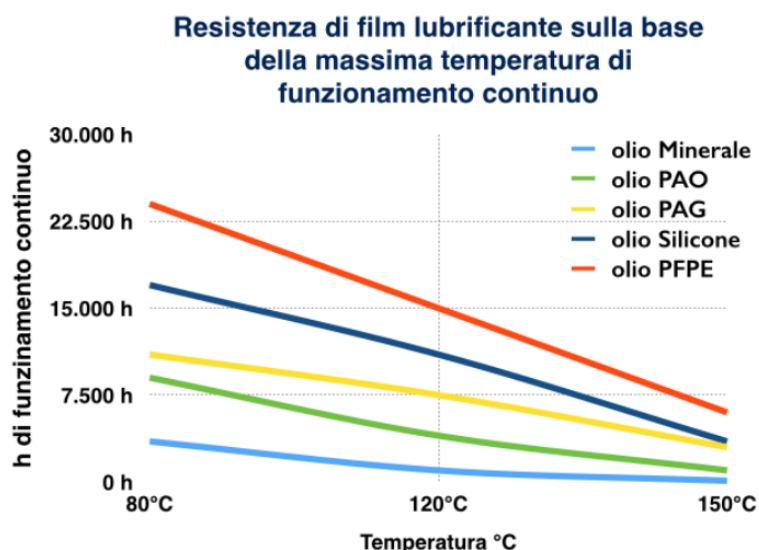


Figura 4.3: Durata in funzione della temperatura di vari olii [24]

Nel caso dei motori Wankel la Mazda ha sempre consigliato l'uso di lubrificanti minerali essendo questi meno costosi [3], di contro però questi tendono ad evaporare molto più velocemente (Figura 4.3).

Il test per il calcolo di tale indice è standardizzato secondo la norma “ASTM D5800” che prevede il riscaldamento di un campione di olio fino alla temperatura di 250°C per 60 minuti mentre viene lambito da un flusso d'aria [26]. La massa persa definisce l'*indice di Noack*. Gli idrocarburi più leggeri, essendo più volatili, sono i primi ad evaporare; questi rappresentano quindi la principale causa dell'incremento della viscosità dell'olio alle elevate temperature con conseguente aumento dell'usura, del consumo d'olio e delle emissioni [26].

4.4. Specifiche API

L' API (*American Petroleum Institute*) è l'istituto americano che regola le specifiche minime che un lubrificante deve garantire affinché la casa produttrice possa dichiarare determinate caratteristiche e performance [27]. Ogni categoria è contrassegnata da uno specifico codice la cui prima lettera identifica la tipologia di motore per cui il lubrificante è stato sviluppato [27]; la "S" sta per "service" e identifica i motori ad accensione comandata mentre la "C" sta per "commercial" e identifica quelli ad accensione per compressione.

La seconda lettera della sigla indica la tipologia di test previsti: più la lettera è avanti nell'alfabeto, maggiore è la severità con cui questi sono stati eseguiti e di conseguenza migliori saranno le caratteristiche dell'olio [27].

Definita a partire dal 09/11/2017 la sigla "API SN" indica attualmente la specifica migliore per i motori a benzina, mentre per i motori diesel l'ultima specifica è definita dalla "API CJ-4" [28].

Tale classificazione permette di definire la qualità di un lubrificante in termini di performance motoristica, durata tra una sostituzione programmata e l'altra dell'olio, gestione delle temperature durante il funzionamento del motore, impatto in termini di consumi e CO [27].

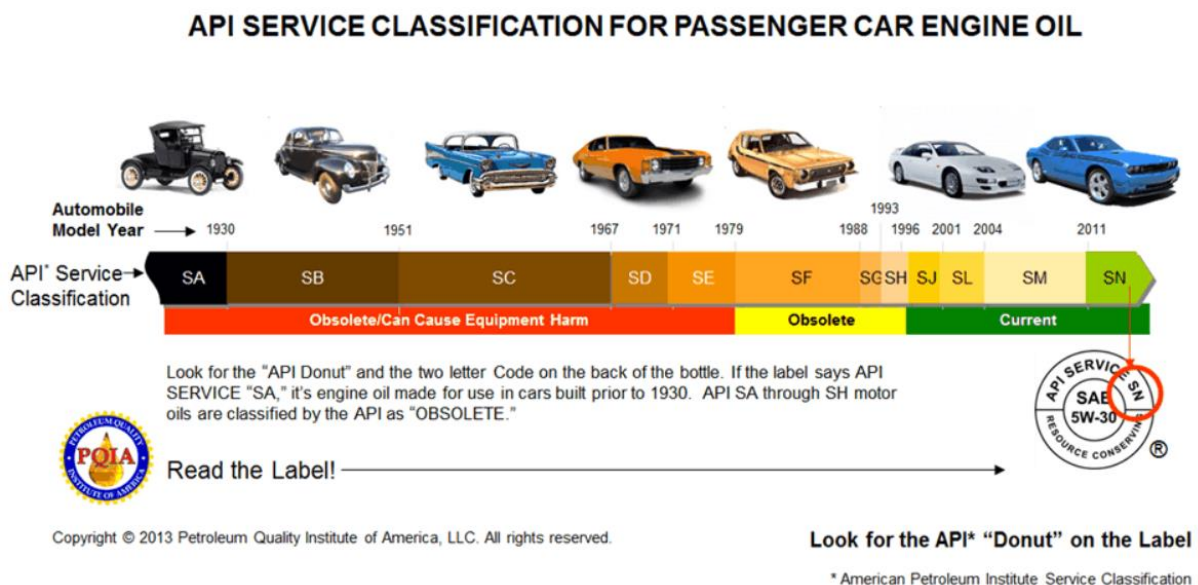


Figura 4.4: Storico della classificazione API[28]

4.5. Classificazione SAE

La SAE (*Society Automotive Engineers*), diversamente dall'API, identifica i lubrificanti unicamente in funzione del loro indice di viscosità [16]. Questi vengono raggruppati principalmente in due macrocategorie:

- “*Monogrado*”, identificati dalla sigla SAE susseguita da un numero che indica il grado dell'olio; un numero alto indica un valore maggiore della viscosità a parità di temperatura.
- “*Multigrado*”: in questo caso la sigla SAE è seguita da un numero, la lettera W e un altro numero (es: 5W-30). La W sta ad indicare che il primo valore della sigla è riferito alle condizioni a freddo, mentre il secondo è identificativo delle temperature più alte. Questi olii presentano un valore di viscosità ottimizzato sia per le basse temperature che per quelle più elevate presentando un duplice comportamento (Figura 4.5) [29]. Ad oggi per il mercato automobilistico si utilizzano unicamente degli olii multigrado.

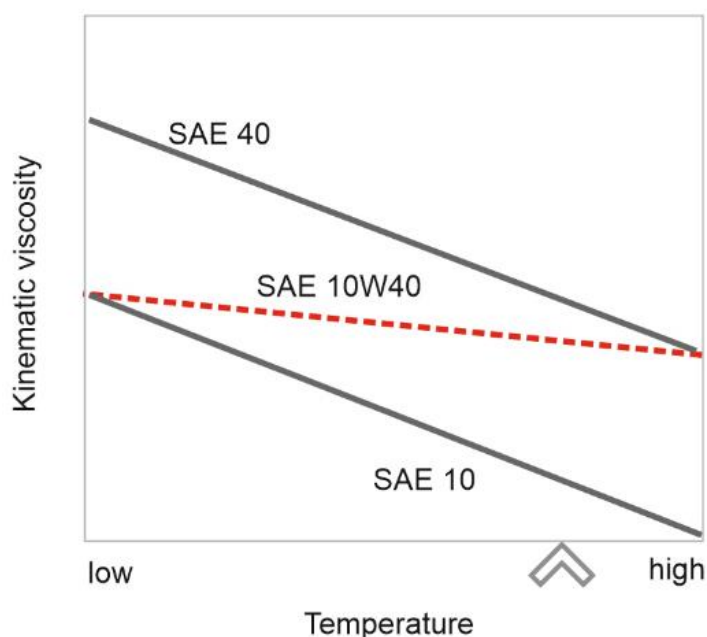


Figura 4.5: Andamento viscosità per due olii monogrado e uno multigrado [30]

Da quanto si è potuto evincere da questo breve capitolo, gli olii moderni presentano delle composizioni chimiche molto complesse, le cui formulazioni dipendono fortemente dal produttore, dal campo di utilizzo e dalla scopo del fluido lubrificante. Il parametro comune, importante per la comprensione base del comportamento dell'olio all'interno del

motore, è la viscosità in funzione della temperatura di esercizio. In prima battuta, visti gli scopi di questo lavoro di tesi, risulta dunque sensato capire quale olio, secondo la classificazione SAE, sia il più adatto.

In futuro sarà opportuno analizzare approfonditamente gli inquinanti in funzione di quale olio commerciale con certificazione API e SAE sarà utilizzato.

Capitolo 5 - Modello CFD

5.1. Cos'è la CFD

La fluidodinamica computazionale, più comunemente nota come “CFD” (“*Computational Fluid Dynamics*”) utilizza l'analisi numerica e algoritmi per risolvere problemi inerenti la dinamica dei fluidi, trovando largo impiego nell'industria e nella ricerca [31].

Attualmente si annoverano tra i principali software commerciali “ANSYS CFX, Fluent, STAR-CD, STAR-CCM+, etc” [31].

Lo scopo di questa tesi è quello di condurre un'analisi dei flussi che si generano nella camera di un motore Wankel al fine di comprendere i possibili punti di iniezione di olio lubrificante. Per poter raggiungere tale scopo si è optato per il software ANSYS Fluent. La prima parte del lavoro, ha riguardato la creazione del modello secondo vari step.

Il progetto è stato infatti suddiviso nei seguenti blocchi:

- “Geometry”: ANSYS dispone di due ambienti grafici, “DesignModeler” e “SpaceClaim”, in questo caso è stato utilizzato “DesignModeler” per il modello CAD.
- “Mesh”: permette di generare la *mesh* e definire i “Named Selection”.
- “Fluent”: all'interno del blocco è possibile impostare tutti i modelli fluidodinamici e i solver al fine di effettuare la simulazione.

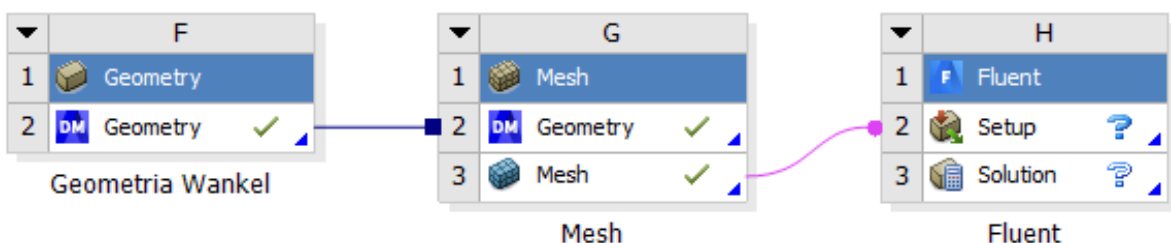


Figura 5.1: Schema a blocchi del progetto su ANSYS

5.2. Definizione della geometria

In ANSYS Fluent non è possibile modellizzare il comportamento elastico delle tenute né quello delle ruote dentate. La geometria del Wankel è stata dunque opportunamente modificata come suggerito dalla letteratura [5].

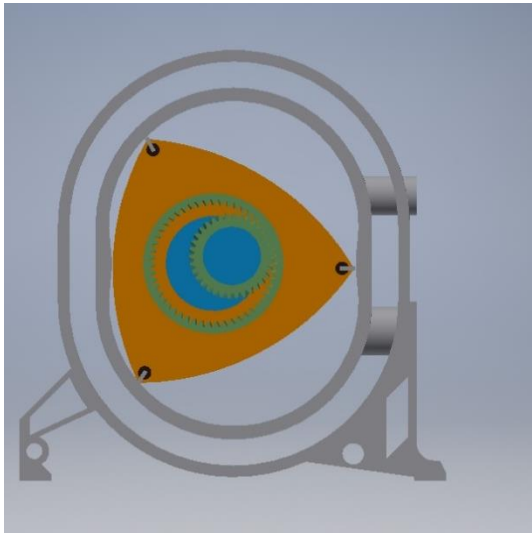


Figura 5.2: Vista frontale del motore disegnato tramite Inventor [32]

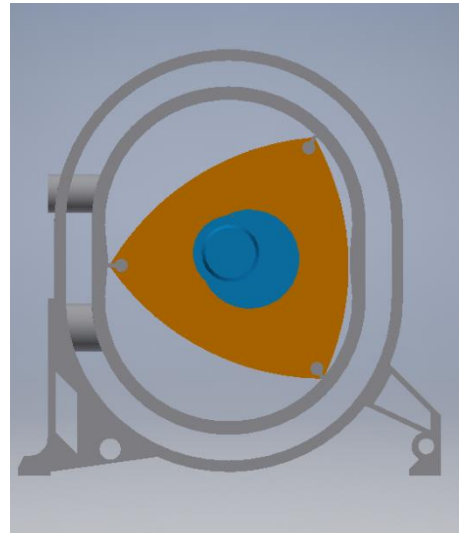


Figura 5.3: Vista da dietro del motore disegnato tramite Inventor [32]

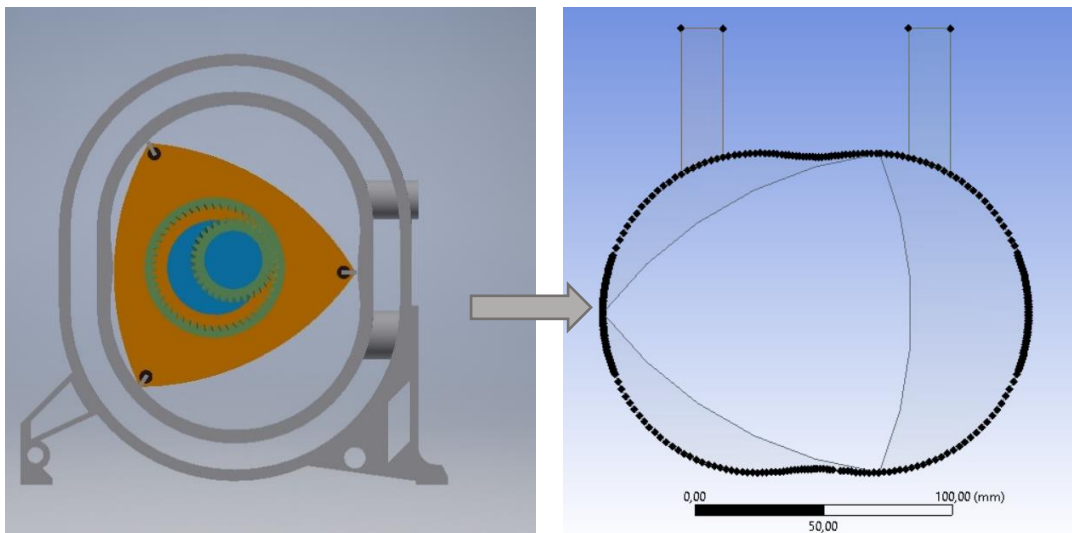


Figura 5.4: Passaggio del modello CAD 3D non adatto alla simulazione con Fluent a quello 2D realizzato con DesignModeler adatto alla simulazione

Per creare la geometria si sono utilizzati i valori di raggio ed eccentricità del motore Aixro XR50 ricavati dalla letteratura [33].

Eccentricità	11 [mm]
Raggio generatore	71,5 [mm]
Spessore rotore	68 [mm]

Tabella 5.1: valori geometrici Aixro XR50 [33]

Il primo passo ha riguardato la creazione della cassa trocoidale che, come si è detto nel paragrafo 2.2, ha la forma di una epitrocoide. Le equazioni che descrivono la geometria dell'housing sono le seguenti [34]:

$$x_{ideale} = ecos3\theta + rcos\theta \quad (5.1)$$

$$y_{ideale} = esin3\theta + rsin\theta \quad (5.2)$$

θ = angolo spazzato dal raggio del rotore rispetto all'asse orizzontale.

Per crearla è stato necessario importare 317 punti (x_{ideale}, y_{ideale}) , le cui coordinate sono state calcolate tramite foglio di calcolo Excel [35]. Tale numero di punti, uniti al fine di creare una superficie chiusa, è stato necessario per minimizzare l'errore dovuto al fatto che il perimetro esterno risulta essere un'approssimazione dovuta all'unione dei punti stessi.

Al fine di verificare che l'errore non fosse elevato, per tentativi, si sono provate diverse configurazioni. Una volta definita la mesh ed esportate le coordinate dei nodi esterni (x_{reale}, y_{reale}) , si è verificato l'errore tra la posizione del nodo reale e quella ideale che avrebbe nel caso fossero rispettate le equazioni (5.1) e (5.2).

Si è accettato un $\Delta x = x_{ideale} - x_{reale}$ e un $\Delta y = y_{ideale} - y_{reale}$ di circa 10^{-6} in quanto un tale errore non ha comportato un funzionamento anomalo della UDF "Define_Grid_motion" il cui funzionamento viene spiegato nel paragrafo 5.4.1.1.

È stato poi disegnato il rotore secondo i valori di raggio ed eccentricità; questo una volta generato è stato usato per estrarre la geometria delle camere che rappresenteranno il volume di lavoro del fluido. I condotti sono stati disegnati per punti e trattati come dei corpi differenti, sia per motivi legati al corretto funzionamento della UDF Define_Grid_motion che per ottenere una migliore deformazione dinamica della mesh durante la rotazione del rotore.

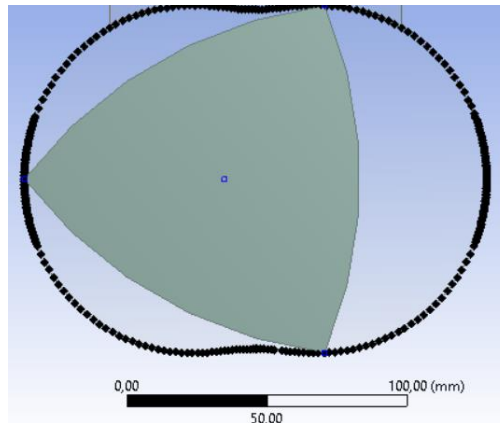


Figura 5.5: Superficie del rotore utilizzata per estrarre il volume delle camere

5.3. Mesh

Per la generazione della mesh si sono usati elementi triangolari, sia per i condotti che per le camere, in quanto si è visto, in base alle analisi svolte, che permettono di ottenere migliori risultati in termini di qualità rispetto agli elementi a quadrilatero. La mesh presenta in totale 66'102 elementi e 34'161 nodi. In Figura 5.6 è possibile vedere la mesh dell'intero modello.

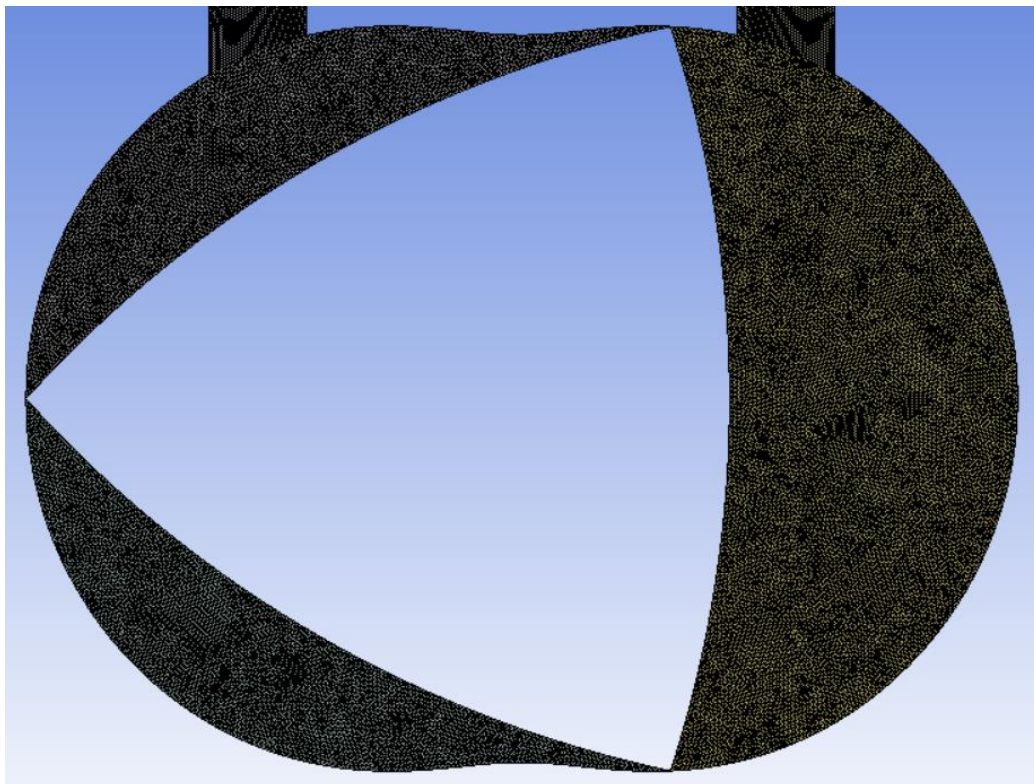


Figura 5.6: Mesh del modello

Parametri legati alla qualità della mesh e utili al fine di ottenere una soluzione stabile durante le simulazioni fluidodinamiche sono [36]:

- “*Skewness*”: definita come “la differenza tra la forma della cella generata e la forma di una cella equilatera di volume equivalente” [36]. Un valore elevato può ridurre la precisione e destabilizzare la soluzione. L’obiettivo è quello di ottenere il valore più basso possibile.
- “*Orthogonal Quality*”: indica “quanto gli angoli vicini tra le facce degli elementi adiacenti sono vicini a un angolo ottimale” [36]. Il range di misura va da 0 (inaccettabile) a 1 (eccellente) [37].

Skewness mesh metrics spectrum:

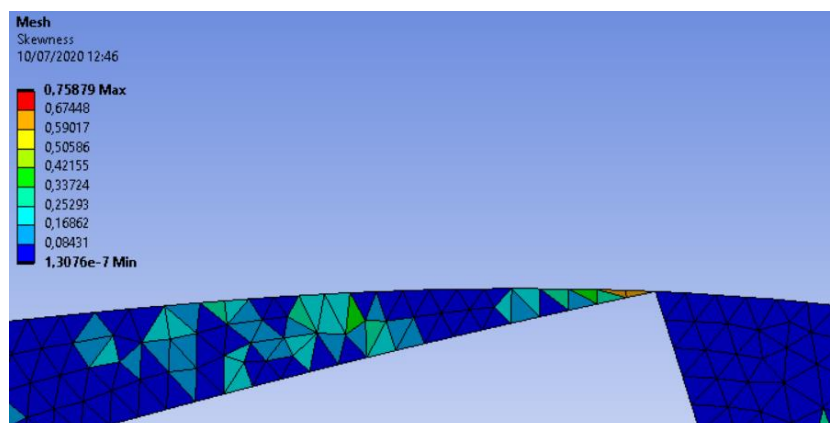


Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



Figura 5.7: Banda di valori della *Skewness* e della *Orthogonal quality* [37]

L’area intorno agli *apex* risulta di difficile gestione anche con gli elementi triangolari, si riesce comunque ad ottenere un valore di “*Skewness*” e “*Orthogonal Quality*” entro i limiti necessari per le simulazioni [37]. Si nota infatti che il valore medio è molto distante dal valore massimo per la *Skewness* e minimo per la *Orthogonal quality*, questo perché solo gli elementi in prossimità degli *apex* vedono la qualità della mesh deteriorarsi enormemente a causa della complessità della geometria



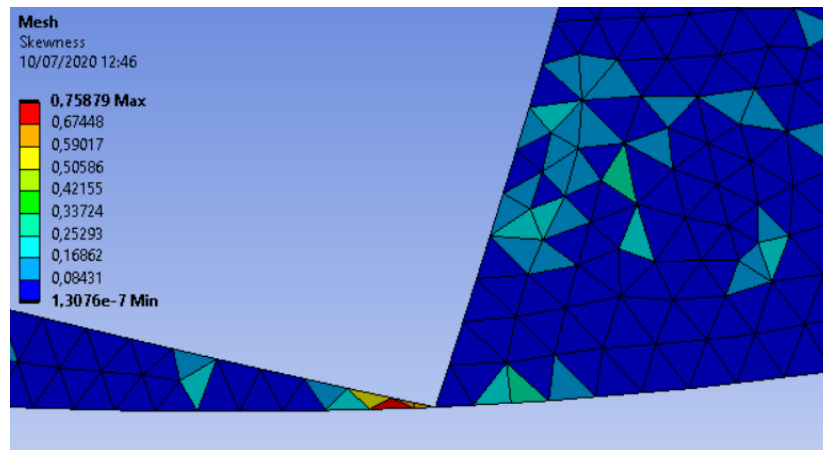


Figura 5.8: Scala di valori della Skewness nell'intorno degli apex

Di seguito in Tabella 5.2 vengono riportati i parametri impostati per ottenere la mesh voluta e valori di “Skewness” e “Orthogonal quality”.

Physics reference	CFD
Solver Preference	Fluent
Dimensione elementi camere	0,00065 [m]
Dimensione elementi condotti	0,0005 [m]
Max Skewness	0,76
Average Skewness	$7,12 \cdot 10^{-2}$
Average Orthogonal Quality	0,96
Minimum Orthogonal Quality	0,43

Tabella 5.2: Valori e parametri della mesh generata [36]

La dimensione finale degli elementi è stata definita dopo diversi tentativi, verificando quale permettesse una migliore qualità della mesh e che consentisse però un corretto funzionamento della *UDF*, il cui funzionamento verrà spiegato nel paragrafo “5.4.1. Dynamic Mesh”.

In genere una mesh più fitta comporta un miglioramento della qualità, sebbene in questo caso, per ottenere un miglioramento importante sarebbe stato necessario definire una dimensione estremamente minore, non gestibile dalla macchina con cui si è svolto questo lavoro. Si è cercato il miglior compromesso tra qualità, corretto funzionamento delle *UDF* e numero di elementi: un numero molto elevato ha infatti causato un aumento del tempo

computazionale non accettabile oltre che un funzionamento anomalo della UDF che controlla il moto dei nodi.

All'interno del pacchetto “Mesh” è possibile impostare i “Named Selection” [36]. Questi una volta definiti possono essere utilizzati all'interno di Fluent per attribuire delle condizioni di bordo (pressione, temperatura, etc) o delle UDF (*CG_motion* a “rotor” e *Grid_motion* per “housing” mostrati in Figura 5.9 e in Figura 5.10) [36].

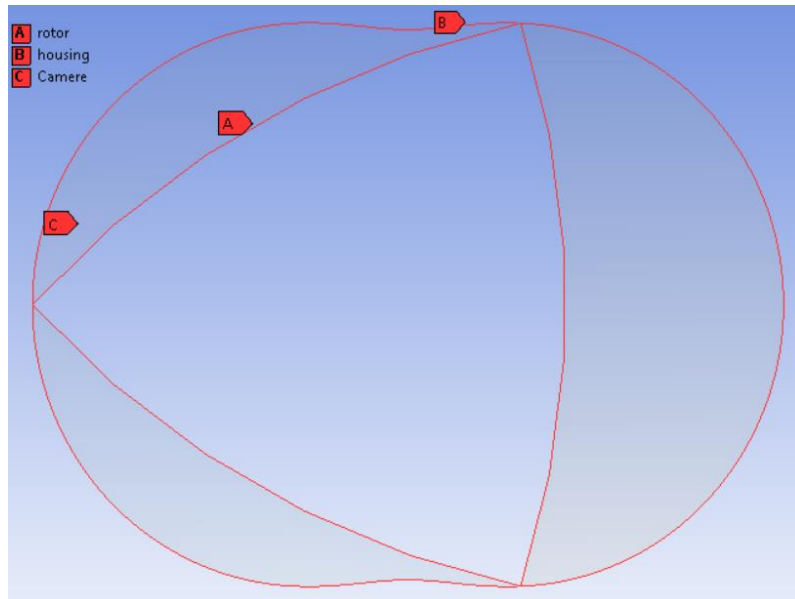


Figura 5.9: Named Selection assegnati al motore Wankel

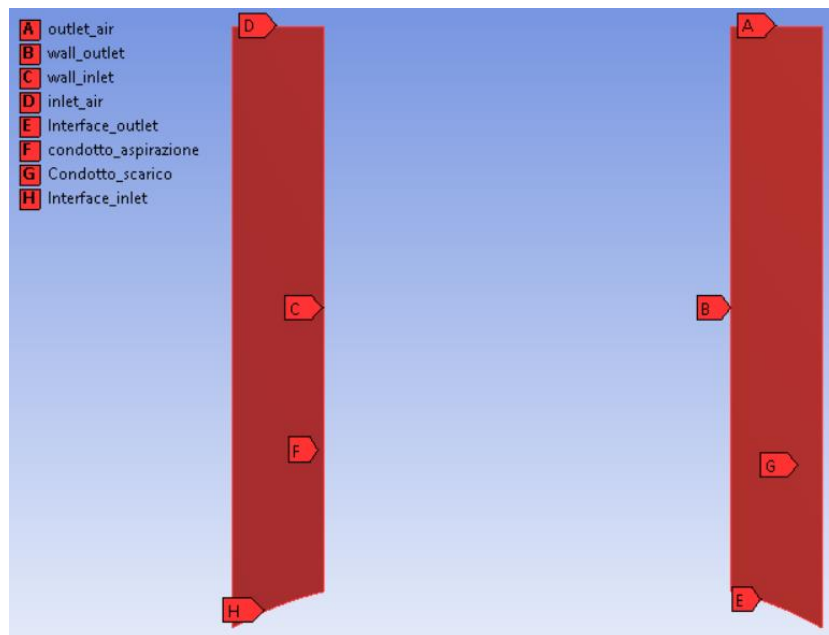


Figura 5.10: Named Selection assegnati ai condotti

In Tabella 5.3 vengono ricapitolati i “Named Selection” assegnati al modello.

Wankel	Face	<i>camere</i>
	Edge	<i>rotor</i>
		<i>housing</i>
Condotti	Face	<i>condotto_aspirazione</i>
		<i>condotto_scarico</i>
	Edge	<i>inlet_air</i>
		<i>wall_inlet</i>
		<i>interface_inlet</i>
		<i>outlet_air</i>
		<i>wall_outlet</i>
		<i>interface_outlet</i>

Tabella 5.3: Named Selection assegnati

Come già spiegato nel paragrafo 5.2 il condotto è stato trattato come un corpo differente, sia per ottenere una migliore qualità della mesh, sia perché è necessario che il “*Named Selection*” “*housing*” sia l’intero perimetro per ragioni legate alla *UDF Grid_motion* e alla definizione delle interfacce. In Figura 5.11 viene mostrata la differente mesh tra le camere del Wankel e i rispettivi condotti.

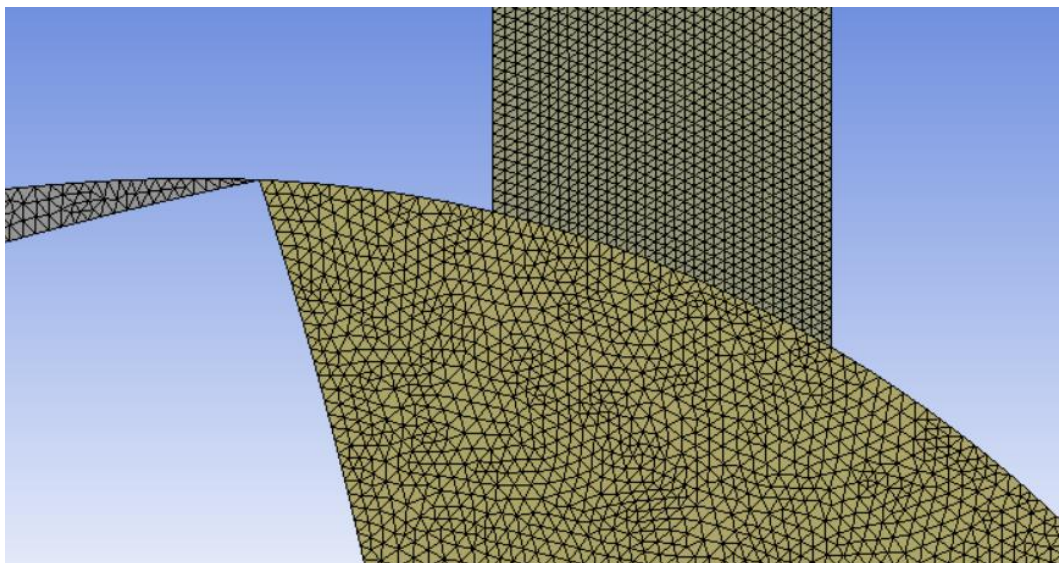


Figura 5.11: Dettaglio della diversa mesh tra il condotto e le camere del Wankel

5.4. Fluent

Il blocco Fluent è l'ambiente grafico nel quale è possibile gestire tutti i parametri legati alla simulazione fluidodinamica vera e propria quali: i modelli fisici, la mesh dinamica, le interfacce, i solver, i criteri di convergenza, etc.

È bene ricordare però che il lavoro fatto sulla geometria e sulla mesh è molto importante per risultati che si possono raggiungere in Fluent, per cui quando si opera in questo ambiente bisogna sempre tenere conto del fatto che alcuni problemi potrebbero essere legati a parametri definiti precedentemente.

La prima parte del lavoro in Fluent ha riguardato l'attivazione del pacchetto “*Dynamic Mesh*”, assolutamente necessario al tipo simulazioni che si vuole svolgere e che viene spiegato con maggiore dettaglio nelle pagine che seguono.

5.4.1. Dynamic Mesh

All'interno di questo pacchetto è stato necessario in primo luogo assegnare correttamente le *UDF* ai “*Named Selection*” definiti in *Mesh*, e secondariamente definire i parametri che controllano la mesh dinamica. Nei paragrafi che seguono vengono spiegate nel dettaglio le *UDF* e la loro importanza ai fini di questo studio. In generale, la *UDF* in ANSYS è “una funzione che deve essere definita per poi essere compilata e caricata dinamicamente” e deve essere scritta in linguaggio C [36]. Tale linguaggio è stato utilizzato da ANSYS per creare delle “*macro*” che a sua volta devono essere modificate dall'utente tramite l'apposito codice, in funzione di ciò che si vuole svolgere.

Le “macro” esistenti in ANSYS sono numerosissime, con queste è possibile ottenere delle proprietà o dei comportamenti del modello non definibili diversamente. In questo lavoro si sono sfruttate 2 macro, la prima, “Define_CG_Motion”, permette di definire la legge di moto del centro di massa di un corpo rigido, mentre l’altra, “Define_Grid_Motion”, serve a controllare il moto dei nodi della mesh secondo le relazioni volute [36].

5.4.1.1. Define_CG_Motion

Come già visto nel Capitolo 2, il rotore presenta un moto eccentrico; la legge che descrive il moto del centro di massa è espressa dalle seguenti equazioni [34]:

$$\dot{x} = \omega_{albero} \cos(\omega_{albero} t) \quad (5.3)$$

$$\dot{y} = \omega_{albero} \sin(\omega_{albero} t) \quad (5.4)$$

Dove $\dot{x}$ e $\dot{y}$ rappresentano le velocità periferiche e ω_{albero} la velocità di rotazione dell’albero a gomiti, espressa in rad/s. Per imporre tale moto si è fatto uso della Define_CG_motion. Una volta compilata, questa è stata assegnata a “rotor”, definito come “Rigid Body” secondo quanto previsto dalla documentazione di ANSYS.

5.4.1.2. Define_Grid_Motion

Uno dei grossi problemi riscontrati durante la deformazione dinamica della mesh è rappresentato dal fatto che, per ovviare alle fughe, è stato necessario far sì che l’apice del rotore fosse perfettamente coincidente con il profilo dell’housing. ANSYS non è in grado autonomamente di traslare i nodi degli elementi che si trovano sul profilo, come si ha avuto modo di verificare tramite le prove svolte. Questo comporta che, durante la rotazione del rotore, un elemento triangolare venga allungato e l’altro compresso fino a che, in pochi time step, non si verifica l’errore di volume negativo.

Al fine di evitare questo problema, inizialmente si è pensato di diminuire di pochi decimi di mm il raggio del rotore e creare un piccolo spazio tra questo e lo statore (*clearance*).

In questo modo gli elementi lungo l’housing non vengono deformati, mentre quelli lungo la *clearance* invece possono essere *remeshati* da ANSYS. Questa strada ha però condotto a numerosi problemi: a causa della *clearance* è stato necessario, in prossimità degli *apex*, affinare la mesh per migliorarne la qualità aumentando di conseguenza i tempi computazionali. Dalle prove eseguite infatti, si è potuto constatare che, con mesh

dinamica, è necessario che lo spostamento del rotore per ogni time step sia inferiore alla dimensione del singolo elemento della mesh; diversamente si va incontro a volumi negativi con conseguente arresto della simulazione. In questo caso il time step previsto era pari a 10^{-9} s, rendendo i tempi di calcolo eccessivamente lunghi.

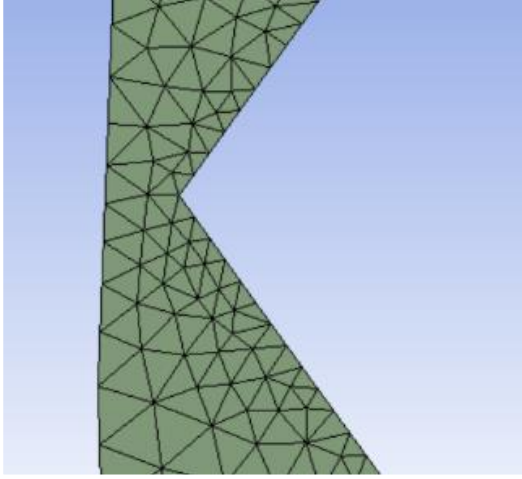


Figura 5.12: Mesh in prossimità della clearance

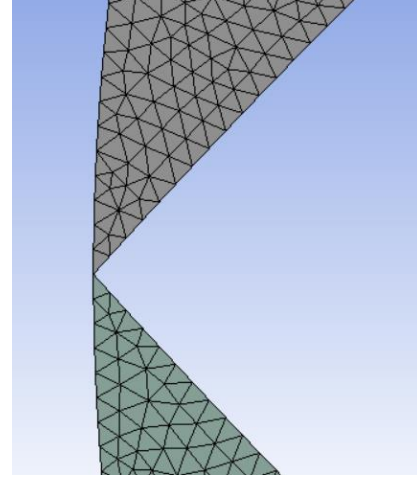


Figura 5.13: Mesh senza clearance

È stato necessario dunque scrivere un'ulteriore UDF al fine di controllare il moto dei nodi della mesh posti sull'housing secondo le relazioni volute [34].

$$x_{reale}(t+\Delta t) = ecos3(\theta + \Delta\theta) + +rcos(\theta + \Delta\theta) \quad (5.3a)$$

$$y_{reale}(t+\Delta t) = esin3(\theta + \Delta\theta) + rsin(\theta + \Delta\theta) \quad (5.4a)$$

Dove: $\Delta\theta = \omega_{rotore} * timestep$ e $\Delta t = timestep$

In base allo studio di G.A. Sadiq et al [34] è stato scritto un modello successivamente modificato in piccola parte secondo le necessita del caso. Tale modello è stato poi implementato tramite codice ANSYS, riportato nell'Appendice A. Tale codice, una volta compilato in Fluent, permette di caricare le coordinate di ogni singolo nodo, verificare in quale quadrante questo si trovi e aggiornare le coordinate dei nodi x_{reale} e y_{reale} di un $\Delta\theta = \omega_{rotore} * timestep$. In ogni intervallo di tempo, i nodi che si trovano lungo l'housing traslano con la stessa velocità di spostamento del rotore. Questo permette di creare una perfetta tenuta tra rotore e statore, considerando quindi un comportamento perfetto degli *apex seal*. In questo modo è possibile chiudere le fughe che altrimenti sarebbero costantemente presenti, situazione non rappresentativa del reale fenomeno.

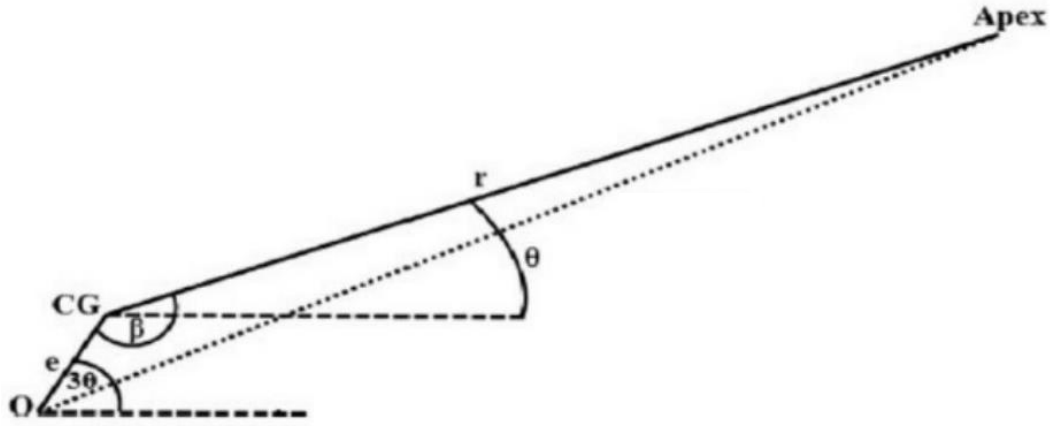


Figura 5.14: Parametri geometrici che permettono di definire la posizione dei nodi sulla cassa trocoidale [34]

Il primo passo è stato ricavare la relazione che lega β ai parametri geometrici:

$$\beta = \arccos\left(\frac{r^2 + e^2 - x^2 - y^2}{2re}\right) \quad (5.5)$$

β permette inoltre di definire θ da cui dipendono le coordinate x e y .

Dovendo ricorrere al teorema del seno per il calcolo di β , quando il nodo da verificare non si trova nel primo quadrante, con la relazione appena scritta si calcola l'angolo supplementare a β , tenendo conto di ciò, nella definizione di θ si ottiene che:

$$\theta_I = \frac{\pi - \beta}{2} \quad \text{Primo quadrante} \quad (5.6a)$$

$$\theta_{II} = \frac{\pi + \beta}{2} \quad \text{Secondo quadrante} \quad (5.6b)$$

$$\theta_{III} = \frac{3\pi - \beta}{2} \quad \text{Terzo quadrante} \quad (5.6c)$$

$$\theta_{IV} = \frac{3\pi + \beta}{2} \quad \text{Quarto quadrante} \quad (5.6d)$$

Definito θ è quindi possibile aggiornare le coordinate dei nodi lungo l'“housing”. Di seguito si riporta la sequenza dei vari passaggi che vengono eseguiti dalla UDF.

1. Caricamento coordinate $x_{reale}(t), y_{reale}(t)$ del nodo che si trova sull'housing.
2. Calcolo β .
3. Calcolo θ .
4. Calcolo $\Delta\theta = \omega_{rotore} * timestep$.
5. Aggiornamento delle coordinate x_{reale}, y_{reale}

$$x_{reale}(t+\Delta t) = ecos3(\theta + \Delta\theta) + rcos(\theta + \Delta\theta)$$

$$y_{reale}(t+\Delta t) = esin3(\theta + \Delta\theta) + rsin(\theta + \Delta\theta)$$

Il *timestep* viene definito direttamente nella GUI di Fluent, mentre ω_{rotore} è stato definito tramite la UDF *Define_Grid_motion*.

5.4.1.3. Smoothing e Remeshing

Al fine di generare una mesh tempo-variante il tool *Dynamic mesh* ha necessità che vengano definiti i parametri che ne governano il comportamento quali: “*Smoothing*” e “*Remeshing*” [36]. Questi sono stati definiti in relazione ai feedback delle simulazioni fatte e seguendo le linee guida di ANSYS Fluent.

In particolare, *Smoothing* è necessario quando, come nel caso in esame, si assegna una dinamica a uno dei “*Named Selection*”, che in questo studio riguarda il rotore “*rotor*”. Questa funzione permette di traslare gli elementi della mesh senza modificarne il numero e le connessioni. Questo si traduce in un “assorbimento” dello spostamento di “*rotor*” da parte dei nodi degli elementi [36].

In generale *Smoothing* offre tre criteri, e nel caso in esame, dopo attente valutazioni si è optato per “*Diffusion*”. Questo ha permesso di ottenere i risultati migliori in termini di deformazione della mesh pur comportando un onere computazionale maggiore rispetto agli altri (“*Spring/Laplace/Boundary Layer*”) [36].

La grande difficoltà nella ridefinizione della mesh è dovuta al particolare moto eccentrico del rotore. Come si vede dalla Figura 5.15 “*Diffusion*” mostra un pannello di parametri avanzati; in particolare di default nella casella “*Diffusion Function*” è selezionata la voce “*Boundary distance*”, mentre in questo studio si è optato per “*Cell Volume*”. Tale metodo

permette di controllare come il moto di “rotor” vada ad impattare sugli elementi adiacenti in funzione del loro volume.

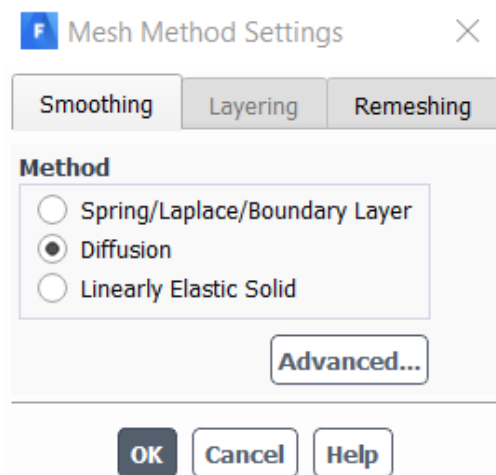


Figura 5.15: Tipologia Smoothing

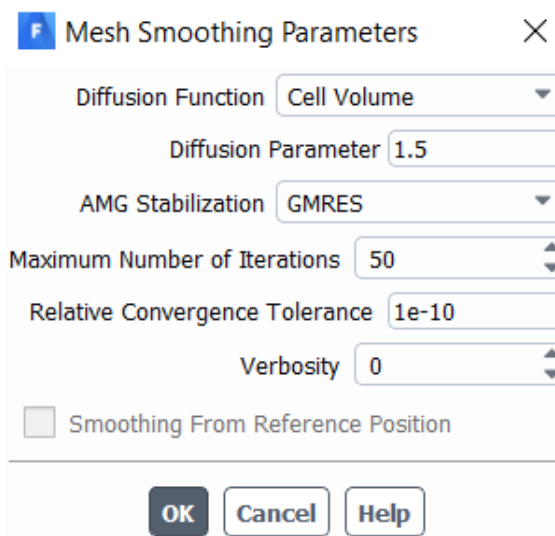


Figura 5.16: Impostazioni avanzate Smoothing

Insieme a *Smoothing* è stato necessario attivare anche “*Remeshing*”; mentre il primo permette di far deformare le celle al fine di “assorbire” il moto, il secondo si occupa di sostituire gli elementi deformati dopo che questi sono degradati oltre certi limiti imposti dall’utente quali “*Minimum Length Scale*”, “*Maximum Length Scale*” e “*Maximum Cell Skewness*” [36]. In generale comunque Fluent accetta un valore di soglia della *Skewness* di 0.98, oltre il quale la mesh dei singoli elementi deve assolutamente essere ridefinita come scritto nelle linee guida di ANSYS [36]. Essendo molto oneroso lavorare su ogni singola cella Fluent è in grado di selezionare localmente gruppi di celle che non rispettano i limiti imposti ed essere *remeshate* in gruppo. Come si evince dalla Figura 5.17 anche “*Remeshing*” presenta un pannello avanzato delle impostazioni. In particolare, all’interno di questa finestra si definiscono i parametri che vengono controllati da Fluent per capire se determinate celle devono essere ridefinite o meno. Per ogni time step, Fluent controlla che ogni cella rispetti tutti i parametri, nel caso in cui uno di questo non venga rispettato la cella viene ridefinita [36].

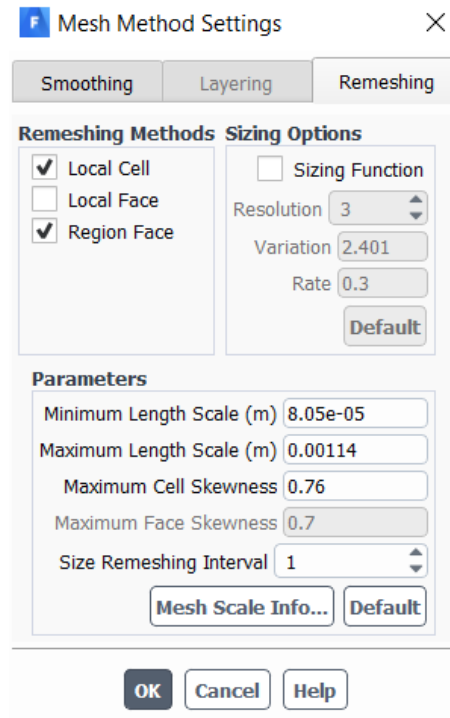


Figura 5.17: Impostazioni Remeshing

Di seguito viene riportata la mesh successivamente alla deformazione nei 4 punti caratteristici:



Figura 5.18: Deformazione mesh dopo 6'000 time step

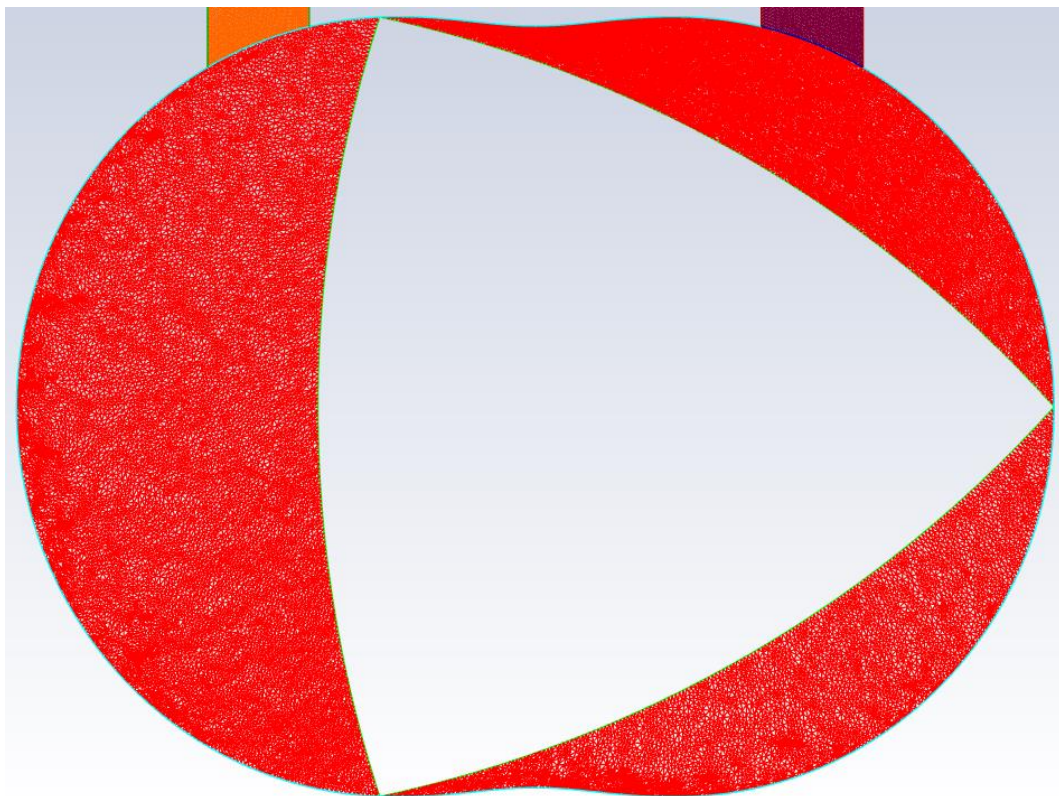


Figura 5.19: Deformazione mesh dopo 12'000 time step



Figura 5.20: Deformazione mesh dopo 18'000 time step

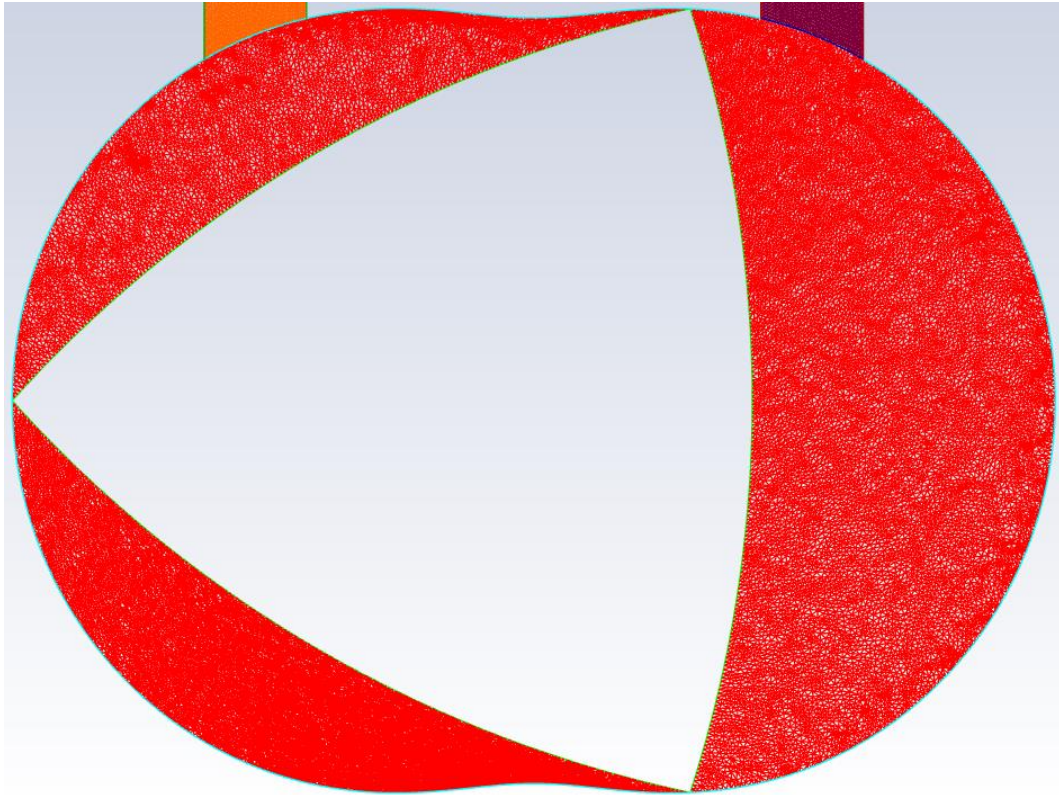


Figura 5.21: Deformazione mesh dopo 24'000 time step

5.4.2. Models

ANSYS Fluent permette lo studio di numerosi fenomeni fisici riportati qui di seguito [36]:

- *Multiphase.*
- *Energy.*
- *Viscous.*
- *Radiation.*
- *Heat Exchanger.*
- *Species.*
- *Discrete Phase.*
- *Solidification and Melting.*
- *Acoustics.*
- *Structure.*
- *Electric Potential.*

Per il lavoro svolto in questa tesi si sono utilizzati i modelli *Energy*, *Viscous* e *Discrete Phase* che verranno approfonditi maggiormente nelle pagine che seguono.

5.4.2.1. Energy Model

Energy Model permette di impostare le temperature come condizione di bordo o il coefficiente di scambio termico. Utilizzare dei valori di temperatura derivati da analisi sperimentali permette di inizializzare meglio la soluzione ottenendo un risultato ottimale.

5.4.2.2. Viscous Model

All'interno di Fluent è possibile scegliere tra diversi modelli di moto turbolento all'interno di "*Viscous Model*". Si è optato per il modello *k-epsilon*, in quanto in letteratura numerosi studi, tra cui quello condotto da Wadumesthrige A. [5], lo utilizzano per l'analisi dei flussi nei motori a combustione interna. In particolare, il primo ad essere stato utilizzato nei codici di calcolo è la formulazione di *Launder and Sharma* nota come *k-epsilon Standard* [38].

Questa fa parte dei modelli a due equazioni, e dà una descrizione generale della turbolenza utilizzando due variabili; la prima, "*k*", rappresenta *l'energia cinetica turbolenta*, mentre la seconda, "*ε*" la sua *velocità di dissipazione*.

Una sua variante piuttosto recente è il modello *k-epsilon Realisable*; questa include una nuova formulazione per la viscosità turbolenta e il tasso di dissipazione. Il nome è dovuto al fatto che questo modello "*soddisfa determinati vincoli matematici sulle sollecitazioni di Reynolds, coerentemente con la fisica che governa i flussi turbolenti*" [36]. Essendo una versione più recente permette di offrire prestazioni superiori per i flussi che "*coinvolgono la rotazione, strati limite sotto forti gradienti di pressione avversa, separazione e ricircolo*" [36].

Il problema riguardante il metodo *Standard* è dovuto al fatto che, quando la deformazione risulta troppo elevata, la sollecitazione normale di Reynold in un fluido incomprimibile, che per definizione è una quantità positiva, diventa negativa, lo stesso vale per la disuguaglianza di Schwarz. Al fine di rispettare questi due vincoli nel modello *Realisable* si è modificata la definizione di C_μ , non considerandola più costante ma variabile in funzione del flusso medio e della turbolenza [36]. C_μ è un coefficiente necessario a legare la viscosità μ_t alle caratteristiche del moto turbolento [39].

Nel modello *Standard* $C_\mu = 0.09$ [39].

$$\mu_t = C_\mu * \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5.7)$$

Un altro punto debole del modello *Standard* è l'equazione per il tasso di dissipazione (ϵ). Nel caso di flussi circolari assialsimmetrici il calcolo della diffusione risulta inaccettabile. Al fine di risolvere le debolezze del modello *k-epsilon Standard* Shih et al [40] hanno proposto una nuova formulazione del coefficiente C_μ , non più costante ma variabile, e un nuovo modello di equazione per il calcolo della dissipazione ϵ “*basata sull'equazione dinamica della fluttuazione della vorticosità quadratica media*” [36].

In 5.8 e 5.9 vengono riportate le equazioni rispettivamente di k ed ϵ .

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho k) + \frac{\delta}{\delta x_j} (\rho k u_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (5.8)$$

L'equazione 5.8 è la medesima del modello *k-epsilon Standard*, mentre quella per la dissipazione è la seguente:

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho \epsilon) + \frac{\delta}{\delta x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\delta \epsilon}{\delta x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (5.9)$$

La 5.8 e 5.9 sono necessarie a chiudere il sistema di equazioni di Navier-Stokes in modo che il numero di equazioni eguagli il numero delle incognite [39].

5.4.2.3. DPM (Discrete Phase Model)

Il DPM, acronimo di “*Discrete Phase Model*”, permette di trattare accuratamente i flussi *multi-phase*. Tale modello si occupa di calcolare la traiettoria delle particelle, gli scambi termici e di massa con la fase continua oltre che le interazioni delle particelle con i confini delle pareti descrivendone rottura e collisione. Sono presenti numerosissimi parametri definibili in funzione dei fenomeni analizzati, approfonditi parzialmente all'interno del Capitolo 6. Nel caso del motore Wankel, studio di questa tesi, il DPM è stato utilizzato per la modellazione di un'iniezione di olio lubrificante in camera. Le simulazioni sono state necessarie al fine di comprendere durata e timing dell'iniezione.

5.4.3. Mesh interface

La definizione delle interfacce è stata necessaria avendo definito i condotti come un secondo corpo con una mesh diversa. Tali interfacce sono state generate manualmente in quanto ANSYS gestisce le “*sliding mesh*” per corpi che presentano unicamente moti di rotazione. La difficoltà principale nel definire le interfacce è dovuta al fatto che il rotore del Wankel presenta un moto di rototraslazione.

I problemi da risolvere per definire le interfacce sono stati principalmente due.

In primo luogo, la *UDF* che governa il moto dei nodi dell'housing provoca una traslazione anche dei nodi sul condotto e dei rispettivi “wall”, generando il problema dei volumi negativi. Per risolvere tale problema all'interno delle impostazioni avanzate di *Dynamic Mesh* è stato necessario definire tra i “*Named Selection*” la faccia dei condotti, in modo che Fluent generasse il corrispettivo “*interior*” separatamente; in seguito a quest'ultimo è stata imposta la stazionarietà. Allo stesso modo sono stati definiti i “*wall_inlet_air*” e “*wall_outlet_air*”. In Tabella 5.4 si riportano le condizioni assegnate ai *Named Selection* per poter gestire in maniera corretta le interfacce dinamiche.

Named Selection	Tipologia
Rotor	User Defined/ UDF housing
Housing	Rigid Body/ UDF rotor
Interior_condotto_aspirazione	Stationary
Interior_condotto_Scarico	Stationary
Wall_inlet	Stationary
Wall_outlet	Stationary
Interface_inlet	Stationary
Interface_outlet	Stationary

Tabella 5.4: Condizioni imposte ai *Named Selection*

Il secondo problema era causato dalla gestione automatica delle interfacce generate da ANSYS: questo definiva come “*interface*” solamente la porzione di *housing* che si trovava a contatto con il corrispettivo lato del condotto. Tale situazione è risultata inaccettabile; i nodi definiti come “*interface*”, sarebbero stati traslati dalla “*UDF*” lasciando spazio a nuovi nodi che, non definiti allo stesso modo, avrebbero generato un effetto assimilabile ad un'otturazione della luce di aspirazione. Per risolvere questo problema sono stati impostati come “*interface*” i “*Named Selection*” “*housing*”, “*interface_inlet*” e “*interface_outlet*”. Infine, è stata creata l'interfaccia in modo manuale (Tabella 5.5)

Interfaccia	Interface_inlet
	Interface_outlet
	Housing

Tabella 5.5: Definizione delle interfacce

In questo modo tutti i nodi dell'*housing*, quando si trovavano a contatto con quelli del condotto, venivano visti da ANSYS come interfaccia, permettendo continuamente il passaggio del fluido. Al contrario, tutti i nodi appartenenti ad "*housing*" che non si interfacciavano a "*interface_inlet*" e "*interface_outlet*" facevano sì che questo avesse un comportamento analogo a quello dei "*wall*".

Si è passati poi alla scelta del solver e ai criteri di discretizzazione spaziale delle grandezze. Si è optato per il modello PISO in quanto consigliato in diversi studi analoghi a quello svolto in questa tesi [5][43].

Capitolo 6 - Simulazioni

Il lavoro svolto fino a questo punto e precedentemente esposto, è stato necessario e di fondamentale importanza affinché fosse possibile realizzare delle simulazioni fluidodinamiche, obiettivo finale di questo lavoro di tesi.

Le *simulazioni fluidodinamiche* sono uno strumento molto potente nel campo della ricerca, esse permettono di esaminare fenomeni difficilmente osservabili per via sperimentale o analizzare, in via preliminare, determinati sistemi. Queste però, se non sorrette da dati sperimentali in ingresso, possono portare a risultati fallaci. È comunque necessario, in ultimo, validare tali modelli in laboratorio per verificarne la veridicità.

Durante lo studio dell'Aixro XR50, le simulazioni sono state eseguite assumendo alcune semplificazioni. In particolare, sono state svolte a punto fisso considerando la velocità del motore pari a 7500rpm che risulta essere il punto di coppia massima, erogando una potenza di circa 29 kW , come si può evincere dalla Figura 6.1, in cui è rappresentata la curva di coppia e potenza rilasciata dal costruttore [12].

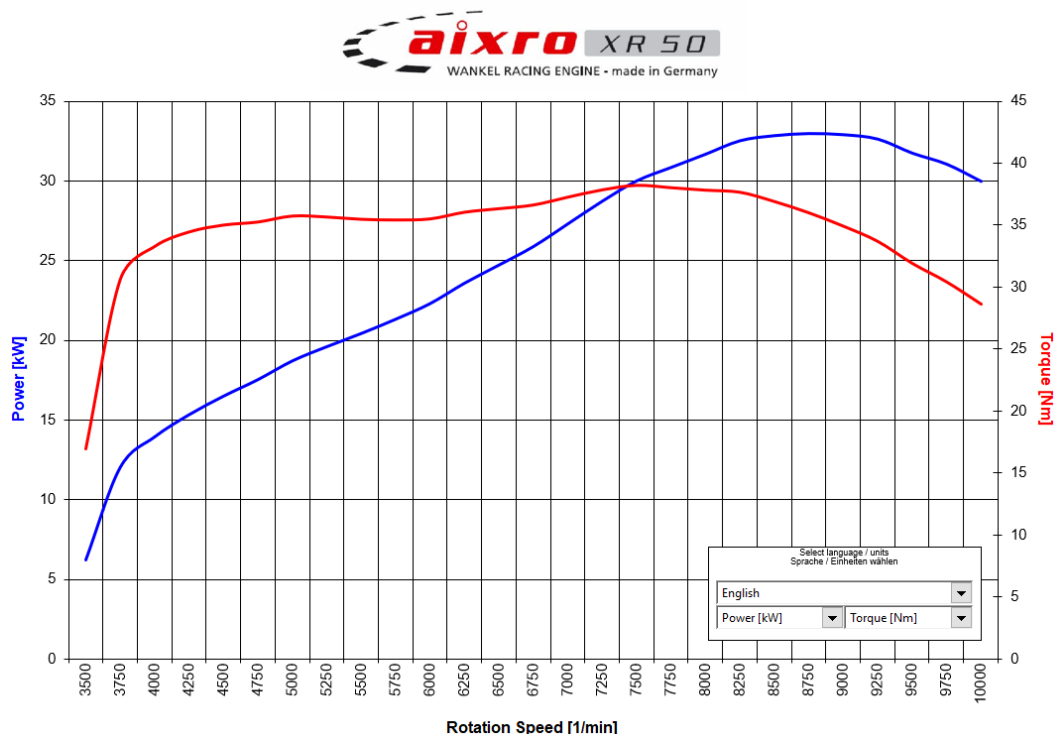


Figura 6.1: Curve di coppia e potenza Aixro XR50 [12]

Inoltre, i condotti sono stati definiti rettilinei, diversamente da quelli reali che presentano delle curvature. Non essendo la loro geometria nota, si è quindi optato per una semplificazione.

La valvola a farfalla viene assunta in condizioni di “*WOT*” (*Wide Opening Throttle*) e gli effetti che questa ha sul fluido in ingresso vengono trascurati.

Prima di presentare i risultati delle simulazioni, vengono di seguito riportate le condizioni al contorno assegnate, la tipologia di inizializzazione e il modello di discretizzazione spaziale selezionato.

I valori di pressione e turbolenza da assegnare alle condizioni al contorno sono stati presi da uno studio dell’università di Wright condotto da Wadumesthrige A. [5] e riportati in Tabella 6.1: Valori condizioni al contorno [5]. In particolare, oltre alla pressione è stato necessario inserire i valori di intensità della turbolenza e diametro idraulico. Tali valori sono necessari ad ANSYS per conoscere la quantità di turbolenza entrante nel fluido; questo metodo è alternativo a quello di inserimento dei valori $k - \epsilon$ [36]. Ad ogni modo all’interno dei condotti e nelle camere, il modello utilizzato per lo studio dei moti turbolenti, come scritto nel capitolo precedente, è il modello $k - \epsilon$ *Realisable*.

Inlet_air	<i>Gauge Total Pressure</i>	108418[Pa]
	<i>Turbulence method</i>	Intensity and HD
	<i>Turbulent intensity</i>	0.05%
	<i>Hydraulic diameter</i>	0.033 [m]
	<i>Total temperature</i>	300 [K]
Outlet_air (Exhaust)	<i>Pressure</i>	113484 [Pa]
	<i>Turbulence method</i>	Intensity and HD
	<i>Turbulent intensity</i>	0.07%
	<i>Hydraulic diameter</i>	0.033 [m]
	<i>Total temperature</i>	810 [K]
Wall	<i>Wall_inlet_air</i>	350 [K]
	<i>Wall_outlet_air</i>	750 [K]
	<i>Rotor</i>	588[K]
Interface	<i>Housing</i>	
	<i>Interface_inlet_air</i>	
	<i>Interface_outlet_air</i>	

Tabella 6.1: Valori condizioni al contorno [5]

I parametri di PISO sono stati definiti, seguendo le linee guida di ANSYS, col fine di minimizzare i tempi computazionali a fronte di una minore precisione della soluzione; questi vengono riportati in Tabella 6.2.

PISO	
Gradient	Last Squares Cell Based
Pressure	Standard
Density	First Order Upwind
Momentum	First Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	First Order Upwind
Transient formulation	First Order Upwind

Tabella 6.2: Parametri PISO

Una volta definito il “*solver*”, ANSYS richiede in che modo inizializzare la soluzione. Le possibili alternative sono due:

- *Standard*.
- *Hybrid*.

La prima permette di definire i valori per le variabili di flusso e di inizializzarne il campo a questi valori [36]. È possibile selezionare una zona di interesse e definire i parametri di questa per l’inizializzazione. Selezionando “*All-Zones*” si calcolano dei valori medi in modo simile ad *hybrid*.

Quest’ultimo, secondo quanto riportato nella guida di ANSYS [36] è un insieme di metodi di interpolazione al contorno, dove le variabili, quali ad esempio la temperatura, la turbolenza, etc. sono automaticamente generate in base a valori medi calcolati per l’intero dominio. Per definire il campo delle velocità e delle pressioni, Fluent risolve l’equazione di Laplace secondo le condizioni al contorno imposte [36]. Non disponendo di precisi valori sperimentali da imporre al dominio, si è preferito scegliere *hybrid* in modo da non incorrere in inizializzazioni errate.

La prima parte delle simulazioni ha riguardato delle analisi di “*cold flow*”, che analizzano il comportamento del fluido in camera in assenza di combustione, col fine di comparare

i *pattern* dei flussi generati nel modello oggetto di questa tesi con quelli ottenuti in uno studio analogo [5].

Durante tali prove, si è posta particolare attenzione ai flussi generati all'interfaccia della luce di aspirazione e, con le dovute valutazioni, si sono stabiliti alcuni parametri di partenza, col fine di calcolare tutte le grandezze richieste da Fluent per un'iniezione di olio lubrificante in camera.

6.1. Criteri di convergenza

Uno dei criteri per valutare la convergenza è quello di verificare il corretto andamento dei “*residuals*”. In generale, le impostazioni di *default* di Fluent, riguardanti la convergenza, sono sufficienti per lo studio di quest'ultima. Fluent infatti verifica se per ogni time step viene raggiunta una convergenza assoluta, ovvero se ciascun residuo decresce di almeno 10^{-3} . Rispettare il criterio di convergenza assoluta risulta, in determinati casi, troppo restrittivo ed è possibile impostare un criterio di convergenza relativa nel quale i residui ad ogni time step vengono rapportati ad un valore iniziale e se il rapporto tra questi risulta minore di un valore di default imposto si considera la convergenza raggiunta e si passa al *timestep* successivo.

In generale, nel caso in esame, con i valori standard imposti da ANSYS, si è raggiunta una convergenza assoluta con un andamento mostrato in Figura 6.2. Tale andamento pare essere in accordo con la guida di ANSYS oltre a [36][41][42].

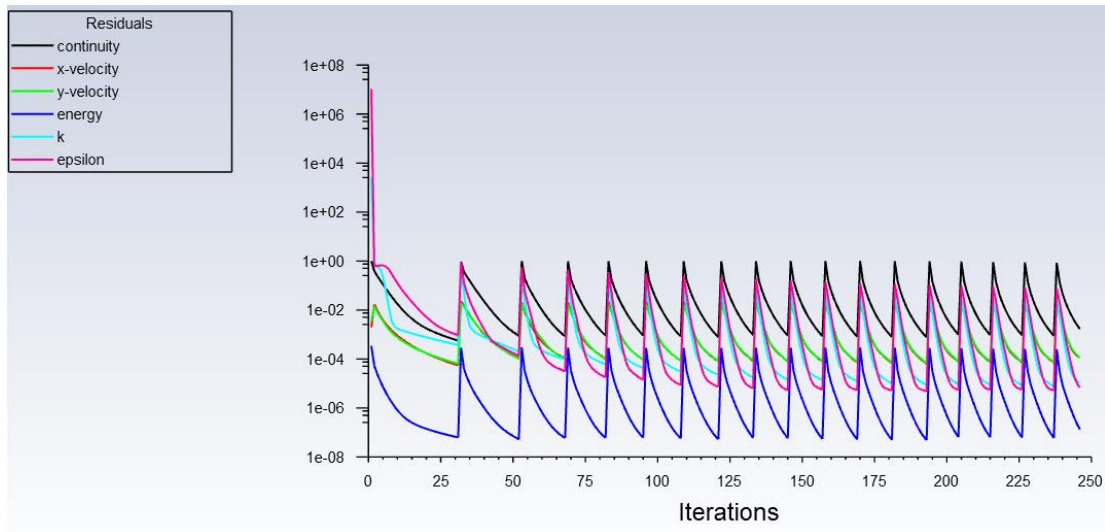


Figura 6.2: Residui con convergenza assoluta

Non sempre una convergenza assoluta può essere raggiunta, in tali casi risulta necessario utilizzare una convergenza relativa, soprattutto con analisi *transient*.

Fluent permette di eseguire anche un controllo misto, “*relative or absolute*”, in modo che, per ogni time step, il programma opti per la soluzione più adatta.

In Figura 6.3 si mostra l’andamento ottenuto utilizzando quest’ultimo metodo di convergenza.

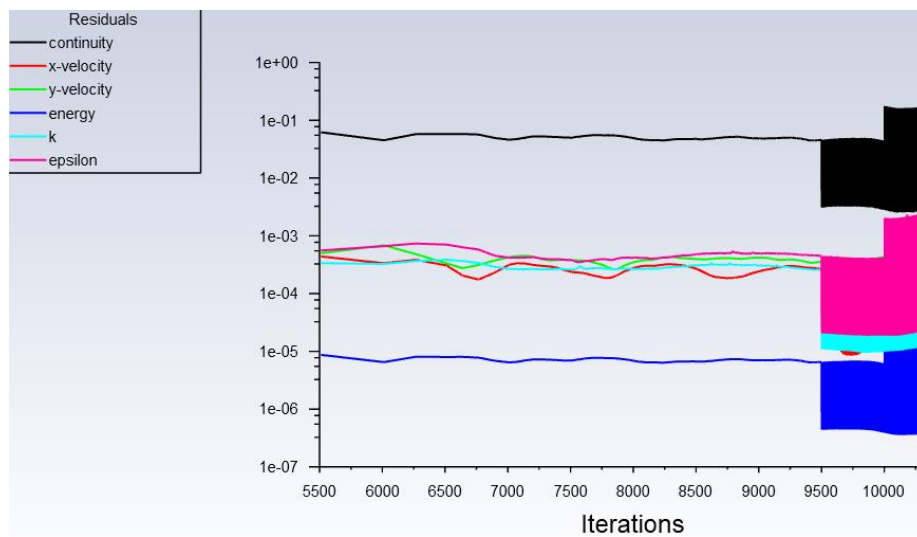


Figura 6.3: Il grafico mostra l’andamento dei residui con convergenza *relative or absolute*

I residui sembrano raggiungere un andamento asintotico; in realtà ANSYS dopo un determinato numero di iterazioni oscillanti, se molto ravvicinate tra loro, le riepilega con un andamento come quello mostrato in Figura 6.3, nella quale si può notare anche la zona oscillante non ancora ridefinita.

Durante le simulazioni si sono esaminati i casi con entrambi i metodi e i risultati sono apparsi paragonabili.

6.2. *Cold flow*

La prova di *cold flow*, di fondamentale importanza per comprendere se il modello creato genera delle soluzioni accettabili, è stata eseguita utilizzando le condizioni al contorno descritte nello studio di Wadumesthrige A. [5] e successivamente confrontate con esso.

In tale studio è stato utilizzato un motore Wankel di dimensioni simili a quello analizzato in questo lavoro di tesi; per tale motivo esso è risultato utile come strumento comparativo con il fine di comprendere se, i risultati ricavati dalla simulazione, potessero avere un riscontro reale. La differenza maggiore tra i due modelli è dovuta al fatto che le simulazioni eseguite da Wadumesthrige A. [5] riguardano un modello 3D. Il CAD di tale modello presenta infatti nel rotore le rientranze che incidono sul *pattern* dei fluidi; inoltre il valore di eccentricità non è il medesimo.

I condotti presentano un tratto convergente verso le camere e in aggiunta, quello di scarico, risulta ricurvo, a differenza del modello analizzato in questa tesi, con conseguente alterazione del comportamento del fluido in quella determinata zona.

In ultimo, nei modelli 2D, ANSYS quantifica una portata massica equivalente del fluido, calcolando l'aria di passaggio nei condotti moltiplicando la larghezza del condotto per una profondità unitaria pari ad 1 metro.

Il motore utilizzato per il confronto è un UAV AR741 [44]. Sebbene le caratteristiche dell'Aixro XR50 siano state già riportate nel Capitolo 3, vengono di seguito nuovamente elencate con lo scopo di mostrare le similitudini geometriche tra i due motori.



Raggio	71.5 [mm]
Eccentricità	11 [mm]
Potenza	33 [KW]
Cilindrata	294 [cm ³]

Figura 6.4: Caratteristiche geometriche Aixro XR50 [12]



Raggio	71.5 [mm]
Eccentricità	11.6 [mm]
Potenza	28,3 [KW]
Cilindrata	208 [cm ³]

Figura 6.5: Caratteristiche geometriche UAV [43][44]

I confronti sono stati eseguiti a parità di condizioni al contorno e tipologia di solver: PISO. Quest'ultimo permette di raggiungere più facilmente la convergenza in simulazioni di tipo *transient*.

L'analisi di *cold flow* è stata utile principalmente per verificare che i *pattern* dei flussi all'interfaccia di aspirazione fossero paragonabili a quelli di Wadumesthrige A. [5]. Tale analisi è stata propedeutica per l'impostazione dei parametri di iniezione di olio lubrificante in camera.

Considerando la Figura 6.6, in cui il rotore si trova al *PMS* (*Punto Morto Superiore*), si osserva una zona di ristagno del fluido che impatta sul rotore. Il flusso raggiunge una velocità nel condotto di circa 85 m/s, mentre in prossimità del punto di ristagno decresce raggiungendo i 50 m/s circa. È necessario considerare che nel modello 2D sono assenti le rientranze, che in questo istante avrebbero una forte influenza sul comportamento del fluido in camera. A causa dell'impatto col rotore, si genera inoltre un moto vorticoso nella camera di aspirazione. In Figura 6.7 è possibile osservare, nel condotto di aspirazione, la presenza dello strato limite.

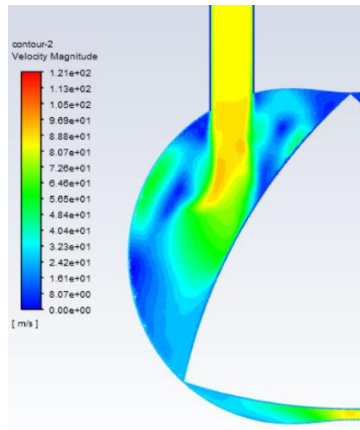


Figura 6.6: Flusso entrante in camera di aspirazione con rotore al PMS

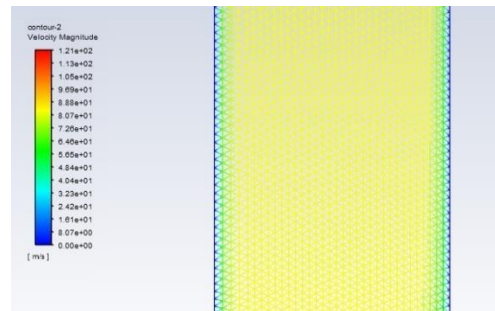


Figura 6.7: Strato limite nel condotto di aspirazione

Al PMS, una delle camera del Wankel si trova nella condizione di volume minimo e massima compressione. In questa situazione si raggiungono velocità massime intorno agli 85 m/s, paragonabili a quelle dello studio di confronto, come anche il moto preferenziale del flusso nel verso della rotazione del rotore come mostrato in Figura 6.8.

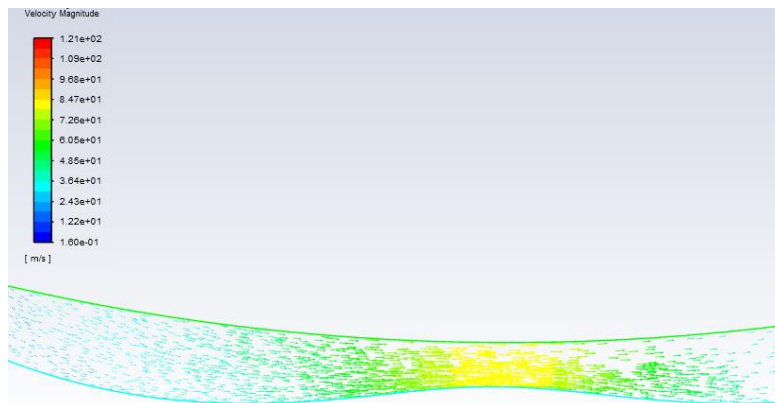


Figura 6.8: Flusso nella camera a minimo volume

Quando il rotore si trova invece al “PMS” (Figura 6.9 e Figura 6.10), si genera un moto vorticoso a ridosso della luce di aspirazione con una velocità massima dei vortici intorno ai 100 m/s. Tale moto è causato dal fatto che durante gli ultimi istanti in cui la camera di aspirazione vede la luce, la pressione è tale da generare un reflusso di una parte di carica fresca. Bisognerà prestare particolare attenzione a questo fenomeno per la scelta del miglior *timing* di inizio iniezione.

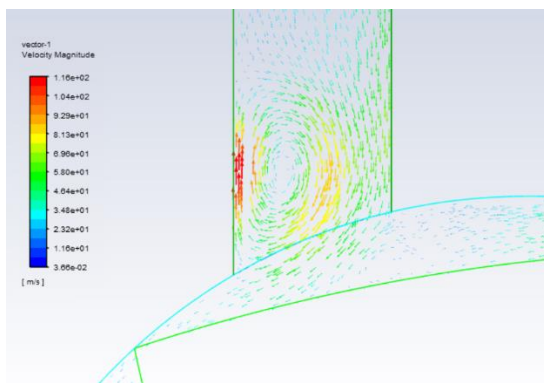


Figura 6.9: Moto vorticoso generato dal reflusso della camera di aspirazione

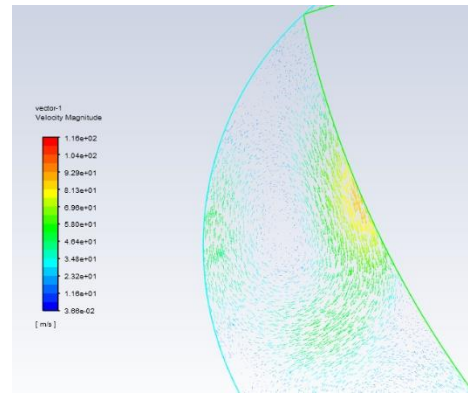


Figura 6.10 : Moti turbolenti in camera di compressione

Per concludere, dallo studio di Votaw [43], sempre svolto dall'Università di Wright, nell'analisi di *cold flow* è stata calcolata una temperatura massima in camera di 810K e una pressione massima di 17 bar; dalle simulazione eseguite in questo lavoro di tesi, si raggiunge una temperatura di circa 640K e una pressione massima di 15 bar. Questo potrebbe essere dovuto alla differenza di diametro dei condotti, che probabilmente portano ad una minore portata in ingresso, alla mancanza delle rientranze delle facce laterali del rotore, alla mancata tridimensionalità di questo modello o dal diverso numero di elementi nella mesh.

In conclusione, nonostante le importanti differenze sopradescritte, i *pattern* dei flussi presentano delle similitudini che portano a ritenere che il modello funzioni correttamente. La zona riguardante lo scarico è stata volutamente esclusa, sia perché non necessaria per le ulteriori analisi da fare, sia perché la differenza con la geometria degli altri studi usati come riferimento era eccessiva per poter fare dei confronti.

6.3. Iniezione in camera

Turin Tech, come più volte specificato, ha come obiettivo la progettazione di un impianto di lubrificazione indipendente dall'alimentazione per il motore Aixro XR50. Affinché ciò possa essere fatto è necessario iniettare direttamente in camera una piccola quantità di olio col fine di lubrificare e raffreddare le componenti di tenuta, seguendo la soluzione adottata da Mazda nel motore RENESIS (vedi 3.6. RENESIS Mazda).

Al fine di ottenere l'iniezione di olio è stato utilizzato il modello DPM (*Discrete Phase Model*). Il valore di portata iniettata, in mancanza di dati sperimentali, è stato ricavato da un grafico riferito al motore RENESIS, per una velocità di rotazione pari a 7500rpm. Questo non sarà sicuramente quello esatto per il motore in esame, ma risulta comunque utile per delle prime analisi. Tale valore fornito in μl è stato riportato al valore in Kg

richiesto da ANSYS, considerando la densità di un olio *10W-40*, ricavato da [45], tenendo conto di una temperatura di iniezione pari a 300K.

La posizione dell'iniettore è stata scelta in modo arbitrario: in particolare, questo è stato posizionato il più vicino possibile alla luce di aspirazione per le ragioni di seguito riportate.

In primo luogo, si è tenuto conto del fatto che l'*apex* si affaccia prima alla faccia di scarico e poi a quella di aspirazione; in quegli istanti viene a mancare il contatto con la cassa trocoidale, causando una dispersione dell'olio verso i condotti. Anche le forze centrifughe ed elastiche a cui l'*apex* è sottoposto contribuiscono a peggiorare tale situazione.

In questo modo, quando l'*apex* incontra nuovamente la cassa trocoidale, dopo aver oltrepassato la luce di aspirazione, presenterà una mancanza di olio che dovrà assolutamente essere sopperita. Date queste considerazioni, è nata l'ipotesi di montare l'iniettore il più vicino possibile alla luce di aspirazione.

In secondo luogo, come si è potuto evincere dall'analisi di "*cold flow*", negli ultimi istanti, prima che la luce di aspirazione venga otturata, si genera una pressione elevata (Figura 6.11 e Figura 6.12), che fa sì che la carica fresca fuoriesca dalla camera di aspirazione. Risulta pertanto necessario iniettare solamente quando la camera ed il condotto di aspirazione non sono più in collegamento.

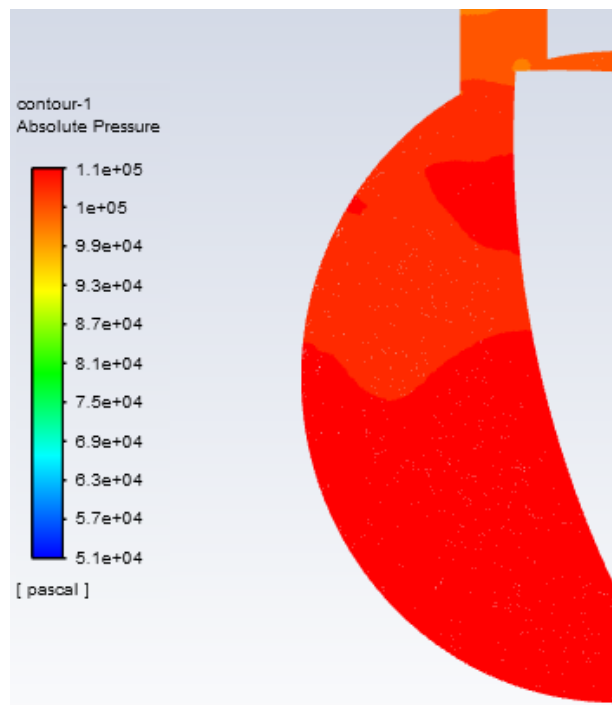


Figura 6.11: Pressioni in camera di aspirazione

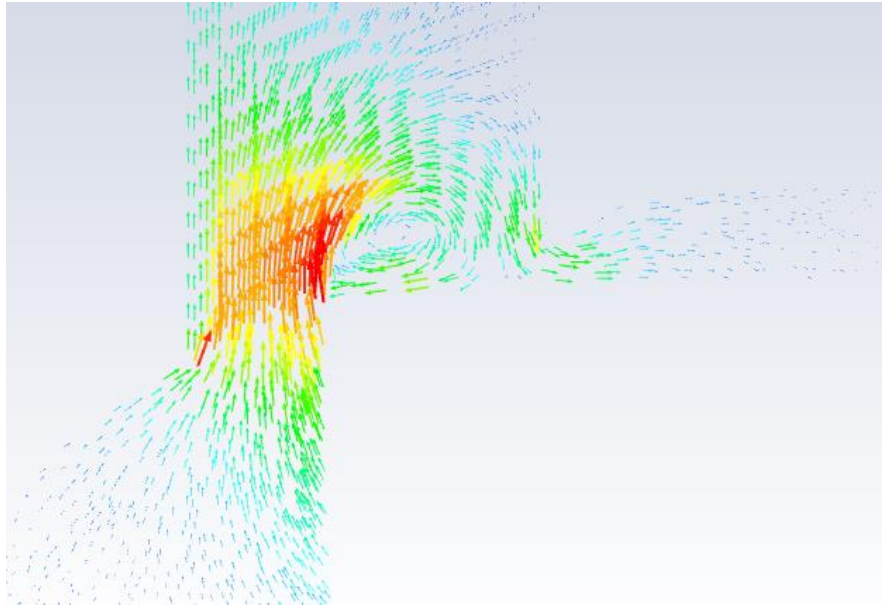


Figura 6.12: Reflusso di carica fresca verso il condotto di aspirazione

In ultimo si è tenuto conto degli ingombri di cui l'iniettore necessita per essere posizionato.

In assenza di dati derivanti dalla letteratura o sperimentali più accurati si è assunto come diametro di iniezione un valore pari a quello dell'iniettore montato su un motore Wankel della Mazda. La direzione del getto è stata imposta normale alla superficie. Le velocità sono state calcolate mediante la continuità, ipotizzando differenti valori dei coefficienti di efflusso.

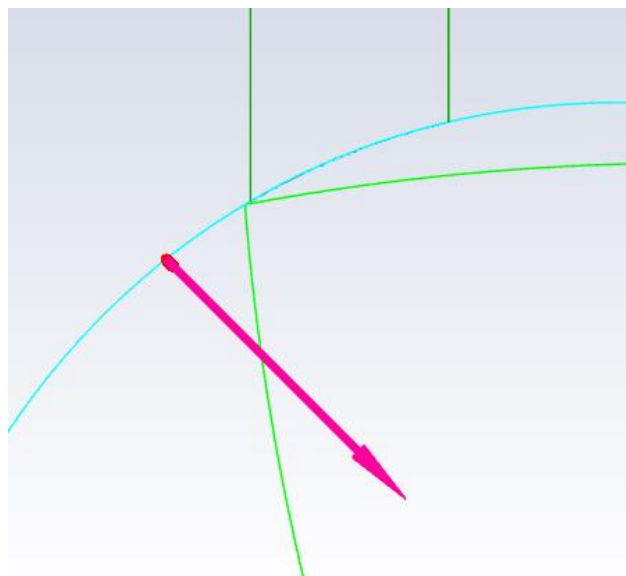


Figura 6.13: Direzione imposta al getto

Di seguito in Tabella 6.3 vengono riportati alcuni parametri di iniezione, costanti all'interno delle varie simulazioni.

Diametro	0,002 [m]
Temperatura iniezione	300 [K]
Inizio iniezione	22,5° PPMS
Fine iniezione	15,3° PPMS
Durata iniezione	~0,4 [ms]

Tabella 6.3: Parametri iniezione

La durata dell'iniezione è vincolata principalmente alla posizione dell'iniettore, una durata maggiore comporterebbe uno spostamento ulteriore del punto di iniezione rispetto alla luce di aspirazione aumentando il tempo in cui l'*apex* avrebbe una carenza, o addirittura assenza, di olio lubrificante tra esso e la cassa trocoidale. In funzione di tale tempo, la portata a ciclo è stata opportunamente convertita in portata massica e definita come parametro di input per l'iniezione.

Non avendo a disposizione numerosi parametri riguardanti l'iniettore, tramite l'*equazione di continuità* (6.1) sono state imposte differenti velocità, corrispondenti a diversi valori del coefficiente di efflusso. In base ai diversi valori delle velocità si è verificato se la zona target venisse raggiunta dall'olio lubrificante.

$$\dot{m} = C_d \rho A c \quad (6.1)$$

Fluent tuttavia, per iniezioni di tipo "*unsteady*", non permette di tracciare le particelle per un numero di time step superiore a 500 [36] per cui non è stato possibile analizzare come queste si sarebbero evolute durante i cicli.

Inoltre, bisogna considerare che in questo modello le fughe sono state completamente eliminate, nella realtà ciò non avviene. Sebbene ci sia la necessità di evitare il più possibile tali fughe per eliminare interferenze tra una camera e l'altra con conseguenze nocive sia per l'efficienza termica che per quella volumetrica, per quanto riguarda la ripartizione dell'olio, queste potrebbero essere invece di aiuto per migliorare la distribuzione del lubrificante lungo tutta la cassa.

Di seguito, vengono riportati i risultati delle simulazioni per un valore del coefficiente di efflusso (C_d) pari a rispettivamente 0.2, 0.6, 0.7 e 0.8 e 1.

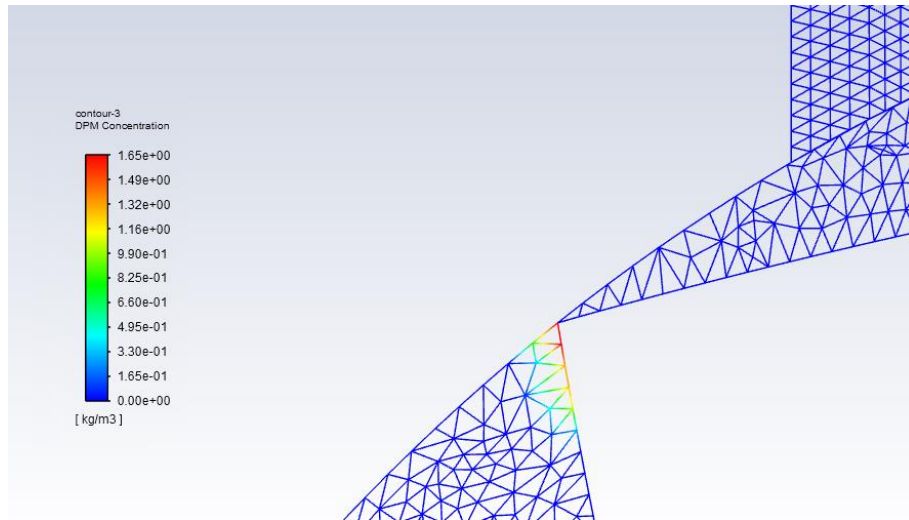


Figura 6.14: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.2 a 15.3° PPMS

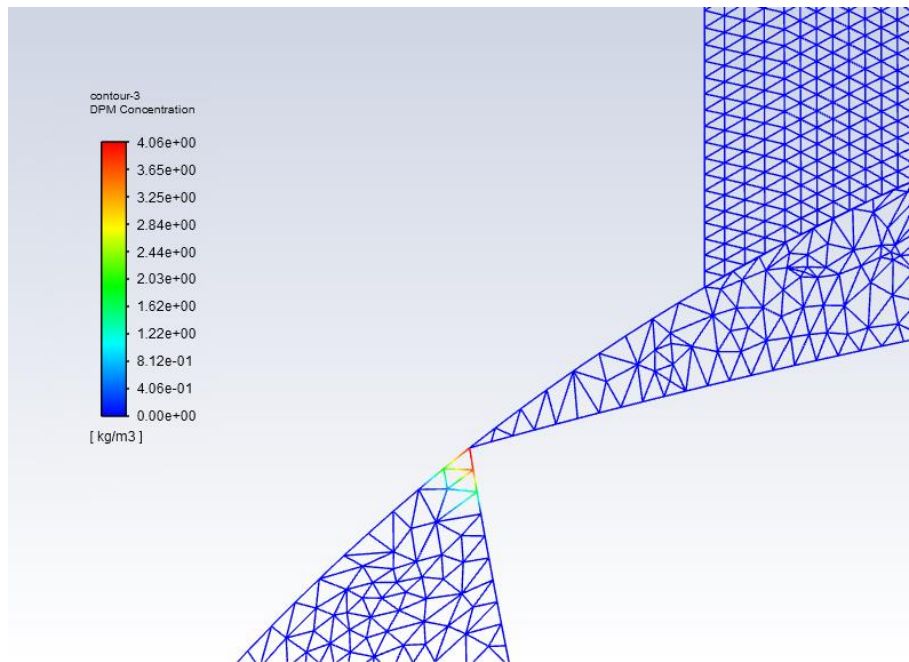


Figura 6.15: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.6 a 15.3° PPMS

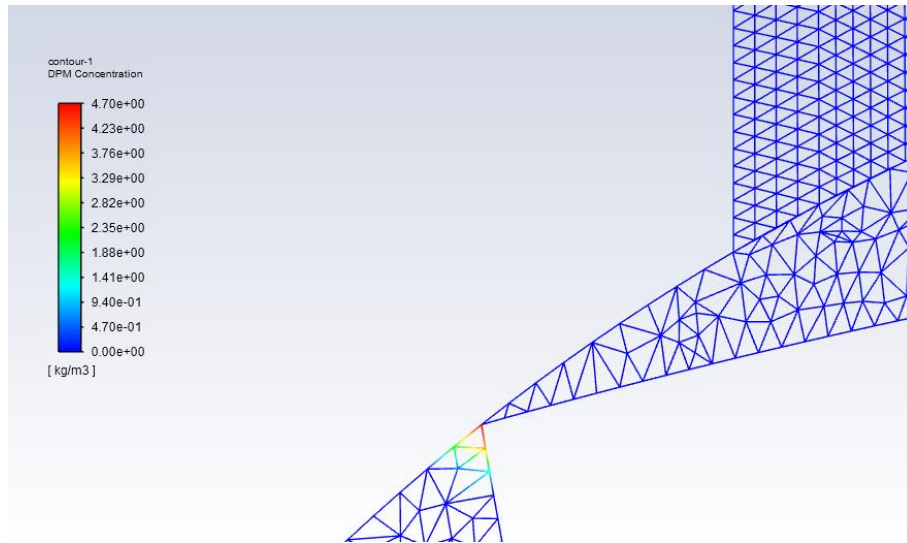


Figura 6.16: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.7 a 15.3° PPMS

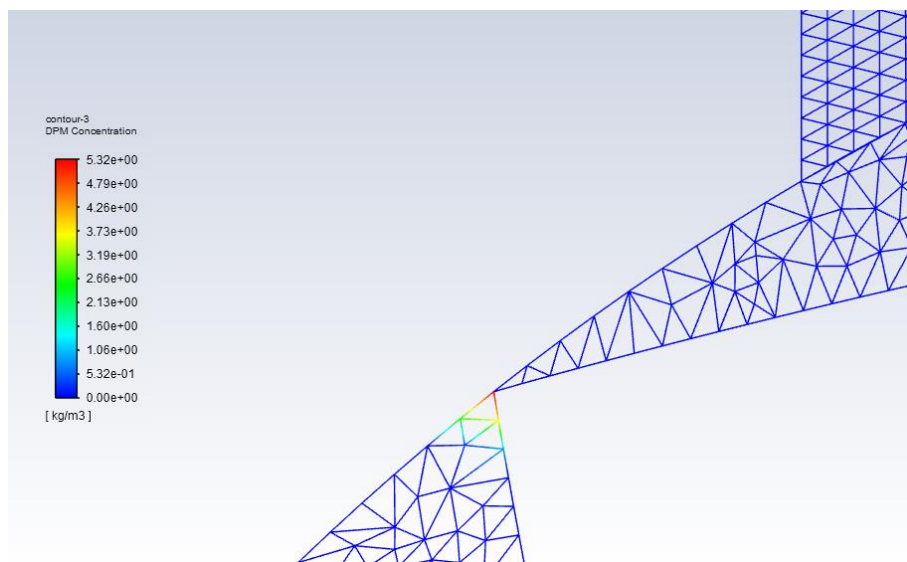


Figura 6.17: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso pari a 0.8 a 15.3° PPMS

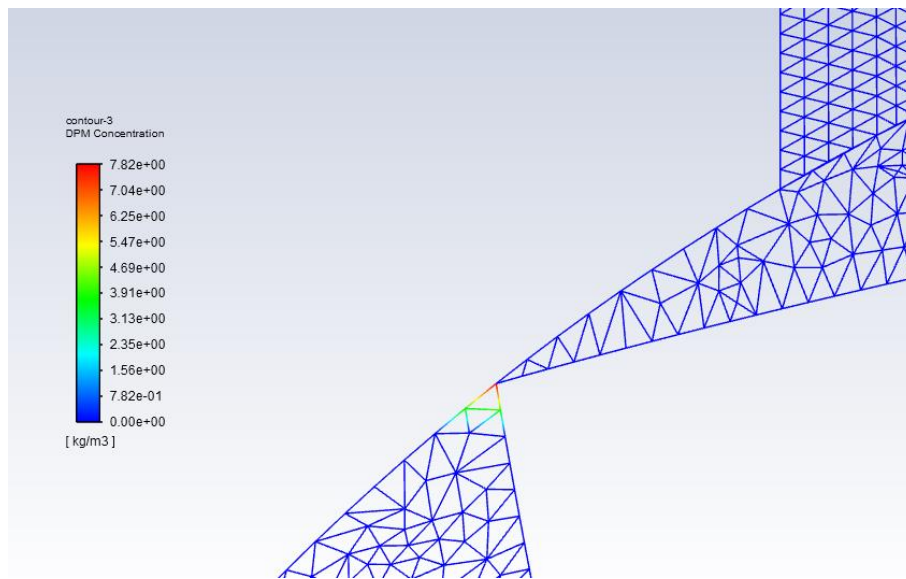


Figura 6.18: Concentrazione olio lubrificante con coefficiente di efflusso unitario a 15.3° PPMS

La zona degli *apex seal* sembra essere ampiamente raggiunta dall'olio in camera per tutti i differenti valori del coefficiente di efflusso. Dalle simulazioni eseguite è possibile evincere che: un basso coefficiente di efflusso comporta una maggiore velocità di iniezione, facendo sì che, il lubrificante sia ripartito su una zona più ampia, ma che sia meno concentrato in prossimità dell'interfaccia tra cassa trocoidale e rotore.

In questa fase di studio non sono presenti vincoli progettuali riguardanti il valore di pressione a monte dell'iniettore. Per differenti valori di velocità saranno necessari valori di pressione differenti; ad ogni modo, la pressione in camera durante l'ultima fase di iniezione si attesta intorno a 1.4 bar, non sarà pertanto richiesta un'elevata pressione di iniezione.

Tale analisi ha confrontato, a parità di durata di iniezione e posizionamento dell'iniettore, definiti in base ai criteri precedentemente esposti, le modalità con cui l'olio, una volta iniettato, intercetta la zona degli *apex*.

I risultati ottenuti hanno mostrato dei parametri di iniezione capaci di raggiungere la zona interessata dalla lubrificazione. Avendo però eliminato le fughe, azione necessaria per un modello fluidodinamico più preciso, in un possibile lavoro futuro si potrebbero utilizzare i risultati di questa tesi per uno studio microscopico del contatto tra cassa statica e *apex*. Da questo lavoro emerge anche la problematica riguardante la carenza o addirittura mancanza di olio lubrificante nella zona dell'*housing* adiacente i due condotti. Per risolvere tale problematica sarebbe opportuno passare a delle porte laterali, seguendo la soluzione portata avanti dalla Mazda in questi ultimi anni. Per poter eseguire tali analisi

è però necessario passare ad un modello tridimensionale che consenta lo studio di questa tipologia di luci.

Data la descrizione generale del motore Wankel, approfondita nei primi capitoli di questo lavoro di tesi, e dato il lavoro svolto, si comprende che, per poter rendere oggi tale motore utilizzabile in campo automotive, è necessario lavorare contemporaneamente su molteplici aspetti relativi al suo funzionamento. L'iniezione di olio in camera riguarda solo un piccolo aspetto del lavoro più ampio che è necessario svolgere.

Capitolo 7 - Conclusioni

Negli ultimi decenni, le problematiche riguardanti l'ambiente hanno assunto un ruolo sempre più centrale nella società moderna. Ciò ha costretto le aziende di tutto il mondo ad apportare dei grossi cambiamenti nel loro modo di operare e produrre. Le case automobilistiche hanno spostato sempre più l'attenzione verso la propulsione elettrica ed ibrida, sia per stare al passo con i limiti di legge riguardanti le emissioni di inquinanti, sia per sviluppare delle tecnologie che sfruttino fonti di energia ecosostenibili e alternative a quelle dei combustibili fossili.

In questo scenario si colloca il lavoro di *Turin Tech*, che, come più volte sottolineato nel corso di questa tesi, si è posta l'obiettivo di trasformare un veicolo a trazione tradizionale in uno ibrido-serie, mediante l'utilizzo di un motore Wankel come *range extender*.

Quest'ultimo permette di diminuire il numero di batterie di cui il veicolo è dotato, ottimizzando di conseguenza gli spazi e il peso dello stesso, mantenendo un range di autonomia soddisfacente. Questo lavoro di tesi si è posto come obiettivo quello di analizzare un'iniezione di olio lubrificante in camera; tale soluzione permette di rendere il Wankel presente in *Turin Tech* più performante in termini di emissioni e potenza specifica.

La più grande sfida affrontata per poter eseguire delle simulazioni di tipo fluidodinamico è stata la costruzione del modello e la creazione delle *UDF*, necessarie per la generazione del moto del rotore e per la chiusura delle fughe tra housing e rotore. A differenza dei normali motori alternativi, i cui studi sono numerosi e approfonditi, il motore Wankel, a causa della sua scomparsa dal mercato automobilistico da diversi anni, ha visto un brusco arresto degli studi a riguardo, in particolare quelli sulle analisi CFD, così come i programmi capaci di renderne l'analisi più rapida.

Questo lavoro preliminare di generazione del modello è stato di fondamentale importanza e pone le basi per numerosi studi futuri riguardanti tale motore, che in questi anni sta tornando in auge come *range extender*, grazie alle sue caratteristiche di compattezza ed elevata potenza specifica. In particolare, il passaggio ad un modello 3D, gestibile con le stesse *UDF* definite per il 2D, permetterebbe degli studi più approfonditi, come ad esempio l'analisi degli effetti delle rientranze sul fluido, delle iniezioni di olio lubrificante con più iniettori o l'utilizzo di porte laterali.

Appendice A

Il seguente codice è stato scritto seguendo le linee guida di ANSYS [36] e gli esempi presenti al suo interno e adattato secondo i criteri descritti nel paragrafo 5.4.1.2.

Define_Grid_Motion.

```
#include "udf.h"
#include <math.h>
#define e 0.011 /*eccentricita*/
DEFINE_GRID_MOTION(housing, domain, dt, time, dtime)
{
    Thread *tf = DT_THREAD(dt);
    face_t f;
    Node *v;
    int n;
    int i;
    real t = CURRENT_TIME;
    SET_DEFORMING_THREAD_FLAG(THREAD_T0(tf));
    real beta;
    real deltatheta_rad;
    real theta_rad;
    real omega = 104.866; /* rad/s*/
    deltatheta_rad = omega*dtime;
    begin_f_loop(f, tf)
    {
        f_node_loop(f, tf, n)
        {
            v = F_NODE(f, tf, n);
            if ( NODE_POS_NEED_UPDATE(v) )
            {
                NODE_POS_UPDATED(v);
                if ( NODE_Y(v) == 0 && NODE_X(v) < 0 )
                {
                    beta = M_PI;
                }
                else if ( NODE_Y(v) == 0 && NODE_X(v) > 0 )
                {
                    beta = M_PI;
                }
                else
                {
                    beta = acos((r*r+e*e-pow(NODE_X(v),2) - pow(NODE_Y(v),2)) / (2*r*e)); /* [rad]*/
                }
                if (NODE_X(v) < 0 && NODE_Y(v) == 0)
                {
                    theta_rad = M_PI;
                }
                else if (NODE_X(v) > 0 && NODE_Y(v) == 0)
                {
                    theta_rad = 2*M_PI;
                }
            }
        }
    }
}
```

```

    }
    else if (NODE_X(v) == 0 && NODE_Y(v) < 0)
    {
        theta_rad = 3*M_PI/2;
    }
    else if (NODE_X(v) == 0 && NODE_Y(v) > 0)
    {
        theta_rad = M_PI/2;
    }
    else if (NODE_X(v) > 0 && NODE_Y(v) > 0) /* Primo quadrante */
    {
        theta_rad=(M_PI-beta)/2;
    }
    else if (NODE_X(v) < 0 && NODE_Y(v) > 0) /* Secondo quadrante */
    {
        theta_rad=(M_PI+beta)/2;
    }
    else if (NODE_X(v)<0 && NODE_Y(v) < 0) /* Terzo quadrante */
    {
        theta_rad=(3*M_PI-beta)/2;
    }
    else if (NODE_X(v) > 0 && NODE_Y(v) < 0) /* Quarto quadrante */
    {
        theta_rad=(3*M_PI+beta)/2;
    }
    theta_rad=theta_rad+deltatheta_rad;
    NODE_X(v)=e*cos(3*theta_rad)+r*cos(theta_rad);
    NODE_Y(v)=e*sin(3*theta_rad)+r*sin(theta_rad);
}
}
}
end_f_loop(f,tf);
}

```

Bibliografia

- [1] *Turin Tech*
<http://www.turintech.it/it/chi-siamo/>
Consultato in data 05/2020
- [2] Rotary engine inventor Felix Wankel born
<https://www.history.com/this-day-in-history/rotary-engine-inventor-felix-wankel-born>
Consultato in data 06/2020
- [3] Warner M., “*Street Rotary: How to Build Maximum Horsepower & Reliability into Mazda's I2a, I3b, & Renesis Engines*”, HP Books, 2010
- [4] Il motore Wankel
https://it.wikipedia.org/wiki/Motore_Wankel
Consultato in data 01/2020
- [5] Wadumesthrige A., “*Computational Investigation of Optimal Heavy Fuel Direct Injection Spark Ignition in Rotary Engine*”, Wright State University, 2011
- [6] Mazda rotary engine to return as EV range-extender
<https://www.mazda-press.com/eu/news/2018/mazda-rotary-engine-to-return-as-ev-range-extender-/>
Consultato in data 05/2020
- [7] Yamamoto K., “Rotary engine”, Sankaido Co., Tokyo, 1981
- [8] Vilmann C., “*Deformation Analysis of Rotary Combustion Engine Housings*”, Final Report on NASA Grant NAG 3-456
- [9] Spreitzer, J., Zahradnik, F., Geringer, B., “*Implementation of a Rotary Engine (Wankel Engine) in a CFD Simulation Tool with Special Emphasis on Combustion and Flow Phenomena*”. SAE Technical Paper Series, 2015
- [10] Kutlar, O. A., & Malkaz, F., “*Two-Stroke Wankel Type Rotary Engine: A New Approach for Higher Power Density*”, Istanbul Technical University, Research Gate, 2019
- [11] Nguyen H. L., “*Performance and Combustion Characteristics of Direct Injection Stratified Charge Rotary Engine*”. NASA Technical Memorandum, 1987
- [12] Aixro XR50
<https://woelfle-engineering.com/aixro-xr50/>
Consultato in data 01/2020

- [13] Distribuzione
<http://web.tiscali.it/umberweb/wankel/tesina/fluidodinamica.html>
Consultato in data 01/2020
- [14] Eiermann D, Nuber, R, Soimar, M., “*The Introduction of a New Ultra-Lite Multipurpose Wankel Engine*”, SAE Technical Paper Series, 1990
- [15] Picard, M., Tian, T., and Nishino, T., “*Modeling of the Rotary Engine Apex Seal Lubrication*” SAE Technical Paper 2015-01-2035, 2015
- [16] Juvinall R. C., Marshek K. M., “*Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*”, Edizioni ETS Pisa, 1993
- [17] Lubrificazione e durata
http://www.data.unibg.it/dati/corsi/39004/84916-05_Lubrificazione%20e%20durata.pdf
Consultato in data 06/2020
- [18] Zhang S., Liu J., Zuo Z., Zhang Y., “*An analytical investigation of oil film thickness for the apex seal in a small Wankel rotary engine*”, Tribology International, 2017
- [19] Zhang S., Liu J., Zhou Y., “*Effect of DLC coating on the friction power loss between apex seal and housing in small Wankel rotary engine*”, Tribology International, 134, 365–371, 2019
- [20] Picard, M., Baelden, C., Tian, T., Nishino, T. et al., “*Oil Transport Cycle Model for Rotary Engine Oil Seals*”, SAE Int. J. Engines 7(3):1466-1476, 2014
- [21] Ohkubo, M., Tashima, S., Shimizu, R., Fuse, S. et al., “*Developed Technologies of the New Rotary Engine (RENESIS)*”, SAE Technical Paper 2004-01-1790, 2004
- [22] OMP Nozzle
<https://www.rx7club.com/3rd-generation-specific-1993-2002-16/how-much-vacuum-do-omp-nozzles-need-open-846007/>
Consultato in data 04/2020
- [23] Amrock B. J., “*Fundamentals of fluid film lubrication*”, NASA reference publication 1255, 1991
- [24] Olio sintetico e olio minerale 5 caratteristiche a confronto
<https://www.maconresearch.com/blog/olio-sintetico-e-olio-minerale-5-caratteristiche-a-confronto>
Consultato in data 01/2020
- [25] Lubrificanti per Alte Temperature
<https://www.maconresearch.com/lubrificanti-per-alta-temperatura>
Consultato in data 01/2020
- [26] Noack volatility test
https://en.wikipedia.org/wiki/Noack_volatility_test
Consultato in data 01/2020

- [27] Le specifiche degli olii motore
<https://www.total.it/servizi/parola-esperto/specifiche-oli-motore>
Consultato in data 01/2020
- [28] LATEST OIL CLASSIFICATIONS
<https://www.api.org/products-and-services/engine-oil/eolcs-categories-andclassifications/latest-oil-classifications>
Consultato in data 01/2020
- [29] Multigrade Oil
[https://www.machinerylubrication.com/Read/204/multigradeoil#:~:text=multigrade%20oils%20are%20typically%20created,additives%20section%20of%20this%20book\).](https://www.machinerylubrication.com/Read/204/multigradeoil#:~:text=multigrade%20oils%20are%20typically%20created,additives%20section%20of%20this%20book).)
Consultato in data 01/2020
- [30] Viscosity Index
<https://wiki.anton-paar.com/en/viscosity-index/#references>
Consultato in data 01/2020
- [31] Fluidodinamica computazionale
https://it.wikipedia.org/wiki/Fluidodinamica_computazionale
Consultato in data 01/2020
- [32] Inventor, Autodesk, 2019
- [33] Milan D., David S., “*Mathematical modelling of the rotary engine*”, Brno University of Technology, 2018
- [34] G.A. Sadiq, G. Tozer, R. Al-Dadah, S. Mahmoud, “*CFD simulations of compressed air two stage rotary Wankel expander – Parametric analysis*”, Energy Convers. Manage. 142 (2017) 42–52
- [35] Excel. Microsoft; 2016
- [36] ANSYS FLUENT. Theory guide (release 19.2). ANSYS Inc; 2019.
https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/main_page.html?v=195
- [37] Element quality
<https://studentcommunity.ansys.com/thread/what-is-the-source-of-mesh-quality-spectrum/>
Consultato in data 03/2020
- [38] K-epsilon models
https://www.cfd-online.com/Wiki/K-epsilon_models
Consultato in data 05/2020
- [39] Ferrari G., “*Motori a combustione interna*”, Società editrice Esculapio, Milano, 2016

- [40] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. “*A New $k - \epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation*”. *Computers Fluids*, 24(3):227-238, 1995
- [41] Transient Flow Modeling
https://imechanica.org/files/fluent_13.0_lecture10-transient.pdf
- [42] Rahman M., Maroha E., El Shahat A., Soloiu V., Ilie M., “*Aerodynamic Performance and Vibration Analyses of Small Scale Horizontal Axis Wind Turbine with Various Number of Blades*”, *Journal of Power and Energy Engineering*, **6**, 76-105, 2018
- [43] Votaw Z. S., “*Computational study on micro-pilot flame ignition strategy for a direct injection stratified charge rotary engine*”, Wright State University, 2012
- [44] AR741
<http://uavenginesltd.co.uk/products/ar741-38-bhp/>
Consultato in data 06/2020
- [45] Viscosity of engine oil
<https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>
Consultato in data 06/2020