



Università degli Studi di Padova

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**PROGETTAZIONE DI UN MOTORE A RAZZO IBRIDO MULTIRUOLO CON
UN SISTEMA PER TVC E DI UN BANCO PROVA PLURIASSIALE**

Candidato:
Matteo Poli
Matricola 1012753

Relatore:
Ch.mo Prof. Daniele Pavarin

Correlatori:
Nicolas Bellomo
Federico Moretto

Sommario

In questo elaborato ci si propone, nella prima parte, di progettare un motore a razzo ibrido al quale possa essere applicato un sistema per *Thrust Vector Control* (TVC) fluidico ed in particolare a gas. Il motore è considerato multiruolo ovvero avrà la possibilità di essere utilizzato per diversi tipi di test da banco quali: modifica del tipo di iniettore e/o ossidante, variazione del tipo di combustibile (fuel), variazione del diametro esterno massimo e della lunghezza del grano propellente, possibilità di inserimento di un mixer in post-camera di combustione, variazione della dimensione della pre- e post-camera di combustione. Inoltre, nel design si è predisposto il motore ad accogliere elementi già costruiti ed utilizzati per test precedenti. Si è valutato il sistema per TVC considerando dati di letteratura disponibili e simulazioni effettuate durante il laboratorio di propulsione aerospaziale. Si sono così individuati i parametri di maggior sensibilità che influiscono sulla spinta laterale generata e quindi l'efficienza del sistema. Sono state condotte simulazioni CFD tramite *ANSYS/CFX* prima per la camera di combustione e utilizzandone gli output per l'ugello con TVC in modo tale da creare una test matrix previsionale da inserire in uno programma di test su campo. Tenuti presente i requisiti imposti si è proceduto con una progettazione e dimensionamento meccanico utilizzando il software *MATLAB* mentre per la verifica *ANSYS/Workbench*.

Nella seconda parte di questo studio si è analizzato il design preliminare di un banco prova per la misura di spinte su tre assi. Le scelte effettuate sono state determinate da requisiti: di basso costo, semplicità e sicurezza. Si è considerata una spinta assiale massima nominale di 1 kN ed una spinta fuori asse minima dell'ordine di 3÷4 N. Sono stati considerati i problemi associati: alle feedline di ossidante primarie e secondarie, ai sensori di misura utilizzabili, alle prime frequenze proprie sviluppate dal motore (considerando esperimenti precedenti) ed al loro eventuale accoppiamento con le frequenze naturali del banco in questione. L'analisi modale è stata eseguita con *Ansys Mechanical APDL*.

Indice

1	Introduzione	1
I	Progettazione del motore a razzo multiruolo	7
2	Obiettivi e requisiti	9
2.1	Obiettivi	9
2.2	Requisiti	10
3	Progettazione preliminare	13
3.1	Linee di adduzione e venturi	13
3.2	Dimensionamento del motore	18
3.2.1	Propellenti	18
3.2.2	Balistica e geometria interna	19
3.3	Dimensionamento del TVC	26
4	Progettazione fluidodinamica di dettaglio	29
4.1	Motore e camera di combustione	30
4.1.1	Dominio fluido e mesh	30
4.1.2	Preprocessing della camera di combustione	34
4.1.3	Risultati	34
4.2	Ugello con sistema di <i>Thrust Vectoring</i>	39
4.2.1	Relazioni utili per l'analisi dati	39
4.2.2	Test matrix della campagna di simulazione	40
4.2.3	Dominio fluido e impostazione delle simulazioni	41
4.2.4	Mesh e analisi di convergenza	43
4.2.5	Validazione e confronto con analisi 1D e 2D	46
4.2.6	Sensibilità alla chimica	51
4.2.7	Sensibilità al volume esterno	55
4.2.8	Variazione del diametro di iniezione	61
4.2.9	Sensibilità alla temperatura totale di iniezione secondaria	67

4.2.10	Sensibilità alla temperatura statica media della camera di combustione	72
4.2.11	Sensibilità ai parametri fisici e determinazione tolleranze geometriche	75
5	Progettazione Meccanica	77
5.1	Progettazione strutturale della camera di combustione	77
5.2	Verifica termica dell'ugello	85
5.3	Design definitivo del motore	88
6	Diagnostica	99
II	Progettazione preliminare del banco prova pluriassiale	103
7	Stato dell'arte, obiettivi e requisiti	105
7.1	Overview dei sistemi esistenti	106
7.2	Obiettivi e requisiti	109
8	Layout e predimensionamento	111
8.1	Analisi in frequenza del segnale di spinta	111
8.2	Analisi delle configurazioni	113
8.3	Dimensionamento strutturale	118
9	Analisi Modale	121
10	Primo layout costruttivo	127
11	Conclusioni	131
	Appendices	137
A	Propellenti paraffinici	139
B	N_2O - Paraffina e iniezione <i>vortex</i>	143
C	FEA corpo-motore su doppio appoggio	145

Elenco delle figure

1.1	Motore a razzo ibrido e componentistica	3
1.2	Tipologie di motori a razzo	4
1.3	Tipologie di <i>Thrust Vector Control (TVC)</i>	5
1.4	Fluidic TVC per motore ibrido	5
2.1	Logica di lavoro del progetto kNot1.	11
3.1	Linee di adduzione e banco prova del CISAS G. Colombo. . .	16
3.2	Bombola di N_2O con linee di adduzione.	16
3.3	Variazione della portata degli orifizi sonici.	17
3.4	Linee di adduzione del sistema motore con TVC.	17
3.5	Impulso specifico in funzione di O/F.	20
3.6	Velocità caratteristica in funzione di O/F.	21
3.7	Temperatura di fiamma in funzione di O/F.	21
3.8	Variazione del G_{OX} durante la combustione.	24
3.9	HDPE - GOX variazione dei parametri durante la combustione.	25
3.10	<i>Fluidic Thrust Vector Control</i>	28
4.1	Schematizzazione di domini fluidi considerati.	29
4.2	Geometria 2D del volume fluido della camera di combustione.	32
4.3	Superficie 2D del motore.	32
4.4	Meshing della zona di iniezione e pre-camera.	33
4.5	Meshing della zona dell'ugello e post-camera.	33
4.6	Condizioni al contorno e <i>Monitor points</i>	37
4.7	Mappatura della temperatura in camera di combustione. . . .	38
4.8	Mappatura della frazione di massa di O_2 in camera di combustione.	38
4.9	Mappatura della frazione di massa di C_2H_4 in camera di combustione.	38
4.10	Volume di controllo.	42
4.11	Dettaglio della mesh dell'ugello e dell'iniettore secondario. . .	44

4.12	Mesh scelta numero 5; con $8 \cdot 10^5$ elementi.	44
4.13	Variazione % della forza in X (assiale) in funzione del numero di elementi.	45
4.14	Variazione % della forza in Y (non-assiale) in funzione del numero di elementi.	45
4.15	Mach assiale calcolato con analisi monodimensionale.	48
4.16	Risultati ottenuti tramite il Metodo delle Caratteristiche (MOC).	49
4.17	Confronto delle distribuzioni del numero di Mach nel caso senza e con il volume di controllo esterno.	50
4.18	Mach assiale a confronto tra analisi con MOC e CFD.	50
4.19	Confronto tra iniezioni principali di gas chimicamente reattivo (secondo la reazione (4.1)) e ossigeno con portata secondaria al 5% di quella primaria.	52
4.20	Distribuzione delle pressioni sul divergente dell'ugello.	52
4.21	Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con gas reattivo e O_2 a confronto.	53
4.22	Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con gas reattivo e O_2 a confronto.	54
4.23	Differenza % tra il caso di iniezione principale con gas reattivo a 2118K e ossigeno a 3500K.	54
4.24	Mesh strutturata della simulazione del volume esterno ambientale aggiuntivo.	57
4.25	Geometria dell'ugello accoppiato al volume di controllo ambientale.	57
4.26	Confronto tra geometria del volume di controllo senza e con ambiente esterno con portata secondaria al 11% di quella primaria.	58
4.27	Mappatura delle pressioni senza e con volume di controllo esterno con portata secondaria al 11%.	58
4.28	Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con e senza volume di controllo esterno.	59
4.29	Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con e senza volume di controllo esterno.	60
4.30	Differenza % tra il caso con e senza volume di controllo ambientale esterno.	60
4.31	Confronto delle distribuzioni del numero di Mach al variare del diametro di iniezione per una portata secondaria al 9%.	63

4.32	Confronto delle distribuzioni delle pressioni al variare del diametro di iniezione per una portata secondaria al 9%. . . .	64
4.33	Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per ogni diametro considerato.	65
4.34	Fenomeno di choking dell'iniettore.	66
4.35	Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per ogni diametro considerato. . .	66
4.36	Confronto delle distribuzioni del numero di Mach per due temperature di iniezione differenti con una portata secondaria al 2.5%.	68
4.37	Confronto delle distribuzioni delle pressioni per due temperature totali di iniezione differenti con una portata secondaria al 2.5%.	69
4.38	Mappatura delle temperature statiche per le due iniezioni a differente temperatura totale (293 e 2118K) 2.5%.	69
4.39	Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature totali di iniezione di 293 e 2118K.	70
4.40	Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature totali di iniezione di 293 e 2118K.	71
4.41	Spinta laterale in funzione di ρV^2	71
4.42	Differenza % tra i casi di iniezione secondaria a 293 e 2118K. .	71
4.43	Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature statiche di iniezione principale di 2118 e 2400K.	73
4.44	Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature statiche di iniezione principale di 2118 e 2400K.	74
4.45	Differenza % tra i casi di iniezione secondaria a 293 e 2118K. .	74
5.1	Tensione di von Mises al variare dello spessore della camera di combustione.	80
5.2	Tensione della sollecitazione dei filetti della ghiera di bloccaggio della testa e dell'ugello.	80
5.3	Tensione generata dalla pressione sul raccordo saldato del sensore di pressione.	81
5.4	Vista 3D del corpo-motore con gli attacchi per i sensori di pressione e le filettature per le ghiera di bloccaggio.	81
5.5	Sezione del corpo-motore e della ghiera di bloccaggio dell'ugello.	81

5.6	Carichi e vincoli considerati per la simulazione.	83
5.7	Meshing del corpo-motore.	83
5.8	Analisi strutturale del corpo-motore; tensioni calcolate con il criterio di von Mises.	84
5.9	Volume dell'ugello sottoposto al carico termico tempo-variante.	86
5.10	Quattro istanti temporali della simulazione <i>Transient Thermal</i> .	87
5.11	Modello 3D del motore.	89
5.12	Sezione del motore.	90
5.13	Sezione della zona di passaggio del gas per la misura della pressione.	90
5.14	Sezione del sotto-assieme grano e camicia di riduzione.	91
5.15	Sezione del sotto-assieme testa motore.	93
5.16	Disegno esecutivo e sezione del sotto-assieme ugello.	95
5.17	Sezione del modello 3D dell'ugello.	96
5.18	Configurazioni dell'inserito di iniezione secondaria.	96
5.19	Numero di Mach delle configurazioni studiate per stimare la forza laterale di disturbo	97
7.1	Flusso logico per la progettazione del banco prova.	105
7.2	Tipologie di banchi orizzontali: A) a doppio pendolo; B) a scorrimento; C) a doppio pendolo con connessioni elastiche D) a pendolo con connessioni elastiche.	107
7.3	Banco verticale.	107
7.4	Banco verticale con misura delle sei componenti della spinta.	108
7.5	Piattaforma di Stewart.	108
8.1	Segnale di pressione del motore <i>Vortex</i>	112
8.2	FFT del segnale di pressione del motore <i>Vortex</i>	112
8.3	Layout base del banco prova.	116
8.4	Segnali di pressione e FFT del segnale stesso.	117
8.5	Schema semplificato della struttura 3D del banco prova.	120
8.6	Stress di von Mises della metà del telaio 1 mediante elementi tipo <i>BEAM 189</i>	120
9.1	Geometria e mesh del banco prova.	124
9.2	Analisi modale: primi modi di vibrare, in nero la struttura indeformata.	125
10.1	Vista 3D del banco prova.	128
10.2	Vista 3D del perno con guida per centraggio.	128
10.3	Geometria 3D del banco prova.	129

A.1	Paraffina - GOX.	140
A.2	Paraffina - N_2O	142
B.1	Paraffina - N_2O variazione dei parametri durante la combustione.	144
C.1	Carichi e vincoli considerati per la simulazione.	145
C.2	Analisi strutturale del corpo-motore.	146

Elenco delle tabelle

3.1	Venturi disponibili per l'utilizzo.	14
3.2	Coefficienti balistici sperimentali.	19
3.3	Riassunto dati di gas e propellente.	20
3.4	Parametri di primo tentativo.	22
3.5	Parametri di design.	24
3.6	Parametri di design dell'iniettore secondario per il TVC e test matrix.	27
4.1	Numero di elementi della mesh.	31
4.2	Boundary Conditions delle superfici.	35
4.3	Caratteristiche e condizioni iniziali.	35
4.4	Solver Control.	35
4.5	Risultati delle simulazioni.	37
4.6	Test Matrix.	41
4.7	Boundary Conditions delle superfici per l'ugello.	42
4.8	Caratteristiche delle mesh analizzate.	43
4.9	Confronto dei coefficienti di spinta delle diverse analisi.	48
4.10	Condizioni al contorno delle superfici per l'ugello ed il volume di controllo esterno.	56
4.11	Tolleranze di misura per ottenere un'accuratezza della spinta laterale al $\pm 1\%$, calcolate con 5% di portata secondaria.	76
5.1	Riassunto delle dimensioni del corpo-motore	79
5.2	Numero di elementi della mesh del corpo-motore.	82
5.3	Numero di elementi della mesh del blocco ugello e iniettore secondario.	86
5.4	Massa a momenti baricentrici principali d'inerzia.	89
5.5	Sintesi dell'analisi di influenza dello sbocco dell'iniettore secondario.	95
8.1	Caratteristiche dei banchi prova analizzati.	114

8.2	Frequenze notevoli dei banchi prova.	116
8.3	Dati geometrici del Telaio 1.	119
9.1	Spessori delle <i>Sections</i> definite per i componenti.	123
A.1	Riassunto dati di gas e propellente.	139
A.2	Riassunto dati di gas e propellente.	141
B.1	Parametri di design.	143

Simboli

a	Coefficiente di regression rate
a	Sezione di gola della saldatura
A_{b0}	Area di combustione
A_e	Area di uscita
A_g	Area di gola
A_P	Area di porta
ATA	Aumento della spinta assiale
c^*	Velocità caratteristica
C	Ugello convergente
C	Smorzamento
C/D	Ugello convergente divergente
C_d	Coefficiente di perdita dei venturi
C_F	Coefficiente di spinta
CISAS	Centro Interdipartimentale Studi e Attività Spaziali
D	Diametro esterno del grano
D_{CC}	Diametro della camera di combustione
D_E	Diametro di uscita
D_{Est}	Diametro esterno del <i>case</i> motore
D_G	Diametro gola
D_{IN}	Diametro iniettore
D_P	Diametro porta
F	Spinta
F_X	Spinta assiale
F_{X_0}	Spinta assiale senza iniezione laterale
F_Y	Spinta laterale
GOX	Ossigeno gassoso
G_{OX}	flusso di massa
g_0	Accelerazione gravitazionale
HDPE	High Density Polyethilene
I_{sp}	Impulso specifico

J	Momento d'inerzia
K	Costante elastica
k	rapporto dei calori specifici
L_C	Braccio della cella rispetto al centro di rotazione
L_{CG}	Braccio del baricentro rispetto al centro di rotazione
L_f	Braccio della spinta laterale rispetto al centro di rotazione
L_G	Lunghezza grano
\dot{m}	portata di massa
\dot{m}_P	portata di massa principale
\dot{m}_S	portata di massa secondaria
M	Massa molecolare
M	Massa motore
M_a	Numero di Mach
N	Coefficiente stechiometrico
n	esponente del flusso di massa
O/F	Rapporto ossidante/combustibile
OF	Combinazione di ossidante e combustibile
p_0	Pressione totale
P_{CC}	Pressione in camera di combustione
P_a	Pressione ambiente
P_e	Pressione di scarico
R	Costante specifica del gas
T_0	Temperatura totale
T_{CC}	Temperatura in camera di combustione
T_{EG}	Temperatura di fine grano
T_{IN}	Temperatura di iniezione
TR	Rapporto di spinta
t_{CC}	Spessore <i>case</i> motore
x	Frazioni di massa
$\frac{x}{L}$	Posizione iniettore
y	spostamenti in Y
α	Angolo di deviazione della spinta
ϑ	Rotazione attorno a Z
η_C	Efficienza di combustione
$\eta_{I_{spX}}$	Efficienza di impulso specifico assiale
$\eta_{I_{spY}}$	Efficienza di impulso specifico laterale
ρ_F	Densità del combustibile
σ_{CC}	Tensione degli sforzi sul <i>case</i> motore
φ	Inclinazione dell'iniettore

Capitolo 1

Introduzione

Il motore a razzo ibrido è un tipo di endoreattore che sfrutta una reazione chimica esotermica generata dalla combustione di un *fuel* solido e di un ossidante, generalmente gassoso o liquido. La camera di combustione alloggia il *fuel* ed è dotata di un iniettore per l'ossidante, di valvole, di un circuito idraulico più o meno complesso, in base al motore e al suo impiego, un serbatoio che contenga l'ossidante e dei serbatoi aggiuntivi per la pressurizzazione; si veda l'immagine 1.1. Il grado di complessità, legato al numero di componenti ed al fatto che alcuni di essi sono in movimento, è maggiore rispetto ad un motore solido ma inferiore se confrontato ad un liquido, mentre le prestazioni invece possono essere migliori del motore solido e comparabili con quelle di un liquido. È importante sottolineare come nel motore ibrido sia fondamentale la fluidodinamica interna della camera di combustione essa infatti governa le reazioni chimiche e lo scambio termico. È da quest'ultimo che dipende l'apporto di combustibile dal grano, nei motori a razzo liquidi la gestione del rapporto tra ossidante e combustibile (*Oxidant to Fuel Ratio* O/F) può essere governata direttamente, nell'ibrido è un meccanismo fluidodinamicamente più complesso e indiretto. Nel motore solido combustibile ed ossidante sono intimamente miscelati e la reazione chimica avviene senza che la fluidodinamica giochi un ruolo di primordine. Le diverse tipologie dei motori sono visibili in figura 1.2.

Essendo i reagenti in due stati differenti, in genere, fanno sì che sia necessaria una grande quantità di energia per far avvenire la reazione chimica e quindi la combustione. Da un punto di vista prettamente propulsivo ciò significa che il motore sarà difficile da accendere e che potrebbe presentare delle instabilità; da un punto di vista di processo invece la difficoltà di accensione abbassa i livelli di pericolosità del propellente e del motore quindi diminuiscono tutti quei costi associati alla formatura del grano propellente, al suo stoccaggio e al test stesso. Inoltre si cerca di fare in modo che i grani

propellente siano inerti e non tossici.

Le specie di ossidanti più comuni sono rappresentati da ossigeno (liquido LOX o gassoso GOX), protossido di azoto (N_2O) o perossido di idrogeno (H_2O_2), mentre i combustibili più comuni sono: paraffina, HDPE (*High Density Polyethylene*), HTPB (*Hydroxyl-Terminated PolyButadiene*).

Attualmente la sperimentazione su questo tipo di motori a razzo è incrementata proprio in virtù della sua semplicità, elevata sicurezza e bassi costi associati.

Nella prima parte di questo elaborato (I) si è progettato un motore ibrido per effettuare test a terra di vario genere: si potranno provare varie configurazioni ossidante/combustibile con lunghezze e diametri di grano variabili da test a test, vari tipi di iniettore, differenti dimensioni di pre- e post-camera di combustione e, con un ugello appositamente progettato, si potranno testare le capacità di *thrust vectoring*. La variazione controllata dell'orientazione della spinta principale (*Thrust Vector Control TVC*) generata dal motore permette il controllo attivo della traiettoria di un vettore durante la fase propulsiva. Esistono varie metodologie per poter controllare la direzione della spinta principale che agiscono sempre sulla campana divergente dell'ugello, ad esempio sfruttando l'introduzione di: un fluido (caldo o freddo), alette mobili immerse nel gas di scarico, *piastre* poste fuori dall'ugello che vengono opportunamente avvicinate ai gas, di *tabs* che vengono ruotate ed entrano parzialmente nel cono di scarico del motore o di un sistema pneumatico che ruota l'intero tratto divergente dell'ugello (o tutta la camera di combustione nel caso di motore liquido). In figura 1.3 sono visibili i metodi appena citati, oltre a questi è possibile aggiungere dei motori con spinta assiale ma ad una certa distanza dal baricentro del vettore oppure si possono inserire delle alette di controllo che però non agiscono sulla spinta ma generano una coppia attraverso forze aerodinamiche; quest'ultimo metodo non può essere utilizzato in assenza di atmosfera. Nel caso studiato si è scelto di adottare un sistema FTVC (*Fluidic Thrust Vector Control*) pensando di sfruttare l'ossidante come gas da iniettare nel cono divergente, si veda la figura 1.4. Questo sistema infatti, rispetto a quelli citati, ha il vantaggio di essere semplice costruttivamente, non apporta inefficienze importanti a livello propulsivo (la spinta non cala), non ha parti in movimento se non una valvola di apertura e chiusura del gas di iniezione secondaria. Un sistema di iniezione più complicato è rappresentato dall'iniezione di gas caldo proveniente dalla pre- o post-camera di combustione. Il caso considerato è di iniezione laterale di O_2 a temperatura ambiente.

Nella seconda parte del lavoro (II) è stata ideata una configurazione di banco prova con un design preliminare per la misura della spinta laterale. Il modello considerato è stato dimensionato senza entrare nel dettaglio dei

singoli componenti. Inoltre si è dovuto adattare il sistema al banco prova per spinta assiale già esistente nella *facility* del CISAS¹ G. Colombo e utilizzato per numerosi test a terra. Si sono analizzati vari layout e di queste si è scelto quello che massimizza le prestazioni di misura e abbassa i costi di costruzione. Il banco prova pluriassiale ha la possibilità di fare piccole rotazioni attorno alle due direzioni perpendicolari alla spinta principale ed è dotato di celle di carico per misurare la spinta lungo questi assi. È stato progettato eseguendo un dimensionamento strutturale di massima e un'analisi modale per determinare le prime frequenze proprie del sistema. Inoltre sono state condotte analisi in frequenza sui dati estrapolati da motori sperimentali, simili a quello studiato nella prima parte dell'elaborato, in modo da verificare il disaccoppiamento delle frequenze del banco e del motore.

In tutto il lavoro si è cercato di mantenere un grado di semplicità e modularità elevato così da ottenere un motore ed un banco prova flessibili alle esigenze di diversi tipi di prove e test da valutare.

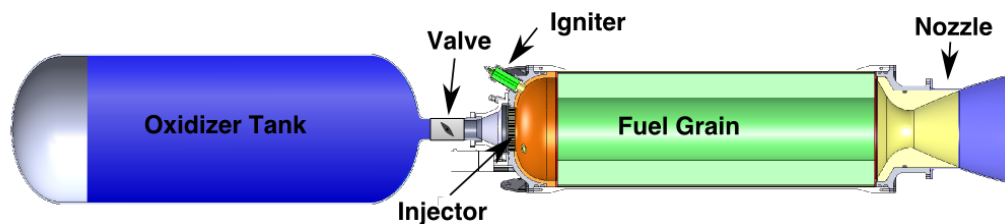
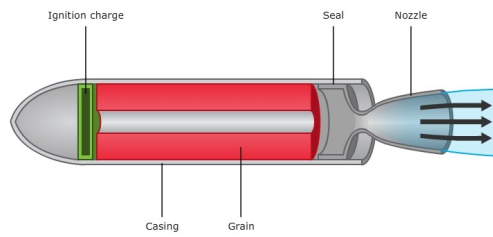
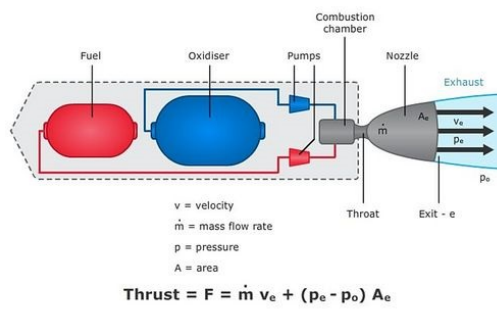


Figura 1.1: Motore a razzo ibrido e componentistica

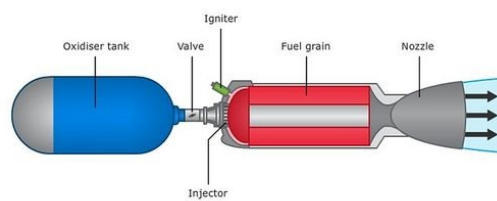
¹Centro Interdipartimentale Studi ed Attività Spaziali



(a) Motore Solido



(b) Motore Liquido



(c) Motore Ibrido

Figura 1.2: Tipologie di motori a razzo

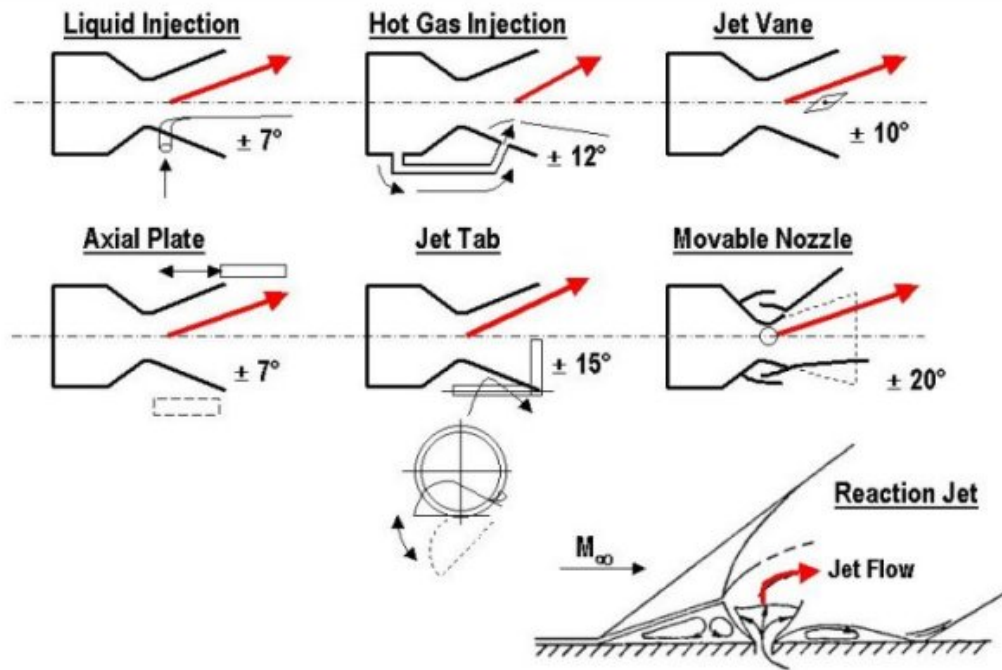


Figura 1.3: Tipologie di *Thrust Vector Control (TVC)*

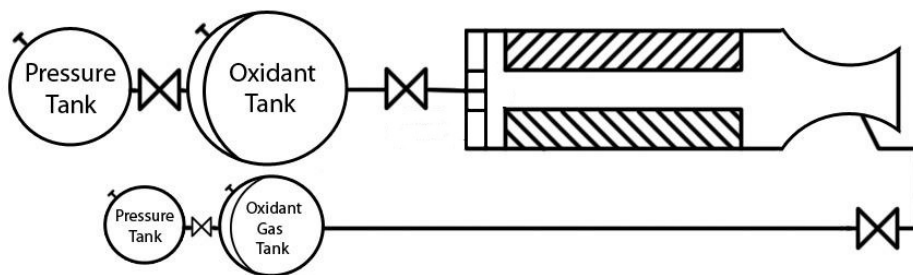


Figura 1.4: Fluidic TVC per motore ibrido

Parte I

Progettazione del motore a razzo multiruolo

Capitolo 2

Obiettivi e requisiti

Prima di progettare, o addirittura ideare, un qualsiasi sistema, è necessario definire gli obiettivi ed i requisiti che questo sistema deve raggiungere e/o soddisfare.

Per una migliore organizzazione del lavoro è stata redatta una diagramma logico (figura 2.1) per il motore a razzo, denominato kNot1 e da essa si è sviluppato l'intero progetto.

2.1 Obiettivi

Obiettivo principale che muove alla progettazione e realizzazione di un nuovo motore da banco è l'esigenza di inserire un sistema TVC. Si è scelto di iniettare dell'ossidante a temperatura ambiente per semplificare il problema; si potrebbero sfruttare i gas caldi della pre- o post-camera di combustione ma ciò comporta una particolare attenzione all'isolamento termico dei tubi di spillamento e alla progettazione della valvola ad apertura/chiusura rapida.

Secondariamente si vuole ottenere una miglior stima del *Regression Rate* di alcuni propellenti che bruciano velocemente ed il motore finora utilizzato ha un diametro troppo piccolo per misurarlo con precisione sufficiente ed un intervallo temporale abbastanza lungo. Infatti, con grani a geometria della sezione di porta cilindrica, è il diametro esterno del grano (e quindi, trascurando l'isolamento termico, quello interno della camera di combustione) a vincolare il tempo di spinta.

2.2 Requisiti

Fissati gli obiettivi, è necessario quantificare i range di interesse di operatività del sistema confrontandolo con l'*hardware* già disponibile.

Il motore deve:

1. poter utilizzare il maggior numero di elementi esistenti ed essere semplice costruttivamente (si abbassano i costi di produzione);
2. poter essere montato e smontato facilmente durante la campagna di test (si diminuisce il tempo necessario alle prove);
3. essere modulare, ovverosia poter alloggiare componenti differenti senza subire modifiche e lavorazioni meccaniche ulteriori; in particolare la pre- e post-camera di combustione devono poter variare in un range da 10 a 30mm;
4. avere un tempo di combustione massimo non inferiore a 10s utili per la stima del *regression rate* della combinazione GOX e paraffina con iniezione *vortex*;
5. avere un tempo di combustione per il TVC non inferiore a 3s e pressioni e portate costanti;
6. essere predisposto per testare varie configurazioni di iniezione secondaria (TVC) con un sistema economico;
7. non spingere più di 1kN per l'utilizzo sul banco prova per spinte assiali della *facility* del CISAS (dimensionato per quel tipo di spinte a causa di problemi acustici e logistici);
8. non avere velocità del fluido nella tuberia superiore a 30m/s per ragioni di sicurezza;
9. non avere una pressione in camera di combustione più elevata di circa 30bar a causa del secondo stadio di regolazione di pressione a 40bar e delle tubazioni di adduzione (orifizio sonico).

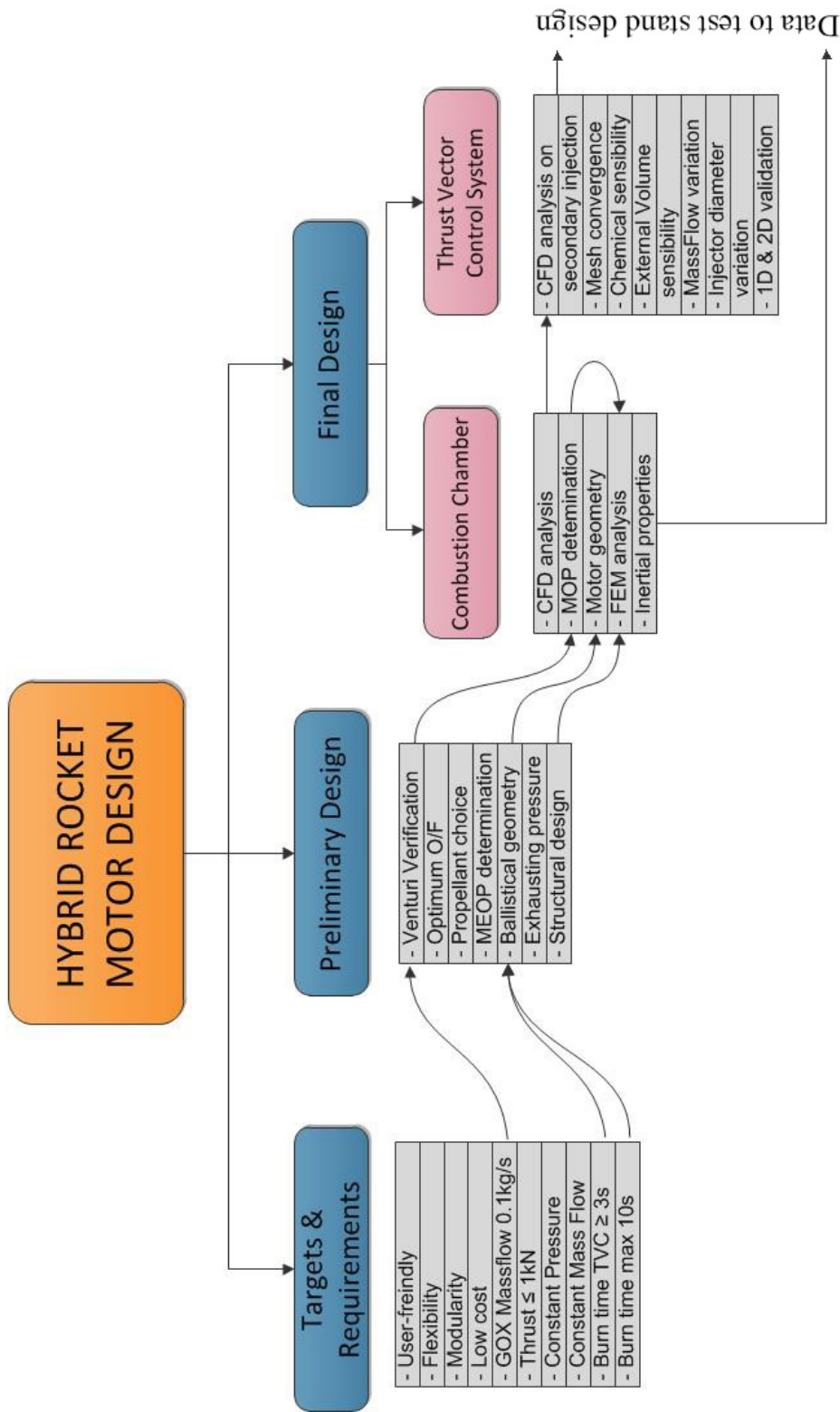


Figura 2.1: Logica di lavoro del progetto kNot1.

Capitolo 3

Progettazione preliminare

In questo capitolo si vedrà come gli obiettivi e requisiti sono stati tradotti per ottenere un dimensionamento preliminare della geometria interna del motore a partire dall'*hardware* disponibile.

3.1 Linee di adduzione e venturi

Essendo la *facility* del CISAS già dotata di linee di adduzione di ossidante si è iniziato il lavoro con un rilievo delle attrezzature disponibili. È stata concentrata l'attenzione dell'analisi sul sistema ad ossigeno gassoso (GOX) per motivi che spiegheremo più avanti. Esistono due linee di adduzione principale (si possono notare in figura 3.1) e sono composte come segue:

1. Pacco bombole di GOX a 200bar (se ne utilizzano 7 collegate ad un unico collettore);
2. primo stadio di regolazione di pressione a 100bar;
3. secondo stadio di regolazione a 40bar massimo;
4. linee di adduzione da 3/4in;

Riportiamo, per completezza, una immagine 3.2 dove si può vedere la bombola di N_2O collegata alle feedline.

Il motore è dotato di una iniezione principale che sfrutta una linea di adduzione mentre l'iniezione secondaria dedicata al TVC sfrutta la rimanente. Si vuole:

- mantenere indipendenti i due l'iniezione principale e la secondaria;
- utilizzare i venturi già collaudati;
- non avere velocità del gas all'interno delle tubazioni maggiore di 30m/s.

Il venturi è un elemento fondamentale delle linee di adduzione; è un ugello convergente (C) o convergente/divergente (C/D) e viene utilizzato per regolare la portata di massa (*choking*) in modo che diventi funzione lineare della

pressione a monte e tenendo costanti la temperatura ed il tipo di gas utilizzato. Per mantenere il flusso chokato è necessario che la pressione di valle non sia eccessivamente elevata inoltre si deve considerare la caduta di pressione associata all'efficienza del venturi stesso; questa è stata misurata per gli orifizi C/D già costruiti ed è dell'85% tra le pressioni di monte e valle. I venturi convergenti/divergenti hanno dei coefficienti di diminuzione della portata di massa (C_d *Dischard Coefficient*) anche del 0.98 mentre quelli solo convergenti di 0.92. Con l'equazione 3.1 è possibile ricavare la portata di massa che attraversa il venturi:

$$\dot{m} = C_d A_{gV} \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (3.1)$$

dove C_d è il *Dischard Coefficient*, A_{gV} è l'area di gola del venturi, R è la costante specifica del gas, p_0 è la pressione totale, T_0 è la temperatura totale e k è il rapporto dei calori specifici. Altra differenza fondamentale tra il venturi C/D ed il solo convergente è che questi ultimi non possono scaricare ad una pressione maggiore di quella critica altrimenti il flusso non sarà più sonico in gola ma subsonico. Vedi [1] per un ulteriore approfondimento.

In tabella 3.1 si possono osservare le caratteristiche dei venturi disponibili. Si ricorda che la fabbricazione di un venturi *ad hoc* è costosa per cui si cerca di utilizzare pezzi già esistenti.

Tabella 3.1: Venturi disponibili per l'utilizzo.

Venturi	\varnothing [mm]	C_d [/]
C/D	4	0.98
C/D	2	0.96
C	3.7	0.925
C	3	0.925

Per ricavare la pressione massima operativa (MOP) in camera di combustione bisognerà considerare le ulteriori perdite di carico generate dalla valvola di non ritorno e dall'iniettore oltre all'efficienza del venturi stesso. In figura 3.3(a) si possono vedere i valori di pressione corrispondenti ad una data portata di massa compresa tra 0.03 e 0.25kg/s. Si vede in figura che per portate di 0.12kg/s la pressione p_0 (a monte del venturi) è di circa 40bar che corrisponde alla pressione di uscita dal secondo regolatore di pressione. Per questioni di sicurezza si preferisce avere un pressione a monte del venturi inferiore a 40bar. Nel grafico di figura 3.3(a) sono riportate le pressioni che si

avrebbero in camera di combustione considerando anche le perdite di carico associate alla valvola di non ritorno e all'iniettore. Da progetto sono state stimate intorno ai 1.5bar e 5bar rispettivamente. Affinché la pressione in camera di combustione non sia inferiore a 20bar sarà necessario scegliere una portata di massa di circa 0.1kg/s.

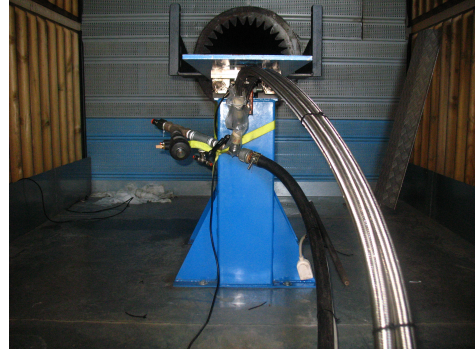
Si effettua quindi la verifica della velocità nelle linee: si utilizzano raccordi da 1/2in di diametro o superiori. Utilizzando l'equazione $\dot{m} = A\rho v$, con opportune sostituzioni, si determina che per una portata di 0.1kg/s la velocità è di circa 22m/s, e quindi entro il range di sicurezza imposto.

Si può effettuare un ragionamento analogo per la verifica della linea di iniezione secondaria, quella adibita al TVC. È uso comune definire la portata di massa secondaria come percentuale di quella primaria (flusso generato dall'ossidante e dal combustibile in camera di combustione). In figura 3.3(b) si possono vedere le tabelle di calcolo per la verifica degli orifizi sonici da utilizzare (si veda tabella 3.1). In viola è indicata la pressione di scarico (2.68bar), ricavata tramite un primo dimensionamento del motore in sezione 3.2. La pressione a valle del venturi non può essere minore di quel valore altrimenti non si verificherebbe passaggio di massa con il venturi a regime sonico (soffocato). Appare evidente che per misurare portate inferiori a circa il 2% è necessario un venturi di diametro inferiore. Questa spesa è al di fuori del budget del progetto per cui si sceglie di non scendere sotto al 2% di massa iniettata. La misura di portate così piccole (con valore assoluto di 0.003kg/s) introduce un problema che verrà affrontato nel Capitolo 6.

Per valutare le perdite di pressione dovute sia ai venturi che all'iniettore principale si posizionano dei sensori di pressione a valle e a monte del componente. Si vede in figura 3.4 la disposizione delle linee di iniezione come descritto. Sono stati inseriti nelle linee anche dei sensori di temperatura, utili per caratterizzare il gas in passaggio. Su entrambe sono state aggiunte due valvole di scarico, ciascuna per poter liberare dal gas in pressione le linee dopo i test. Inoltre ci sono altre due valvole manuali a sfera che predispongono l'impianto al test. L'apertura delle feedline viene effettuata tramite elettrovalvole pneumatiche comandate a distanza; sulla linea secondaria è inserito un collettore (*manifold*) per quattro sotto-linee predisposte al funzionamento del TVC completo con altrettanti ugelli di iniezione. Per semplicità in questo studio verrà considerato un solo ugello ma il funzionamento è facilmente implementabile a quattro. Sempre in figura 3.4, in alto, si può vedere una semplice schematizzazione dell'assemblaggio dell'iniettore secondario; vedremo nel dettaglio tale configurazione nel Capitolo 5.



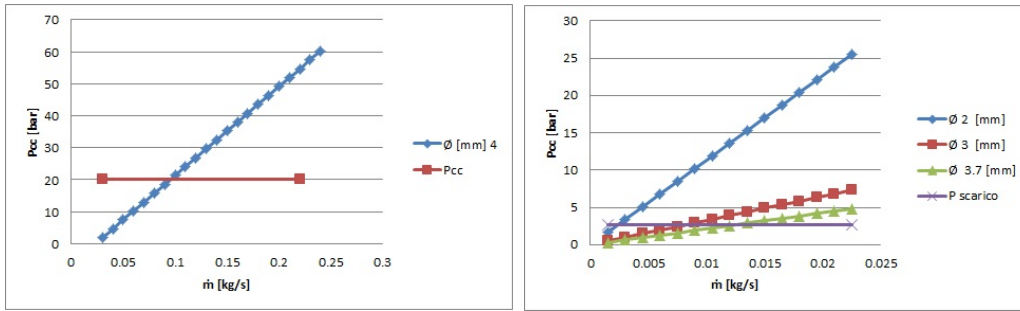
(a) Visione d'insieme del banco.



(b) Dettaglio delle tubazioni flessibili per GOX.

Figura 3.1: Linee di adduzione e banco prova del CISAS G. Colombo.

Figura 3.2: Bombola di N_2O con linee di adduzione.



(a) Pressione in camera di combustione con venturi da \varnothing 4mm. (b) Pressione di scarico dei venturi da \varnothing 2, 3 e 3.7mm.

Figura 3.3: Variazione della portata degli orifici sonici.

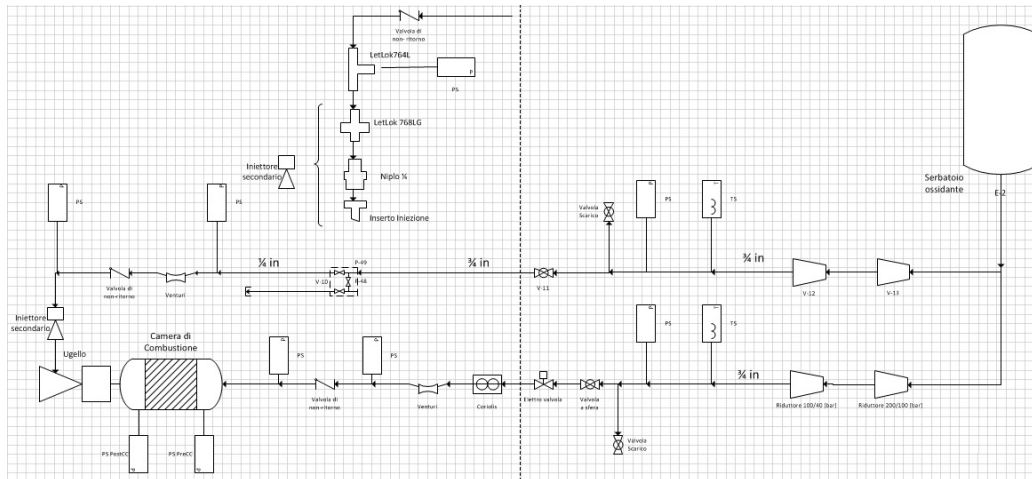


Figura 3.4: Linee di adduzione del sistema motore con TVC.

3.2 Dimensionamento del motore

Definiti i parametri dipendenti dall'attrezzatura di alimentazione del motore, prima di passare alla fase di dimensionamento, bisogna determinare quali siano le proprietà del gas di combustione in base alla combinazione ossidante-combustibile. Essendo un motore multiruolo, è necessario caratterizzare le proprietà dei gas di combustione originati da più combinazioni OF per volta.

3.2.1 Propellenti

In base a test precedenti e alla disponibilità della *facility*, sono state selezionate per lo studio tre combinazioni ossidante-fuel:

1. Ossigeno gassoso / *High Density Poly-Ethylene* (GOX - HDPE);
2. Ossigeno gassoso / Paraffina (GOX - P);
3. Protossido d'Azoto / Paraffina (N_2O - P).

Si è utilizzato un programma *opensource* per il calcolo di reazioni chimiche complesse: *cPropep*, vedi il riferimento [2]. In esso si è sfruttata una routine che varia la percentuale di ossidante (O/F), secondo l'equazione(3.2), e genera una matrice di dati relativi al funzionamento di una camera di combustione per ogni O/F.

$$O/F = \frac{\dot{m}_{OX}}{\dot{m}_F}, \quad (3.2)$$

I dati che più interessano sono:

- impulso specifico (I_{sp});
- velocità caratteristica (c^*);
- temperatura di fiamma adiabatica (T_0).

D'ora in avanti si farà sempre riferimento alla combinazione ossidante-fuel HDPE-GOX come propellente che sarà utilizzato nei test per il TVC. La ragione per cui viene scelta questa configurazione sta nel fatto che è nota per la semplicità di accensione e di reperimento del grano propellente. In figure 3.5, 3.6 e 3.7 si possono vedere i grafici di impulso specifico, velocità caratteristica e temperatura di fiamma al variare dell'O/F. In appendice A si possono vedere i grafici per le due combinazioni dei propellenti paraffinici.

Parallelamente, in base al tipo di propellente e all'iniezione principale (assiale o *vortex*), si considerano, in tabella 3.2, i parametri balistici dei coefficienti associati alla velocità di combustione (*Regression Rate*) secondo la formula seguente (3.3):

$$\dot{r} = a G_{OX}^n, \quad (3.3)$$

dove a e n sono i coefficienti balistici e G_{OX} è il flusso di massa di ossidante $G_{OX} = \dot{m}_{OX}/A_P$, A_P è l'area di porta del grano, nel caso di studio è circolare. I valori sono stati estrapolati da campagne sperimentali precedenti; si consulti il riferimento [3].

Tabella 3.2: Coefficienti balistici sperimentali.

Propellenti	Iniezione	$a [(m/s)^n]$	$n [/]$
GOX - HDPE	Assiale	2.339e-04	0.352
GOX - Paraffina	Assiale	1.17e-04	0.62
N_2O - Paraffina	Assiale	1.9e-04	0.5
N_2O - Paraffina	Vortex	3.3e-04	0.5

Si vuole ottimizzare il motore affinché esprima la spinta più elevata possibile, data la pressione in camera di combustione e la configurazione Ossidante-Fuel. In base a questo ragionamento sceglieremo l'O/F tale che l'impulso specifico sia massimo; da figura 3.5 si può vedere che l'O/F con I_{sp} massimo è circa a 2.2.

Il setup sperimentale per i primi test con il TVC, per semplicità, non prevede l'utilizzo del *mixer*, elemento che migliora l'efficienza di combustione (η_C), per cui bisogna considerare una η_C dell'85% (si veda riferimento [3]) e un flusso interno alla camera di combustione poco rimescolato a causa della reazione chimica in evoluzione e non ancora completamente avvenuta. Nel caso di O/F elevati si può verificare la possibilità che una certa quantità di ossidante non abbia reagito con il combustibile; l'erosione della gola dell'ugello, essendo in grafite (carbonio), è proporzionale all'ossidante presente nei gas. Per diminuire quest'effetto si abbassa l'O/F al 90% rispetto a quello ottimale. In tabella 3.3 sono riassunte le proprietà del gas e balistiche del propellente scelto; in appendice A si possono confrontare quelle per i propellenti precedentemente citati.

Al variare dell'efficienza di combustione (ad esempio inserendo un mixer in post-camera di combustione o con l'iniezione *Vortex*) la temperatura T_0 sale, per ogni caso considerato vanno ricalcolate le proprietà del gas etc. . . . Per completezza si veda il riferimento [3].

3.2.2 Balistica e geometria interna

Si imposta una procedura di dimensionamento di primo tentativo per ottenere la geometria del grano nella configurazione di studio (GOX-HDPE iniezione assiale). Attraverso l'equazione (3.2), dato l'O/F di progetto di

Tabella 3.3: Riassunto dati di gas e propellente.

Propellente : GOX - HDPE			
Rapporto dei calori specifici	k	1.224	[/]
Massa molecolare	M	21.399	[kg/kmole]
MEOP	P_{CC}	20	[bar]
O/F @ $\max(I_{sp})$	O/F	2.2	[/]
O/F al 90%	O/F_{90}	1.98	[/]
Efficienza di combustione	η_C	0.85	[/]
Temperatura @ $O/F_{90\%}$	T_0	3324	[K]
Temperatura @ $O/F_{90\%}$ con η_C 85%	T_{CC}	2402	[K]
Portata di ossidante	\dot{m}_{OX}	0.1	[kg/s]
Densità combustibile	ρ_F	950	[kg/m ³]
Coefficiente di <i>regression rate</i>	a	2.339e-04	[(m/s) ⁿ]
Esponente di <i>regression rate</i>	n	0.352	[/]

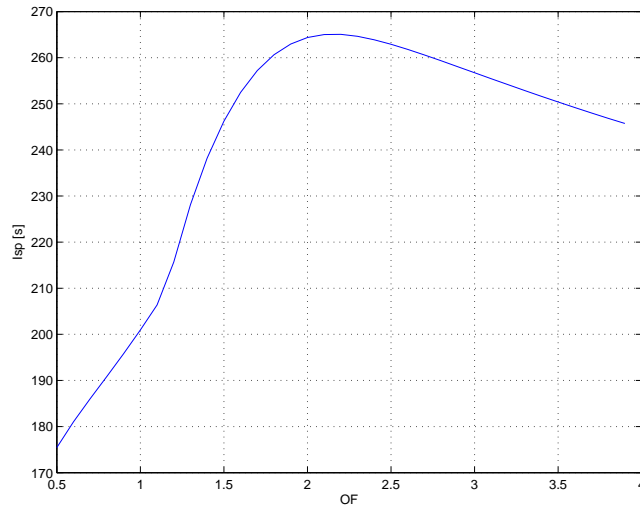


Figura 3.5: Impulso specifico in funzione di O/F.

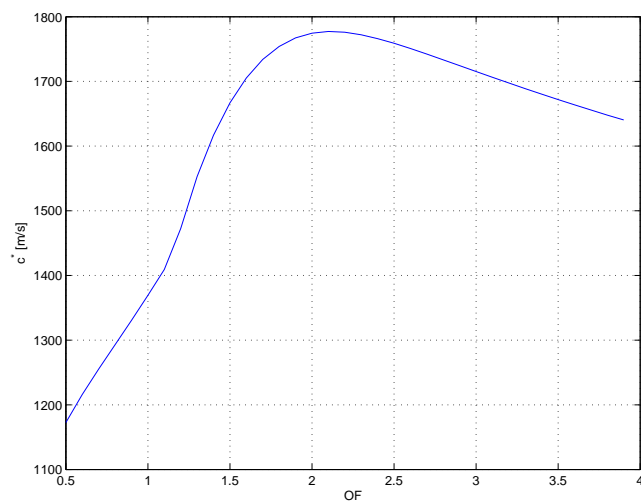


Figura 3.6: Velocità caratteristica in funzione di O/F.

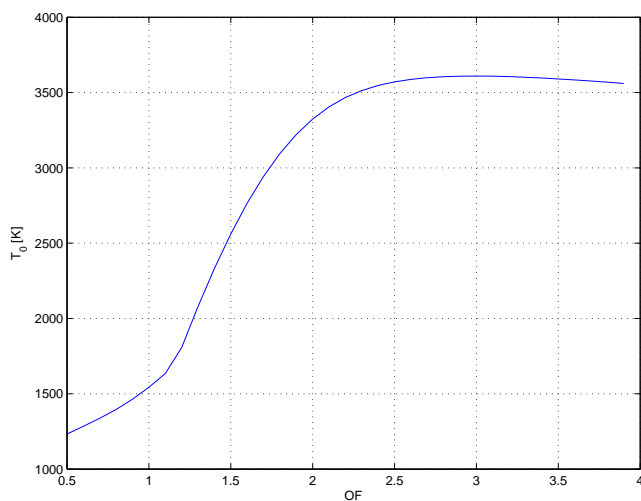


Figura 3.7: Temperatura di fiamma in funzione di O/F.

tabella 3.3, si ricava la portata di fuel necessaria (\dot{m}_F). Considerando un $G_{OX} = 300 \text{ kgs}^{-1} \text{ m}^{-2}$ di primo tentativo, i parametri balistici di tabella 3.3, l'equazione (3.3) si determina un *regression rate* di 1.74mm/s. Invertendo l'equazione (3.4) per l'area di *burning* iniziale A_{b0} e ricavando dalla (3.5) il diametro di porta del grano propellente (D_P), si ottiene la lunghezza del grano (L_G) con l'equazione (3.6). Le formule (3.7) e (3.8) vengono utilizzate per calcolare l'area di gola dell'ugello (con D_G indichiamo il diametro di gola). In tabella sono riassunti i parametri di primo tentativo.

$$\dot{m}_F = \dot{r} \rho_F A_{b0}; \quad (3.4)$$

$$G_{OX} = \frac{\dot{m}_{OX}}{A_P}; \quad (3.5)$$

$$A_{b0} = \pi D_P L_G, \quad (3.6)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{OX} + \dot{m}_F, \quad (3.7)$$

$$A_G = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{k}{RT_{CC}}}} P_{CC} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (3.8)$$

Tabella 3.4: Parametri di primo tentativo.

G_{OX}	Flusso di massa	300	$[\frac{kg}{sm^2}]$
\dot{r}	Regression rate	1.742	[mm/s]
\dot{m}_F	Portata di fuel	0.0461	[kg/s]
D_P	Diametro di porta	20.6	[mm]
L_G	Lunghezza grano	430	[mm]
D_G	Diametro di gola	11.8	[mm]

Successivamente si è creato un programma in ambiente *MATLAB* che simulasse la combustione utilizzando la geometria di primo tentativo e i parametri balistici del propellente. Iterativamente si è proceduto al corretto dimensionamento del grano e del motore, monitorando l'andamento del G_{OX} che, per un buon funzionamento, non deve scendere sotto $50 \text{ kgs}^{-1} \text{ m}^{-2}$. Per il calcolo della spinta generata si utilizza l'equazione (3.9) e la (3.10).

$$F = C_F A_G P_{CC} \quad (3.9)$$

$$C_F = \sqrt{\frac{2k^2}{k-1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_{CC}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} + \frac{P_e - P_a}{P_{CC}} \frac{A_e}{A_G} \quad (3.10)$$

$$\frac{A_e}{A_G} = \frac{1}{M_a} \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_a^2}{\frac{k+1}{2}}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (3.11)$$

La (3.11) calcola l'area di uscita dell'ugello divergente con pressione di adattamento pari a quella ambiente. Per completezza si rimanda al riferimento [4].

Nei grafici seguenti si possono vedere gli andamenti in funzione del tempo di combustione. Nella figura 3.8 il valore del flusso di massa (G_{OX}) si mantiene al di sopra dei $50 \text{ kgs}^{-1}\text{m}^{-2}$. L'andamento visibile nel grafico dipende dalla variazione dell'area di porta che aumenta man mano che il grano brucia (figura 3.9(b)); inoltre anche la velocità di combustione (\dot{r}) varia (figura 3.9(a)), abbassandosi, in virtù della diminuzione del G_{OX} . La portata di massa risultante (figura 3.9(c)) però è crescente, infatti essa dipende, oltre che dal *regression rate*, anche dall'area di combustione complessiva, quest'ultima tende ad aumentare poiché il diametro di porta cresce. Di conseguenza anche la pressione in camera di combustione tenderà leggermente a salire e così la spinta (figure 3.9(e) e 3.9(f)). Iterativamente si sono fatti variare i parametri geometrici in modo tale che la pressione media fosse entro $\pm 1\%$ della pressione di progetto. La spinta, invece, risulta più bassa di quella di requisito, in sezione 2.2, ma questa configurazione è obbligata dalla portata di ossidante principale che per l'ossigeno è fissata a 0.1kg/s .

Una considerazione a parte può essere fatta per l'andamento del O/F in figura 3.9(d); sono indicati i valori di O/F ottimale e O/F al 90% (si veda 3.2.1 e tabella 3.3) oltre al valore istantaneo e a quello medio. Da progetto si è mantenuto l'O/F medio entro $\pm 1\%$ dell' $O/F_{90\%}$ con la coscienza che l'O/F medio varia in funzione del tempo di combustione e quindi, per requisito, si è scelto un $t_b \simeq 5\text{s}$. Se il tempo di combustione diminuisce l'O/F medio cresce, perciò è necessario allungare il grano (per 0.5s in meno è sufficiente un grano 9mm più lungo); vedremo in seguito, in sezione 5, come affrontare una variazione della geometria sul motore definitivo.

Sono state analizzate anche configurazioni geometriche che considerassero l'inserimento di un mixer per migliorare l'efficienza di combustione; per riservatezza non si riportano grafici e dimensioni esplicite. È stato notato però che il grano propellente può essere accorciato del 20-25% a parità di O/F. Inoltre con aggiunta di iniezione *vortex* e propellenti paraffinici è garantito

un tempo di combustione di 10s, requisito per la misura sperimentale del regressione rate e la caratterizzazione del propellente. In appendice B si possono vedere i grafici associati all'utilizzo di N_2O e Paraffina con iniezione *vortex*.

In tabella 3.5 sono riassunte le geometrie definitive del motore e dell'ugello:

Tabella 3.5: Parametri di design.

Parametro	Nome	Dimensione [mm]
D_P	Diametro di porta	20
D	Diametro esterno minimo del grano	35
L_G	Lunghezza grano	430
D_G	Diametro di gola	12
D_E	Diametro di uscita	22.4

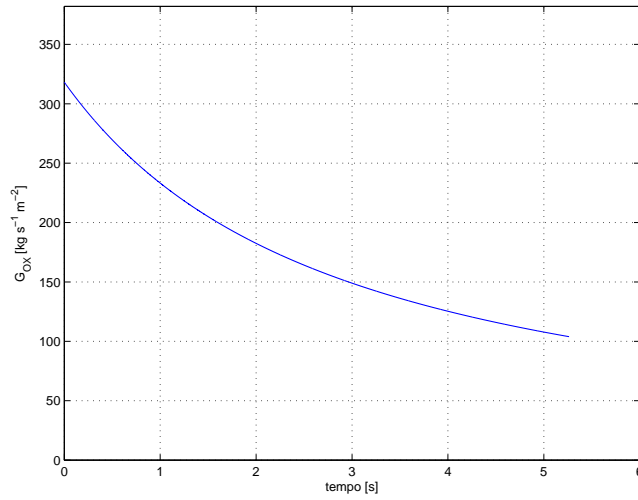
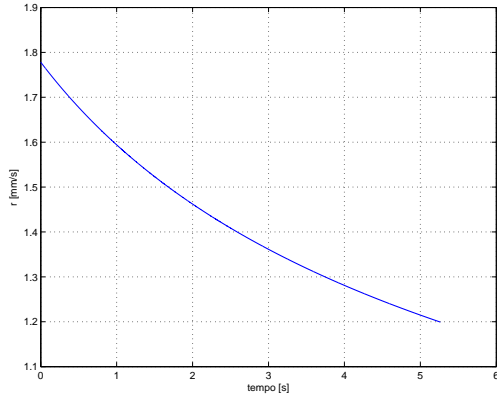
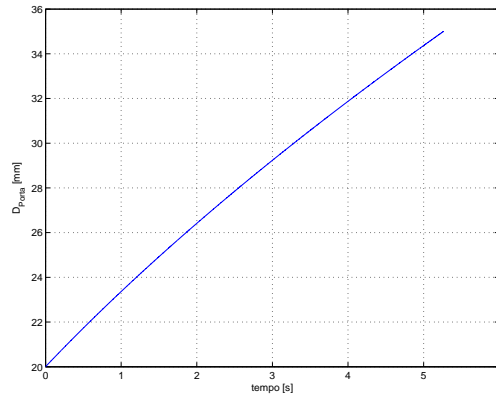


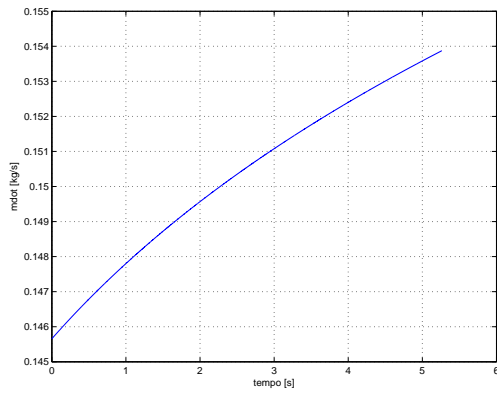
Figura 3.8: Variazione del G_{OX} durante la combustione.



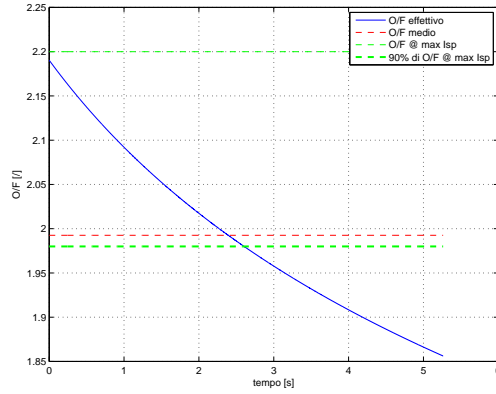
(a) Variazione della *regression rate*.



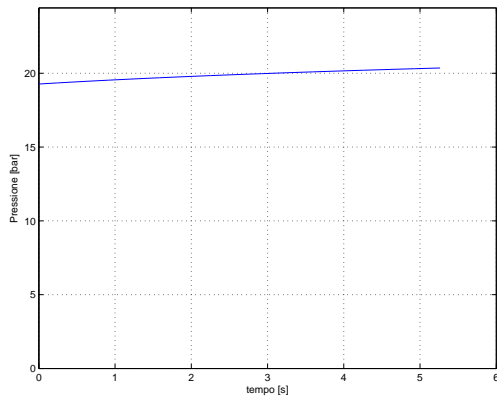
(b) Variazione del diametro di porta.



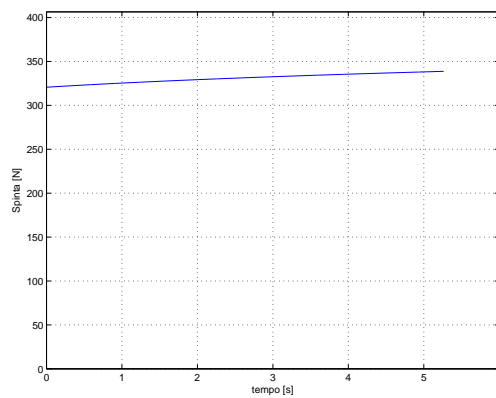
(c) Variazione della portata di massa.



(d) Variazione dell'O/F.



(e) Variazione della pressione (pressione media 19.89bar).



(f) Variazione della spinta (spinta media 314.7N).

Figura 3.9: HDPE - GOX variazione dei parametri durante la combustione.

3.3 Dimensionamento del TVC

È stata brevemente descritta nell'introduzione lo stato dell'arte del *thrust vectoring*, si vede ora nel dettaglio il funzionamento.

L'iniezione laterale di un fluido (gas o liquido), nel tratto divergente dell'ugello, genera una asimmetria nel flusso di uscita principale dei gas; la distribuzione di pressione sull'ugello fa nascere una spinta laterale che viene sfruttata per la variazione dell'assetto di un veicolo. In figura 3.10 si può vedere una rappresentazione schematica del suddetto sistema. L'immissione di fluido dalla parete innesca un'onda d'urto (generalmente un'onda debole di ricomprensione) che complessivamente aumenta la pressione a valle. È un sistema semplice per vettorializzare la spinta, non richiede complicati meccanismi o sistemi sofisticati di tenuta per l'orientamento dell'ugello; non introduce perdite durante il funzionamento a regime del motore. Necessita di una valvola veloce per la chiusura e la modulazione del flusso secondario di iniezione. Nel caso di iniezione calda il problema si complica ma non è il caso analizzato in questo studio.

Sono state condotte delle campagne di simulazione CFD nei lavori [7] e [8], precedute da ricerche bibliografiche, per evidenziare quali potessero essere le variabili di maggior influenza al fine di massimizzare la prestazione e minimizzare le risorse necessarie (si vedano i riferimenti [5], [6]). A parità di gas iniettato (O_2) ciò che entra in gioco può essere espresso nelle seguenti variabili:

1. posizione dell'iniettore, espressa come rapporto tra posizione e lunghezza del tratto divergente dell'ugello (x/L) dalla gola;
2. angolo di iniezione (φ) considerato dalla perpendicolare all'asse dell'ugello;
3. temperatura di iniezione (T_{IN});
4. diametro di iniezione, espresso come percentuale del diametro di gola (d/D_G);
5. portata di massa, espressa in percentuale rispetto alla portata principale (\dot{m}_S/\dot{m}_P);

La posizione dell'iniettore, insieme all'inclinazione, sono chiaramente dei parametri fondamentali, più vicino alla gola è l'iniettore maggiore sarà la sua influenza sull'ugello, se però l'onda di ricomprensione (visibile in figura 3.10 *shock wave*) interferisce con la parete opposta del divergente, si crea una forza contraria a quella laterale voluta; così il sistema cala di efficienza. Si è quindi determinata la posizione dell'iniettore a $x/L = 40\%$ dalla gola e una inclinazione di -6° (il segno negativo indica una inclinazione contraria al flusso principale).

La temperatura di iniezione, come studiato nel riferimento [8], ha una importante influenza sull'efficienza del sistema, maggiore è la temperatura e maggiore sarà la spinta laterale. Si è studiato il caso con temperatura di iniezione a 500K e a 3500K ed è stato notato un netto raddoppio della forza laterale. Questo permette un minor consumo di gas per ottenere una certa autorità di controllo. Essendo, come già detto, l'iniezione "calda" critica a livello tecnologico, si è scelto di iniettare ossigeno a temperatura ambiente (293K).

In virtù di una sperimentazione prossima su banco prova e del minor costo, si sceglie variare, nelle simulazioni, il diametro di iniezione e la portata di massa. Quest'ultima è la più importante tra le variabili di influenza poiché essa ha un grande effetto sull'autorità di controllo ed è il parametro che è effettivamente utilizzato durante il controllo d'assetto di un veicolo a razzo. I diametri scelti per l'iniettore oscillano tra il 16 ed il 33 % rispetto alla gola dell'ugello principale. Si ricorda che, secondo il setup sperimentale considerato, il diametro di iniezione dovrà essere maggiore del diametro del venturi per l'iniezione secondaria (tabella 3.1) altrimenti si può verificare un mancato *choking* del venturi stesso.

In tabella 3.6 vengono riassunti i dati mantenuti costanti e le variabili in oggetto di studio.

Tabella 3.6: Parametri di design dell'iniettore secondario per il TVC e test matrix.

$\frac{x}{L}$	Posizione dalla gola rispetto alla lunghezza del divergente	40	[%]
φ	Inclinazione rispetto alla perpendicolare all'asse dell'ugello	-6	[°]
T_{IN}	Temperatura di iniezione	293	[K]
\dot{m}_S	Portata di massa rispetto alla principale	0 ÷ 19	[%]
D_{IN}	Diametri	2 - 3 - 4	[mm]

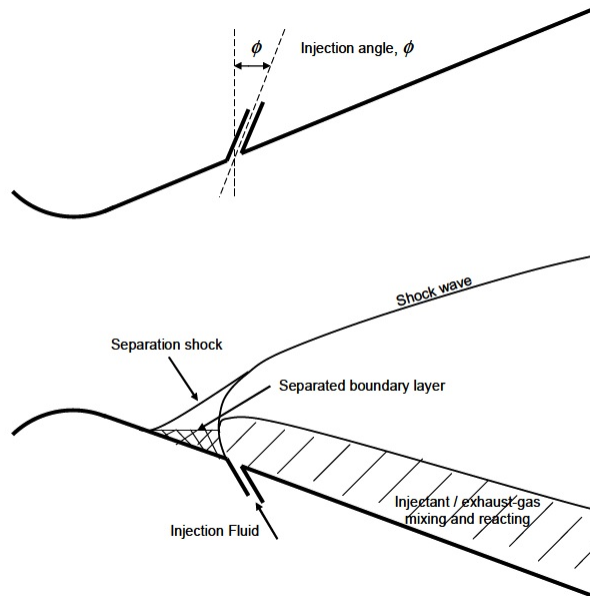


Figura 3.10: *Fluidic Thrust Vector Control.*

Capitolo 4

Progettazione fluidodinamica di dettaglio

In questo capitolo si vedranno le analisi di *Computational Fluid Dynamics* (CFD) che sono state condotte per la progettazione di dettaglio del motore e del sistema TVC. Si è deciso di suddividere l'analisi in due blocchi: analisi CFD del motore (senza condotto di iniezione secondaria); analisi CFD del solo ugello con iniezione secondaria. È possibile procedere in questo modo poiché il sistema TVC non ha influenza sul comportamento della camera di combustione e l'analisi dei due sistemi distinti è più accurata, si veda l'immagine 4.1.

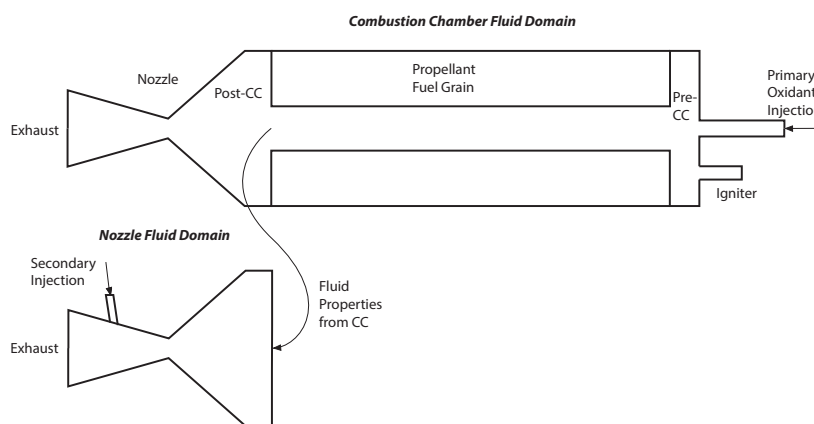


Figura 4.1: Schematizzazione di domini fluidi considerati.

4.1 Motore e camera di combustione

Esistono varie zone in cui è suddiviso il motore: iniettore, ugello e camera di combustione. Quest'ultima, a sua volta, può essere suddivisa in: pre-camera di combustione (pre-CC), grano propellente, post-CC. Il comportamento del motore dipende dal funzionamento di ogni singola parte e l'efficienza si riflette a "cascata" dall'iniettore all'uscita dell'ugello. Come è stato detto nell'introduzione, la fluidodinamica interna gioca un ruolo fondamentale nella progettazione del motore ibrido; il flusso di ossidante che viene iniettato deve mescolarsi omogeneamente con il combustibile, in evaporazione dal grano, perché la reazione chimica avvenga in modo completo: ovverosia che tra i prodotti non vi siano incombusti. Il meccanismo di evaporazione-combustione del combustibile dipende strettamente dalla turbolenza e dallo scambio termico tra fiamma e grano stesso. In figura 4.2 è schematizzato il processo di combustione (per un sistema ad iniezione liquida; per un gas il processo è analogo). Si può vedere, nella zona tratteggiata, che la fiamma ha una certa distanza dal grano, questa dipende dalla portata di massa di combustibile in evaporazione; maggiore è la portata e maggiore sarà la distanza della fiamma ma con essa anche lo scambio termico diminuisce. Il comportamento della fiamma stessa è originato da un delicato equilibrio tra mescolamento dei reagenti chimici e scambio termico. Per un'analisi completa dei meccanismi di combustione del motore ibrido si rimanda al riferimento [4] e [9].

Il mescolamento tra i reagenti chimici è favorito dalla turbolenza; si vorrà quindi, fin dall'iniezione, innescare un moto vorticoso; da qui l'importanza della pre-camera o dell'iniezione vortex, della post-camera e del mixer. In figura 4.1 sono schematizzate le varie zone.

4.1.1 Dominio fluido e mesh

La camera di combustione è un corpo assialsimmetrico e lo si può immaginare come un solido di rotazione generato da una superficie. Attraverso un modellatore solido commerciale (SolidWorks) si è generata la geometria bidimensionale associata al dimensionamento del Capitolo 3 di tabella 3.5. In figura 4.3 è presentata la geometria 2D che viene utilizzata nelle simulazioni fluidodinamiche. Il software che è stato impiegato è ANSYS/CFX: esso non può lavorare con geometrie bidimensionali perciò, all'interno del meshatore (ICEM), è stata effettuata la rivoluzione della superficie stessa. Si è scelto questo software dopo molti tentativi di generare una mesh di qualità soddisfacente con il mesher interno ad ANSYS.

In ICEM si lavora con celle prevalentemente esaedriche e su una mesh strutturata. Il vantaggio principale è che si ha il pieno controllo dei parametri della mesh: si possono definire zone maggiormente infittite con andamenti lineari, esponenziali, parabolici etc. . . , spostare i vertici dei blocchi in modo da poter migliorare la qualità della mesh stessa ed, eventualmente, modificare la geometria da analizzare. Nelle figure 4.4 e 4.5 si possono vedere due delle zone principali del motore:

- la zona di iniezione con la pre-camera ed il tratto iniziale associato al grano propellente (figura 4.4); si può notare come il volume fluido della zona limitrofa al grano abbia un elevato incremento del numero di elementi. La motivazione principale è che esistono forti gradienti termici causati dalla presenza della fiamma e per descrivere adeguatamente il fenomeno è necessario che gli elementi abbiano una dimensione di 0.1mm circa;
- in figura 4.5 è mostrata la zona relativa alla post-camera e all'ugello di scarico. Nella parte destra dell'immagine si nota l'inifittimento degli elementi vicini al grano nella parte terminale di questo. Anche nella gola dell'ugello la dimensione degli elementi diminuisce.

Una volta definita la mesh 2D si è effettuata una rivoluzione di 5° della superficie interponendo un solo elemento nello spessore. Nei problemi assialsimmetrici è possibile ridurre il numero di elementi sfruttando questa metodologia. Il numero di elementi è indicato in tabella 4.1.

Tabella 4.1: Numero di elementi della mesh.

NODES	621225
QUADS	621224
HEXAS	308026

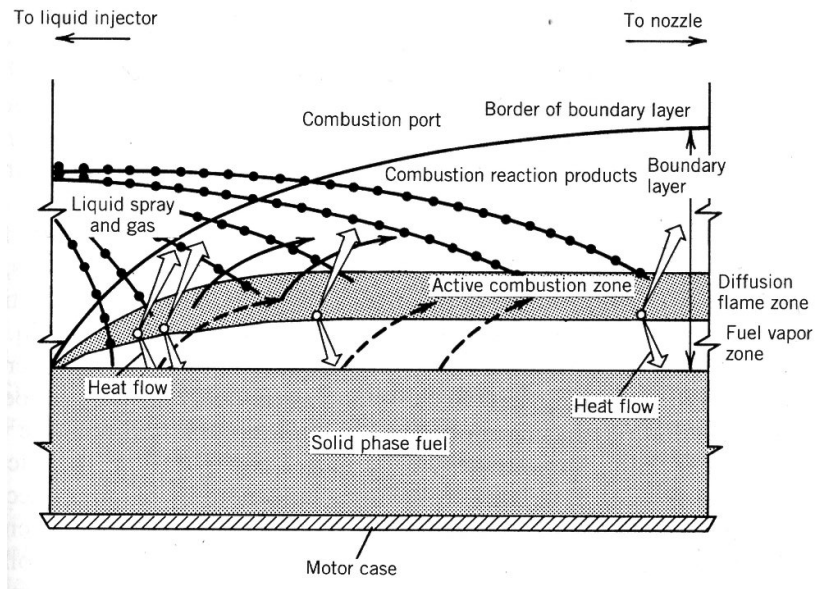


Figura 4.2: Geometria 2D del volume fluido della camera di combustione.

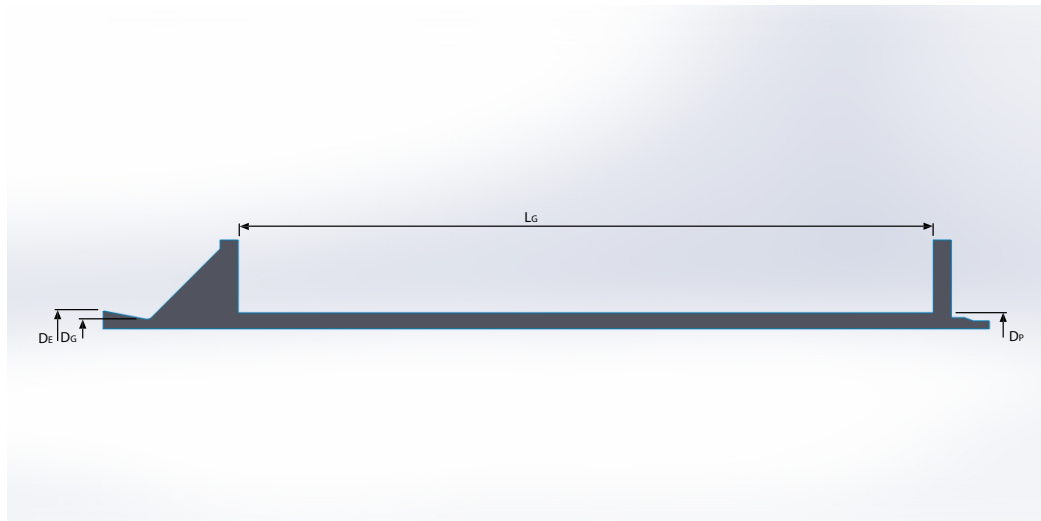


Figura 4.3: Superficie 2D del motore.

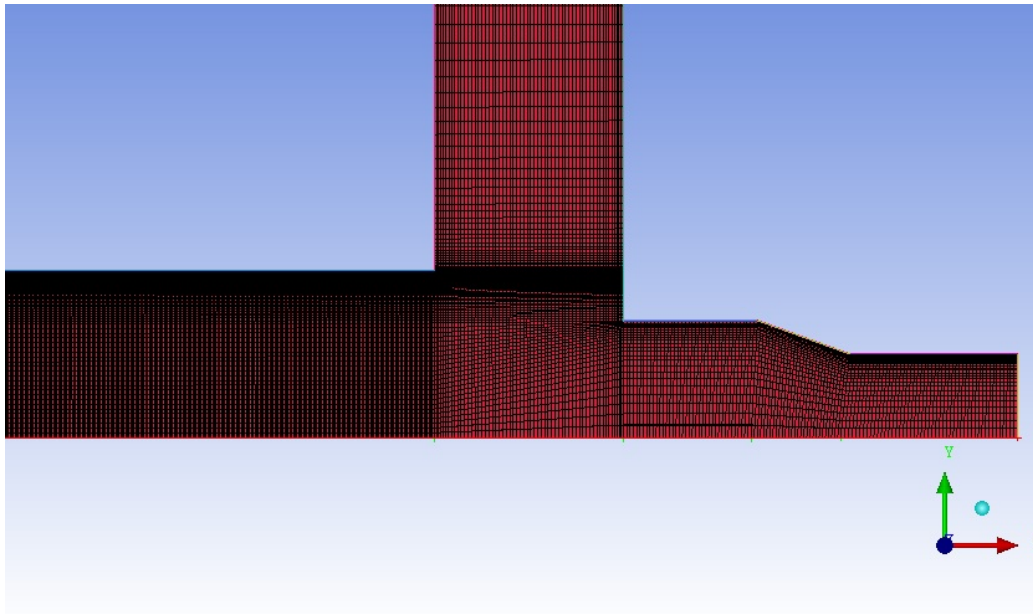


Figura 4.4: Meshing della zona di iniezione e pre-camera.

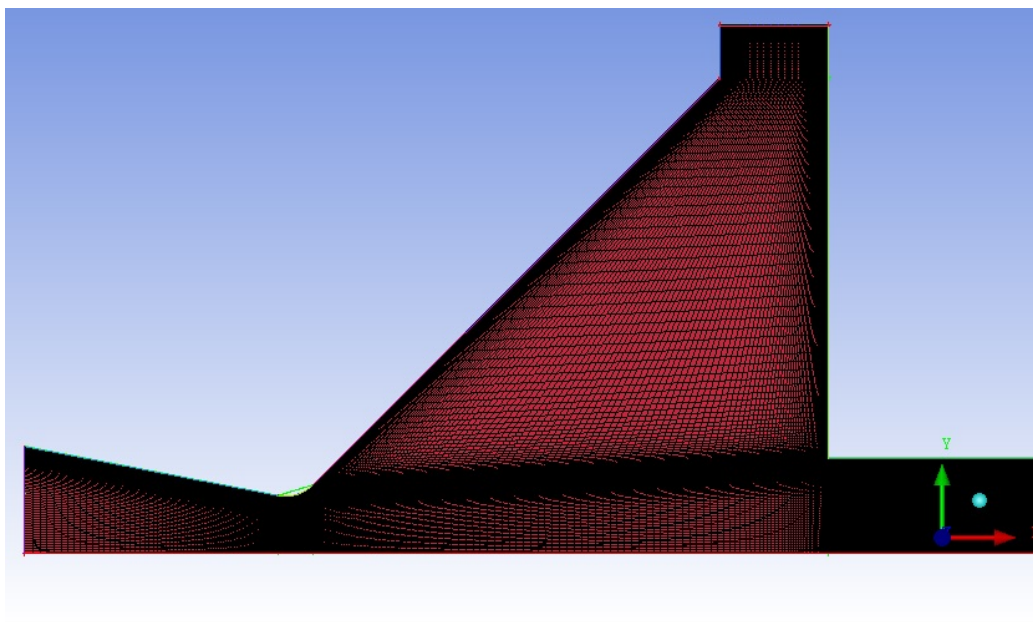
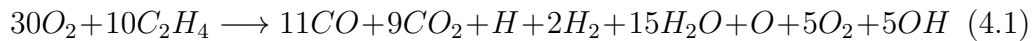


Figura 4.5: Meshing della zona dell'ugello e post-camera.

4.1.2 Preprocessing della camera di combustione

La fase successiva al meshing è l'impostazione della simulazione. Vengono inserite le condizioni al contorno del volume fluido. In tabella 4.2 sono elencate le condizioni al contorno associate alle superfici del volume di controllo, con riferimento alla figura 4.6. Dalla superficie *Inlet* viene iniettata una portata di massa pari ad $1/72$ di quella teorica (0.1kg/s), ciò è dovuto alla geometria assialsimmetrica ridotta a 5° . I due piani SYMMETRY1 e SYMMETRY2 sono considerati perfettamente speculari. Il combustibile si intende iniettato da una superficie tipo *wall* a circa 1000K che è la temperatura della superficie del grano durante la combustione (si veda [9]); la portata di massa di combustibile è calcolata tramite la legge empirica del regression rate (equazione (3.3)).

I gas che vengono iniettati reagiscono chimicamente tra loro secondo l'equazione di bilancio (4.1), essi sono stati considerati come *Gas Phase Combustion*.



Nella fase iniziale della simulazione l'iniezione di massa dalla superficie del grano è stata inibita ovverosia si inietta nella camera di combustione solo ossidante; questo viene fatto perché la fase iniziale di simulazione è instabile e necessita che i valori di velocità (soprattutto nelle zone vorticosi) siano stazionari. Le condizioni iniziali e le impostazioni della simulazione sono definiti in tabella 4.3; si è scelto di utilizzare un modello SST di chiusura della turbolenza poiché vengono utilizzati i modelli $K - \varepsilon$ e $K - \omega$ in funzione del regime di moto presente, inoltre, dalla campagna di simulazione eseguita nel laboratorio di propulsione (riferimenti: [7], [8]), è apparso come modello più stabile per risolvere il problema. I parametri di soluzione sono descritti in tabella 4.4; lo schema di soluzione è *High Resolution* e si sceglie di utilizzare la doppia precisione in virtù della mesh che ha celle di dimensioni ridotte, in particolare, nei pressi dell'asse di simmetria.

4.1.3 Risultati

L'analisi CFD ha raggiunto la convergenza con residui (RMS) dell'ordine di 10^{-5} o inferiori. Si sono calcolate le forze agenti sulla camera di combustione per ricavare la spinta del motore, inoltre si è verificata la pressione massima in camera. La tabella 4.5 riassume i risultati ottenuti; moltiplicando le forze per 72 ($360^\circ/5^\circ$) si ricavano quelle effettive che ci si aspetta sul motore. T_{EG} indica la temperatura statica *End Grain* che verrà utilizzata nelle simulazioni dell'ugello con TVC ed è stata calcolata mediandola sulla portata di massa

Tabella 4.2: Boundary Conditions delle superfici.

Nome	Tipo	Pressione [bar]	Temperatura [K]	Portata [kg/s]
SYMMETRY1	Symmetry	/	/	/
SYMMETRY2	Symmetry	/	/	/
WALL	Wall/No Slip	/	/	/
GRANO	Wall/Source (C_2H_4)	/	Fixed Temp. 1000	$0.6944 \cdot 10^{-3}$
OUTLET	Outlet	1.013	/	/
INLET	Inlet/Subsonic (O_2)	/	293	$13.889 \cdot 10^{-3}$

Tabella 4.3: Caratteristiche e condizioni iniziali.

Gas	Reacting Mixture
Modello di Turbolenza	SST
Heat Transfer	Totale Energy
High Speed (compressible)WHTM	✓
U	-500 [m/s]
V	0 [m/s]
W	0 [m/s]
P	20 [bar]
T	2000 [K]

Tabella 4.4: Solver Control.

Basic Settings	
Advection Scheme	High Resolution
Turbulence Numerics	High Resolution
Advanced Options	
Compressibility Control	High Speed Numerics
Double Precision	

della sezione. Come si può vedere da figura 4.1, è necessario riportare le caratteristiche del gas in uscita dalla sezione di *fine grano* nel dominio fluido dell'ugello con sistema TVC. Oltre alla temperatura vengono estrapolate le frazioni di massa che attraversano quella sezione. Secondo le equazioni seguenti:

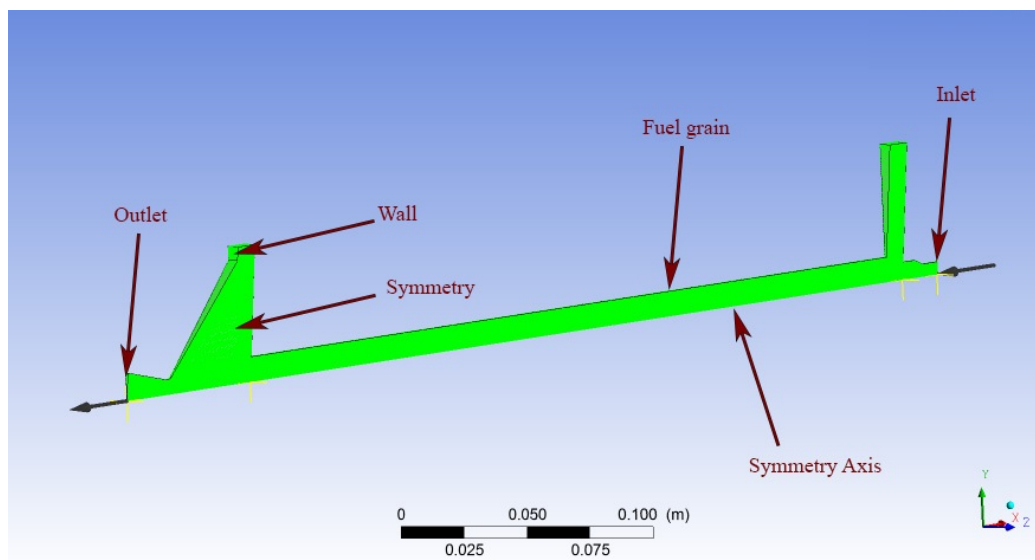
$$x_{R_i} = \frac{N_i M_i}{\sum_{i=1}^k N_i M_i} (1 - \eta_C) \quad (4.2)$$

$$x_{P_i} = \frac{N_i M_i}{\sum_{i=1}^k N_i M_i} \eta_C \quad (4.3)$$

indicate con x_{R_i} e x_{P_i} sono le frazioni di massa dei reagenti e dei prodotti rispettivamente per ogni specie chimica considerata; la $\sum_{i=1}^k N_i M_i$ vale 1240g/mole di gas nel caso studiato. x_{R_i} indica qual è la massa molecolare del reagente che non partecipa alla reazione chimica. Come si può vedere dalle figure 4.7, 4.8 e 4.9, la zona limitrofa all'asse di simmetria della camera di combustione, resta ricca di ossidante e a relativamente bassa temperatura. Questo comportamento dipende dall'assenza di un mixer o di una iniezione vortex che ne aumenterebbero la turbolenza ed il rimescolamento; ciò si traduce in un calo dell'efficienza η_C stimato intorno al 15% (l'efficienza del motore sarà quindi dell'85% si veda tabella 3.3). Si ricorda però che questa configurazione del motore è semplificata in funzione delle prove sperimentali da effettuare sull'iniezione secondaria per il controllo vettoriale della spinta.

Tabella 4.5: Risultati delle simulazioni.

$F_{X_{5^\circ}}$	4,73238 [N]
$F_{X_{tot}}$	340,73 [N]
\dot{m}_{5°	0.00208328 [kg/s]
\dot{m}_{tot}	0.15 [kg/s]
P_{max}	19.86 [bar]
T_{EG}	2118 [K]
k	1.2571 [/]
M	26.02 [kg/kmol]
Frazioni di massa	
C_2H_4	0.033870968
CO	0.211129032
CO_2	0.271451613
H	0.000685484
H_2	0.002741935
H_2O	0.185080645
O	0.010967742
O_2	0.225806452
OH	0.058266129

Figura 4.6: Condizioni al contorno e *Monitor points*.

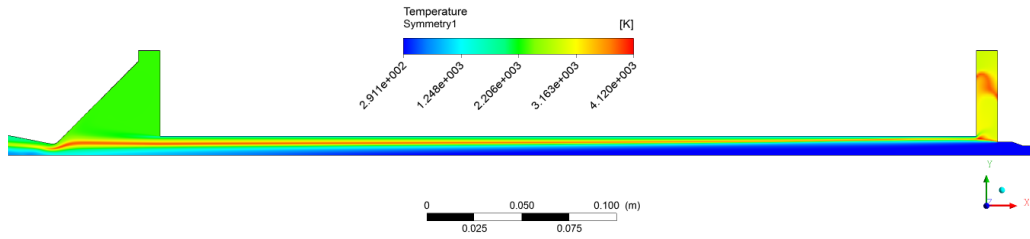


Figura 4.7: Mappatura della temperatura in camera di combustione..

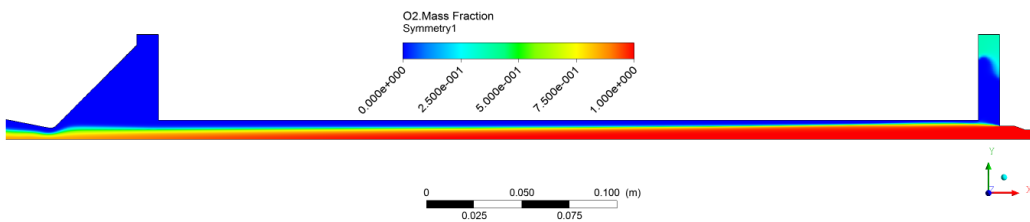


Figura 4.8: Mappatura della frazione di massa di O_2 in camera di combustione.

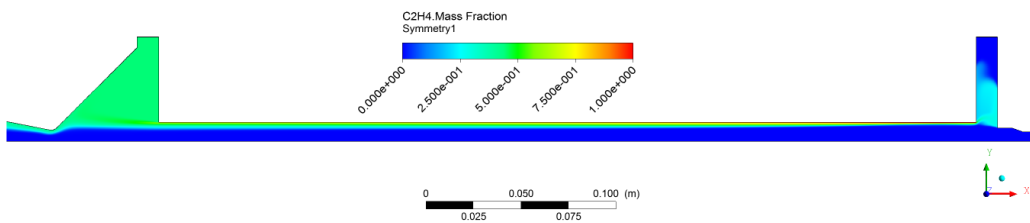


Figura 4.9: Mappatura della frazione di massa di C_2H_4 in camera di combustione.

4.2 Ugello con sistema di *Thrust Vectoring*

In questa sezione verrà analizzato il problema dell'iniezione secondaria nel condotto divergente dell'ugello principale iniettando ossigeno gassoso (O_2) utilizzando la CFD. L'obiettivo è di estrapolare delle relazioni per legare le variabili misurabili (quali portata massica, pressione di iniezione, etc ...) alla forza laterale generata. Si intenderà F_X la forza assiale del motore mentre F_Y quella non-assiale prodotta dal sistema di *Thrust Vectoring*.

4.2.1 Relazioni utili per l'analisi dati

Prima di entrare nel campo della CFD è utile considerare le relazioni per il calcolo della spinta, dell'impulso specifico e di altri parametri che verranno utilizzati per il confronto dei diversi risultati o insiemi di risultati.

Considerazioni sulla spinta. Per calcolare la spinta assiale generata dal motore si sono sommate le componenti assiali (X) calcolate sulle superfici del contorno solido. Allo stesso modo si calcola la spinta lungo l'asse Y generata dall'iniezione secondaria. Inoltre si definisce come *Thrust Ratio* (TR) il rapporto tra F_Y e F_X in equazione:

$$TR = \frac{F_Y}{F_X}; \quad (4.4)$$

per piccoli valori di TR vale la relazione $\alpha = TR \text{rad}$, dove α è l'angolo di deviazione della forza. In generale però calcoleremo α in gradi come:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{F_Y}{F_X}\right) \cdot \frac{180}{\pi}. \quad (4.5)$$

Impulso specifico in X, Y di sistema ed efficienza. La formula per calcolare l'impulso specifico generato da una certa portata di massa uscente da un ugello è la seguente:

$$I_{sp} = \frac{F}{\dot{m} \cdot g_0}. \quad (4.6)$$

Applicando la (4.6) sia in X che in Y si ottengono rispettivamente gli impulsi specifici della spinta assiale e quella fuori asse. L'impulso specifico di sistema viene determinato in modo simile valutando, mediante l'equazione 4.7, il modulo del vettore spinta (in X e Y) e la portata di massa complessiva.

$$I_{sis} = \frac{\sqrt{F_X^2 + F_Y^2}}{(\dot{m}_P + \dot{m}_S) \cdot g_0}, \quad (4.7)$$

dove \dot{m}_P è la portata primaria e \dot{m}_S è quella secondaria.
Il rapporto di equazione (4.8)

$$K = \frac{I_{spY}}{I_{spX}}, \quad (4.8)$$

mette in relazione l'impulso specifico assiale e non-assiale.

Sono stati definiti due parametri di efficienza che mettono a confronto gli impulsi specifici calcolati con l'impulso specifico (assiale), risultante da simulazioni ad iniezione secondaria inibita, chiamato I_{sp0} . Le espressioni delle efficienze η sono visibili nelle equazioni: (4.9) e (4.10).

$$\eta_{I_{spX}} = \frac{I_{spX}}{I_{sp0}}, \quad (4.9)$$

$$\eta_{I_{spY}} = \frac{I_{spY}}{I_{sp0}}. \quad (4.10)$$

Axial Thrust Augmentation (ATA) Questo parametro indica quanto della portata iniettata lateralmente viene "perso" nella variazione della spinta assiale. Se l'ATA è elevato significa che una gran quantità della spinta laterale possibile viene trasferita al moto assiale.

$$ATA = \frac{\frac{F_X - F_{X0}}{F_{X0}}}{\frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P}}, \quad (4.11)$$

4.2.2 Test matrix della campagna di simulazione

A causa del gran numero di variabili indipendenti che possono giocare un ruolo importante è opportuno pianificare attentamente le simulazioni in modo tale da poter valutare quali siano le condizioni per impiegare risorse di calcolo inferiori mantenendo una qualità elevata dei risultati. A tal fine è necessario stilare una *test matrix* che indirizzi le simulazioni. È fondamentale tenere sempre in considerazione che le simulazioni andranno validate tramite test sperimentali per cui si faranno variare inizialmente quei parametri che col costo minore per l'esperimento avranno i maggiori vantaggi. Questo studio pone l'attenzione sui parametri di simulazione, come ad esempio una mesh

più o meno fitta, considerare un gas chimicamente reattivo oppure etc. . . e su parametri fisici, necessari per raffrontare le simulazioni al test sperimentale ad esempio: la variazione della portata di gas iniettato oppure della temperatura di iniezione, che generano una forza laterale diversa. La test matrix di tabella 4.6 riassume schematicamente le simulazioni che sono state eseguite e che si vedranno nel dettaglio nelle prossime sezioni. Si veda anche la tabella 3.6.

Tabella 4.6: Test Matrix.

Parametri di simulazione	Reazioni chimiche complete - Gas O_2 Ugello semplice - Ugello con volume di controllo esterno
Parametri fisici	Convergenza Mesh Variazione di \dot{m}_S (0 ÷ 19%) Variazione del diametro di iniezione D (2 - 3 - 4mm) Variazione della temperatura totale di iniezione secondaria T_{IN} (293-2118K) Variazione della temperatura statica di iniezione primaria T_{CC} (2118-2400K)

4.2.3 Dominio fluido e impostazione delle simulazioni

Il volume di controllo utile all'analisi è schematizzato in figura 4.1. Esso deriva da esigenze costruttive che saranno chiarite nel capitolo 5. A differenza della camera di combustione, il problema non ha un asse di simmetria ma un piano. Quindi il volume della zona dell'ugello sarà uno spicchio di 180° di apertura. In figura 4.10 è visibile il volume di controllo ed i nomi delle superfici considerate. In corrispondenza dell'*Inlet2* si può notare l'iniettore secondario. La geometria di quest'ultimo è definita in tabella 3.6 di sezione 3.3.

È stata definita una *reacting mixture*, secondo l'equazione (4.1), di un gas composto dalla specie chimiche della suddetta reazione alla temperatura media T_{EG} ; i dati sono disponibili in tabella 4.5. Questo gas viene quindi iniettato dalla superficie *Inlet* principale. La differenza sostanziale che esiste facendo questa assunzione è che non si considerano gradienti di temperatura e concentrazione delle specie chimiche nella sezione di ingresso. Eliminare questi gradienti, considerando le proprietà medie, generalizza il problema all'analisi anche con mixer o iniezione *Vortex*.

42CAPITOLO 4. PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI DETTAGLIO

In tabella 4.7 sono sintetizzate le proprietà associate alle superfici del dominio fluido (si ricorda che il dominio è una rivoluzione di 180° perciò le superfici sono la metà di quelle effettive; anche la portata di massa entrante e le forze saranno dimezzate). Il modello di turbolenza scelto ed i settings sono i medesimi delle simulazioni effettuate sulla camera di combustione di sezione 4.1.2; si rimanda quindi alle tabelle 4.3 e 4.4.

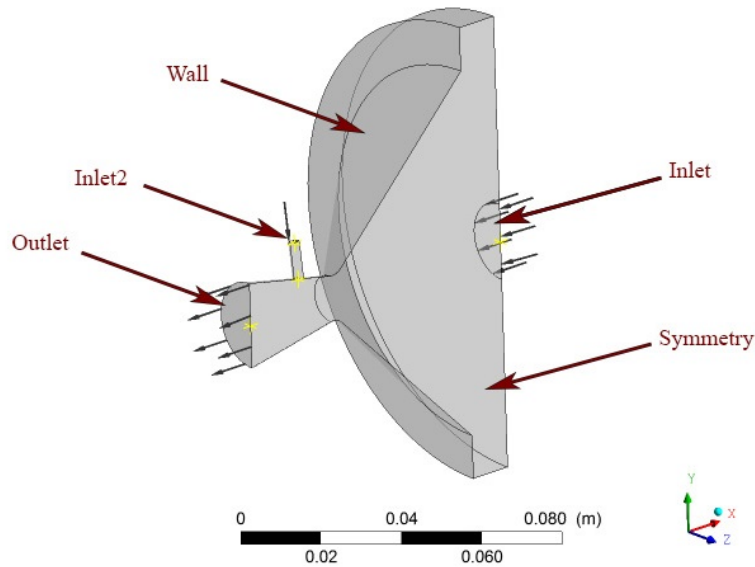


Figura 4.10: Volume di controllo.

Tabella 4.7: Boundary Conditions delle superfici per l'ugello.

Nome	Tipo	Pressione [bar]	Temperatura [K]	Portata [kg/s]
SYMMETRY	Symmetry	/	/	/
WALL	Wall/No Slip	/	/	/
OUTLET	Outlet	1.013	/	/
INLET	Inlet/Subsonic	/	2118 statica	0.075
INLET2	Inlet/Subsonic	/	293 totale	variabile

4.2.4 Mesh e analisi di convergenza

Prima di iniziare la campagna di simulazione è necessario determinare quale sia il numero di elementi e la distribuzione in modo tale da minimizzare il tempo di calcolo a parità di risultati; a tal fine si sono realizzate cinque mesh differenti. Nel caso studiato si inietta ossigeno gassoso (*Gas Phase Combustion*) sia dall'iniezione principale che dalla secondaria, la temperatura è di 2309K e 293K rispettivamente. La portata di massa dell'iniezione secondaria è fissata al 5% della primaria.

Si è generata, in primis, una mesh di 1.6 milioni di elementi, tenendo presente l'esperienza di laboratorio (riferimenti: [7] e [8]), e la si è considerata come riferimento per le mesh con un numero inferiore di elementi. Si sono monitorate le forze F_X e F_Y e si è valutata la differenza percentuale rispetto al suddetto caso preso a riferimento ($\%_{F_i} = F_{i_N}/F_{i_1} - 1$; $i = X, Y$; $N = 2 \rightarrow 5$ ove N è il numero identificativo della mesh). In tabella 4.8 è riportato il numero identificativo della mesh, l'immagine associata ed il numero di elementi. Nelle figure 4.11 e 4.12 si possono notare i diversi gradi di densità della mesh nella zona dell'ugello. In particolare si nota nelle immagini 4.11(c) e 4.11(d) come la zona della post camera sia meno infittita rispetto alle 4.11(b), 4.11(a). Confrontando gli output nei grafici 4.13 e 4.14 si nota come la mesh con $0.38 \cdot 10^6$ elementi non sia accettabile. Si vede che tra la mesh 2 e la 3 ci sono piccole differenze mentre confrontandole con la 1 vi è quasi il 2% di scostamento sulla forza in Y. Si è costruita quindi una nuova mesh, la numero 5, affinché avesse lo stesso grado di densità di elementi nel tratto divergente dell'ugello rispetto alla mesh 1 ma con meno elementi nella post-camera di combustione in modo da averne lo stesso numero della mesh 2. Il risultato è quello di figura 4.12. Dai grafici si nota che la differenza percentuale rispetto alla mesh 1 sulla F_X è salito leggermente a 0.15% mentre su F_Y si è abbassato a 0.6%; per tale ragione si è scelta questa mesh come base per le simulazioni del sistema di vettorializzazione della spinta.

Tabella 4.8: Caratteristiche delle mesh analizzate.

Numero	Figura	Elementi
1	4.11(a)	$1.6 \cdot 10^5$
2	4.11(b)	$0.8 \cdot 10^5$
3	4.11(c)	$0.6 \cdot 10^5$
4	4.11(d)	$0.38 \cdot 10^5$
5	4.12	$0.8 \cdot 10^5$

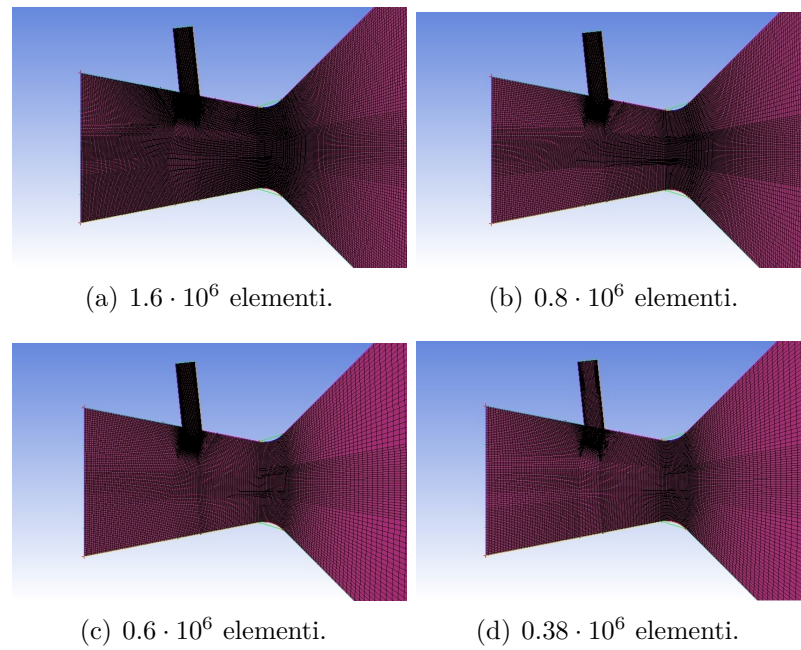


Figura 4.11: Dettaglio della mesh dell'ugello e dell'iniettore secondario.

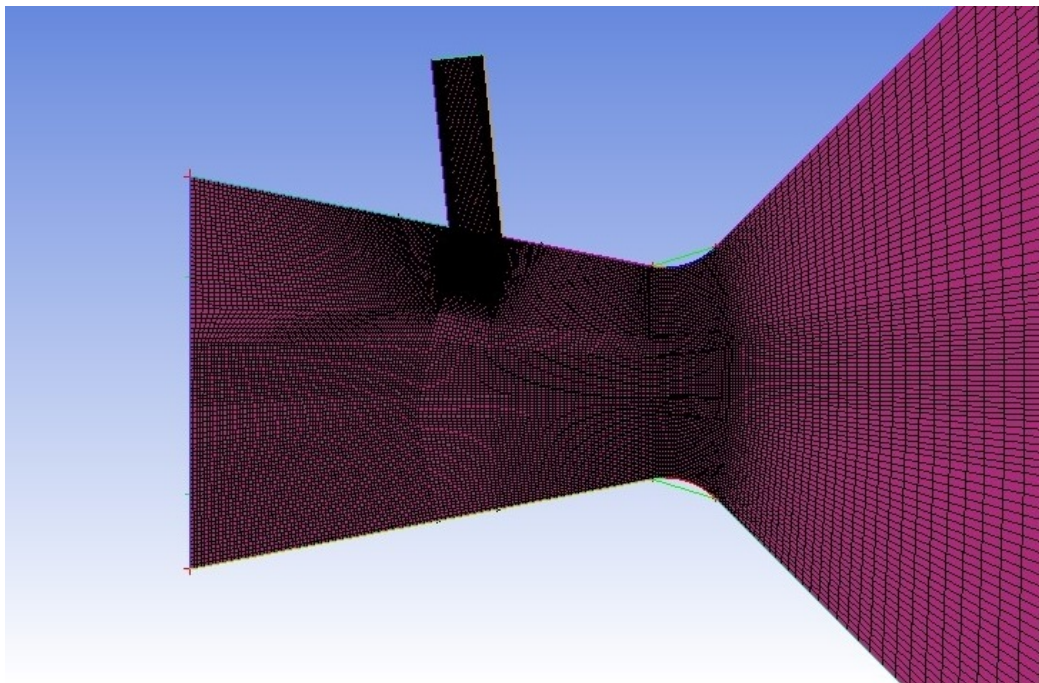


Figura 4.12: Mesh scelta numero 5; con $8 \cdot 10^5$ elementi.

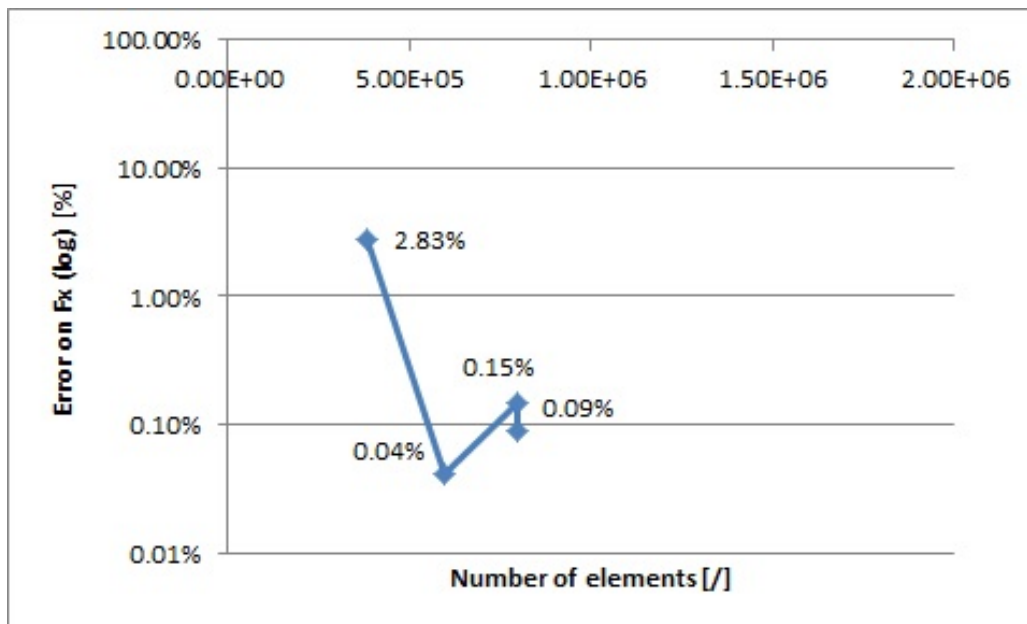


Figura 4.13: Variazione % della forza in X (assiale) in funzione del numero di elementi.

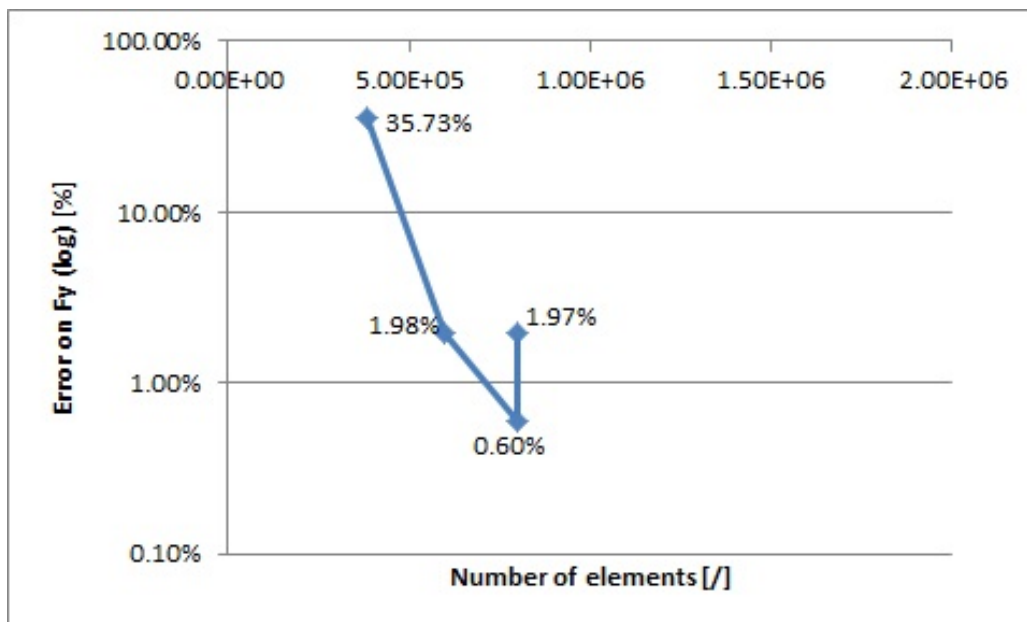


Figura 4.14: Variazione % della forza in Y (non-assiale) in funzione del numero di elementi.

4.2.5 Validazione e confronto con analisi 1D e 2D

Per verificare i risultati delle simulazioni effettuate sono stati confrontati gli output ottenuti dalle simulazioni con iniettore "spento" (ovverosia con portata secondaria nulla $\dot{m}_s = 0$) con, prima, un modello monodimensionale e in secondo luogo con uno bidimensionale avente la stessa geometria dell'ugello, senza però l'iniettore.

Analisi monodimensionale Avendo la geometria dell'ugello (tabella 3.5 e figura 5.16) e il gas definiti (tabella 3.3), attraverso l'equazione (3.11), si determina il numero di Mach al variare dell'area della sezione del condotto, si veda figura 4.15. Il gas è considerato perfetto e a C_P costante.

Supponendo di avere un flusso totalmente supersonico a valle della gola, si determina la pressione di ristagno imponendo la portata di massa, la temperatura di ristagno, il tipo di gas e l'area di gola. Si vuole calcolare la forza generata dall'ugello stesso secondo la formula (4.12):

$$F = \dot{m} \cdot u_e + (P_e - P_a)A_e. \quad (4.12)$$

Il pedice "e" si riferisce alle condizioni di uscita mentre la p_a è la pressione ambiente. Avendo il numero di Mach, si determinano tutte le grandezze necessarie.

Analisi bidimensionale (Method Of Characteristics MOC) Per quanto riguarda la teoria bidimensionale e delle caratteristiche si rimanda ai riferimenti: [10] e [11] in quanto non è scopo di questo lavoro trattarne la teoria. Diremo che le ipotesi utilizzate sono di moto supersonico, isoentropico, assialsimmetrico e di gas ideale a C_P costante e ce si è sfruttato un programma MATLAB, precedentemente validato, per il calcolo del campo di moto.

In figura 4.16(c) si può vedere il grafico del numero di Mach calcolato sull'asse di simmetria dell'ugello; si nota uno "scalino" in corrispondenza di circa $X = 0.013$ e ciò è dovuto ad una ricompressione del fluido. Nel paragrafo 4.2.5 se ne capirà meglio la ragione. In figura 4.16(b) è visibile la rete di caratteristiche che descrive il campo di moto. Per ogni punto sono definite le due componenti della velocità del gas. L'area di uscita "reale" dell'ugello è quella raffigurata con una linea grigia tratteggiata. Essa segue l'ultima caratteristica che lambisce il divergente dell'ugello. Infatti le perturbazioni, in un fluido supersonico, si trasmettono lungo le caratteristiche quindi, quelle che non toccano il divergente non interagiscono con la parete solida. Tutto ciò che accade a valle di quella linea non interferisce con la spinta sviluppata dall'ugello. Tutte le proprietà si intendono calcolate su questa

definizione di sezione di uscita. Esse poi vengono mediate ponderalmente su tal superficie ottenendo un singolo valore di u_e , A_e , P_e che poi viene utilizzato nella formula (4.12).

Confronto tra le analisi In tabella 4.9 sono riportate le grandezze di interesse per il confronto; è stata considerata anche la simulazione con volume di controllo esterno (si veda sezione 4.2.7).

Confrontando il coefficiente di spinta ricavato dall'ugello monodimensionale e quello ricavato dalle simulazioni ad iniezione "spenta" si nota una differenza del 2-5% circa in più. Ciò è causato dal gas che, nelle simulazioni, è a C_P variabile mentre, nel modello monodimensionale è a C_P fisso, inoltre nelle simulazioni sono attivati anche i processi chimici per cui questo aumento è ulteriormente incentivato. Nel caso monodimensionale il C_F è sovrastimato poiché si pensa che tutta l'energia cinetica venga trasferita al moto assiale mentre, già nel caso bidimensionale si nota che non è così. Infatti, sfruttando la teoria 2D si nota un leggero abbassamento del coefficiente di spinta. Tra le simulazioni con e senza volume di controllo c'è una differenza sul C_F di circa il 2.6% in cui quella con il volume ambientale è inferiore. Ciò è causato dalla imposizione della condizione di pressione all'OUTLET nel caso senza volume esterno.

Quindi confrontando l'analisi del MOC (2D) con la CFD, con volume ambientale, la differenza è del 2.9% circa; si sottolinea che il MOC considera l'effetto della pressione ambiente e l'adattamento della pressione del flusso supersonico con essa. In figura 4.16(b), in verde, è evidenziato il *Boundary Layer* originato dall'adattamento.

È interessante osservare, in figura 4.18, i grafici del numero di Mach calcolato sull'asse dell'ugello, tramite analisi 3D e 2D, sovrapposti. Si può notare la netta somiglianza degli andamenti. Lo "scalino", al quale si accennava nel paragrafo precedente, è appunto originato dalla variazione di curvatura della gola che induce una successiva ricompressione del gas all'interno dell'ugello; il numero di Mach infatti cala bruscamente per poi aumentare nuovamente. In entrambe le analisi viene colto bene questo fenomeno che comunque non comporta perdite di spinta poiché l'onda di ricompressione non interagisce con la parete dell'ugello e non ne cambia la distribuzione delle pressioni. Ne traiamo che l'analisi 3D si avvicina molto a quella bidimensionale e che le differenze principali risiedono nella diversa fisica di comportamento del gas utilizzato essendo: gas perfetto a C_P costante e senza reazioni chimiche per il MOC mentre gas chimicamente reattivo e a C_P variabile per le simulazioni 3D.

Tabella 4.9: Confronto dei coefficienti di spinta delle diverse analisi.

Tipo di analisi	F [N]	C_F [/]	I_{sp} [s]
1D	317.54	1.4039	211.4
2D (MOC)	316.89	1.4010	210
3D senza volume	335.52	1.4833	228
3D con volume esterno	326.6	1.4439	222

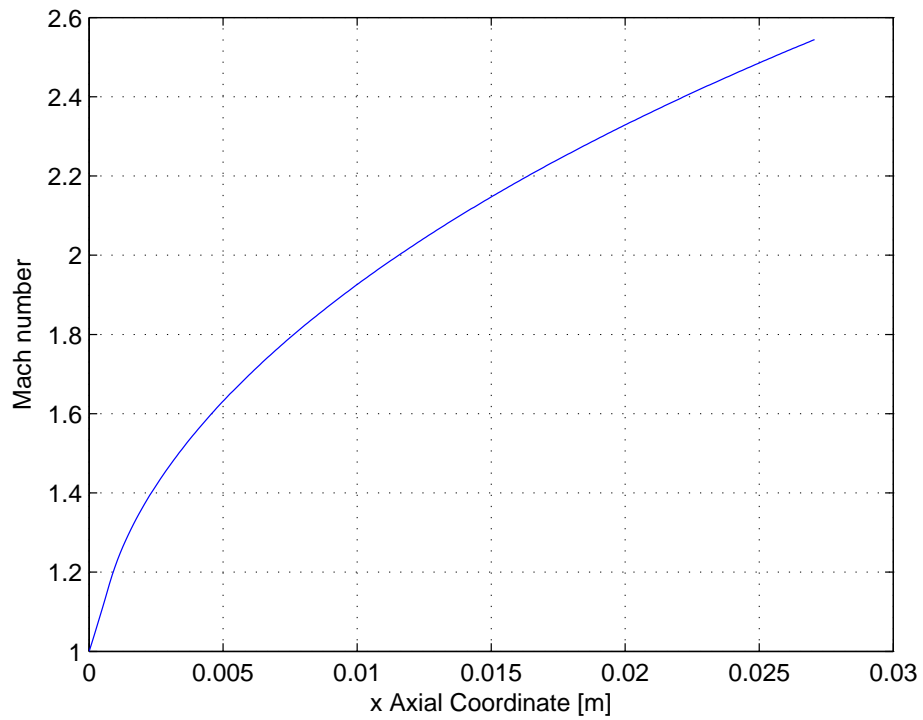
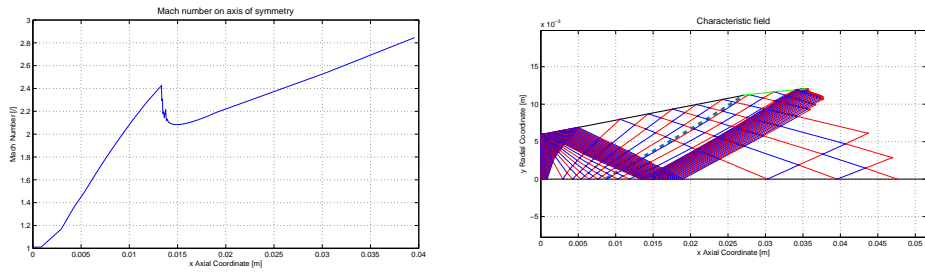
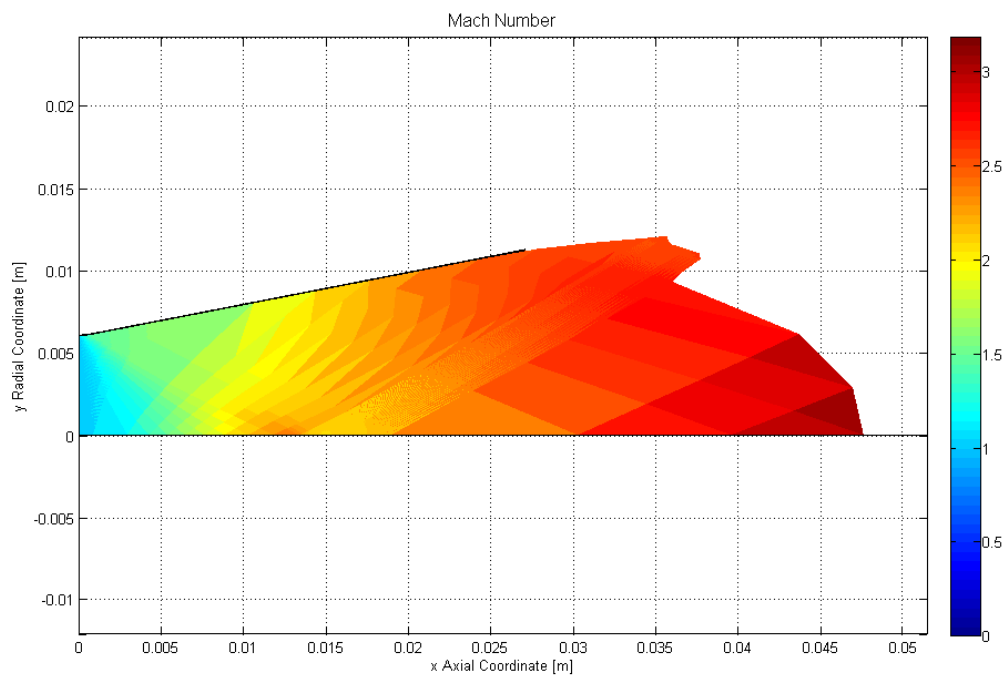


Figura 4.15: Mach assiale calcolato con analisi monodimensionale.

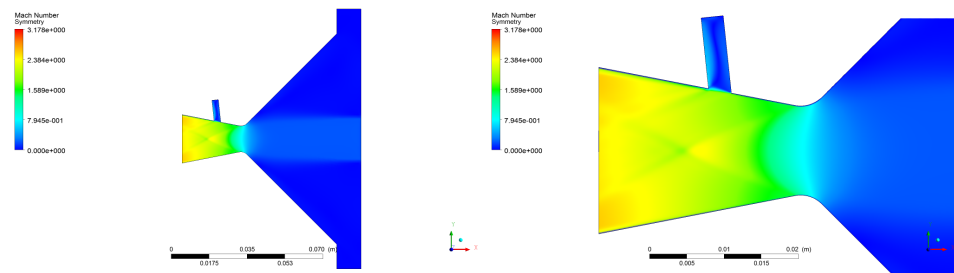


(a) Numero di Mach sull'asse di simmetria. (b) Campo delle caratteristiche.

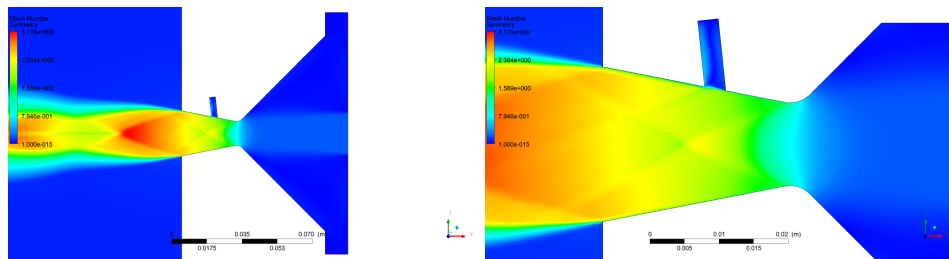


(c) Mappatura del numero di Mach (scala uguale a figura 4.17).

Figura 4.16: Risultati ottenuti tramite il Metodo delle Caratteristiche (MOC).



(a) Senza volume di controllo.



(b) Con volume di controllo esterno.

Figura 4.17: Confronto delle distribuzioni del numero di Mach nel caso senza e con il volume di controllo esterno.

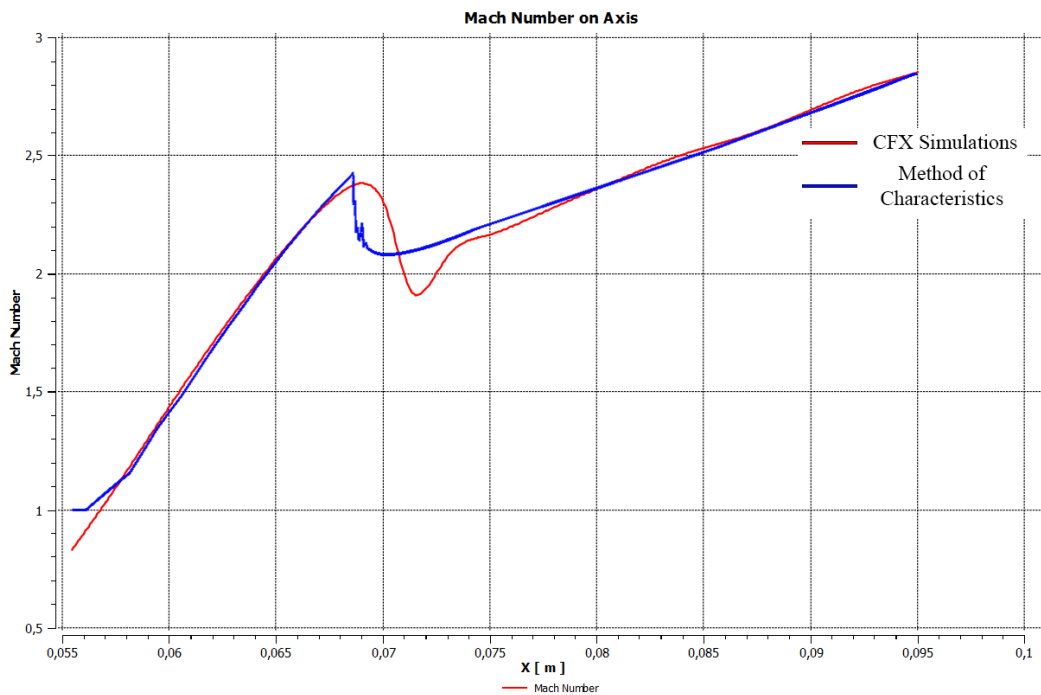


Figura 4.18: Mach assiale a confronto tra analisi con MOC e CFD.

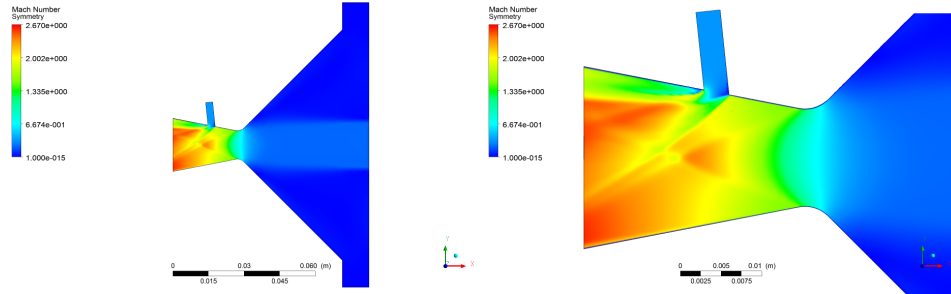
4.2.6 Sensibilità alla chimica

Analizzeremo, in questa sezione, le difformità delle forze F_X e F_Y generate dal campo di moto con iniezione principale del gas composto dalle specie chimiche già descritte, confrontandolo ad un gas caldo in cui però non avvengono reazioni. Si effettua questo studio di sensibilità per verificare la possibilità di utilizzare un gas semplice al posto di una miscela reattiva; questo diminuisce l'onere computazionale della simulazione a parità delle altre condizioni. Il gas scelto per il raffronto è ossigeno (O_2) iniettato a 3500K (si vedano i riferimenti [7],[8]). La temperatura è ricavata eguagliando la velocità caratteristica di scarico, c^* , tra i due gas conoscendo il rapporto dei calori specifici e la massa molecolare media del gas (si veda tabella 4.5). L'analisi è stata effettuata a diametro di iniezione costante (pari a 3 mm) e portata di massa di iniezione secondaria variabile tra 0 ed il 17%.

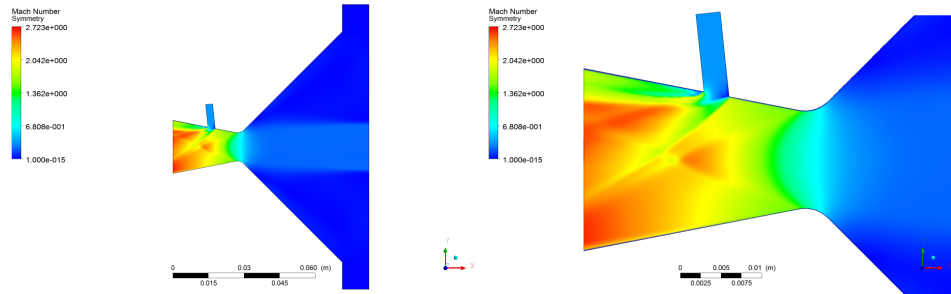
Risultati Nelle figura 4.19 si possono vedere due risultati di simulazione con iniezione secondaria al 5% di quella primaria. La figura 4.19(a) mappa il numero di Mach nel caso di iniezione con gas chimicamente reattivo mentre nella 4.19(b) l'iniezione primaria è di solo ossigeno a 3500K. Le differenze del campo di moto sono poco distinguibili, si vede che il numero di Mach è omogeneamente più elevato nel caso di iniezione di solo O_2 . È chiaro come il gas caldo, proveniente dal grano, senza forti rimescolamenti, si diriga verso l'uscita dell'ugello. Inoltre sono visibili le onde di ricompressione ed espansione associate sia alla geometria dell'ugello che al disturbo indotto dall'iniezione laterale.

Dai grafici di figura 4.21 si possono osservare gli andamenti di alcune delle relazioni di sezione 4.2.1. La spinta assiale cresce linearmente con l'aumento della portata di iniezione secondaria. Le spinte, calcolate nel caso di iniezione primaria con gas reale od ossigeno, sono qualitativamente parallele e distanziate di circa 1-2%. Il grafico 4.23 mostra la differenza percentuale in scala logaritmica della forza in X e Y. La spinta in Y mantiene un andamento lineare fino a circa il 9% di portata secondaria ma in corrispondenza a circa il 15% ha una brusca variazione e, con essa, anche l'errore tra le spinte F_Y subisce un aumento, fino al 10% circa. Si può quindi affermare che, per range operativi entro la linearità della forza fuori asse, si potrebbe sostituire l'iniezione principale con O_2 a 3500K, e quindi diminuire l'onere computazionale delle simulazioni.

52CAPITOLO 4. PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI DETTAGLIO



(a) Numero di Mach con iniezione principale di gas chimicamente reattivo a 2118K.



(b) Numero di Mach con iniezione principale di O_2 a 3500K.

Figura 4.19: Confronto tra iniezioni principali di gas chimicamente reattivo (secondo la reazione (4.1)) e ossigeno con portata secondaria al 5% di quella primaria.

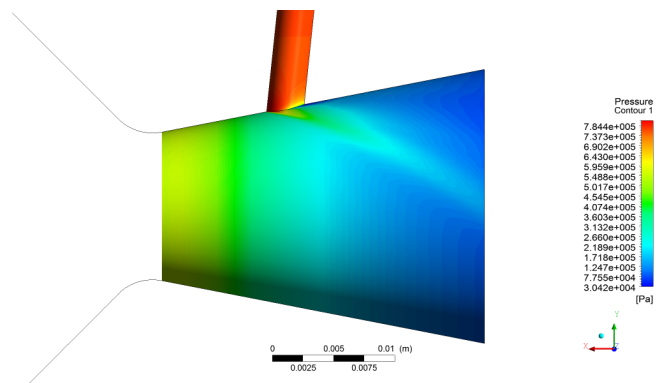
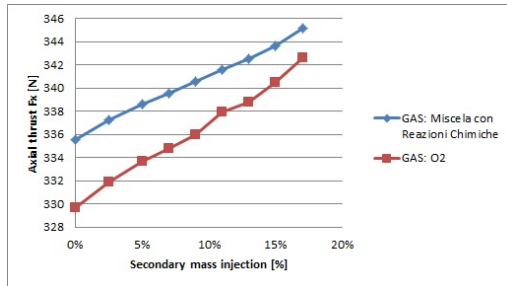
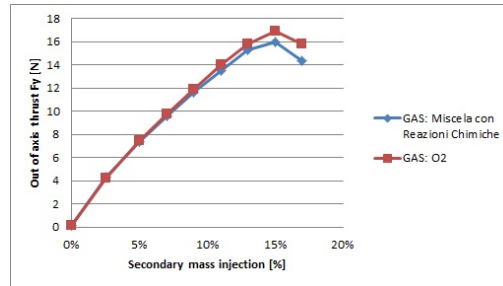


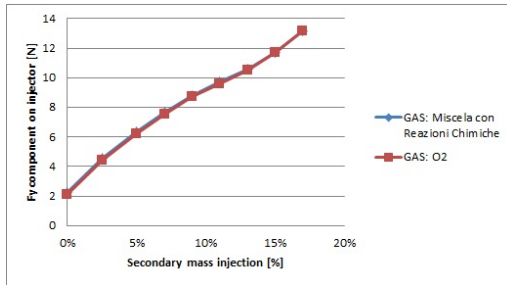
Figura 4.20: Distribuzione delle pressioni sul divergente dell'ugello.



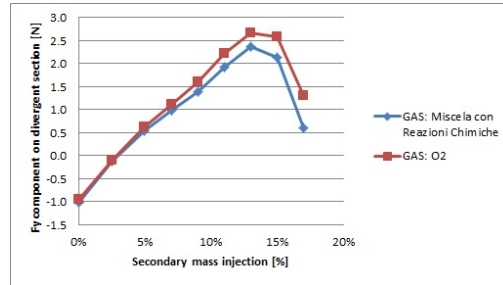
(a) Spinta assiale.



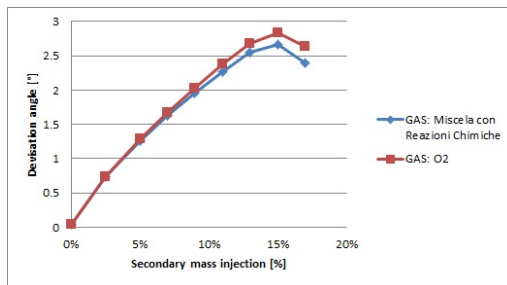
(b) Spinta fuori asse (Y).



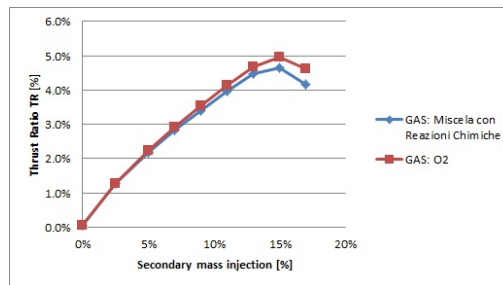
(c) Spinta sull'iniettore secondario.



(d) Spinta risultante dall'iniezione secondaria sul divergente dell'ugello.



(e) Angolo di deviazione della spinta principale.



(f) Thrust Ratio.

Figura 4.21: Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con gas reattivo e O_2 a confronto.

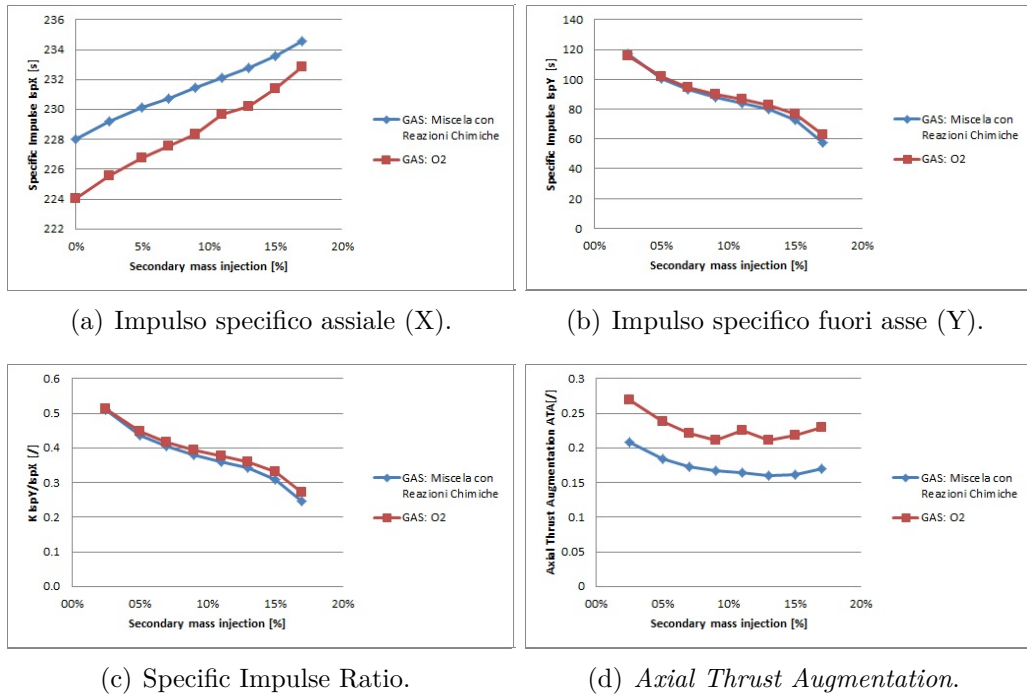


Figura 4.22: Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con gas reattivo e O_2 a confronto.

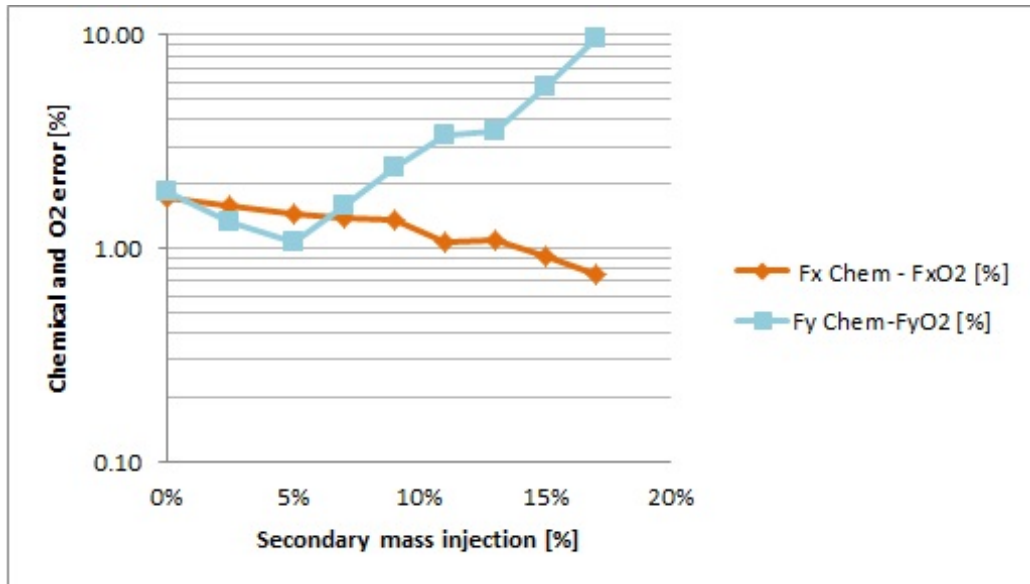


Figura 4.23: Differenza % tra il caso di iniezione principale con gas reattivo a 2118K e ossigeno a 3500K.

4.2.7 Sensibilità al volume esterno

Consideriamo ora la condizione di OUTLET posta all'uscita del divergente: la pressione è stata imposta a 1atm. Ciò significa che il solutore vincolerà rigidamente la pressione media al valore indicato; nel caso senza iniezione laterale e di moto completamente supersonico questa condizione è verosimile ma nel caso di un regime non ben definito come quello con iniezione laterale si vuole verificare quanto la condizione di OUTLET possa influenzare i risultati. Alla geometria dell'ugello divergente è stato aggiunto un volume cilindrico che simula l'ambiente esterno; le sue dimensioni sono: 300mm di diametro e 500mm di lunghezza (queste dimensioni sono state ricavate attraverso un confronto con l'attività di laboratorio). La mesh generata è stata riprodotta in modo del tutto simile a quella scelta nella sezione 4.2.4. Chiaramente però il numero di elementi è molto maggiore in virtù dell'aumento del volume fluido; incrementando il numero di elementi anche il tempo di calcolo salirà (anche del triplo). Il numero di elementi è $1.42 \cdot 10^6$. In figura 4.24 si possono vedere: la mesh nel suo complesso sul piano di simmetria ed il dettaglio della zona di iniezione secondaria. In tabella 4.10 sono descritte le condizioni al contorno utilizzate nelle simulazioni e in figura 4.25 le si possono vedere applicate alla geometria 3D.

È stata condotta una campagna di simulazione raffrontando, al variare della portata di massa, l'influenza del volume esterno utilizzando il gas chimicamente reattivo di tabella 4.5. Come per l'analisi condotta in sezione 4.2.6, l'iniettore secondario ha diametro 3mm e la portata di massa viene fatta variare dallo 0% al 13-15%. Nelle immagini 4.26 si possono vedere le mappe del numero di Mach sul piano di simmetria del dominio fluido; si nota che prima dell'iniettore secondario il *bow shock* si stacca prima nel caso con volume esterno (figure 4.26(b)). Le differenze si apprezzano meglio osservando il campo di moto della pressione nelle figure 4.27: nel caso di figura 4.27(a) la pressione nell'iniettore è più elevata che nell'immagine 4.27(b).

Risultati I grafici di figure 4.28 e 4.29 riportano i valori delle variabili considerate per i casi studiati. La spinta assiale (figura 4.28(a) e 4.30) si discosta di circa il 3%; questo è proprio causa dell'imposizione sull'*OUTLET* della condizione di pressione media fissata a quella ambiente. Possiamo vedere in figura 4.28(b) che all'aumentare della portata di massa secondaria l'influenza del volume esterno cresce progressivamente; ciò deriva dalla disuniformità delle pressioni all'uscita che variano maggiormente a portate elevate. Dalle immagini 4.28(c) e 4.28(d) si vede il diverso comportamento della spinta in Y direttamente sull'iniettore ($F_{Y_{IN}}$) e quella generata dalla portata secondaria sul divergente dell'ugello ($F_{Y_{DIV}}$). Mentre la prima componente ($F_{Y_{IN}}$) è

simile per i casi con e senza volume esterno, la variazione maggiore è sulla componente che agisce sul divergente. Il crollo del contributo della F_Y sul divergente è dovuto, come già detto, alla progressiva influenza dell'onda d'urto generata dall'iniezione secondaria in riferimento alla figura 4.20.

Il tempo di calcolo delle simulazioni, che considerino anche il volume di controllo esterno, si triplica poiché, oltre ad essere composte da un numero di elementi quasi doppio, la convergenza è più instabile e richiede spesso aggiustamenti attraverso il *Timescale Factor*; si è proceduto quindi agli studi successivi senza tenerne conto, con la coscienza però che a portate di massa elevate ($\geq 13\%$) l'errore non è trascurabile. A vantaggio di questa scelta c'è da dire che un futuro sistema di TVC funzionerà, a regime, al di fuori delle non linearità, con portate secondarie entro il 9-10% della portata primaria; l'errore commesso utilizzando una geometria senza volume di controllo esterno sarà del 2-3%.

Tabella 4.10: Condizioni al contorno delle superfici per l'ugello ed il volume di controllo esterno.

Nome	Tipo	Pressione [bar]	Temperatura [K]	Portata [kg/s]
SYMMETRY	Symmetry	/	/	/
WALL	Wall/No Slip	/	/	/
WALL_Vol	Wall/Free Slip	/	/	/
INLET	Inlet/Subsonic	/	2118	0.075
INLET2	Inlet/Subsonic	/	293	variabile
OPENING1	Opening	1.013	293	/
OPENING2	Opening	1.013	293	/

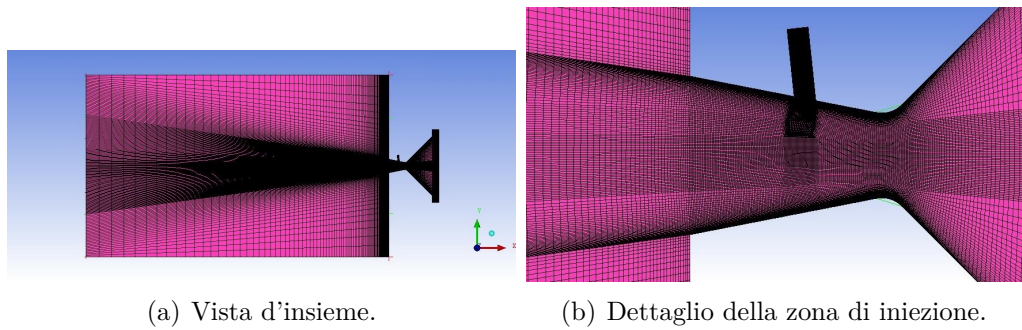


Figura 4.24: Mesh strutturata della simulazione del volume esterno ambientale aggiuntivo.

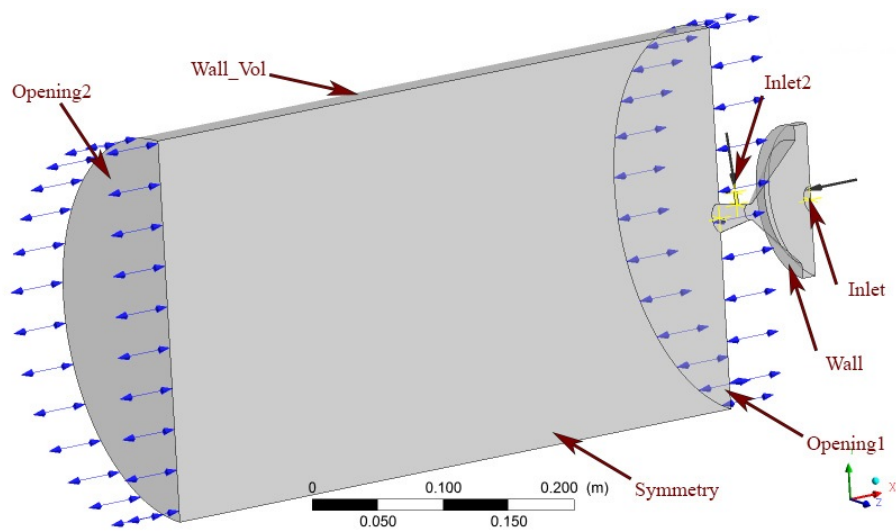
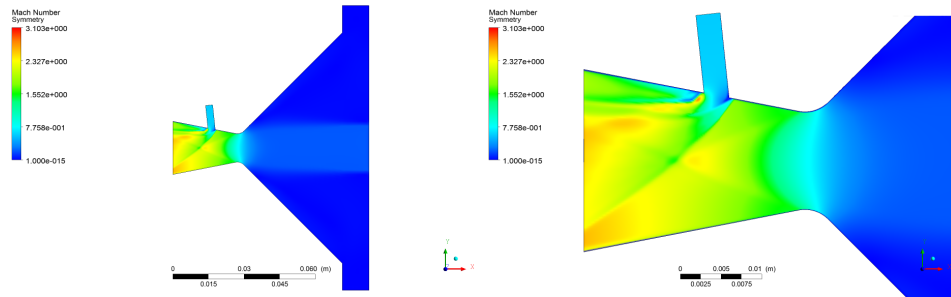
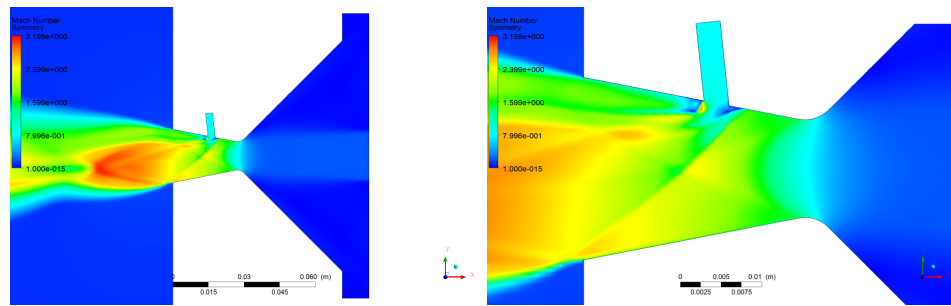


Figura 4.25: Geometria dell'ugello accoppiato al volume di controllo ambientale.

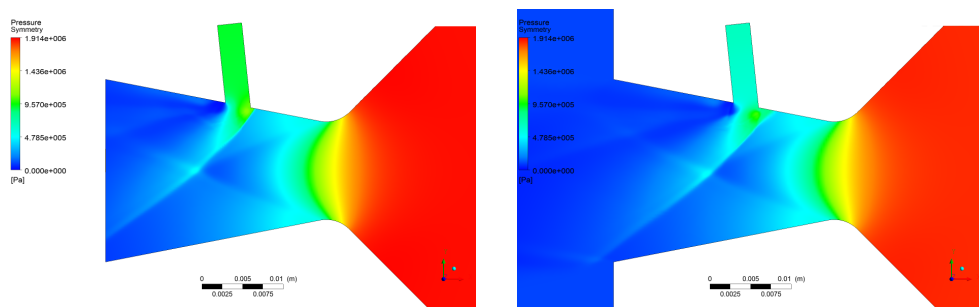


(a) Numero di Mach senza volume ambiente a valle.



(b) Numero di Mach con volume di controllo esterno.

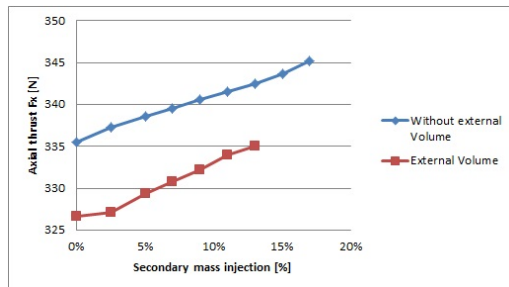
Figura 4.26: Confronto tra geometria del volume di controllo senza e con ambiente esterno con portata secondaria al 11% di quella primaria.



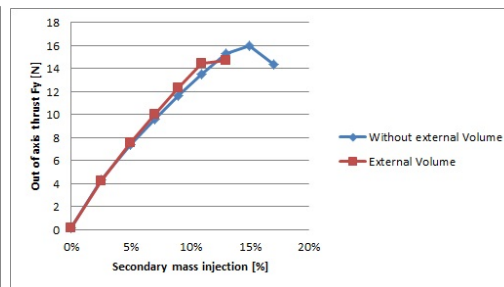
(a) Ugello senza volume esterno.

(b) Con volume esterno.

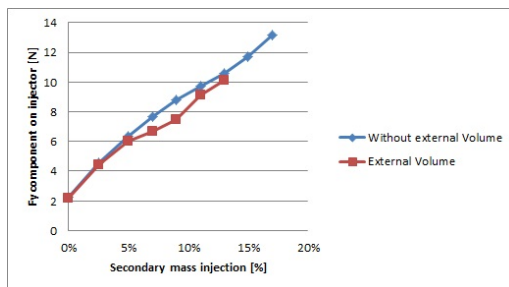
Figura 4.27: Mappatura delle pressioni senza e con volume di controllo esterno con portata secondaria al 11%.



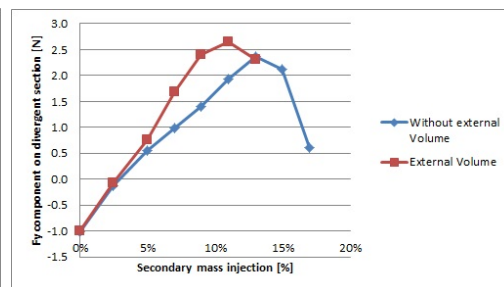
(a) Spinta assiale.



(b) Spinta fuori asse (Y).



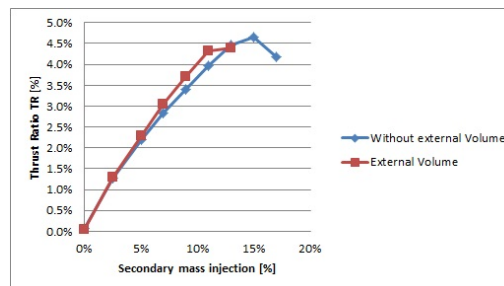
(c) Spinta sull'iniettore secondario.



(d) Spinta risultante dall'iniezione secondaria sul divergente dell'ugello.



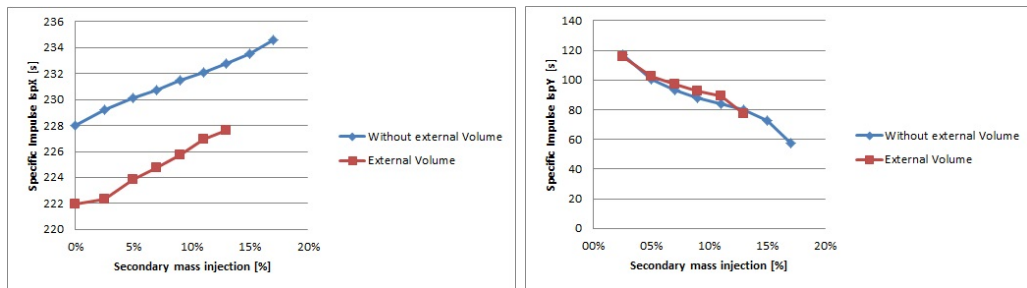
(e) Angolo di deviazione della spinta principale.



(f) Thrust Ratio.

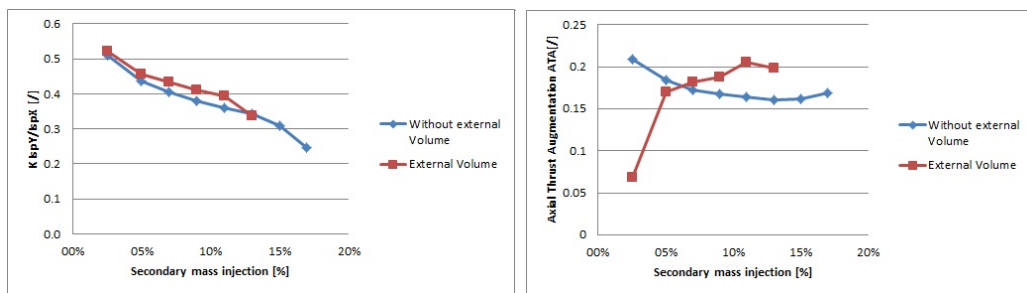
Figura 4.28: Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con e senza volume di controllo esterno.

60CAPITOLO 4. PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI DETTAGLIO



(a) Impulso specifico assiale (X).

(b) Impulso specifico fuori asse (Y).



(c) Specific Impulse Ratio.

(d) Axial Thrust Augmentation.

Figura 4.29: Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria con e senza volume di controllo esterno.

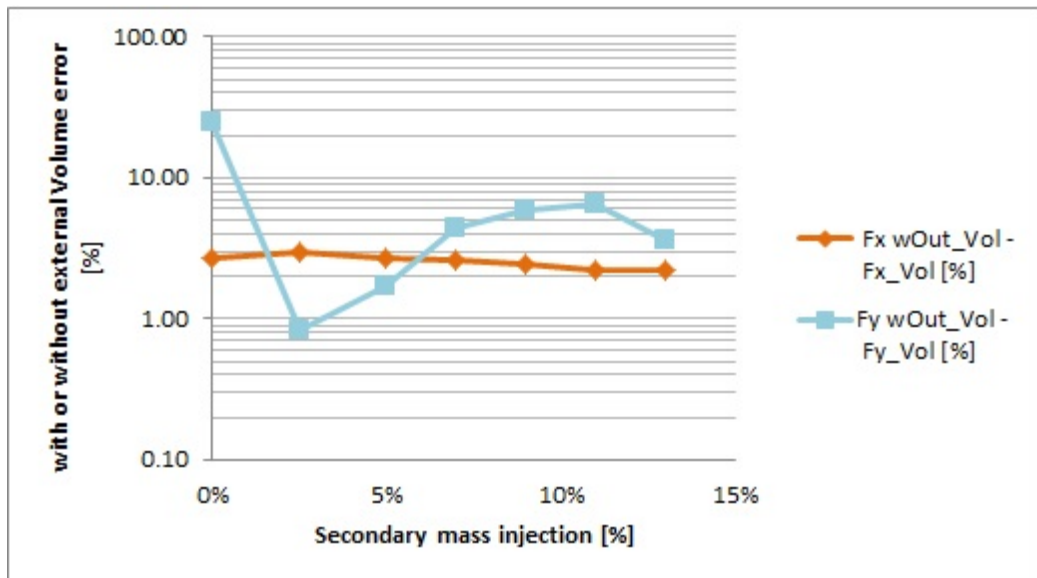


Figura 4.30: Differenza % tra il caso con e senza volume di controllo ambientale esterno.

4.2.8 Variazione del diametro di iniezione

Uno dei parametri fisici che si intendono variare durante la sessione sperimentale è il diametro di iniezione. Riducendo la sezione di ingresso dell'iniettore, a parità di portata iniettata, la velocità e la pressione del gas aumentano, viceversa diminuiranno all'aumentare della sezione. Questo parametro è stato scelto in virtù della semplicità con cui si riesce a variare; sono previsti infatti degli inserti di iniezione con diametri differenti che permettono, tramite la loro sostituzione, di testare le varie configurazioni desiderate. Il diametro minore è vincolato dal venturi, è preferibile infatti che l'orifizio sonico resti soffocato mentre l'iniettore lavora in regime subsonico. Il diametro superiore invece è determinato dalla pressione di scarico del divergente nella zona di iniezione. Se la pressione di iniezione secondaria risultasse più bassa di quella locale del divergente si avrebbe una portata di massa con segno opposto, ovverosia uscente, essendo fluido proveniente dal cono divergente essa potrebbe danneggiare la strumentazione a valle. Nei primi test si utilizzerà un iniettore da 3mm e/o 4mm poiché il venturi più piccolo disponibile è da 2mm di diametro di gola. Attraverso il predimensionamento si sono identificati i diametri utili di tabella 4.6.

Risultati L'analisi CFD ha confermato il ragionamento del paragrafo precedente e lo si può osservare dalle figure 4.31 e 4.32; le simulazioni sono state eseguite con le condizioni al contorno di tabella 4.7 e con gas chimicamente reattivo (di tabella 4.5). Nel primo set di immagini viene mappato il numero di Mach mentre nel secondo la distribuzione di pressione, entrambi per una portata di massa secondaria pari al 9% di quella primaria. Si nota che all'aumentare del diametro di iniezione l'onda d'urto, generata dall'iniezione secondaria, si allontana dalla parete opposta del divergente. Ancora meglio, nella distribuzione delle pressioni sulla sezione del divergente (figure 4.32 di destra), si nota che nel caso dell'iniettore \varnothing 2mm l'onda ha superato abbondantemente la metà orizzontale del divergente mentre nel caso a \varnothing 4mm la metà è stata superata per poco. Questo ragionamento qualitativo si traduce in un aumento della quota di spinta in direzione Y associata al campo delle pressioni sul divergente. Nel grafico 4.33(d) si può quantificare quanto detto. Osservando però il grafico 4.33(c) si vede che la spinta in Y calcolata sull'iniettore è più bassa per diametri maggiori poiché la pressione di iniezione è minore. La somma delle due componenti, che si traduce nell'autorità di controllo in Y, è in figura 4.33(b). Nell'analisi si nota che all'aumentare della dimensione dell'iniettore, l'autorità massima ed il degradamento della spinta in Y si ottengono per portate di massa maggiori; questo andamento è causato dalla diversa influenza del flusso iniettato sul divergente. Per diametri di

iniezione crescenti l'influenza sul divergente è minore (grafico 4.33(d)) mentre la componente della forza in Y sull'iniettore (figura 4.33(c)) resta lineare al variare della portata massica secondaria ed, in valore assoluto, maggiore. Per l'iniettore con \varnothing 2mm l'andamento della spinta laterale e, conseguentemente, dell'impulso specifico si discostano leggermente dall'andamento degli altri due iniettori studiati. Attualmente questo fenomeno non ha una spiegazione certa, e potrebbe essere generato dal choking dell'iniettore ed eventualmente da un cambio di regime, da subsonico a supersonico, che si comincia a verificare per portate di massa maggiori o uguali al 7 % mentre nel caso con iniettore a \varnothing 3mm questo fenomeno si verifica quando il decadimento dovuto all'onda d'urto è già avanzato (intorno al 17%). Il crollo dell'autorità avviene per portate inferiori col decrescere della sezione di iniezione. Il grafico 4.34(b) mostra l'andamento del rapporto $F_{YIN}/(pA_{IN} + \dot{m}V)$; all'aumentare di \dot{m} aumentano pressione e velocità ma quando il numero di Mach (figura 4.34(a)) tende ad 1 si innesca un choking dell'iniettore.

In figura 4.35(b) si possono vedere gli andamenti dell'impulso specifico lungo l'asse Y confrontati con l'impulso specifico di un sistema a RCS (*Reaction Control System*) che utilizzi gas freddo a circa 300bar. È chiaro quindi che il sistema FTVC (*Fluidic Thrust Vector Control*) è vantaggioso dal punto di vista del consumo se l'impulso specifico è maggiore. Questo andamento suggerisce quindi di non scostarsi eccessivamente dal regime lineare di variazione della F_Y in funzione di \dot{m} .

Vantaggi e svantaggi di un iniettore a diametro piccolo (tipo \varnothing 2mm):

- impulso specifico più elevato per portate basse;
- sistema più compatto;
- tolleranze dimensionali più strette;
- autorità di controllo massima da verificare in base ai requisiti del sistema;
- pressioni a monte più elevate.

Vantaggi e svantaggi di un iniettore a diametro elevato (tipo \varnothing 4mm):

- impulso specifico maggiore del \varnothing 2mm per alte portate;
- tolleranze dimensionali meno strette;
- autorità massima maggiore;
- ottima linearità della spinta in funzione della portata;
- sistema meno compatto.

Per un setup sperimentale, secondo i requisiti di sezione 2, si esclude l'iniettore da \varnothing 2mm a causa del costo elevato per la fabbricazione di un nuovo venturi *ad hoc*. Si cerca quindi di mantenere il sistema il più compatto possibile e di conseguenza la scelta ricade sull'iniettore da 3mm. Altre ricerche andrebbero svolte per indagare il comportamento di iniettori di diametro ancora minore per verificare l'andamento della curva F_Y per l'iniettore da \varnothing 2mm.

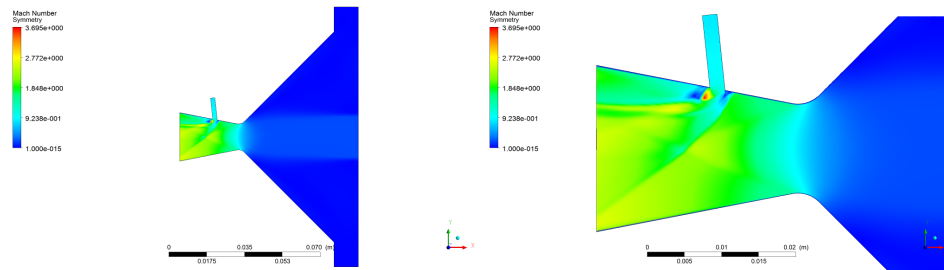
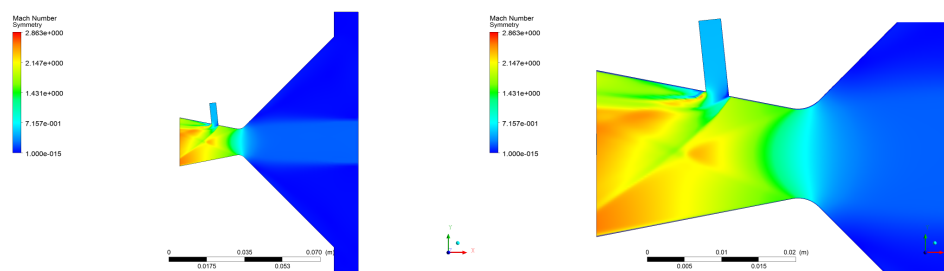
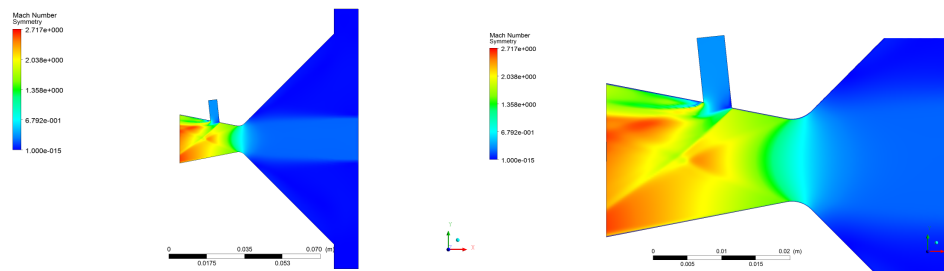
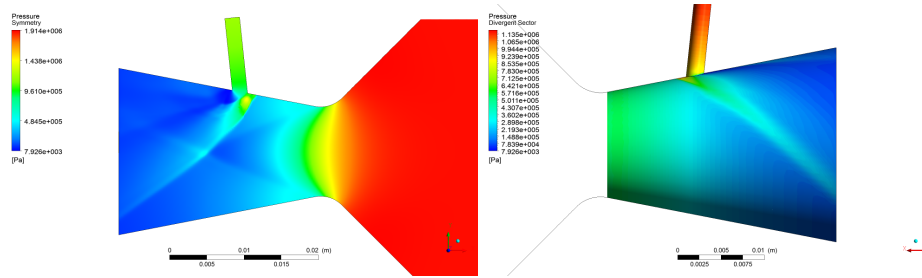
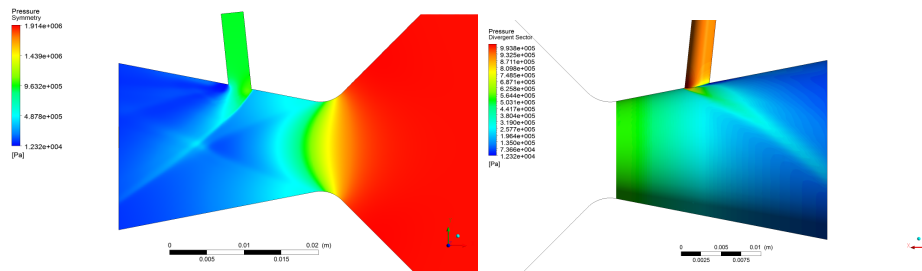
(a) Numero di Mach con iniettore \varnothing 2mm.(b) Numero di Mach con iniettore \varnothing 3mm.(c) Numero di Mach con iniettore \varnothing 4mm.

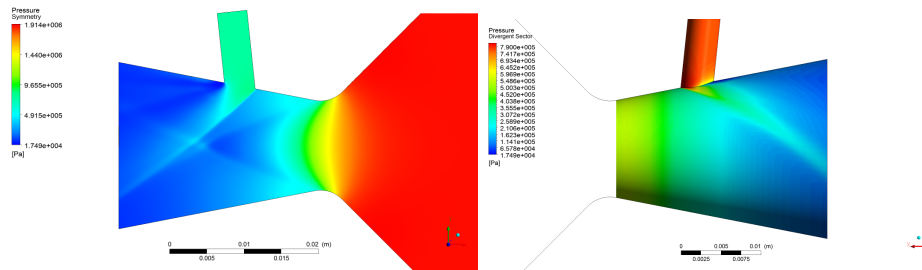
Figura 4.31: Confronto delle distribuzioni del numero di Mach al variare del diametro di iniezione per una portata secondaria al 9%.



(a) Pressione con iniettore \varnothing 2mm.

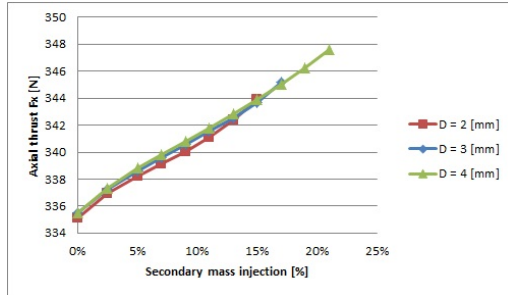


(b) Pressione con iniettore \varnothing 3mm.

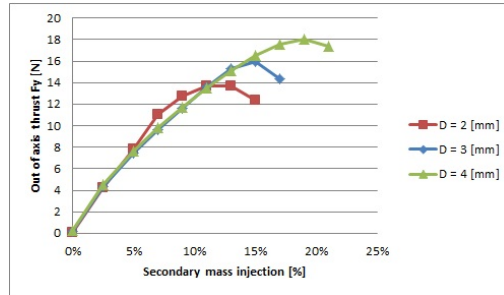


(c) Pressione con iniettore \varnothing 4mm.

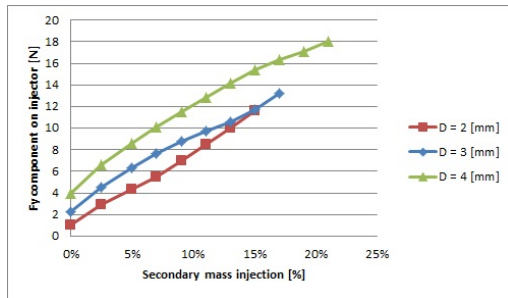
Figura 4.32: Confronto delle distribuzioni delle pressioni al variare del diametro di iniezione per una portata secondaria al 9%.



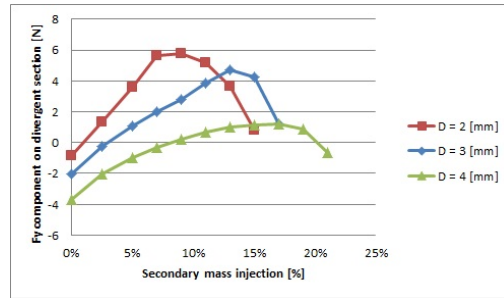
(a) Spinta assiale (X).



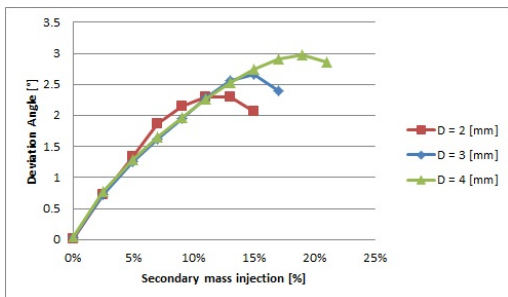
(b) Spinta fuori asse (Y).



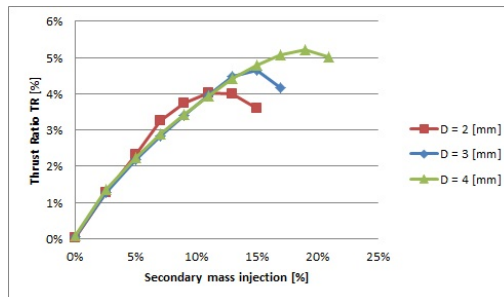
(c) Spinta sull'iniettore secondario.



(d) Spinta risultante dall'iniezione secondaria sul divergente dell'ugello.



(e) Angolo di deviazione della spinta principale.



(f) Thrust Ratio.

Figura 4.33: Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per ogni diametro considerato.

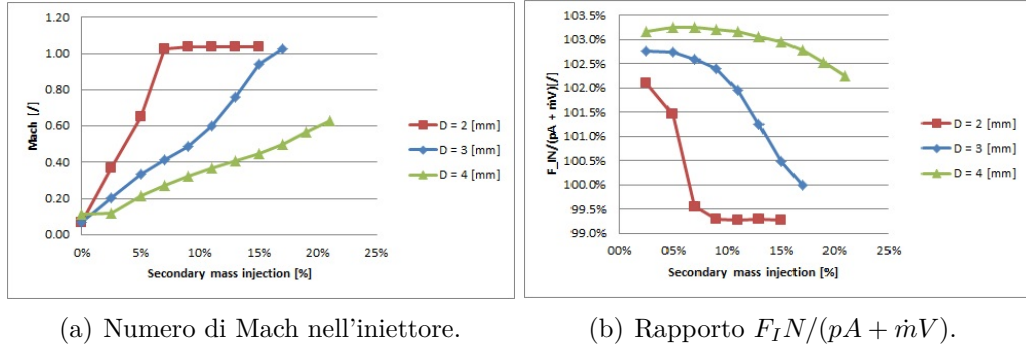


Figura 4.34: Fenomeno di choking dell'iniettore.

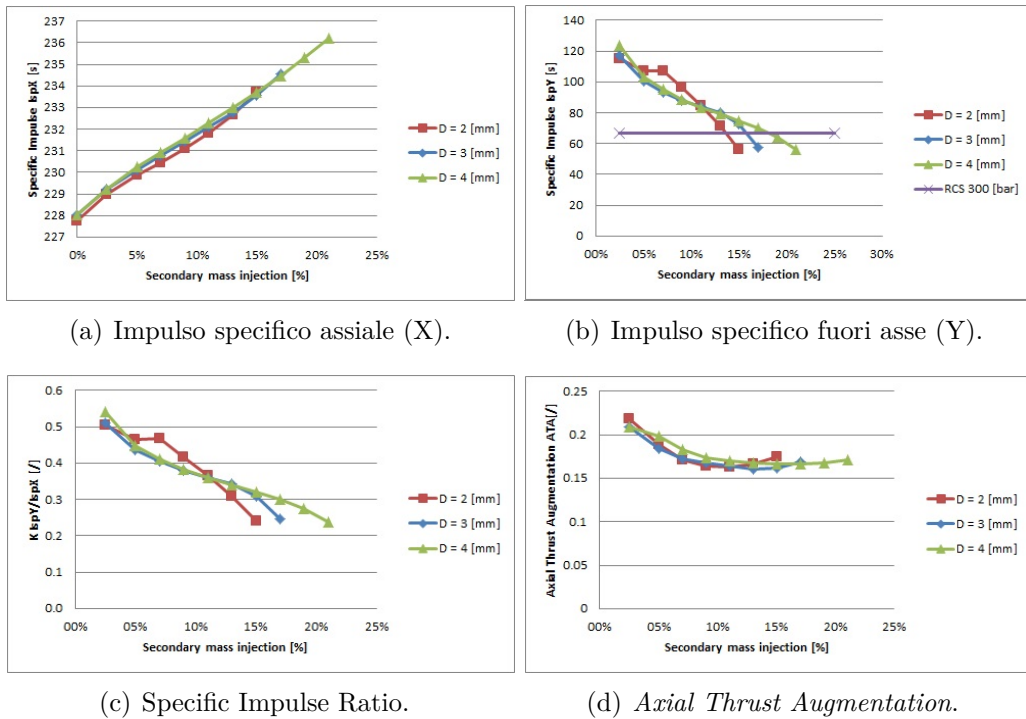


Figura 4.35: Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per ogni diametro considerato.

4.2.9 Sensibilità alla temperatura totale di iniezione secondaria

Nella possibilità di effettuare un *thrust vectoring* utilizzando i gas caldi della post-camera di combustione, si sono effettuate delle simulazioni volte allo studio dell'influenza della variazione della temperatura totale di iniezione secondaria. Il gas considerato è chimicamente reattivo (tabella 4.5) e l'iniettore ha diametro 3mm; si fa variare, come nelle sezioni precedenti, la portata di massa di O_2 per confrontare i due casi: $T_{0IN} = 293K$ e $T_{0IN} = 2118K$; quest'ultima temperatura è la stessa dell'iniezione principale.

Le immagini associate al campo di moto sono relative ad un portata di massa secondaria pari al 2.5% di quella primaria. Sia nelle figure 4.36 che nelle 4.37 l'onda d'urto è ben visibile e la differenza sostanziale tra l'iniezione a 2118K rispetto a quella a 293K è che l'onda ha una inclinazione maggiore e che il flusso a valle dell'iniettore è maggiormente disturbato. Avendo infatti incrementato la temperatura totale si ha aumentato l'energia disponibile del flusso iniettato, ciò si traduce in una maggiore perturbazione del campo di moto a parità di portata iniettata. Nelle figure 4.37 di destra si può notare che la pressione nell'iniettore è più elevata e che l'onda d'urto arriva a lambire la metà orizzontale del divergente dell'ugello; nel caso con 293K l'onda è abbondantemente sopra la metà. Ciò significa che l'iniettore con T_{0IN} più elevata andrà in "saturazione" prima dell'iniettore a temperatura inferiore. Il campo di moto delle immagini 4.38 mostra la diversa distribuzione delle temperature statiche all'interno del divergente; si vede come, in corrispondenza dell'iniettore di figura 4.38(b), la temperatura sale a causa dell'onda d'urto e del flusso caldo mentre in figura 4.38(a) questo fenomeno è ridotto.

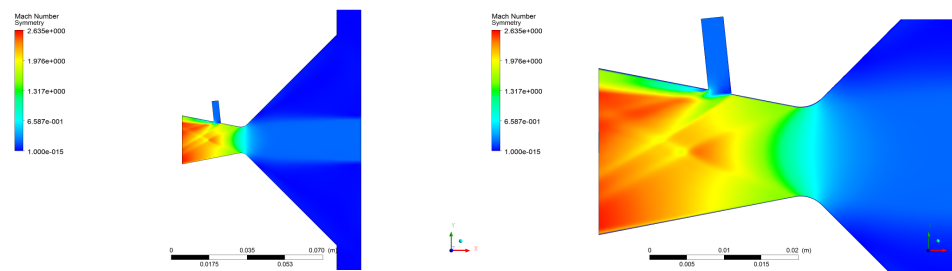
Risultati Nei grafici di figure 4.39 e 4.40 si possono osservare i diversi andamenti per le iniezioni secondarie calda e fredda al variare della portata di massa. Appare subito evidente che per portate di massa basse l'effetto sulla spinta laterale è molto maggiore (doppio) rispetto all'iniezione fredda; ne risulta che anche l'impulso specifico sia circa il doppio. Questo effetto si può anche quantificare in figura 4.42 dove sono riportate le differenze in percentuale dalle forze in X ed in Y tra i casi studiati. Dall'analisi qualitativa sull'onda d'urto del paragrafo precedente, si può verificare quantitativamente quanto detto in figure 4.39(b) e 4.39(d). Si vede infatti che il decadimento della spinta, al crescere della portata, avviene per portate inferiori per l'iniezione calda. A parità di portata l'iniezione calda ha una influenza maggiore sul flusso nel divergente e fa sì che l'onda d'urto influenzi la metà inferiore del divergente stesso (figura 4.37). L'ATA, di figura 4.40(d), è molto maggiore (circa doppio) rispetto all'iniezione fredda, ciò significa che l'energia trasferita

al moto assiale è doppia. Variando altri parametri, come l'inclinazione o la posizione dell'iniettore, potrebbe essere possibile ridurre l'ATA e trasferire maggiormente l'effetto sulla spinta in direzione Y e migliorare ulteriormente l'efficienza. Dal grafico 4.41 si può notare l'andamento della spinta F_Y in funzione del termine $1/2\rho V^2$. Il termine di pressione dinamica quantifica l'energia del fluido; in questo caso si vede che l'andamento di F_Y è molto simile tra i casi ad iniezione fredda e calda.

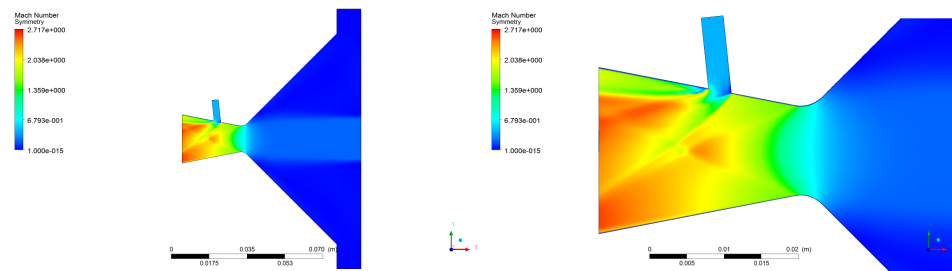
Vantaggi e svantaggi dell'iniezione calda:

- a parità di effetto (autorità di controllo) il consumo di propellente è inferiore;
- maggiore sensibilità della F_Y al variare della portata;
- l'autorità assoluta consentita è minore di quelle con gas freddo
- maggiori complicazioni nel design della valvola di controllo del flusso di gas caldo;
- necessità di isolare termicamente i condotti che portano dalla post-camera all'iniezione nel divergente.

Per il setup sperimentale si utilizzerà l'iniezione fredda principalmente per la sua maggior semplicità ed economicità.

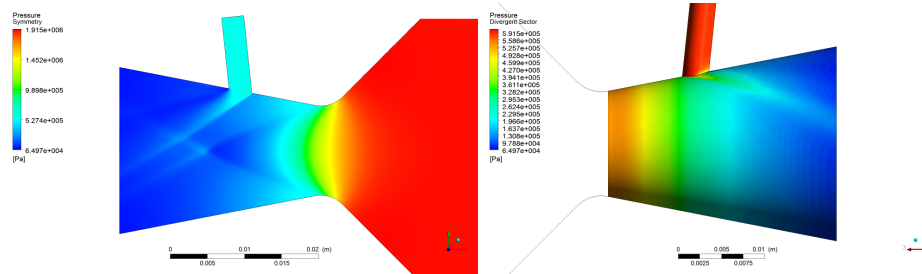


(a) Numero di Mach con iniezione secondaria a 293K.

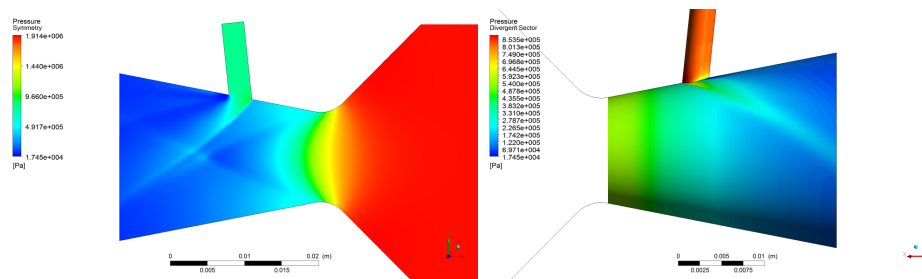


(b) Numero di Mach iniezione secondaria a 2118K.

Figura 4.36: Confronto delle distribuzioni del numero di Mach per due temperature di iniezione differenti con una portata secondaria al 2.5%.

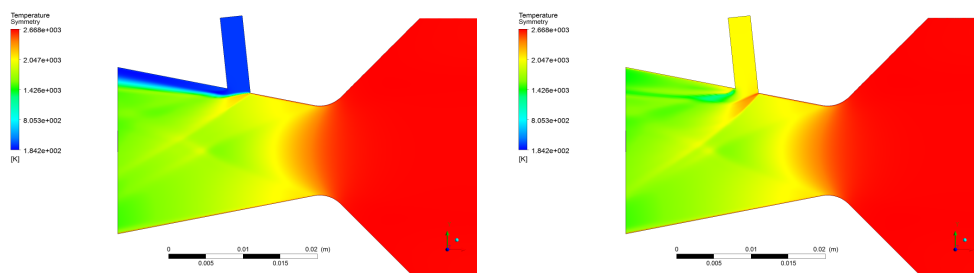


(a) Pressione con temperatura di iniezione a 293K.



(b) Pressione con temperatura di iniezione a 2118K.

Figura 4.37: Confronto delle distribuzioni delle pressioni per due temperature totali di iniezione differenti con una portata secondaria al 2.5%.

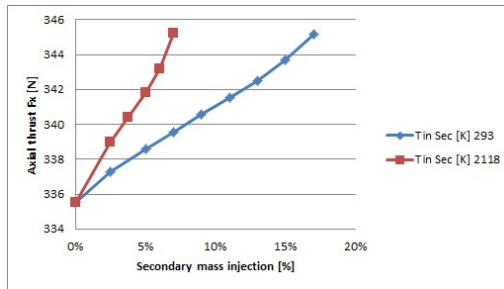


(a) $T_{0_{IN}} = 293K$.

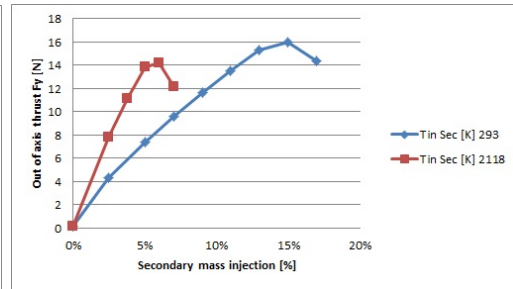
(b) $T_{0_{IN}} = 2118K$.

Figura 4.38: Mappatura delle temperature statiche per le due iniezioni a differente temperatura totale (293 e 2118K) 2.5%.

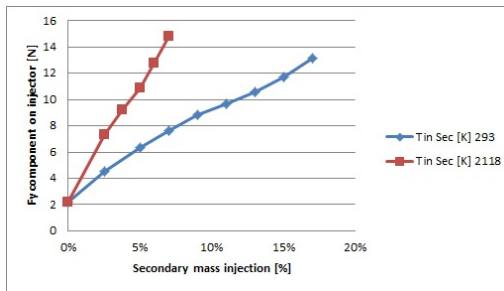
70CAPITOLO 4. PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI DETTAGLIO



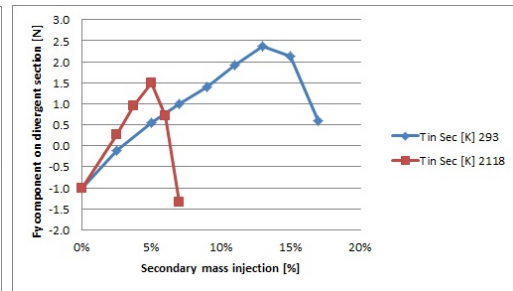
(a) Spinta assiale (X).



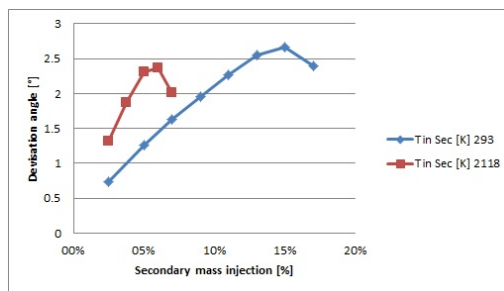
(b) Spinta fuori asse (Y).



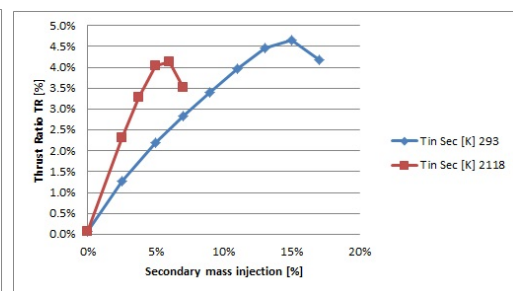
(c) Spinta sull'iniettore secondario.



(d) Spinta risultante dall'iniezione secondaria sul divergente dell'ugello.

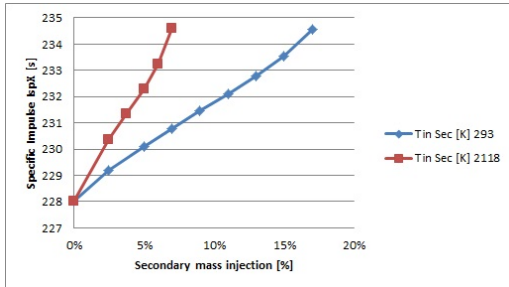


(e) Angolo di deviazione della spinta principale.

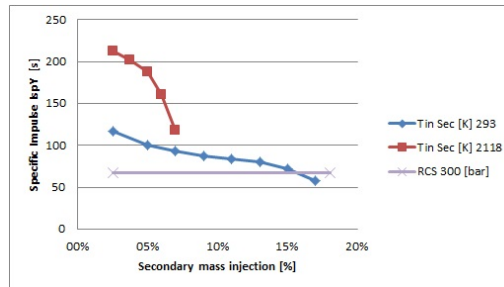


(f) Thrust Ratio.

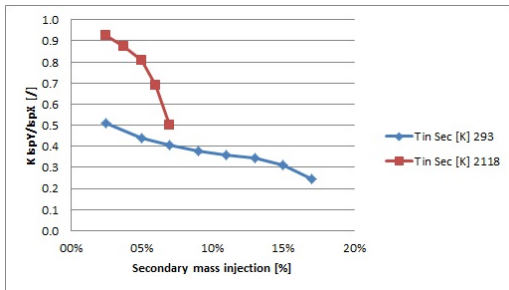
Figura 4.39: Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature totali di iniezione di 293 e 2118K.



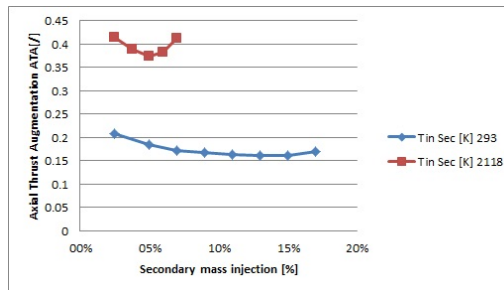
(a) Impulso specifico assiale (X).



(b) Impulso specifico fuori asse (Y).



(c) Specific Impulse Ratio.



(d) Axial Thrust Augmentation.

Figura 4.40: Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature totali di iniezione di 293 e 2118K.

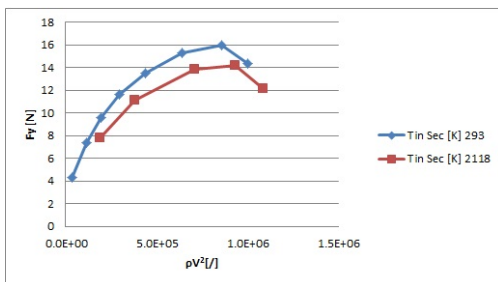


Figura 4.41: Spinta laterale in funzione di ρV^2 .

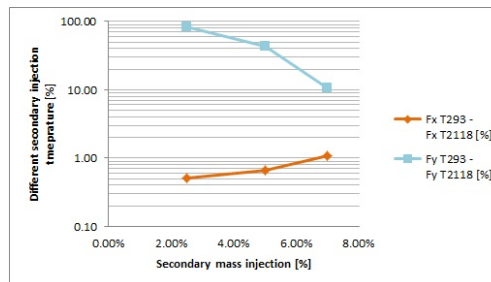
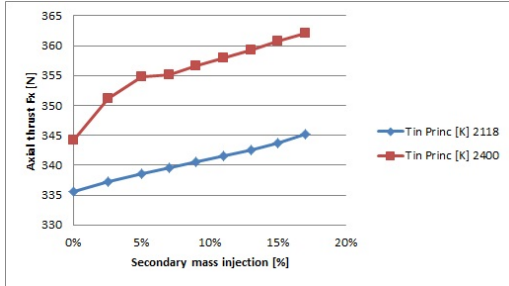


Figura 4.42: Differenza % tra i casi di iniezione secondaria a 293 e 2118K.

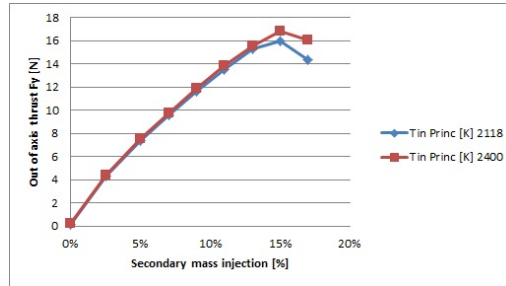
4.2.10 Sensibilità alla temperatura statica media della camera di combustione

Come ulteriore analisi di sensibilità si è voluto indagare il comportamento della spinta al variare della temperatura media di iniezione principale. Questo parametro è infatti importante in quanto la temperatura dei gas in camera di combustione sale all'aumentare dell'efficienza del motore, utilizzando, ad esempio, iniezione *Vortex* oppure un *Mixer*. La condizione al contorno che varia è la temperatura statica sull'INLET che viene fissata a 2400K. Dalla distribuzione del numero di Mach e delle pressioni non si apprezza una forte variazione del campo di moto nei casi delle due temperature studiate.

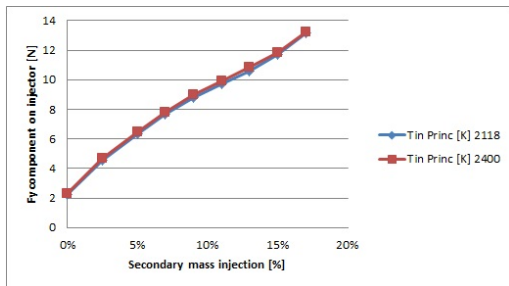
Risultati Dai grafici di figure 4.43 e 4.44 si può osservare che la spinta e l'impulso specifico assiali aumentano. La spinta laterale invece segue molto fedelmente la curva con iniezione principale a 2118K (blu in figura 4.43(b)). Per alte portate secondarie (intorno al 15%), questa crolla meno bruscamente nel caso ad iniezione principale a 2400K. Questo effetto potrebbe essere causato da un leggero aumento delle reazioni chimiche in post camera, incentivato dalla temperatura maggiore; si può vedere infatti dalle figure 4.43(c) e 4.43(d) che la differenza sta nel contributo delle pressioni del tratto divergente dell'ugello. Se si confrontano con i grafici 4.21(c) e 4.21(d) dell'analisi di sensibilità alla chimica, di sezione 4.2.6, si può notare che il gas non reattivo (O_2) ha una curva di variazione di F_Y meno pendente ad alte portate. In una futura analisi bisognerà verificare, variando la temperatura di iniezione principale del caso con solo O_2 , che l'andamento confermi questa assunzione.



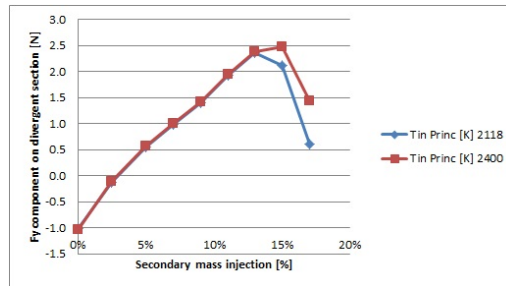
(a) Spinta assiale (X).



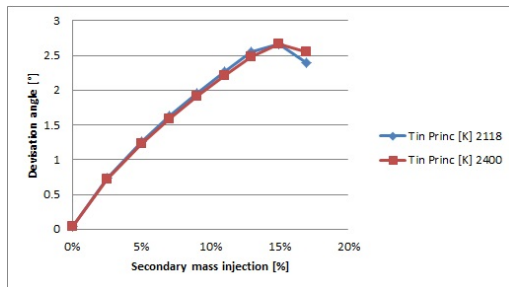
(b) Spinta fuori asse (Y).



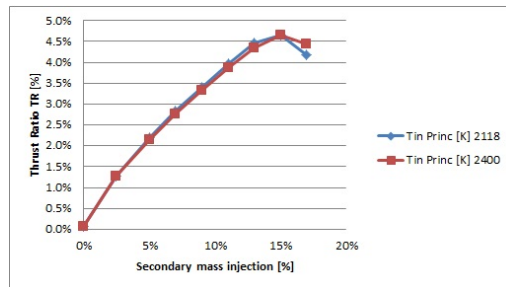
(c) Spinta sull'iniettore secondario.



(d) Spinta risultante dall'iniezione secondaria sul divergente dell'ugello.



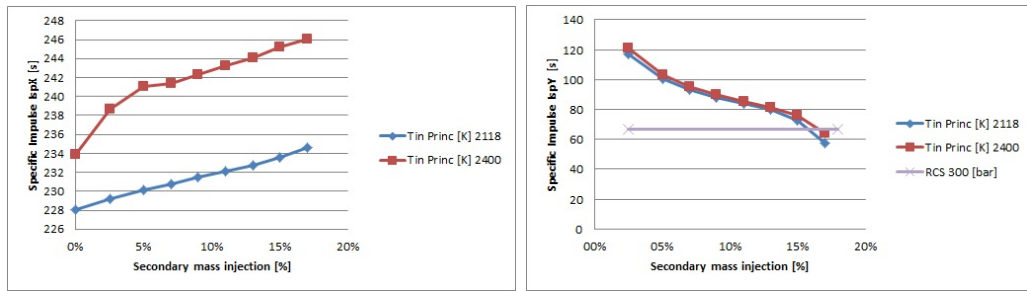
(e) Angolo di deviazione della spinta principale.



(f) Thrust Ratio.

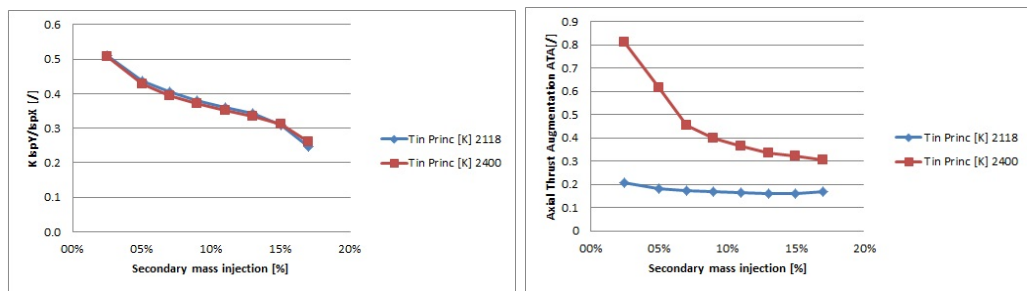
Figura 4.43: Forze in gioco risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature statiche di iniezione principale di 2118 e 2400K.

74CAPITOLO 4. PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI DETTAGLIO



(a) Impulso specifico assiale (X).

(b) Impulso specifico fuori asse (Y).



(c) Specific Impulse Ratio.

(d) Axial Thrust Augmentation.

Figura 4.44: Impulsi specifici risultanti dalle simulazioni al variare della portata di massa secondaria per le temperature statiche di iniezione principale di 2118 e 2400K.

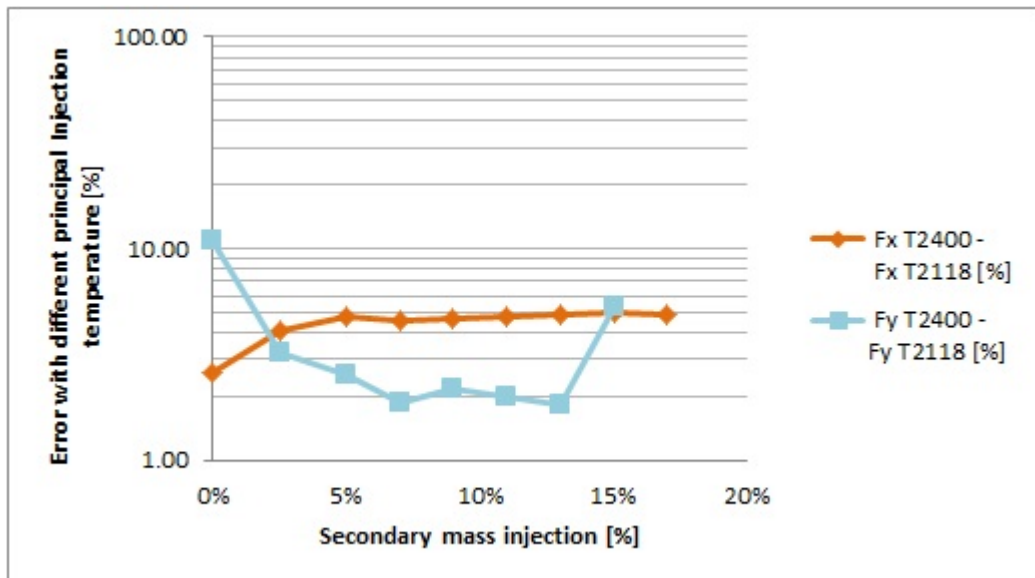


Figura 4.45: Differenza % tra i casi di iniezione secondaria a 293 e 2118K.

4.2.11 Sensibilità ai parametri fisici e determinazione tolleranze geometriche

Le analisi CFD, che andranno validate tramite una campagna sperimentale, vengono anche utilizzate per la determinazione delle tolleranze geometriche che sono applicate ai componenti meccanici che si vedranno nel prossimo capitolo. Vi sono infatti parametri che influiscono in maniera diversa sulla spinta laterale; questi sono gli stessi che si sono fatti variare nella campagna di simulazione: portata di massa secondaria, diametro dell'iniettore, temperatura di iniezione secondaria, angolo di inclinazione e distanza dalla gola (si veda tabella 3.6).

Portata di massa secondaria. La portata dell'iniettore è uno dei parametri di maggiore influenza del sistema TVC a gas. Generalmente, entro il 13% circa, la spinta laterale varia linearmente al variare della portata. Con riferimento alla sezione 4.2.8, variazioni del 2% della portata (rispetto alla portata principale) corrispondono a variazione del 30% della spinta laterale. Ciò significa che se si vuole conoscere la spinta laterale con uno scarto accettabile del $\pm 1\%$, l'accuratezza sulla determinazione della portata di massa dovrà essere di $\pm 0.0001\text{kg/s}$.

Diametro dell'iniettore. Considerando i diametri di iniezione studiati si vede un aumento delle prestazioni per l'iniettore $\varnothing 2\text{mm}$, nella zona con andamento lineare. L'influenza del diametro non è lineare con la spinta laterale; bisognerebbe effettuare ulteriori simulazioni con diametri intermedi o inferiori. Le tolleranze geometriche che devono essere imposte sul diametro per ottenere un'accuratezza della spinta dell' $\pm 1\%$ sono: nel campo tra $\varnothing 2\text{mm}$ e $\varnothing 3\text{mm}$ di $\pm 0.16\text{mm}$ mentre nel campo $\varnothing 3\text{mm}$ e $\varnothing 4\text{mm}$ $\pm 0.37\text{mm}$.

Temperatura totale di iniezione secondaria Dall'analisi di sensibilità condotta sulle due temperature totali di iniezione analizzate per rientrare nel range di errore dell' $\pm 1\%$ sulla spinta laterale è necessario che la temperatura non vari più di $\pm 21\text{K}$. Questo dato è stato ricavato interpolando i risultati ottenuti per le simulazioni con 293 e 2118K come temperature totali di iniezione; ulteriori simulazioni dovrebbero essere condotte al fine di verificare la relazione lineare considerata.

Temperatura statica della post camera di combustione La tolleranza sulla temperatura in camera di combustione risulta più larga della temperatura

di iniezione secondaria. Essa non deve variare più del $\pm 110\text{K}$ per avere una variazione della spinta laterale maggiore del 1%.

Posizione rispetto alla gola ed inclinazione Dai precedenti lavori ([7]) si sono fissate le tolleranze geometriche per la posizione dell'iniettore rispetto alla gola ed inclinazione rispetto all'asse dell'ugello, con segno negativo indica un orientamento in controflusso. La posizione ha una tolleranza di $\pm 0.044\text{mm}$ mentre quella sull'angolo è $\pm 3.77^\circ$.

In tabella 4.11 sono riassunte le tolleranze appena analizzate. Considerando l'incertezza combinata secondo l'equazione (4.13):

$$u(F_Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{k=N} \left(\frac{\partial F_Y}{\partial x_i} u_i \right)^2} \quad (4.13)$$

se il coefficiente di copertura è pari a 2 allora l'incertezza estesa diventa: $u(F_Y)_{k=2} = 0.41N$; pari al 5.6 % della spinta laterale stimata al 5 % di portata secondaria.

Tabella 4.11: Tolleranze di misura per ottenere un'accuratezza della spinta laterale al $\pm 1\%$, calcolate con 5% di portata secondaria.

Tolleranza		Unità di misura
Portata di massa	± 0.0001	[kg/s]
Diametro iniettore	± 0.16	[mm]
Temperatura totale di iniezione secondaria	± 21	[K]
Temperatura statica di camera di combustione	± 110	[K]
Posizione iniettore	± 0.044	[mm]
Angolazione iniettore	± 3.77	[°]

Capitolo 5

Progettazione Meccanica

Definita la geometria del grano e dell'ugello nei Capitoli 3 e 4 la fase successiva è una progettazione meccanica preliminare, attraverso un approccio teorico, e definitiva, sfruttando il Metodo agli Elementi Finiti (FEM). Nel primo caso sono state implementate delle routine in ambiente *MATLAB* mentre nel secondo è stato utilizzato ANSYS/Workbench. Si vedranno inoltre la fase di modellazione solida di dettaglio del motore e dell'ugello per TVC. Quest'ultima è stata oggetto di ripetute modifiche dovute alle analisi effettuate e a confronti con il costruttore. L'obiettivo infatti è realizzare l'oggetto perché compia la sua funzione tenendo in considerazione i fattori che ne influenzano il costo.

5.1 Progettazione strutturale della camera di combustione

I motori ibridi, per alloggiare il grano di combustibile, hanno la necessità di avere una camera di combustione di forma cilindrica tubolare. Alle estremità sono poste: la testa con l'iniettore ed, eventualmente, l'accenditore e, dalla parte opposta, l'ugello. Sulla camera sono inseriti i sensori di pressione in pre- e post-camera ed, inoltre, come da requisito di sezione 2.2, si devono prevedere dei connettori per effettuare un TVC con spillamento dei gas caldi da pre- e post-camera. Il materiale che viene prevalentemente utilizzato per il progetto è acciaio da costruzione Fe360. Si sceglie questo materiale per la facile reperibilità, saldabilità e lavorabilità nell'ottica di minimizzare i costi; inoltre le sue proprietà sono ben conosciute e normate a livello nazionale ed internazionale. Si utilizza un coefficiente di sicurezza pari a 4 ($K = 4$) in virtù del fatto che il motore non è predisposto per il volo e che dovrà funzionare a terra su banco prova.

Diametro interno (D_{CC}) Il diametro esterno del grano è di 100mm per assicurare un tempo di combustione di 10s con N_2O -Paraffina ed iniezione *vortex* (si veda appendice B) a questo bisogna aggiungere uno spessore di propellente che resta incombusto per proteggere la camera dalle alte temperature. Il diametro risultate che verrà considerato è di 120mm.

Pressione operativa massima (P_{CC}^{MOP}) La pressione in camera di combustione origina delle tensioni all'interno dello spessore del materiale; queste tensioni devono essere inferiori a 220MPa secondo la norma dell'*Eurocodice 3* ([12]). La pressione che si considera agente è di 40bar (4MPa); la balistica interna e l'ugello sono stati dimensionati per una pressione di 20bar ma si ricorda che l'impianto di linee di ossidante funziona con un pressione regolata a massimo 40bar. Inoltre la pressione del motore, in talune circostanze, può oscillare anche del 100% per cui, per ragioni di sicurezza, si dimensiona il motore per sopportare 40bar di pressione massima. A questo va aggiunto il coefficiente di sicurezza.

Nel caso di gusci sottili possono essere applicate le formule 5.1 e 5.2 per calcolare la tensione tangenziale e longitudinale al variare dello spessore:

$$\sigma_{CC_T} = \frac{P_{CC}^{MOP} D_{CC}}{2 t_{CC}}; \quad (5.1)$$

$$\sigma_{CC_L} = \frac{F_{Testa}}{S_{CC}}; \quad (5.2)$$

il guscio è detto sottile se lo spessore è 1/10 del diametro. t_{CC} è lo spessore della camera, $F_{Testa} = \pi D_{CC}^2/4$ pari alla forza generata dalla P_{CC} sulla testa del motore e S_{CC} è l'area della sezione resistente della camera di combustione.

Si utilizza il criterio di resistenza di *von Mises* (equazione (5.3)), adatto ai materiali metallici, per il calcolo dello stato tensionale risultante.

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xy}^2 + \tau_{xy}^2)}; \quad (5.3)$$

Nel grafico 5.1 si può vedere l'andamento delle tensioni di von Mises al variare dello spessore; per uno spessore inferiore a circa 4.3mm lo stato tensionale non è ammissibile. Si dovrà quindi scegliere un tubo dello spessore di almeno 5mm poiché non si trovano in commercio spessori intermedi e una lavorazione al tornio ne aumenterebbe il costo.

Il passo successivo è considerare il dimensionamento della filettatura per la ghiera di chiusura e ritenzione dell'ugello e della testa. Da catalogo si è

ricavato il passo tipico per una ghiera con filettatura metrica intorno ai 130mm di diametro; il passo risulta 2mm. Considerando lo spessore della camera di combustione il passo andrebbe sottratto allo spessore stesso, lasciando 3mm di spessore resistente. Per ragioni di sicurezza quindi si prenderà un tubo con spessore 7mm. Nel grafico 5.2 è indicata la corsa massima della ghiera; lo sforzo (originato dalla pressione sulla testa e sull'ugello) sui filetti interessati tra corpo-motore e ghiera non può essere maggiore di circa 125MPa. Dalle figure 5.4 e 5.5 si può comprendere meglio la configurazione studiata.

Per il fissaggio dei sensori di pressione al corpo-motore stesso sono necessari degli appositi attacchi filettati. In figura 5.4 sono ben visibili i sei attacchi predisposti; ad essi è possibile anche collegarsi per effettuare lo spillamento di gas per TVC caldo. Essi andranno collegati tramite saldatura al corpo motore. Si sono dimensionate le saldature tramite normativa dell'*Eurocodice 3* (riferimento [12]) ed il grafico dell'andamento delle tensioni è in figura 5.3. Si può notare che le tensioni sono molto basse, dell'ordine di pochi MPa; inoltre, da normativa, non si possono effettuare saldature su acciai da costruzione con sezione di gola inferiore a 3mm.

La lunghezza del corpo-motore dipende, oltre che dalle dimensioni del grano, dalla pre- post-camera di combustione e da altri fattori che si vedranno più avanti. In tabella sono riassunte le dimensioni caratterizzanti del corpo-motore.

Tabella 5.1: Riassunto delle dimensioni del corpo-motore

Parametro	Nome	Dimensione [mm]
D_{CC}	Diametro camera di combustione	120
D_{Est}	Diametro esterno del corpo-motore	134
t_{CC}	Spessore massimo del corpo-motore	7
p	Passo filettatura ghiera	2
a	Sezione di gola della saldatura	3
L	Lunghezza corpo-motore	570

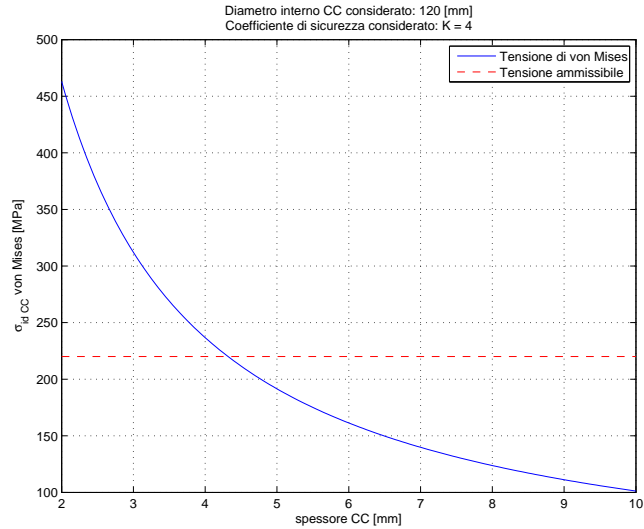


Figura 5.1: Tensione di von Mises al variare dello spessore della camera di combustione.

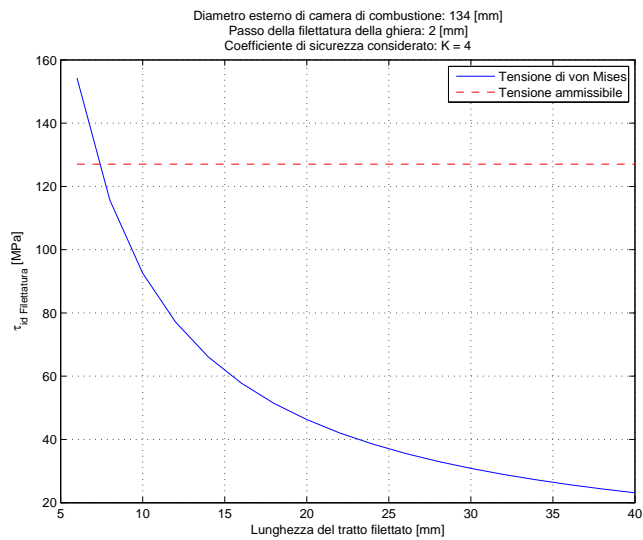


Figura 5.2: Tensione della sollecitazione dei filetti della ghiera di bloccaggio della testa e dell'ugello.

5.1. PROGETTAZIONE STRUTTURALE DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE⁸¹

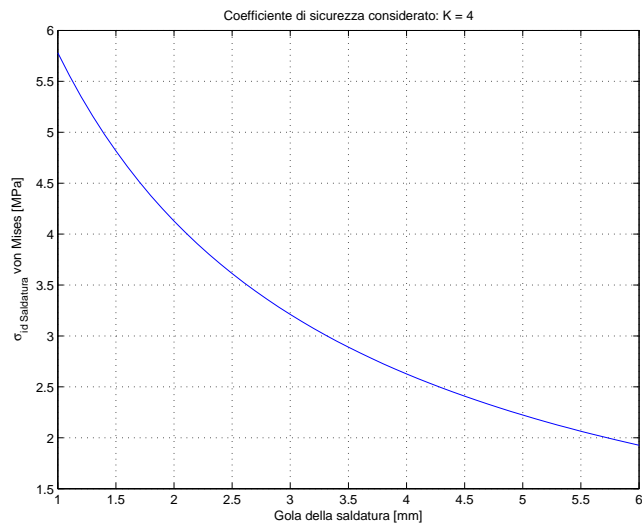


Figura 5.3: Tensione generata dalla pressione sul raccordo saldato del sensore di pressione.

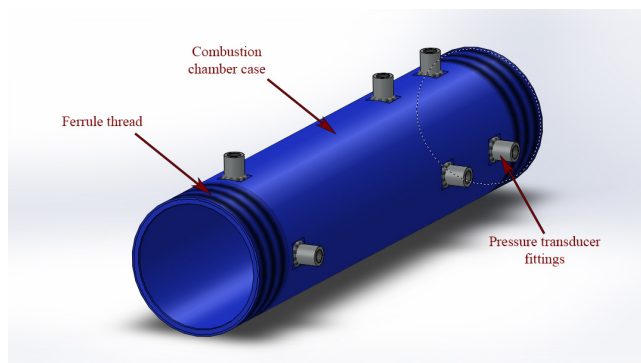


Figura 5.4: Vista 3D del corpo-motore con gli attacchi per i sensori di pressione e le filettature per le ghiera di bloccaggio.

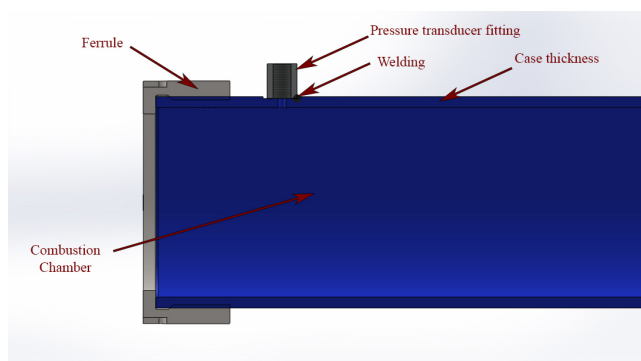


Figura 5.5: Sezione del corpo-motore e della ghiera di bloccaggio dell'ugello.

Analisi agli elementi finiti Si è proceduto quindi, dopo la modellazione 3D dei componenti, alla verifica FEM del corpo-motore completo di attacchi per i sensori di pressione, inoltre, nel tratto interessato dalla filettatura per le ghiera è stato asportato il materiale dello spessore del filetto. Nella zona filettata quindi lo spessore considerato sarà di 5mm, questo dettaglio è visibile in figura 5.6. Per il *meshing* del componente è stato utilizzato il software di ANSYS; si sono privilegiati elementi esaedrici *kept* in quanto si adattano meglio alla geometria cilindrica e, se confrontati con elementi tetraedrici, ne è necessario un numero inferiore. In tabella 5.2 vengono indicate le proprietà della mesh. Nello spessore del corpo-motore sono stati utilizzati elementi di altezza 1mm questa assunzione è valida in quanto il guscio è considerato sottile.

In figura 5.6 sono indicati i carichi a cui è soggetto il corpo-motore. Sono stati applicati i carichi di: pressione normale distribuita (4MPa), sulle superfici interessate dalla pressione generata dal gas; di pressione normale distribuita sulle facce terminali del corpo-motore (23MPa), così da simulare le chiusure della testa motore e dell'ugello; pressione parallela distribuita sugli attacchi dei sensori di pressione per simularne il carico derivante (0.52MPa). I vincoli imposti sono di spostamento nullo sulle facce F,G,H indicate in figura 5.6. In appendice C è presente una condizione di vincolo che simula l'attacco sul banco prova. Le tensioni, calcolate con il criterio di von Mises, in entrambi i casi, sono poco maggiori di 100MPa in corrispondenza dei fori per la misura della pressione (visibili in figure 5.8(b)) e C.2(b), mentre sul corpo-motore sono di circa 35MPa (figure 5.8(a) e C.2(a)). Si può notare come, nella zona interessata dalla filettatura, le tensioni siano più elevate rispetto al corpo-motore, ricordiamo però che non è stata simulata la ghiera di tenuta. Quest'ultima, come si può vedere da figura 5.5, è un componente con rigidità comparabile a quella del corpo-motore stesso; l'analisi quindi è a vantaggio di sicurezza.

Tabella 5.2: Numero di elementi della mesh del corpo-motore.

NODES	448662
ELEMENTS	134657

5.1. PROGETTAZIONE STRUTTURALE DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE⁸³

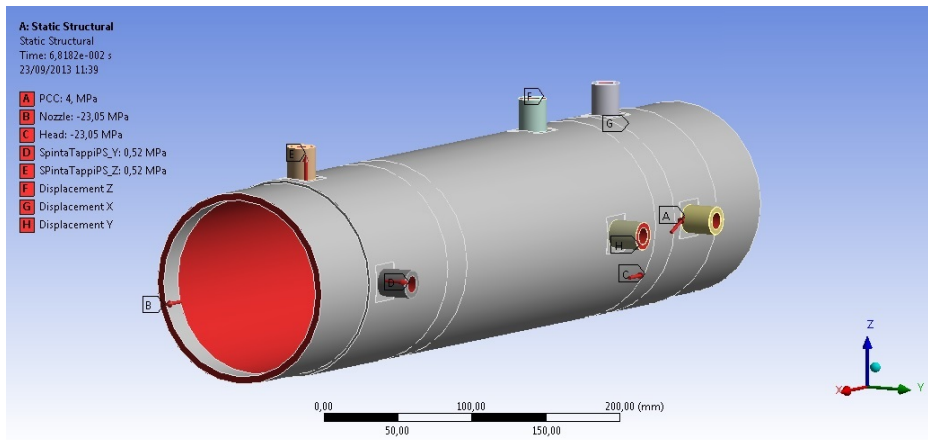
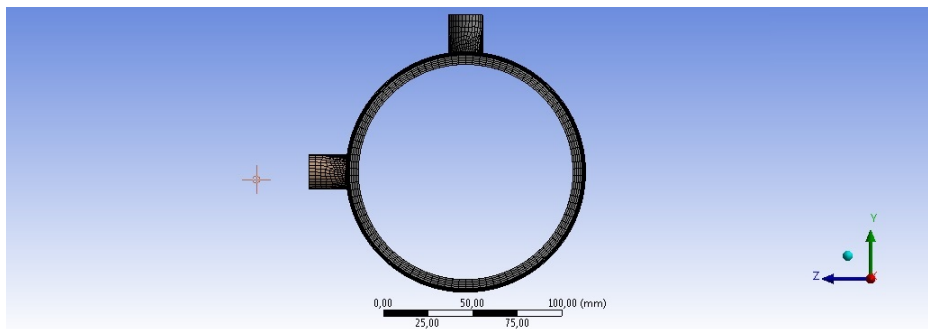
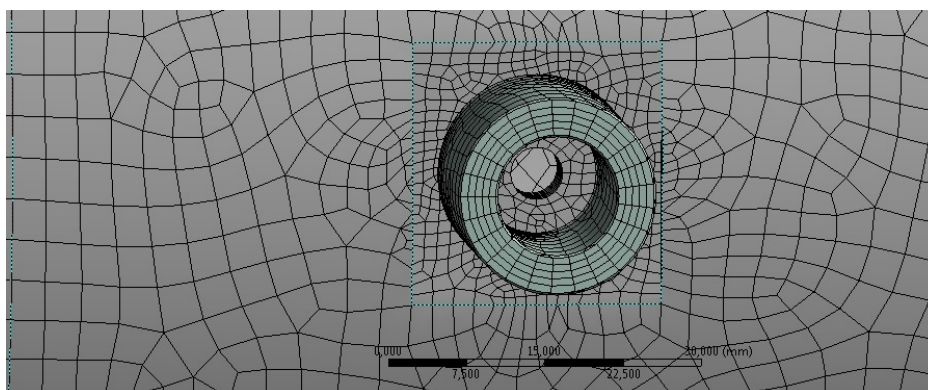


Figura 5.6: Carichi e vincoli considerati per la simulazione.

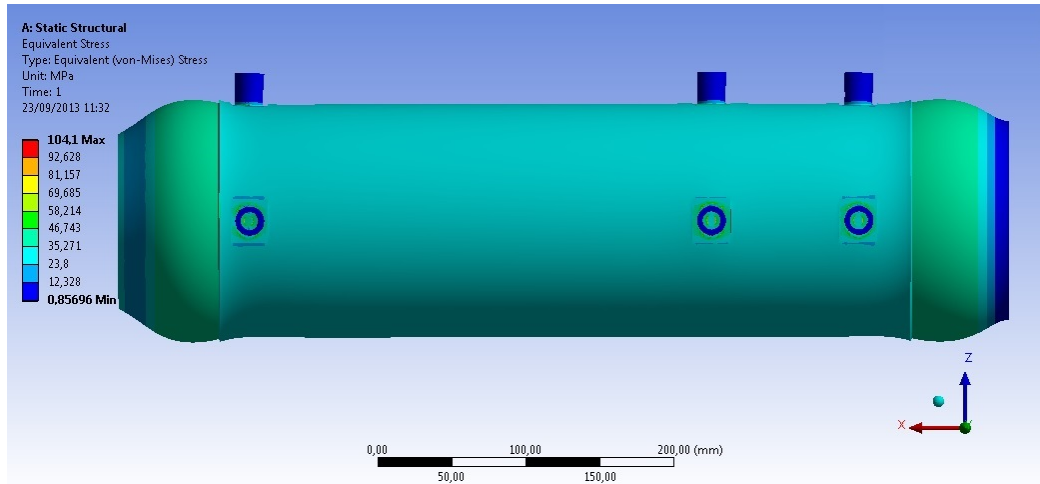


(a) Dettaglio degli elementi dello spessore.

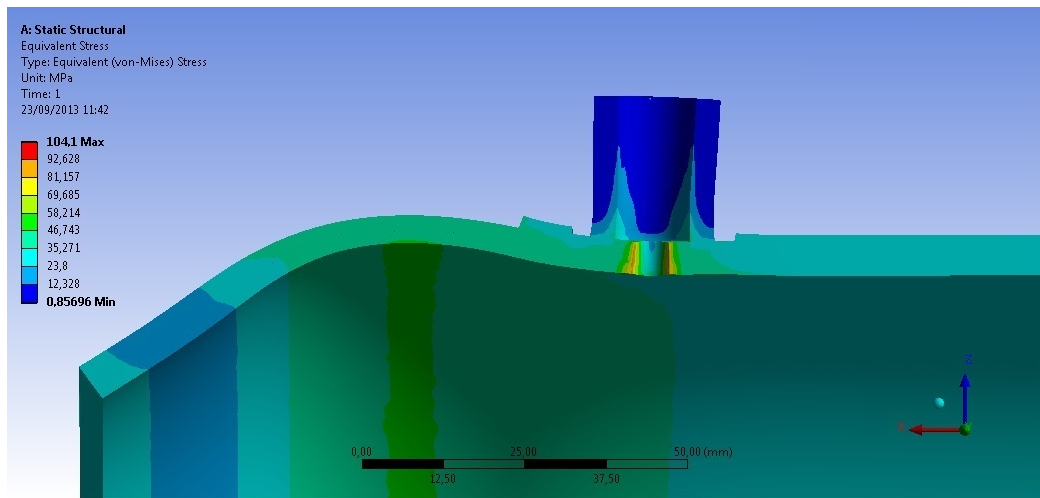


(b) Dettaglio dell raccordo del sensore di pressione.

Figura 5.7: Meshing del corpo-motore.



(a) Vista laterale.



(b) Dettaglio del raccordo del sensore di pressione.

Figura 5.8: Analisi strutturale del corpo-motore; tensioni calcolate con il criterio di von Mises.

5.2 Verifica termica dell'ugello

L'ugello è un componente molto sollecitato termicamente essendo in diretto contatto con i gas caldi di combustione. In camera di combustione è il grano stesso ad assicurare un'adeguata protezione; in pre-camera ed in zona di iniezione, in genere, le temperature sono relativamente basse a causa del gas a temperatura ambiente di iniezione principale. In post-camera la temperatura è elevata ma a causa dei rimescolamenti di fluido le velocità sono relativamente basse; per tempi di combustione sufficientemente brevi (5-10s) non sono necessarie particolari protezioni al corpo-motore. L'ugello invece sperimenta alte temperature e velocità quindi è opportuno verificare che non raggiunga un carico termico critico durante i test. Sono stati considerati materiali diversi per sopportare i vari carichi termici: il blocco ugello è in acciaio Fe360, per ragioni legate al costo, l'inserto di gola è in grafite isostatica mentre l'iniettore secondario è in acciaio inossidabile AISI 316 poiché è a contatto con l'ossigeno gassoso.

Si è studiato il problema attraverso un'analisi termica alle differenze finite non stazionaria in cui sono applicati dei carichi termici variabili nello spazio e nel tempo (viene utilizzato ANSYS/Worckbench/Transient Thermal). Il modello solido 3D è stato semplificato in modo da poter supportare una mesh adeguatamente fitta ed in tabella 5.3 si possono vedere quanti elementi sono stati utilizzati e di che tipo. In figura 5.9(a) è visibile la mesh tetraedrica utilizzata per la simulazione. Sono stati utilizzati elementi di questo tipo poiché la geometria del problema, nei pressi dell'iniettore secondario, subisce forti variazioni angolari e questi elementi si adattano meglio. In figura 5.9(b) sono mostrate le temperature delle superfici corrispondenti; le superfici non evidenziate sono state considerate adiabatiche. Le temperature sono state ricavate dalle simulazioni fluidodinamiche precedenti e interpolate linearmente; si è deciso di fissare la temperatura a parete per semplicità e perché rappresenta una condizione più gravosa che non imporre il flusso termico. La temperatura iniziale è di 20°C. Nell'iniezione secondaria si suppone che per i primi 0.5s non vi sia passaggio di gas freddo ma che stazioni il gas caldo del divergente mentre da 0.5s a 5s si inietta O_2 a 20°C. Dalle immagini 5.10(a) e 5.10(b) si può osservare quanto detto. Nella zona di gola le temperature nel nocciolo del materiale, dopo 5s, sono intorno ai 1400°C; la grafite, utilizzata come inserto di gola, degrada le sue caratteristiche meccaniche a 3000°C. L'acciaio Fe360 ha un progressivo abbassamento della tensione di snervamento a partire da 400°C dimezzandosi a circa 600°C (fino a 400°C $\sigma_{adm} = 235\text{MPa}$ da normativa Eurocodice 3 [12]), con essa si abbassa anche la tensione di snervamento a taglio pari a $\tau = \sigma/\sqrt{3}$.

La zona che meccanicamente e termicamente è più sollecitata è l'interfaccia

con il corpo-motore in quanto trasmette il carico dovuto alla pressione della camera di combustione. Considerando uno sforzo unicamente dovuto al taglio (la componente di compressione si trascura a vantaggio di sicurezza) la tensione che si sviluppa è di 36MPa con coefficiente di sicurezza $K = 4$ ($\tau = F/A$ dove F è la forza sull'ugello e A è la sezione resistente). Confrontando la tensione sviluppata con quella ammissibile da normativa si ha $\tau < \tau_{Y_{600^{\circ}\text{C}}} \simeq 68\text{MPa}$. Le tensioni sono quindi molto inferiori alla resistenza del materiale; in futuro potrebbe essere effettuata una verifica FEM strutturale che si accoppi all'analisi termica.

Tabella 5.3: Numero di elementi della mesh del blocco ugello e iniettore secondario.

NODES	713926
QUADS	501747

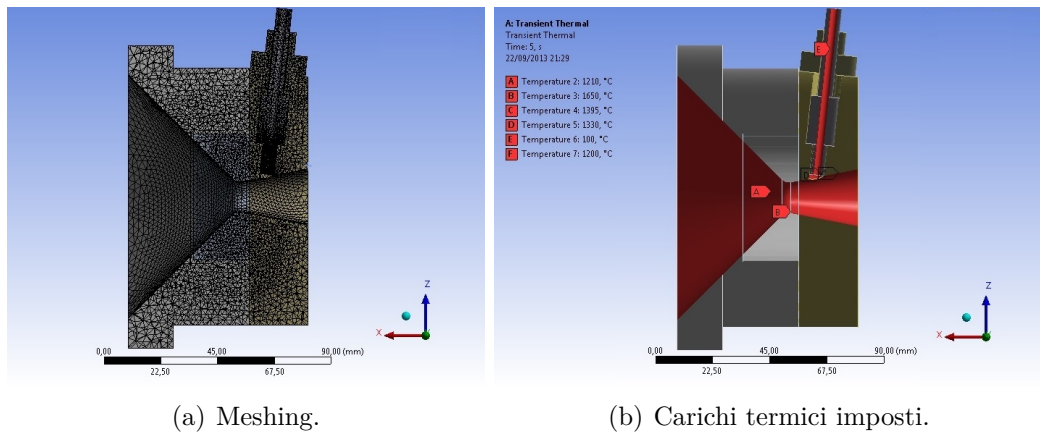
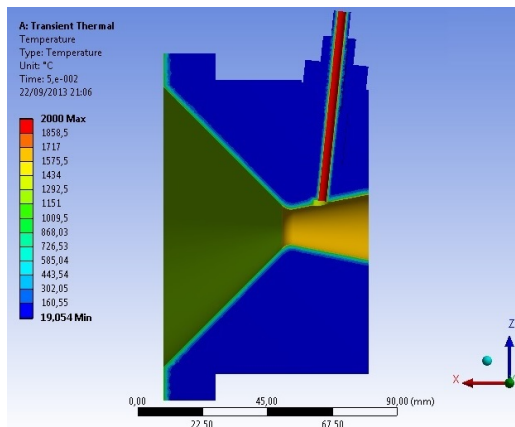
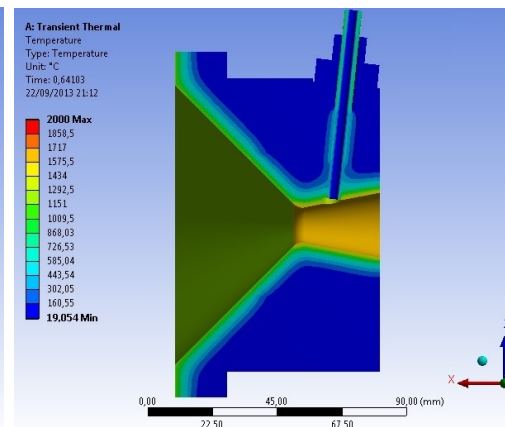
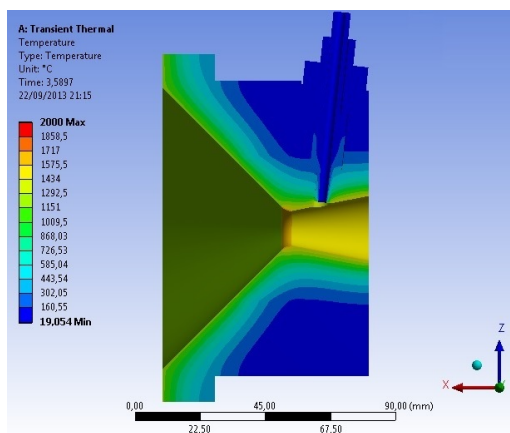
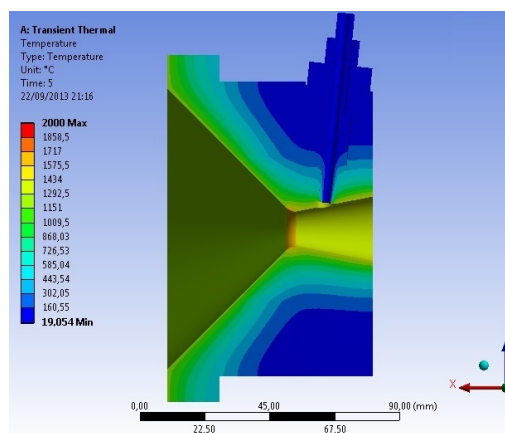


Figura 5.9: Volume dell'ugello sottoposto al carico termico tempo-variante.

(a) Temperatura a $t=0$ s.(b) Temperatura a $t=0.5$ s.(c) Temperatura a $t=3.5$ s.(d) Temperatura a $t=5$ s.Figura 5.10: Quattro istanti temporali della simulazione *Transient Thermal*.

5.3 Design definitivo del motore

In base al dimensionamento e alle verifiche effettuate si sono aggiunti quei requisiti di modularità, semplicità di utilizzo, etc. . . ancora non, o solo parzialmente, soddisfatti. Il motore, come si è detto, verrà utilizzato oltre che per testare varie configurazioni di *thrust vectoring*, anche per misurazioni di *regression rate* con combinazioni di ossidanti-combustibile, tipi di iniezione e mixer differenti. Si vuole, inoltre, poter variare le dimensioni della pre- e post-camera. Tutti questi possibili cambiamenti si riflettono, da un punto di vista meccanico, sulla lunghezza del motore e sul diametro. Si è quindi pensato di poter far variare la lunghezza della camera di combustione attraverso lo scorrimento della testa del motore in modo tale da poter adattarsi alla lunghezza del grano in utilizzo.

Il design completo del motore è cominciato attraverso le valutazioni di un motore analogo già esistente (si veda il riferimento [3]) ma di dimensioni ridotte e al quale non era possibile inserire il sistema per TVC.

Nelle immagini 5.11 e 5.12 si ha una panoramica completa del motore. Il modello tridimensionale è suddiviso in sotto-assiemi e nella sezione 5.12(b) sono stati numerati in questo ordine:

1. corpo-motore (vedi anche figura 5.4);
2. ghiera di chiusura (vedi immagine 5.5);
3. spaziatori per le prese dei sensori di pressione (in rosso);
4. grano propellente e camicia di riduzione della camera;
5. testa motore con iniettore e accenditore;
6. spaziatori di riduzione della camera (in viola);
7. ugello.

Del corpo-motore e delle ghiera di chiusura se ne è già parlato in maniera approfondita e si rimanda alla sezione 5.1. Si aggiunge solo che le ghiera di testa e coda non presentano differenze realizzative.

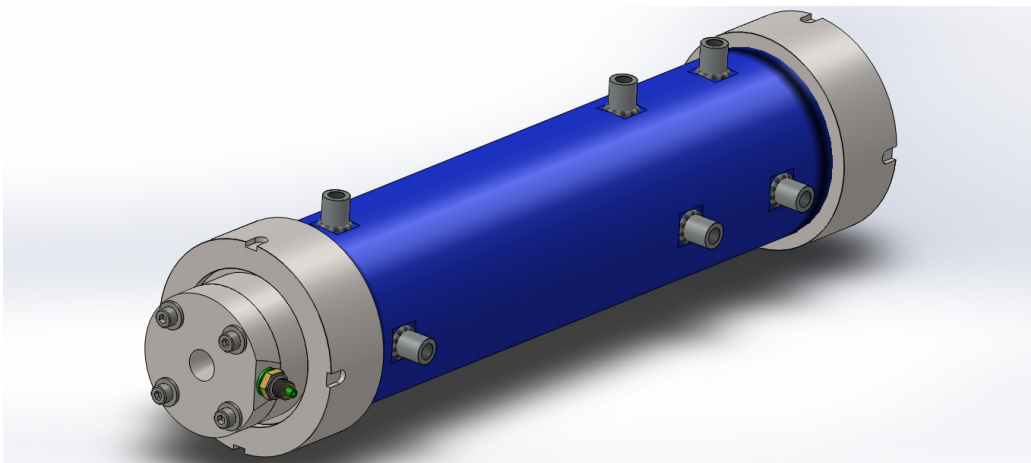
Gli spaziatori per le prese di pressione creano, sul perimetro della camera di combustione, un sottile meato fluido al fine di mettere in comunicazione la presa di pressione, che conduce al trasduttore, con i gas in pressione (si veda figura 5.13). La presenza del meato permette grandi escursioni delle dimensioni di pre- e post-camera e del grano stesso. Gli spaziatori sono due, uno in testa (pre-camera) ed uno prima dell'ugello (post-camera) e, come per le ghiera, essi hanno lo stesso design e sono intercambiabili; inoltre sono in Fe360 per limitare i costi.

Al punto 6, gli spaziatori di riduzione sono dei semplici anelli di Fe360 con lunghezza standard (5 0 10mm) che vengono utilizzati per cambiare la lunghezza della pre- o post-camera, se messi all'interno della camera di combustione; se posizionati all'esterno vengono precaricati in modo tale

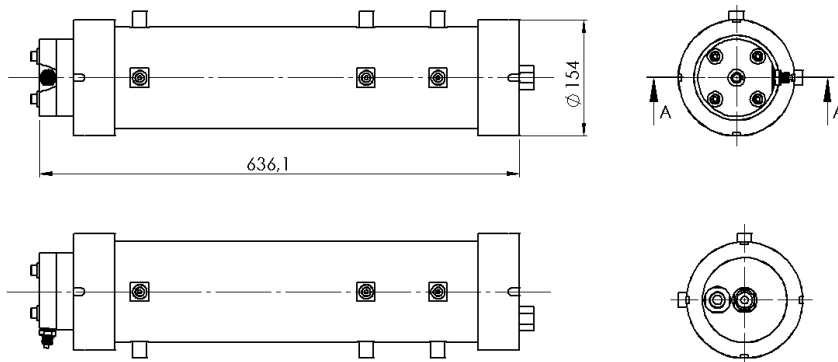
da evitare scorrimenti della testa o dell'ugello una volta che la camera di combustione entra in pressione durante i test.

Tabella 5.4: Massa a momenti baricentrici principali d'inerzia.

M [kg]	J_{P_x} [kgm^2]	J_{P_y} [kgm^2]	J_{P_z} [kgm^2]
34.25	0.104	1.473	1.474

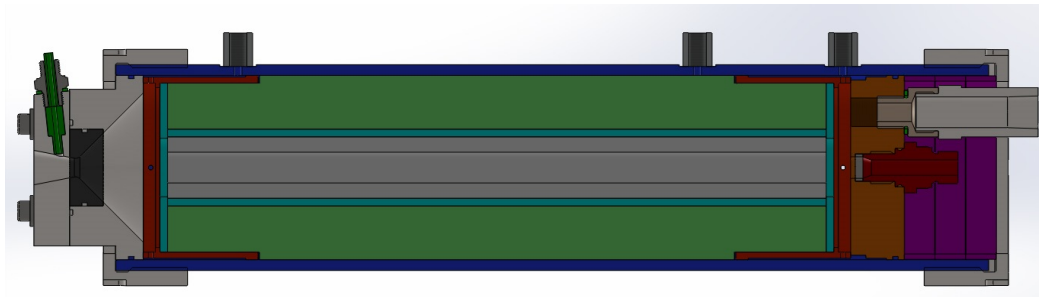


(a) Vista 3D del modello.

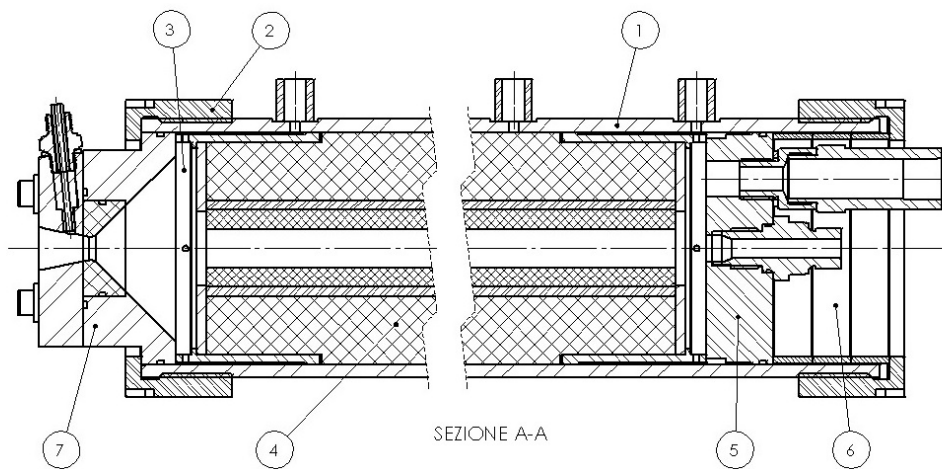


(b) Disegno esecutivo.

Figura 5.11: Modello 3D del motore.



(a) Sezione del modello.



(b) Sezione dell'esecutivo.

Figura 5.12: Sezione del motore.

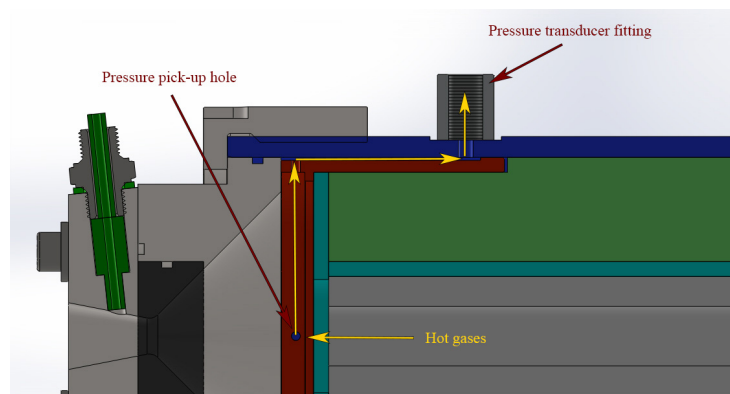


Figura 5.13: Sezione della zona di passaggio del gas per la misura della pressione.

Grano e camicia di riduzione Nel caso si utilizzino combinazioni di O-F e iniezioni a basso *regression rate* e per tempi di combustione intorno a 5s, come per i test futuri sul TVC, il grano ha un diametro molto inferiore rispetto a quello della camera di combustione (si veda la tabella 3.5) per cui è necessario inserire un corpo solido che alloggi il grano stesso e che lo mantenga in sede durante la combustione. Si deve quindi "ridurre" il diametro interno della camera di combustione e lo si fa attraverso una camicia composta da vari componenti di materiali diversi. In figura 5.14 sono visibili le parti ed il numero corrispondente:

1. grano propellente (HDPE in questo caso);
2. camicia protettiva (tubo standard Fe360 \varnothing 50mm interno);
3. camicia di riduzione (barra standard in Nylon \varnothing 120mm esterno);
4. dischi di bloccaggio (Fe360).

La camicia protettiva serve ad evitare che la camicia di riduzione, in Nylon, si degradi nel caso in cui il grano propellente venga bruciato per un tempo eccessivo oppure di disomogeneità locali del *regression rate* che portano ad una riduzione notevole dello spessore del grano.

La camicia di riduzione, ricavata tramite tornitura da una barra in Nylon reperibile in commercio, centra il grano propellente all'interno della camera di combustione. Nelle zone terminali (figura 5.14) si nota una diminuzione del diametro esterno speculare; esso viene utilizzato per poter alloggiare gli spaziatori per le prese di pressione.

I dischi di bloccaggio, oltre a proteggere la camicia di riduzione nella zona della pre- e post-camera, sono utilizzati per evitare movimenti al grano propellente; anch'essi sono uguali ed intercambiabili. Vanno in battuta con gli spaziatori delle prese di pressione; si veda figura 5.12(a).

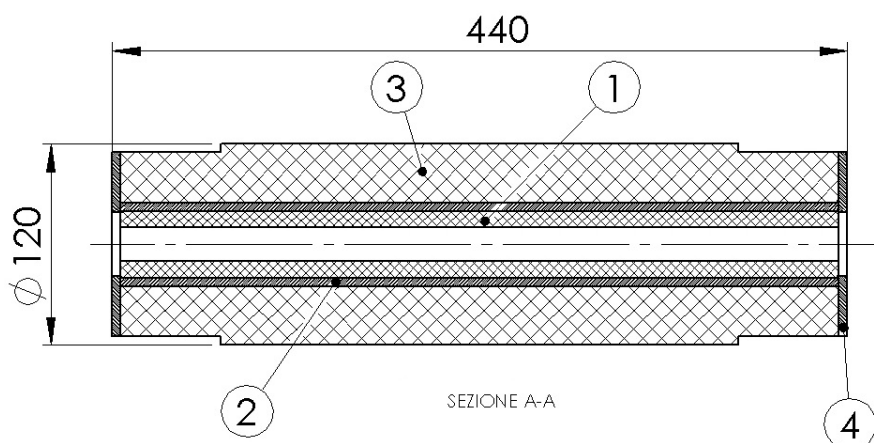


Figura 5.14: Sezione del sotto-assieme grano e camicia di riduzione.

Testa motore Questo sotto-assieme ha la funzione di chiudere la camera di combustione e di alloggiare l'iniettore; in questo design, per facilitare le operazioni di modifica della lunghezza della camera, si è scelto di montare anche l'accenditore. Quest'ultimo viene utilizzato per innescare l'accensione del motore nel momento in cui si apre la portata di ossidante; i suoi componenti sono già stati costruiti e utilizzati in prove sperimentali.

In figura 5.15 si può vedere la sezione della testa del motore sul piano indicato in figura 5.11(b).

1. TI17 (AISI 316);
2. TI19 (AISI 316);
3. testa (Fe360);
4. iniettore assiale (AISI 316);
5. spaziatore o piastra di iniezione;
6. rondella di tenuta 1/2in commerciale per alte pressioni.

Il TI17, TI19 e la rondella di tenuta compongono l'accenditore assieme al passacavi. È stata data una particolare attenzione al montaggio dell'accenditore in modo tale che sia facilmente accessibile per le operazioni consuetudinarie delle campagne di test. Il montaggio in testa ha reso necessario un nuovo design dell'iniettore principale volto alla riduzione degli ingombri.

La testa deve assicurare la tenuta in pressione del corpo-motore; strette tolleranze dimensionali (pochi centesimi di millimetro) vengono applicate alle gole degli O-Ring.

L'iniettore assiale si collega alla testa tramite una filettatura GAS 1/2in e un O-R di tenuta; mentre si interfaccia con le tubazioni di adduzione di portata massica con un'altra filettatura GAS 1/2in. Per questioni di ingombro l'iniettore è stato riprogettato con dimensioni ridotte. Come nel design del riferimento [3] è possibile inserire una piastra di iniezione *ad hoc*; nello studio di questo elaborato si è utilizzato uno spaziatore senza una griglia di iniezione essendo, il gas utilizzato, O_2 . Si è scelto di utilizzare acciaio inossidabile per evitare erosione ed usura essendo i componenti esposti ad un flusso di ossigeno e ad una temperatura elevati.

Nel caso si volesse utilizzare una configurazione ad iniezione *swirl* bisognerebbe cambiare completamente iniettore e con esso anche la testa motore. L'iniettore *vortex*, di riferimento [3], ha un ingombro eccessivo per essere montato sulla testa così progettata. Per utilizzare il *vortex* è necessario rivedere il progetto della testa e sostituire la filettatura GAS 1/2in dell'attacco dell'iniettore assiale con una M72. Lo studio di questa configurazione esula dagli scopi del lavoro.

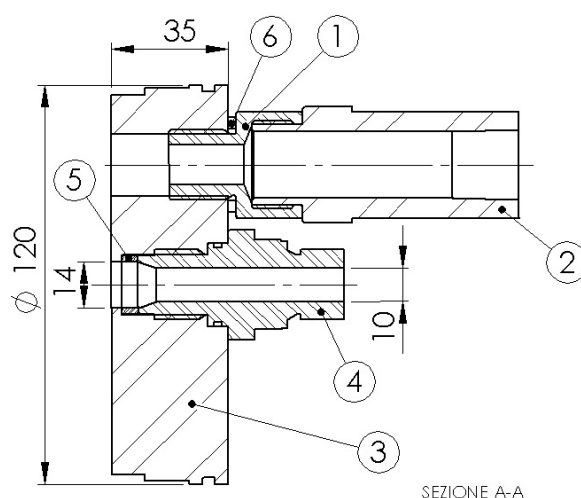


Figura 5.15: Sezione del sotto-assieme testa motore.

Ugello Esso è il componente più complesso del sistema infatti deve sopportare gravosi stress termici e meccanici oltre alle tolleranze dimensionali alle quali deve sottostare perché si ottengano misure sperimentali prevedibili dalla campagna di simulazione. Inoltre è importante che sia semplice costruttivamente, per ridurre i costi, e facile da utilizzare al fine di minimizzare i tempi di montaggio e smontaggio durante la campagna di test. Come già detto nei Capitoli 3 e 4, l'ugello deve poter far variare quei parametri di influenza che governano il comportamento del FTVC. Vediamo quindi come poterli far variare (si rimanda alla tabella 3.6).

Si vedono le singole parti che compongono l'ugello (figure 5.16 e 5.17):

1. inserto di gola (grafite isostatica);
2. convergente (Fe360);
3. divergente (Fe360);
4. iniettore secondario (AISI 316);
5. niplo standard GAS 1/4in;
6. 4 viti M8x40;
7. 4 rondelle per viti M8;
8. rondella di tenuta 1/4in commerciale per alte pressioni.

L'inserto di gola in grafite viene utilizzato poiché i flussi termici in gola sarebbero tali da erodere in breve tempo una gola in acciaio, inoltre l'erosione farebbe aumentare l'area di gola diminuendo la pressione in camera di combustione; per ragioni di costo e di ripetibilità sperimentale si sceglie di utilizzare la grafite.

Il tratto convergente dell'ugello viene utilizzato come chiusura ermetica

del motore, tramite l'O-R di tenuta, e come sede di montaggio del tratto divergente dell'ugello stesso. Quest'ultimo componente, oltre a bloccare in sede l'inserito di gola, alloggia l'iniettore secondario per il *thrust vectoring* nella posizione ed angolazione definite dal test. In questo lavoro si sono considerate posizione ed angolazione fisse, ricavate dal riferimento [7], ma in una futura test matrix, sostituendo solamente il tratto divergente dell'ugello, sarà possibile variare angolazione e posizione dell'iniettore. Le dimensioni dell'area di gola e di uscita sono quelle ricavate in sezione 3.2.2 e sono visibili in figura 5.16.

L'iniettore è costituito da un inserto di iniezione, che ha il diametro specificato per il test, ed un niplo maschio-maschio standard. Questo per permettere il passaggio del gas per l'iniezione laterale e per, eventualmente, far fuoriuscire un prolungamento dell'inserito che viene utilizzato sia per l'estrazione che per l'allineamento.

Si è analizzato, a questo punto, quale fosse l'influenza del tipo di sbocco dall'iniettore; in figura 5.18 vengono mostrate le due configurazioni più probabili. Mentre nelle figure 5.19 si possono confrontare quattro analisi CFD preliminari per determinare l'effetto dello sbocco con portata di massa secondaria nulla; si utilizza O_2 a 3500K con una portata principale di 0.075kg/s sulla sezione di ingresso del volume di controllo (che ricordiamo essere metà di quella effettiva, si veda figura 4.10). Le condizioni al contorno sono le stesse utilizzate nelle analisi CFD dell'ugello (si veda tabella 4.7). In tabella 5.5 si riportano le forze assiali e laterali calcolate.

Il primo caso analizzato (figura 5.19(a)) è l'ugello privo completamente dell'iniettore e si può vedere che la forza complessiva fuori asse è di pochi centesimi di N, data da errori numerici. Nel secondo caso si è riprodotta la condizione utilizzata nelle simulazioni del Capitolo 4 e si osserva una spinta in Y di circa 0.2N che corrisponde alle analisi già effettuate a portata nulla. Si nota un'onda obliqua debole propagarsi dalla base dell'iniettore. Nel caso 3 (analisi 5.19(b)) si riproduce la configurazione di figura 5.18(b). Si osserva che la forte onda dovuta alla presenza dell'iniettore non raccordato genera una spinta di disturbo laterale di circa 4N che rappresenta un 30% della spinta totale laterale che ci si aspetta di misurare dai test sperimentali. Se ne deduce quindi che una tale configurazione non possa soddisfare i requisiti per una buona misura. Si è quindi tentato di risolvere il problema con la configurazione 4 osservando che il vortice generato dallo spigolo non raccordato si riflette proprio sulla superficie dell'inserito di iniezione; arretrando quella superficie e quindi riducendo la lunghezza dell'inserito si nota che la forza di disturbo cala leggermente a 3.2N, valore ancora elevato. Per queste ragioni si sceglie di raccordare in modo continuo l'inserito di iniezione come mostrato in figura 5.18(a).

Tabella 5.5: Sintesi dell'analisi di influenza dello sbocco dell'iniettore secondario.

Analisi	F_X [N]	F_Y [N]
1 (figura 5.19(a))	329.32	0.047
2 (figura 5.19(b))	330.13	0.198
3 (figura 5.19(c))	327.01	4.053
4 (figura 5.19(d))	327.35	3.201

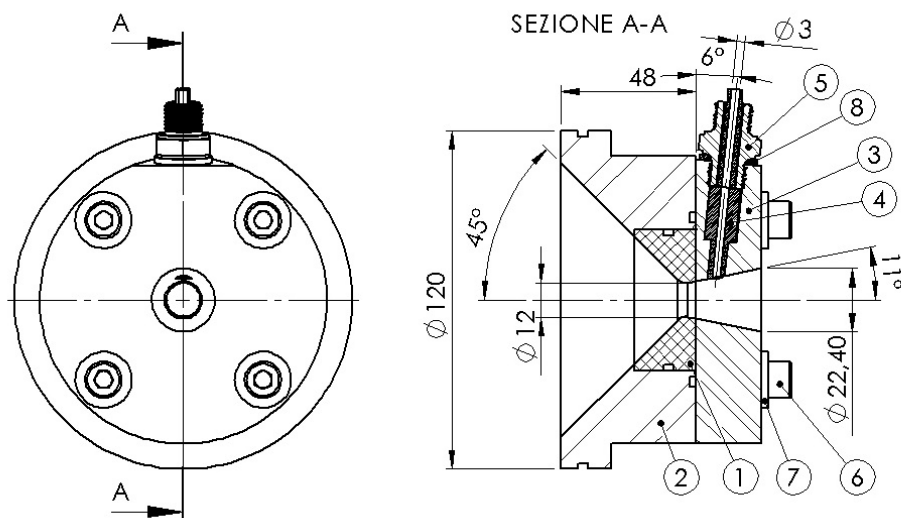


Figura 5.16: Disegno esecutivo e sezione del sotto-assieme ugello.

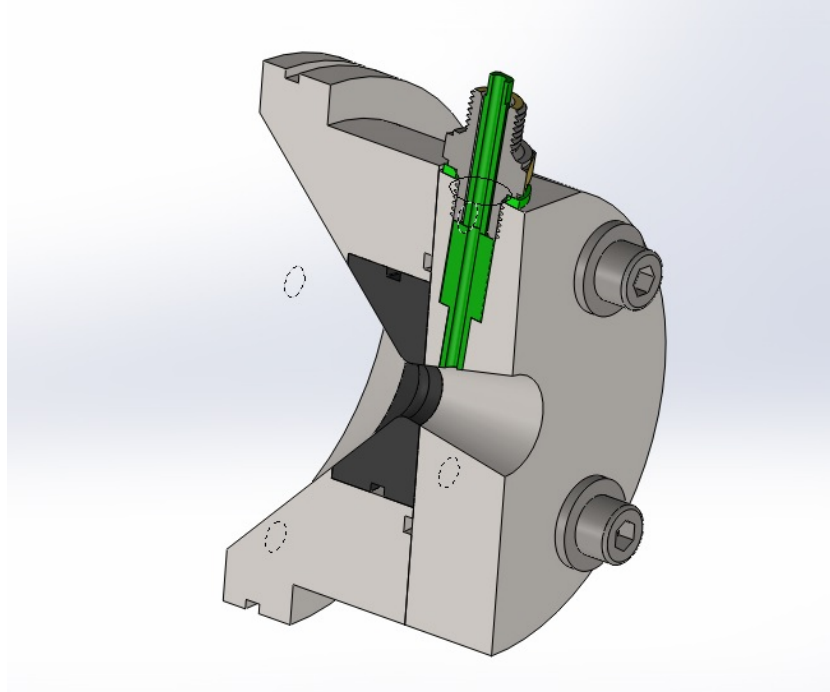
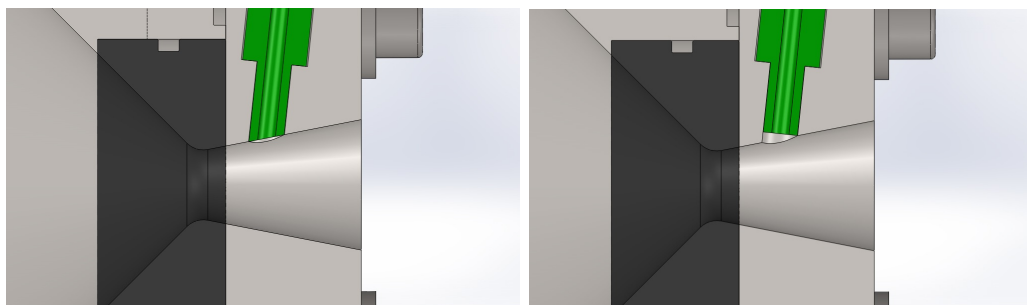


Figura 5.17: Sezione del modello 3D dell'ugello.



(a) Insetto con profilo ricavato durante la tornitura del divergente.

(b) Insetto con profilo tronco.

Figura 5.18: Configurazioni dell'insetto di iniezione secondaria.

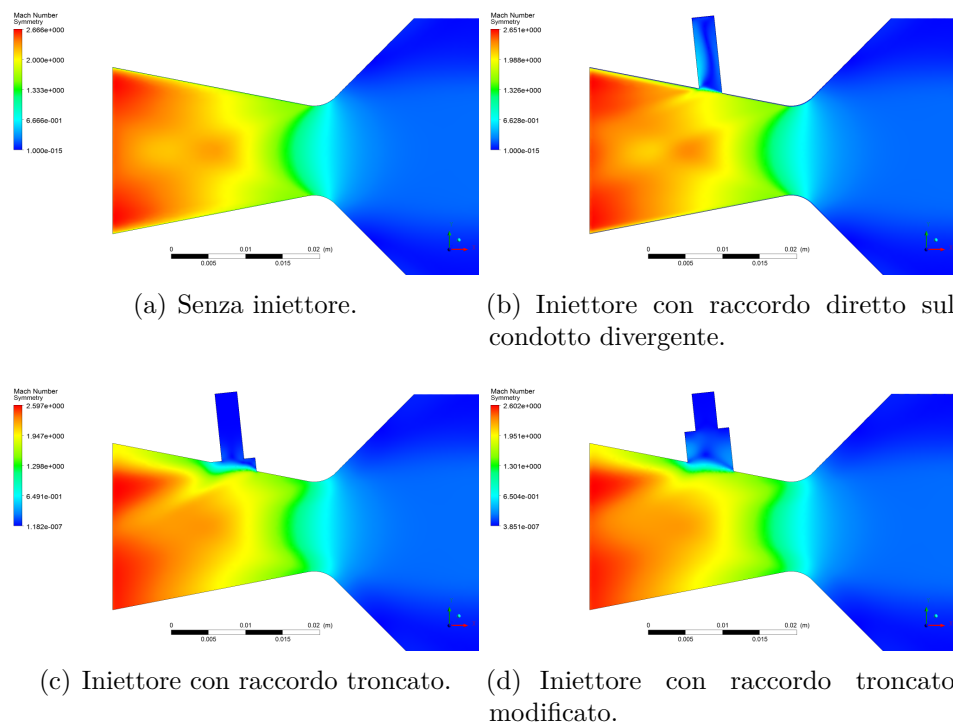


Figura 5.19: Numero di Mach delle configurazioni studiate per stimare la forza laterale di disturbo

Capitolo 6

Diagnostica

La misura sperimentale delle grandezze in gioco è fondamentale per l'interpretazione dei fenomeni e l'associazione con le simulazioni fluidodinamiche. Uno degli scopi dei test è verificare quanto la CFD produca risultati attendibili. Affinché l'incertezza di misura renda possibile un confronto coerente è necessario scegliere gli strumenti di misura in modo tale che il loro range operativo ricada nella tolleranza di misura scelta. I sensori che vengono utilizzati normalmente per i test su motori a razzo sono:

1. celle di carico per la misurazione della spinta;
2. sensori di pressioni in camera di combustione, a monte dell'iniettore e sui regolatori di pressione (si veda l'immagine 3.4);
3. misuratore di portata di massa di ossidante;
4. sensori di temperatura.

I segnali dei sensori vengono elaborati da un sistema PLC con una frequenza di acquisizione di 1kHz a 16bit. Questa frequenza dipende dalle oscillazioni della pressione in camera di combustione, normalmente sotto i 400Hz per i motori ibridi. Tutti i sensori sono compensati in temperatura entro un range tra $-10 \div +40^{\circ}\text{C}$, ciò significa che le variazioni di temperatura possono essere trascurate. Inoltre vengono utilizzate videocamere per il recording dei test: una viene posizionata dietro al motore e un'altra, ad alta velocità di registrazione (400fps), affianco all'ugello per osservare l'andamento della coda di scarico.

Celle di carico. La misura della spinta e dell'impulso specifico sono affidate alle celle di carico, assiali e laterali. Sul banco della *facility G*. Colombo è montata una cella in trazione per la misura della spinta assiale con carico massimo di fondo scala di 300kg ed errore di $\pm 0.03\%FS$ pari a circa $\pm 0.9\text{N}$. Modello CTOL300.

La spinta laterale verrà misurata con celle con un fondo scala molto più basso. Dalla campagna di simulazioni si è visto che la spinta massima in Y è di circa $16 \div 18\text{N}$ per cui la cella utile deve avere un fondo scala di tre volte maggiore della spinta prevista. Si sceglie una cella di carico da 5kg in flessione (per ragioni di ingombro e montaggio), modello AF5. L'errore combinato è pari a $\pm 0.05\% \text{FS}$ pari a 0.025N . Con iniettore di $\varnothing 3\text{mm}$ e portata al 5% l'accuratezza di misura è del $\pm 0.33\%$ sulla spinta laterale; rientra nei range definiti in sezione 4.2.11.

Sensori di pressione. La pressione nel motore e lungo le linee di adduzione è ricavata da numerosi sensori posizionati in modo tale da poter stimare le cadute di pressione di vari elementi quali: regolatori di pressione, venturi, valvole, iniettore principale e secondario e in pre-e post-camera di combustione; si veda figura 3.4). Sulle linee di adduzione si utilizzano sensori della GEFTRAN, modello TK, da 100bar di fondo scala con accuratezza $\pm 0.25\% \text{FS}$ e un tempo di risposta inferiore ad 1ms. La misura della differenza di pressione, a cavallo, ad esempio, dell'iniettore, permette di ricavare il coefficiente di flusso. La pressione infatti ha un andamento lineare con la portata di massa fin tanto che gli orifizi sonici restano chokati (si veda sezione 3.1). Nel caso di iniezione secondaria però, la scala del misuratore di portata di massa non è sufficientemente accurata per portate basse (come vedremo nel prossimo paragrafo) quindi è fondamentale misurare la pressione con una accuratezza di almeno $\pm 0.034\text{bar}$ per rientrare nel range di forza di $\pm 1\%$ (vedi sezione 4.2.11). Si può quindi utilizzare un sensore da fondo scala di 250PSI ($\simeq 17.5\text{bar}$) e accuratezza $\pm 0.1\%$ (modello AST20HA); le pressioni di iniezione secondaria sono di massimo 9bar con iniettori con $\varnothing 3$ o 4mm.

La pressione in camera di combustione viene invece misurata con sensori piezo-resistivi della Kistler, modello 4260A, con fondo scala di 70bar (MOP 40bar, MEOP 20bar), accuratezza $\pm 0.1\%$ e tempo di risposta inferiore ad 1ms. Si utilizzano questi tipi di sensori poiché si vogliono tempi di risposta brevi ed una precisione maggiore per caratterizzare il motore con una incertezza inferiore. La pressione in camera viene misurata attraverso delle intercapedini apposite tra le quali scorre il gas, è stato dimostrato che la loro influenza sulla misura è inferiore allo 0.1% ([3]), si veda figura 5.13.

Misuratore di portata di massa. La quantità di ossidante iniettata viene misurata direttamente con un sensore a effetto Coriolis. Il modello è F050 Micro Motion e l'accuratezza è di $\pm 0.5\%$ della portata misurata. Il range operativo per questo modello va da 375 a 108.8kg/h con un'accuratezza costante, se la portata scende sotto al limite inferiore l'accuratezza peggiora

(si veda il datasheet). Nel caso con iniezione al 5% della primaria la portata corrispondente è di 27kg/h quindi l'accuratezza peggiora al $\pm 2\%$ della portata, corrispondente a $\pm 0.00015\text{kg/s}$ che non soddisfa i requisiti di misura fissati in sezione 4.2.11. Inoltre, per portate minori l'errore aumenta. Perciò si dovrà procedere ad una taratura del sistema mediante un orifizio sonico e, associando la misura delle pressioni, ricavare la portata di massa; oppure è necessario acquistare un misuratore di portata con accuratezza maggiore.

Sensori di temperatura. La temperatura è misurata in vari punti delle linee di adduzione per caratterizzare il gas in ingresso. Tutti i sensori utilizzati sono delle termocoppie tipo J con una tenuta metallica per alte pressioni (fino a 100bar). L'accuratezza è di classe 2 ovvero di $\pm 2 \div 5\text{K}$. Dalle tolleranze di misura della temperatura di sezione 4.2.11 si può notare che l'accuratezza è sufficiente per poter utilizzare questi sensori.

Parte II

Progettazione preliminare del banco prova pluriassiale

Capitolo 7

Stato dell'arte, obiettivi e requisiti

La misura della spinta di un motore a razzo viene effettuata, in genere, tramite celle di carico su appositi banchi prova per test a terra. Provare il motore in condizioni sicure permette di verificare i livelli di spinta e di pressione calcolati nella fase progettuale preliminare e di dettaglio. Per la maggior parte dei casi è importante soprattutto caratterizzare la spinta assiale ma per un motore predisposto al volo su di un veicolo è necessario verificare i livelli di spinta nelle tre direzioni.

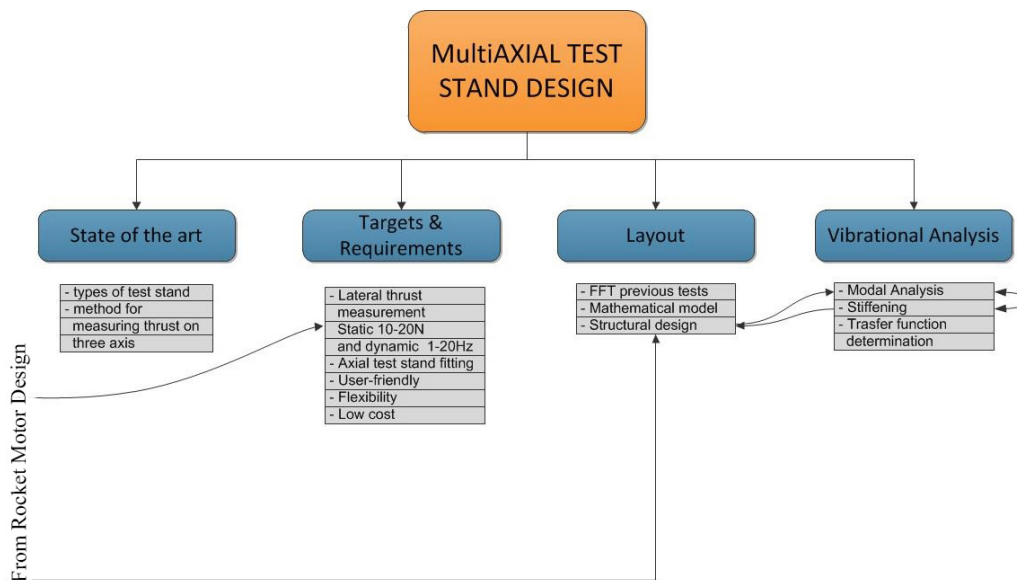


Figura 7.1: Flusso logico per la progettazione del banco prova.

7.1 Overview dei sistemi esistenti

Esistono diversi tipi di banchi e si possono suddividere in due tipologie in base alla disposizione dell'asse di spinta del motore: orizzontali e verticali (riferimento [13]). Solitamente motori liquidi di grandi dimensioni vengono posizionati su banchi verticali mentre motori solidi, a causa della camera di combustione molto più grande rispetto al motore liquido, vengono distesi su banchi orizzontali. La scelta inoltre dipende, oltre che dal tipo e dalle dimensioni del motore, anche dalla possibilità di lavoro e montaggio attorno al motore nella fase prima e dopo il test; un banco orizzontale permette di spostarsi facilmente attorno al motore mentre un banco verticale necessita di sistemi di sicurezza per permettere all'operatore di effettuare gli interventi di routine.

Da ricerche effettuate in letteratura (riferimento [13] e [14]), per la misura della spinta in tre direzioni si privilegiano banchi verticali con misure di forza e momenti. Nelle immagini 7.4 si possono vedere 3 differenti tipi di misura delle forze in gioco. In A) si effettua la misura della spinta assiale mediante tre celle di carico posizionate sui punti A, B e C mentre altre tre celle misurano le altre componenti sul piano ABC. In B) il procedimento è analogo ma vi è un'unica cella assiale e altre cinque perpendicolari all'asse del motore. In C) è schematizzato un piccolo banco per la misura delle componenti. Una metodologia costruttiva efficace per la realizzazione di questo tipo di banco è la *piattaforma di Stewart* (figura 7.5). Essa viene utilizzata comunemente come banco per simulatori di volo o per sistemi di macchine utensili molto rigide e precise sfruttando la possibilità di variare la lunghezza dei singoli bracci che uniscono la base alla piattaforma (immagine 7.5(a)); se, invece che predisporre attuatori, si inseriscono celle di carico sui bracci rigidi si possono effettuare misure di forza su ogni singolo braccio. Considerando l'orientazione di essi si ricostruisce il vettore forza nello spazio tridimensionale.

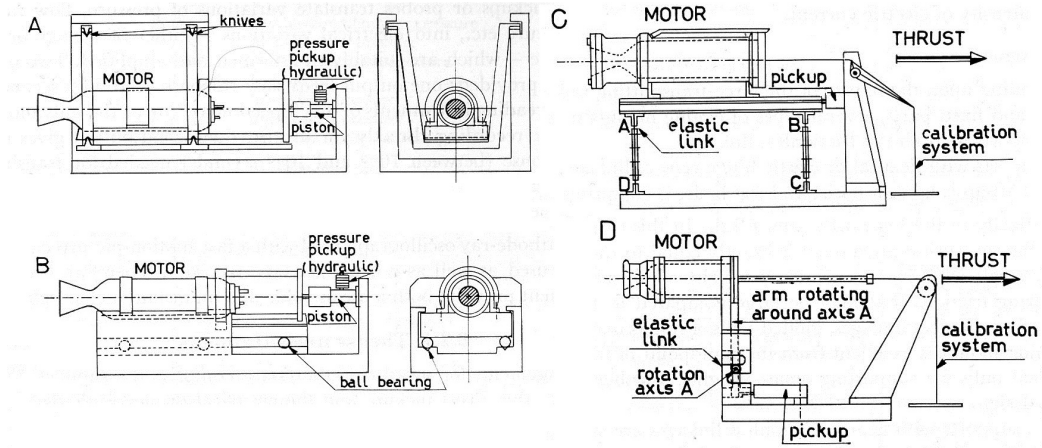


Figura 7.2: Tipologie di banchi orizzontali: A) a doppio pendolo; B) a scorrimento; C) a doppio pendolo con connessioni elastiche D) a pendolo con connessioni elastiche.

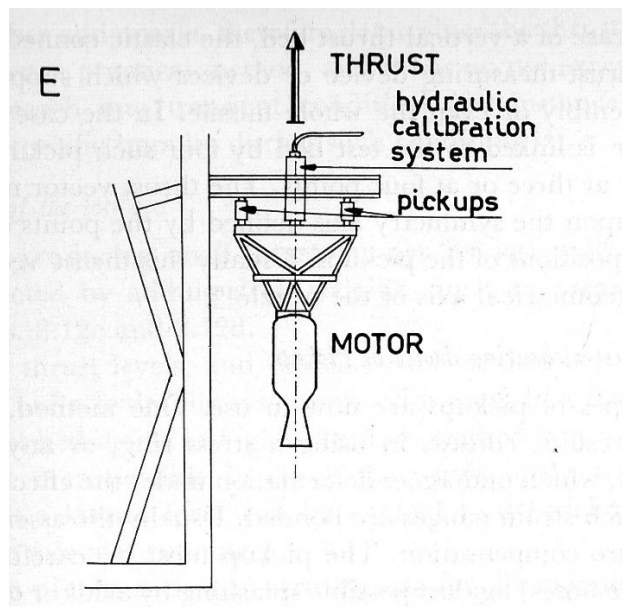


Figura 7.3: Banco verticale.

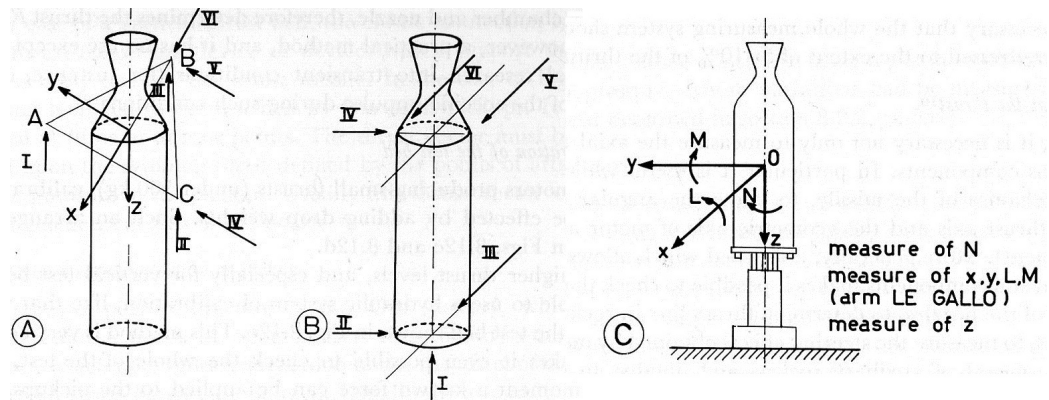
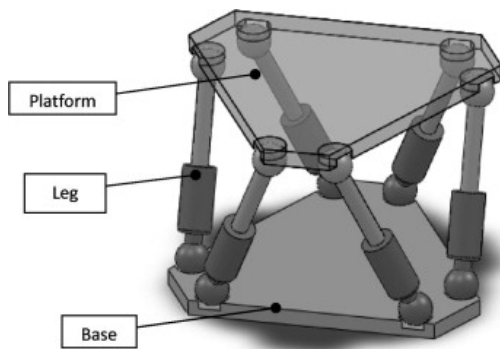
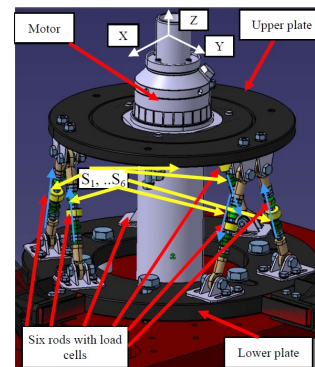


Figura 7.4: Banco verticale con misura delle sei componenti della spinta.



(a) Piattaforma orientabile.



(b) Piattaforma con celle di carico per la misurazione della spinta in 3D.

Figura 7.5: Piattaforma di Stewart.

7.2 Obiettivi e requisiti

L'obiettivo principale del banco prova pluriassiale è di misurare la spinta, oltre che nella direzione assiale X, anche in quelle a lei perpendicolari Y e Z. Oltre alla spinta statica laterale sarebbe utile riuscire a misurare una componente dinamica a massimo 10Hz in modo tale da simulare un controllo in PWM del sistema per TVC.

Il banco del CISAS G. Colombo, correntemente utilizzato per test a terra di motori con misura della sola spinta assiale non superiore a 1kN, è di tipo orizzontale. In base agli obiettivi da raggiungere si determinano i requisiti che l'oggetto dovrà soddisfare per effettuare una misura adeguata. Schematicamente essi sono:

1. adattamento al banco della *facility* G. Colombo in orizzontale;
2. misura della spinta laterale di massimo 20N;
3. misura dinamica della spinta laterale massimo 10Hz;
4. semplice e affidabile costruttivamente;
5. basso costo;
6. adattabilità a motori diversi.

Il banco prova è visibile in figure 3.1(a) e 3.1(b) al Capitolo 3. Sono state rilevate tutte dimensioni e misure del banco prova in modo da poter adattare il nuovo sistema a quello esistente cercando anche di utilizzare i fori filettati già presenti sul banco stesso.

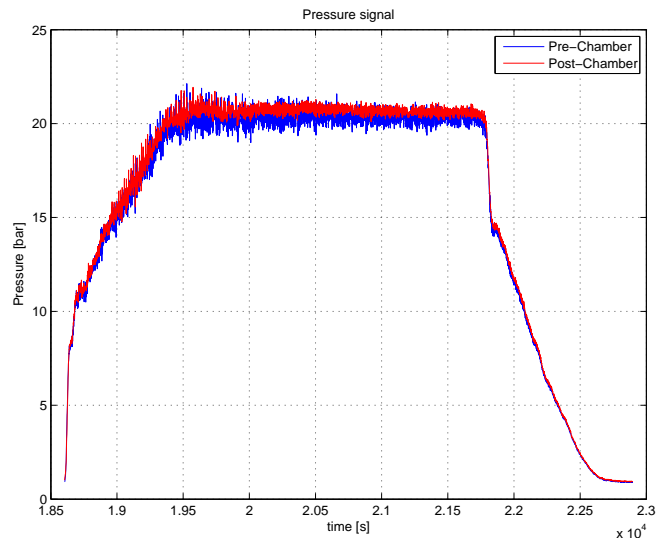
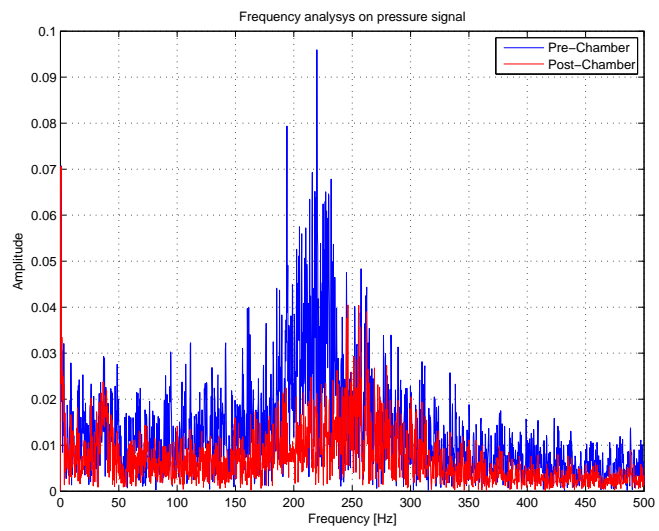
Capitolo 8

Layout e predimensionamento

Studiando le configurazioni dei banchi prova reperite in letteratura e confrontandole con i requisiti del caso di studio, si vede che nessuna di esse li soddisfa contemporaneamente; si è perciò proceduto esaminando layout differenti. Il comune denominatore è la direzione orizzontale della spinta.

8.1 Analisi in frequenza del segnale di spinta

È stato effettuato un esame dei dati di pressione di alcuni test su motori già provati su banco (*Vortex Reloaded*) con una spinta e pressione comparabile con quella del kNot1, progettato nella prima parte del lavoro (I). Tramite un algoritmo FFT di MATLAB è stato estratto lo spettro delle frequenze del segnale misurato; nelle immagini 8.2 si possono vedere i dati sorgente e l'elaborazione. Il segnale del motore *Vortex* ha un andamento medio costante ma un rumore evidente di circa ± 1 bar; la componente con picchi più elevati del modulo è circa a 220Hz. Ne deduciamo quindi che per cogliere le variazioni di spinta di quella frequenza sarebbe necessario avere un banco prova con banda passante circa doppia. C'è da dire però che i banchi prova, essendo molto massivi per questioni pratiche e di sicurezza, filtrerebbero gran parte delle frequenze; inoltre, ad alte frequenze, le ampiezze di oscillazione sono solitamente basse e si possono determinare, appunto, tramite la sola misura del segnale di pressione. Il banco prova è quindi un filtro passa-basso ed è necessario evitare che le frequenze del motore si accoppino con quelle del banco stesso.

Figura 8.1: Segnale di pressione del motore *Vortex*.Figura 8.2: FFT del segnale di pressione del motore *Vortex*.

8.2 Analisi delle configurazioni

Si perviene a due layout base da comparare per determinare quella che meglio soddisfa i requisiti. Le figure 8.3 mostrano le configurazioni basilari che sono state considerate: banco prova lineare e banco prova *gimballing*. Con questo assetto si rinuncia, per semplicità, alla misura dei momenti di torsione attorno ai tre assi. Il motore viene posizionato su di una *culla* che lo vincoli rigidamente ai sistemi di misura. In entrambi i casi sarà necessario svincolare la misura della spinta in X da quella in Y in quanto le celle di carico da utilizzare hanno rigidzze molto diverse. Si sottolinea però che sebbene matematicamente si possa effettuare questa ipotesi da un punto di vista fisico la forza in X influenzerà anche la misura in Y. Ciò è dovuto a disallineamenti e ad accoppiamenti dei modi di vibrare del banco stesso.

Lungo l'asse X servirà un'alta rigidezza in virtù della spinta sviluppata (la cella che correntemente viene utilizzata ha una rigidezza di $7.4 \cdot 10^6$ [N/m]) mentre lungo l'asse Y si scende di un'ordine di grandezza. Se quest'ultima cella viene rigidamente connessa al banco la sua impedenza influenzerà la misura della spinta assiale e potrebbe compromettere la misura lungo Y a causa di una saturazione della cella. Nel banco lineare si immagina, nel modello matematico, che esista una guida prismatica che svincoli l'interazione tra l'asse X e l'asse Y. Per il momento trascuriamo la misura lungo l'asse Z che complicherebbe ulteriormente il problema senza però aggiungere valore concettuale. Nel caso del banco *gimballing* invece questo problema è risolto dalla possibilità del motore di basculare attorno all'asse Z (entrante nel foglio indicata dalla freccia nera di figura 8.3(b)) la cella di carico in Y viene fissata su di un braccio che è vincolato ad un telaio sul quale si misura la spinta assiale. Le misure delle due spinte sono ora completamente svincolate.

Si vede come definire matematicamente il problema riconducendosi al modello di *Massa-Molla-Smorzatore*; la configurazione analizzata è quella del banco *gimballing* ma il procedimento è analogo per il banco il lineare. Si sottolinea l'ipotesi di rigidezza infinita del banco stesso, si vuole analizzare il comportamento del banco e delle celle di carico.

Le equazioni del moto in X e Y ((8.1) e (8.2)) valgono per piccole rotazioni del banco attorno a Z:

$$M\ddot{x} + C_x\dot{x} + K_x = F_X \quad (8.1)$$

$$J\ddot{\vartheta} + ML_{CG}^2\ddot{\vartheta} = -K_yL_Cy - C_yL_c\dot{y} + F_YL_f \quad (8.2)$$

dove J è il momento d'inerzia e M la massa dell'insieme culla e motore, L_{CG} è il braccio del baricentro rispetto al perno di rotazione, ϑ è l'angolo

di beccheggio, K_x e K_y sono le rigidità della cella di carico in X e Y rispettivamente e C_x e C_y il loro smorzamento, x ed y sono gli spostamenti in corrispondenza della cella di carico rispettivamente, L_C è il braccio della cella dal centro di rotazione, F_X e F_Y sono le spinte lungo i rispettivi assi ed L_f è il braccio della spinta laterale. Sostituendo $\vartheta = y/L_C$, raccogliendo per y e passando al dominio di Laplace otterremo le seguenti funzioni di trasferimento:

$$\frac{X}{F_X(s)} = \frac{1}{Ms^2 + C_x s + K_x}, \quad (8.3)$$

$$\frac{Y}{F_Y(s)} = \frac{L_f/L_C}{\left(\frac{J+ML_{CG}^2}{L_C^2}\right)s^2 + C_y s + K_y}. \quad (8.4)$$

Inserendo dei valori numerici nelle variabili si ottengono le risposte in frequenza dei banchi analizzati; si utilizzano i dati di massa e inerzia ricavati dalla progettazione del motore 5.4 e le geometrie dei banchi di tabella 8.1. Le celle di carico sono state scelte da catalogo: la cella in X è già in uso sul banco prova della *facility* del CISAS G. Colombo mentre quella in Y è stata scelta nel Capitolo 6. Si impone un coefficiente di smorzamento uguale in X e Y pari a $\xi = 0.01$ si ricava quindi lo smorzamento $C = 2\xi K/\omega_n$ ove ω_n è la frequenza naturale del sistema.

Tabella 8.1: Caratteristiche dei banchi prova analizzati.

	L_C [m]	L_{CG} [m]	L_f [m]	K_x	K_y	ξ []
Banco Lineare	0.6	0.3	1	$7.4 \cdot 10^6$	$9.81 \cdot 10^4$	0.01
Banco <i>Giballing</i>	1	0.005	0.3	$7.4 \cdot 10^6$	$9.81 \cdot 10^4$	0.01

Nelle figure 8.4 si possono vedere i grafici delle funzioni di trasferimento dei due banchi in X e Y in Hz. Si può notare il picco di risonanza caratteristico di un sistema rigido per i quattro grafici. Ponendo l'attenzione sul grafico in X per i due banchi si nota che sostanzialmente non vi è differenza tra i due infatti si considera la cella di carico in X indipendente da altri vincoli o sollecitazioni. La risonanza si verifica a 70Hz, mentre la banda passante a -3dB scende a 40Hz. La differenza sostanziale tra i due banchi la si può notare in direzione Y: si vede che la frequenza di risonanza del banco lineare è a circa 11Hz mentre per il banco *gimballing* è a 100Hz. Quindi la geometria di quest'ultimo tipo di banco permette la misura di frequenze molto più elevate. La chiave di questa maggiore prestazione sta nel diverso posizionamento del baricentro del sistema rispetto al polo di rotazione. Nel banco *gimballing* si cerca di

posizionare il centro di massa il più vicino possibile all'asse di rotazione (vedi figura 8.3(b)), L_{CG} diventa una misura di disturbo che, tendenzialmente, va ridotta. Lo si può fare progettando il banco in modo che sia bilanciato e, nella fase immediatamente precedente al test, spostando il motore e la culla avanti e indietro, lungo l'asse X, attraverso le guide predisposte. Infatti, possibili variazioni della geometria interna del motore (grano propellente, mixer, iniettori etc...), ne cambiano la distribuzione delle masse in modo difficile da prevedere. Nel caso del banco lineare invece L_{CG} è una misura fissa e che può variare poco in percentuale per cui il momento d'inerzia polare, calcolato sull'asse di rotazione (che non è più vicino al baricentro), diventa influenzato dal termine di spostamento pari a ML_{CG}^2 . In tabella 8.2 sono riassunte le frequenze di risonanza (F_{RIS}) e la banda passante (F_{BP-3dB}) in X e Y dei due banchi considerati. Un altro elemento che gioca un ruolo fondamentale è il braccio della cella di carico dal perno di rotazione L_C infatti maggiore è e, dall'equazione (8.4), maggiore è anche la frequenza di risonanza ma minore è la forza misurata alla cella secondo l'equilibrio statico dei momenti:

$$F_{cella} = K_y y = \frac{F_Y L_f}{L_C}, \quad (8.5)$$

che diventa:

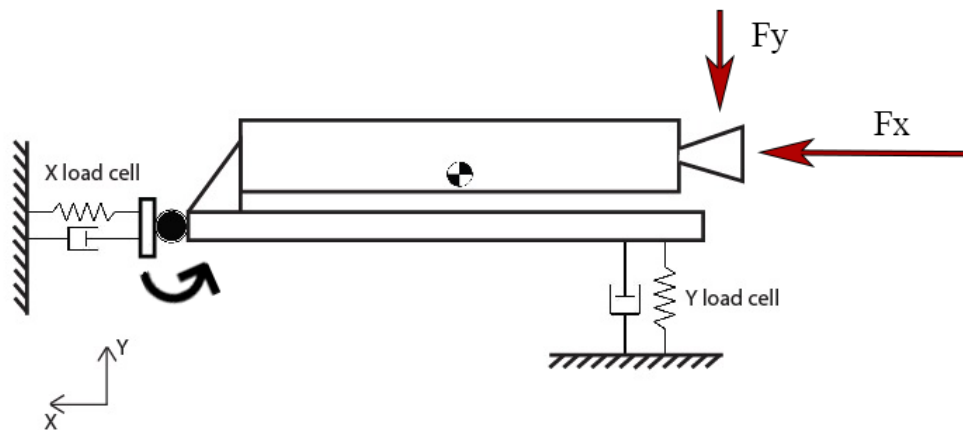
$$\frac{y}{F_Y} = \frac{L_f/L_C}{K_y}. \quad (8.6)$$

La forma è la medesima dell'equazione (8.4) che infatti ne rappresenta il termine statico. Il braccio L_C va quindi dimensionato in modo tale che le frequenze rientrino nel campo di interesse ma che la forza vista dalla cella di carico non sia eccessivamente bassa altrimenti sarà necessario un dimensionamento iterativo della cella. Considerando l'analisi di sezione 8.1, è necessario che il banco abbia una frequenza di risonanza molto inferiore rispetto a quella del motore poiché costruttivamente non è possibile che sia più alta. Per questa ragione si fissa una frequenza della banda passante del banco intorno ai 30Hz. Questo per ottenere una banda passante a -3dB inferiore a 10Hz, requisito per la misura della spinta laterale. Il braccio di misura delle celle laterali diventa quindi $L_C=425\text{mm}$.

In virtù delle più alte frequenze misurabili e dalla facilità di scomposizione delle forze in X, Y e Z dal banco tipo *gimballing*, si sceglie come layout base da studiare più approfonditamente. Nella prossima sezione si vedrà come è stato effettuato un predimensionamento strutturale del banco stesso.

Tabella 8.2: Frequenze notevoli dei banchi prova.

	X		Y	
	F_{RIS} [Hz]	F_{BP-3dB} [Hz]	F_{RIS} [Hz]	F_{BP-3dB} [Hz]
Banco Lineare	70.4	< 40.2	20.21	< 11.15
Banco <i>gimballing</i>	70.4	< 40.2	168.3	< 100.18



(a) Banco prova lineare.

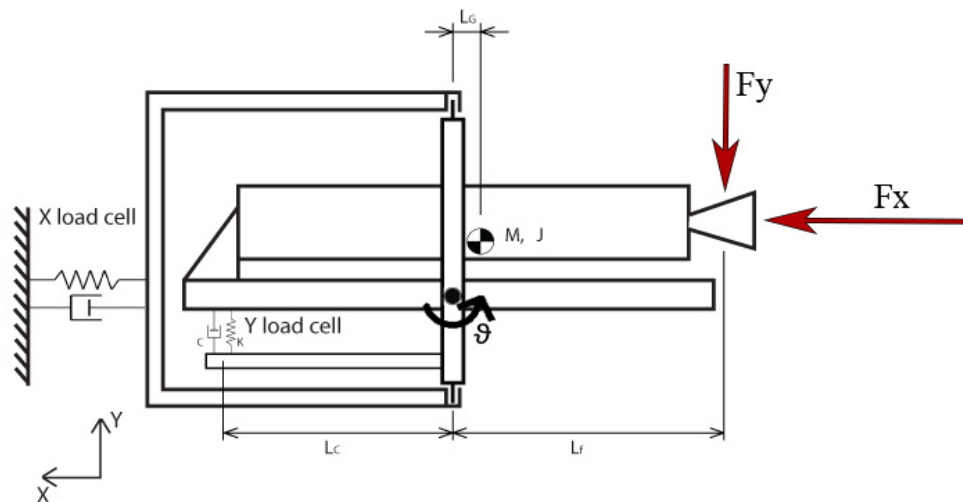
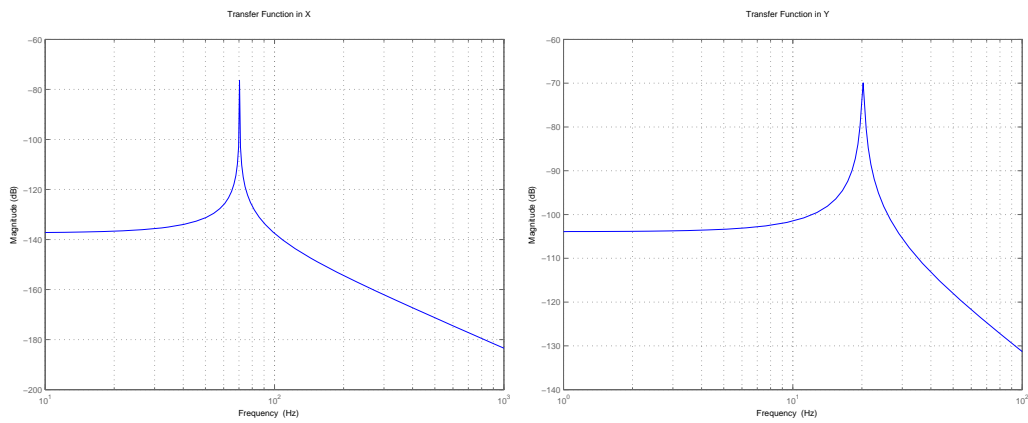
(b) Banco prova *gimballing*.

Figura 8.3: Layout base del banco prova.



(a) Banco prova lineare.

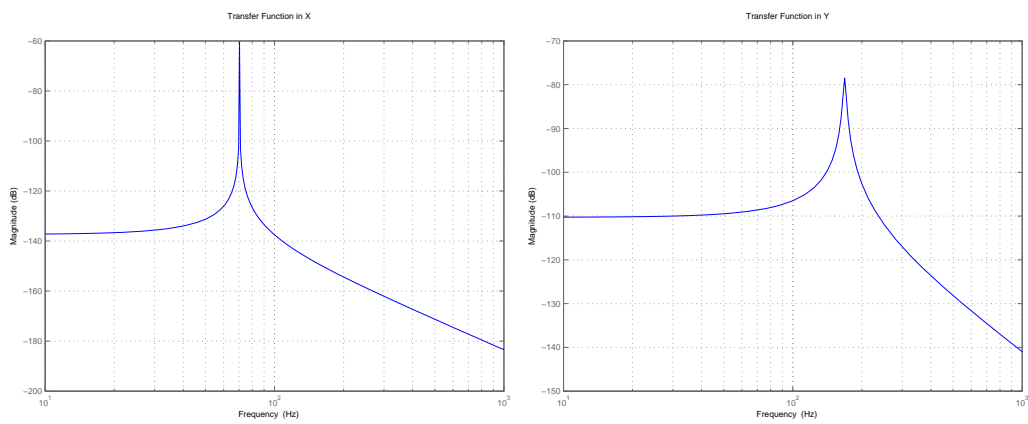
(b) Banco prova *gimballing*.

Figura 8.4: Segnali di pressione e FFT del segnale stesso.

8.3 Dimensionamento strutturale

In primis consideriamo di soddisfare il requisito di poter misurare la spinta laterale in due assi Y e Z, nella sezione precedente avevamo studiato il caso di un solo asse di spinta laterale. Da un punto di vista delle frequenze misurabili, essendo il moto Y e Z indipendente allora anche le frequenze in Z saranno le stesse che in Y. In figura 8.3(b) si nota infatti che sono stati posizionati dei perni in modo tale da poter svincolare la rotazione attorno all'asse Y così da poter misurare la spinta laterale lungo Z entrante nel foglio. Per esprimere chiaramente il problema in Y, le celle di carico e la forza in Z non sono state indicate ma il principio di funzionamento è esattamente lo stesso. In figura 8.5 si può osservare una schematizzazione del banco per la misura sugli assi Y e Z, immaginando di ancorare questa struttura al banco della *facility* del CISAS, si misura la spinta assiale. Il banco è stato progettato considerando una spinta assiale massima di 1kN applicando un coefficiente di sicurezza pari a $K=4$.

Si analizzano i punti strutturalmente critici, con riferimento alla figura 8.5: i telai di sostegno (*Frame 1*, *Frame 2*) della culla-motore (*Rocket Bed*) ed i perni di rotazione (evidenziati in rosso).

Telai I telai 1 e 2 sono poco dissimili tra loro essendo delle strutture a sezione quadrata saldate. Il *frame* è a forma che, in prima approssimazione, viene considerata quadrata 300x300mm poi vedremo, nel Capitolo 9, che si scosta di poco; si veda tabella 8.3. Essendo la struttura geometricamente simmetrica, rispetto ai perni di rotazione, ed essendo i carichi anch'essi simmetrici si è proceduto con l'analisi FEM strutturale della sola metà del telaio 1 attraverso ANSYS/Mechanical APDL. La geometria è suddivisa in tre travi da 150, 300 e 150mm rispettivamente. Vengono utilizzati elementi di tipo *BEAM 189* con una mesh di 120 elementi. Essendo il materiale utilizzato acciaio da costruzioni (Fe360), per il calcolo delle tensioni si è sfruttato il criterio di von Mises (equazione (5.3)). Da manuale (Eurocodice 3 [12]) la tensione di snervamento di questo materiale è 235MPa. Viene applicato un carico di 2000N (metà del carico effettivo moltiplicato per il coefficiente di sicurezza, poiché si considera la struttura simmetrica) in corrispondenza del perno, ovvero a metà del braccio da 300mm. Gli estremi delle travi corte vengono incastrati, vincolo che può essere posto in virtù della simmetria della struttura. I risultati dell'analisi sono mostrati nelle figure 8.6.

Si può osservare da figura 8.6 che le tensioni massime sviluppate sono molto inferiori al limite di snervamento del materiale; sono calcolate tensioni minori di 50MPa in corrispondenza del vincolo. Questa tensione si sviluppa per una componente di flessione generata dal carico e da una di torsione

Tabella 8.3: Dati geometrici del Telaio 1.

Sezione [mm^2]	Spessore [mm]	lati del telaio [mm]	Materiale
30 x 30	3	300 x 300	Fe360

causata dall'ingobbamento della trave lunga. La deformazione della struttura è molto bassa, dell'ordine di 0.2mm massimo; vedremo, nel capitolo successivo, che è importante avere una struttura molto rigida a causa della componente dinamica della spinta del motore a razzo. Lo stesso procedimento si può applicare al Telaio 2 ma i requisiti di rigidità rendono superflua un'ulteriore analisi statica.

Perni La spinta viene trasmessa da un telaio all'altro attraverso i perni di rotazione. È fondamentale che la loro sezione non subisca delle tensioni o deformazioni notevoli. Attraverso un semplice algoritmo MATLAB si è proceduto al calcolo della sezione resistente del perno ipotizzando che sia utilizzato una vite CL8.8 standard. Stimando il taglio originato dalla spinta del motore su un singolo perno (2000N con il coefficiente di sicurezza), con un bullone da Ø14 le tensioni sviluppate sono di circa 13MPa; molto al di sotto della tensione di taglio ammissibile per una vite di questa classe. Potrebbe però essere utilizzato un perno *ad hoc* con una durezza superficiale elevata ed un sede di rotazione dello stesso tipo; non si è proceduto ulteriormente ad un dimensionamento di dettaglio lasciando il lavoro per uno sviluppo futuro.

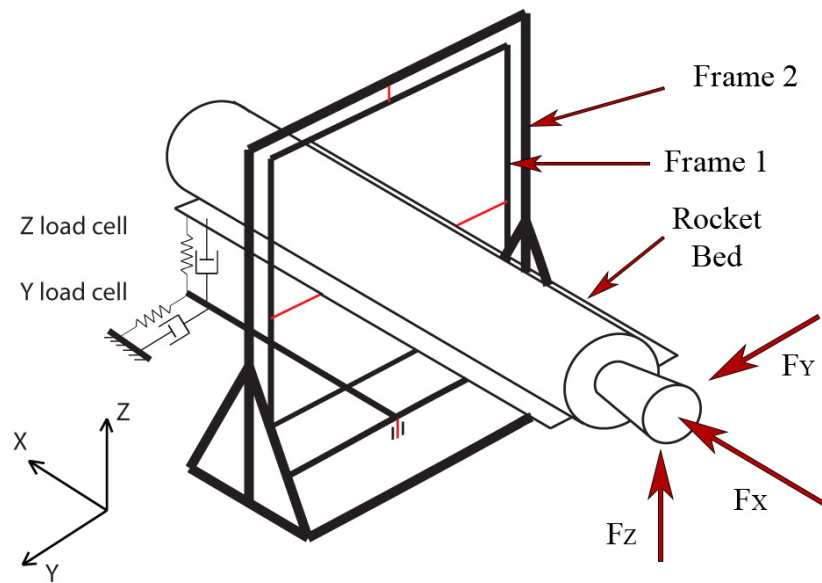


Figura 8.5: Schema semplificato della struttura 3D del banco prova.

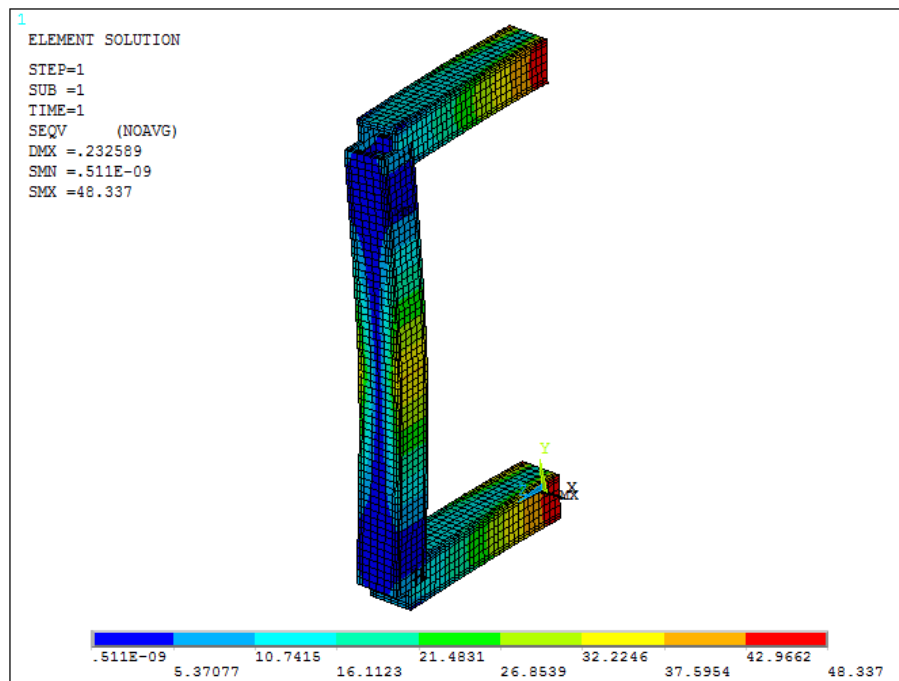


Figura 8.6: Stress di von Mises della metà del telaio 1 mediante elementi tipo *BEAM 189*.

Capitolo 9

Analisi Modale

Si è visto, nel Capitolo 8, come dimensionare il sistema considerando il sistema rigido. In questo capitolo toglieremo questa ipotesi. Attraverso un modello tridimensionale del banco prova, costruito nell'ambiente ANSYS/Mechanical APDL, si vanno a determinare i modi di vibrare dell'intero sistema. È necessario che la struttura del banco non si accoppi con le frequenze del motore (intorno ai 200Hz) e che le sue frequenze non siano inferiori al requisito sulla banda passante della frequenza di misura (massimo di 10Hz, si veda sezione 8.2, in cui la risonanza delle celle è a circa 14 Hz). La rigidità del banco deve quindi attestarsi intorno ai 40Hz.

Seguendo il layout di figura 8.5 si è riprodotta la geometria in tridimensionale. Sono stati utilizzati elementi:

- *BEAM 189* per simulare la travatura dei telai e di alloggiamento del motore;
- *SHELL 181* per le piastre dei fazzoletti di rinforzo, irrigidimento e sostegno del motore;
- *MASS 21* per simulare la massa e l'inerzia del motore ancorato al banco;
- *MPC 184* per introdurre il grado di libertà sui perni e permettere la rotazione del sistema *gimballing*.

Si vedono in breve le proprietà dei singoli elementi utilizzati.

BEAM 189 È un elemento tipo trave adatto all'analisi di strutture snelle o moderatamente tozze. L'elemento si basa sulla teoria della trave di Timoshenko che include deformazioni dovute al taglio. Sono definiti 3 nodi per ogni elemento con interpolazione quadratica. Ogni nodo ha sei gradi di libertà: tre traslazioni e tre rotazioni. Può essere utilizzato per deformazioni lineari, non-lineari e con grandi rotazioni. È necessario definire una *cross-section* per determinare la sezione della trave.

SHELL 181 È un elemento piastra che viene utilizzato per applicazione di strutture sottili o moderatamente spesse; è costituito da quattro nodi con ciascuno sei gradi di libertà. Viene utilizzato per analisi lineari, non-lineari ed a grandi rotazioni. Si definisce una *cross-section* per determinare lo spessore della piastra.

MASS 21 Elemento massa puntiforme con sei gradi di libertà; Differenti masse e inerzie possono essere assegnate a ciascuna direzione.

MPC 184 Questo tipo di elemento comprende una grande serie di vincoli tra nodi. Essi possono variare da giunti sferici, prismatici a combinazioni di essi; quello che è stato utilizzato in questa analisi è il *Revolute Joint* che viene attivato tramite la *KEYOPTION(1)=6*. Il *Revolute Joint* è un elemento a due nodi che ha un solo DOF primario: la rotazione relativa attorno all'asse. I nodi devono essere coincidenti con le stesse coordinate spaziali ma con connessioni alla struttura disgiunte. Si definisce un sistema di coordinate locali per determinare l'asse di rotazione coincidente con uno dei nodi.

Si definisce il materiale: acciaio con modulo elastico $E = 206 \cdot 10^9 \text{Pa}$, modulo di Poisson $\nu = 0.3$ e densità $\rho = 7800 \text{kg/m}^3$. Si utilizza il Sistema Internazionale in modo tale che il software, non utilizzando un sistema di misura intrinseco, restituisca in output le frequenze in Hertz.

Si costruisce la geometria del banco a partire da *KEYPOINTS*, linee e aree e si crea la mesh sugli elementi geometrici. In tabella sono schematizzate le dimensioni dei componenti. La *Base 1* considera anche la somma degli spessori della base del banco *gimballing* e la piastra del banco del CISAS (vedi figura 3.1). Le sezioni delle travi *BEAM* del Telaio-culla, Telaio 1 sono rispettivamente 30x30mm mentre per il Telaio 2 è 60x30mm. La culla è composta da due piastre che alloggianno il motore in posizione mentre i *fazzoletti in testa* sono dei rinforzi che trasmettono la spinta ai telai. Il Telaio-culla è stato predisposto in modo da allineare l'asse di spinta con gli assi di rotazione del banco in modo che le celle per la misura della spinta laterale non siano influenzate dalla spinta assiale. Per non saturare le celle di carico laterali, l'errore di disallineamento deve essere entro i 10mm. Il disallineamento induce un effetto di facile correzione; è necessario applicare l'equilibrio dei momenti: $F_X \cdot b_1 = L_C \cdot F_Y$, dove b_1 è il braccio di disallineamento. Nelle figure 9.1 si può vedere che la *Point mass* è centrata sugli assi di rotazione dei perni (*Pins*); un disallineamento comporta una influenza dinamica del centro di massa. Le celle di carico sono state simulate con un elemento BEAM avente la rigidezza nell'asse di misura pari a quello della cella da catalogo: cella da

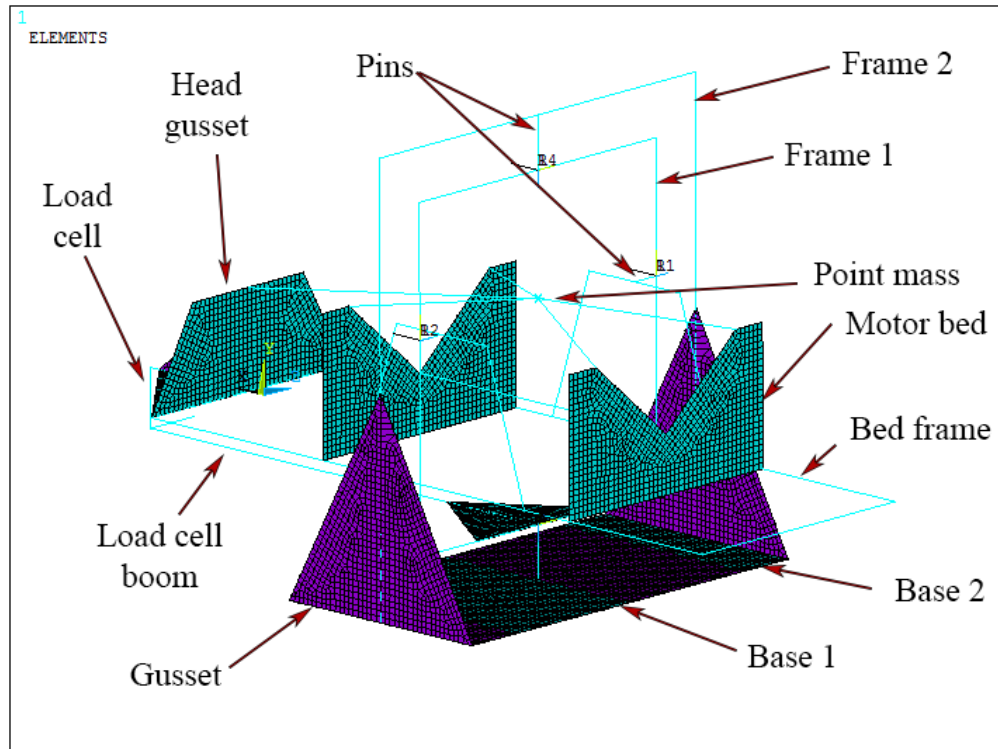
5kg FS con rigidezza $K=98.1 \cdot 10^3 \text{N/m}$. Si sono vincolate bloccando traslazioni e rotazioni le piastre *Base 1* e l'estremo della cella di carico in Y.

Si è proceduto quindi con la simulazione al variare della frequenza. Nelle figure 9.2 si vedono i primi sei modi di vibrare che interessano le frequenze fino a 150Hz circa. In nero viene evidenziata la struttura indeformata ed in blu la deformata. Il primo ed il secondo modo di vibrare hanno una frequenza di circa 12Hz (figura 9.2(a)) e si può vedere che viene indotta un'oscillazione attorno ai perni di rotazione (prima attorno a Y poi a Z); questa moto dipende dalla rigidezza delle celle di carico, all'aumentare di quest'ultima aumenta anche la frequenza del modo di vibrare corrispondente, oppure è possibile prolungare il braccio L_C . Il terzo ed il quinto modo riguardano il Telaio 2 nella direzione Z (s. d. r. di figura). Sarà quindi necessario inserire degli ulteriori fazzoletti di rinforzo sul piano YZ, tra i (*gussets*) e la *Base 2*. Il quarto, a 60Hz, vede oscillazioni lungo l'asse X; questo modo è parallelo all'asse di spinta e quindi sensibile direttamente alle vibrazioni indotte dal motore, si veda sezione 8.1. Il sesto modo invece mostra un'oscillazione lungo l'asse Y a circa 150Hz; l'irrigidimento può essere effettuato o aumentando la sezione delle travi del Telaio 1 e 2 oppure aggiungendo dei fazzoletti sugli angoli della struttura.

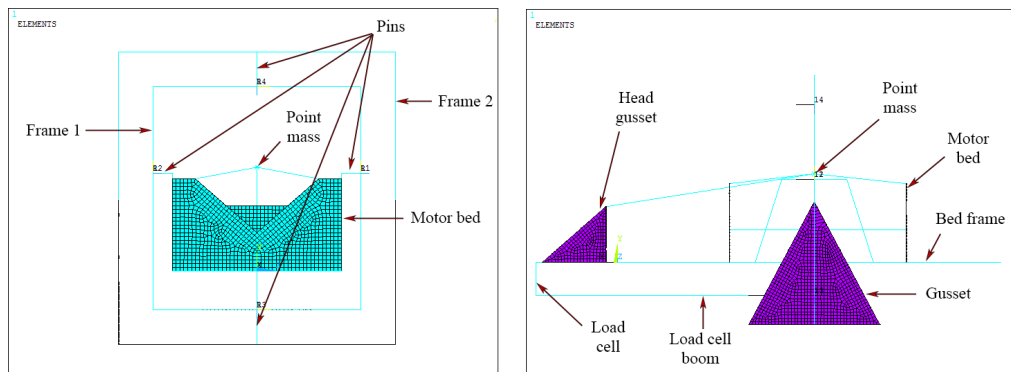
Questo primo step di progettazione prevede un'ulteriore analisi con le correzioni e accorgimenti progettuali suggeriti nei capoversi precedenti.

Tabella 9.1: Spessori delle *Sections* definite per i componenti.

Componente	Spessore [mm]
Telaio-culla & Telaio 1 & <i>boom</i> celle di carico	4
Telaio 2	3
Culla	20
Base 1	20
Base 2	10
Fazzoletti & Fazzoletti in testa	6



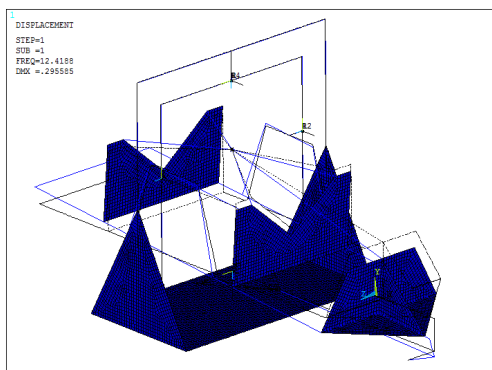
(a) Banco in 3D.



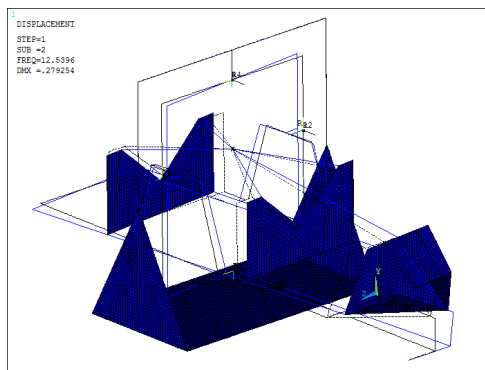
(b) Vista dal retro.

(c) Vista laterale.

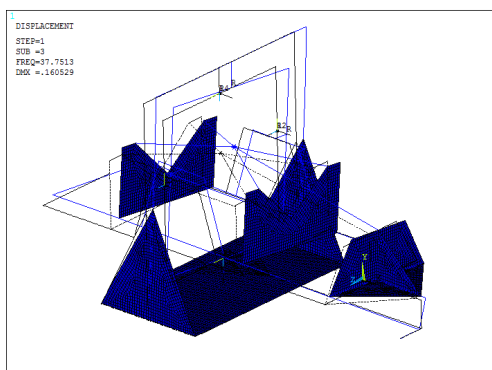
Figura 9.1: Geometria e mesh del banco prova.



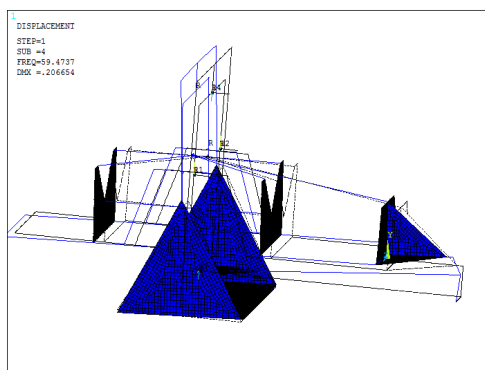
(a) Primo modo 12.4Hz.



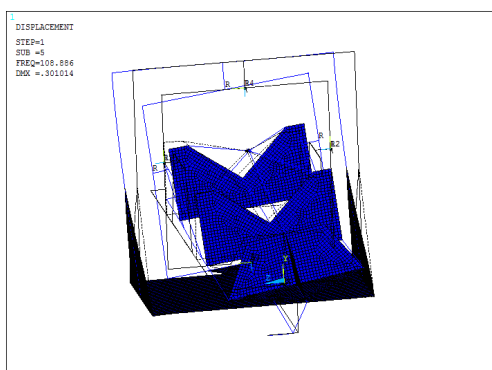
(b) Secondo modo 12.5Hz.



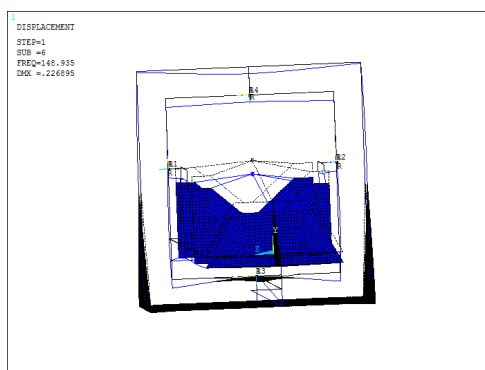
(c) Terzo modo 37.7Hz.



(d) Quarto modo 59Hz.



(e) Quinto modo 108Hz.



(f) Sesto modo 146Hz.

Figura 9.2: Analisi modale: primi modi di vibrare, in nero la struttura indeformata.

Capitolo 10

Primo layout costruttivo

Il passo successivo alla prima analisi di progetto è determinare un layout costruttivo per evidenziare eventuali problemi meccanici ed effettuare, iterativamente, le analisi di verifica strutturale e dinamica degli step consecutivi. Viene costruito un modello tridimensionale dei componenti già elencati del banco prova utilizzando SolidWorks 2012. In figura 10.1 si può osservare il modello 3D nella sua completezza: il motore è posizionato sul Telaio-culla con degli anelli di ritenzione; la culla è incernierata sul Telaio 1 e, a sua volta, sul Telaio 2. La piastra blu è una riproduzione della base del banco prova del CISAS (si veda figura 3.1). In giallo sono evidenziate le celle di carico laterali montate sui *booms* ed in rosso si può vedere una ipotetica elettrovalvola di controllo del gas di iniezione laterale; i sensori di pressione non sono stati riportati nel layout. Nelle immagini 10.3 sono riportate le tre viste con quotatura delle dimensioni notevoli. Il braccio L_C delle celle di carico è portato a 500mm in modo di poter analizzare frequenze diverse per un dato test, variando la posizione delle celle (si veda sezione 8.3). Il banco *gimballing* occupa un volume di dimensioni: 450x450x800mm.

In figura 10.2 si può vedere un dettaglio del perno di rotazione (costituito provvisoriamente da bulloni standard); questo sistema permette di centrare il banco in modo che il baricentro stia sull'asse di rotazione del perno stesso. Le due asole danno la possibilità di spostare il centro di massa di ± 25 mm lungo l'asse X; vi sono inoltre dei bulloni di testa per bloccare saldamente la guida prismatica.

Il posizionamento della valvola di iniezione laterale incide sulle inerzie e sul bilanciamento del banco; compatibilmente con le esigenze, essa potrebbe essere anche installata al di fuori del banco prova. È comunque necessario tenere in considerazione l'effetto dei tubi di adduzione sulla misura della spinta laterale; per tale ragione i tubi dovrebbero essere estratti nella zona del perno di rotazione in modo da offrire una minor rigidità possibile. Il

problema però è ancora maggiore per il tubo di adduzione principale che, durante il test, subisce un irrigidimento in virtù del passaggio dell'ossidante in pressione. Si è pensato di poter disporre il tubo a spirale in modo tale da ridurre la sua impedenza e rigidità vista dagli strumenti di misura.

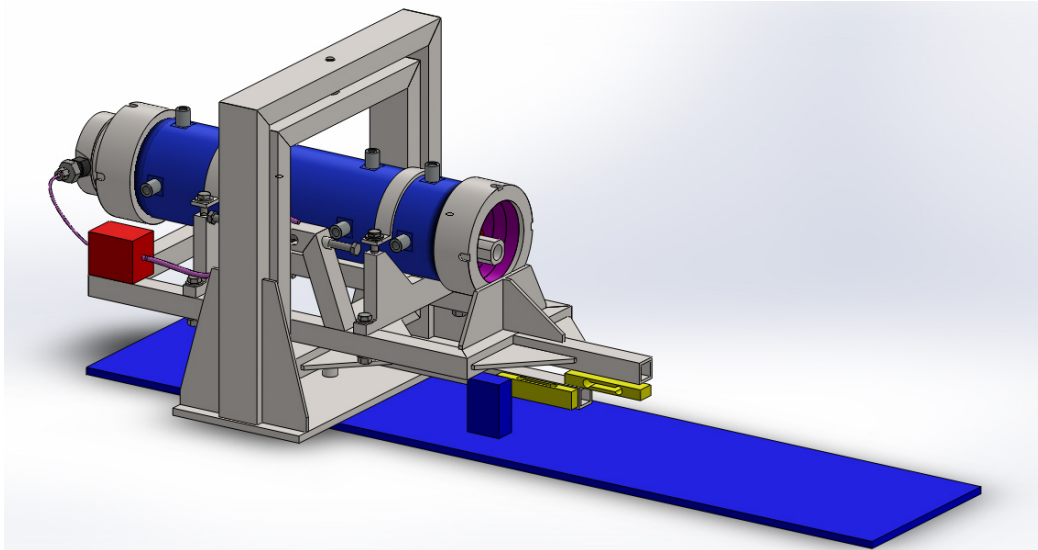


Figura 10.1: Vista 3D del banco prova.

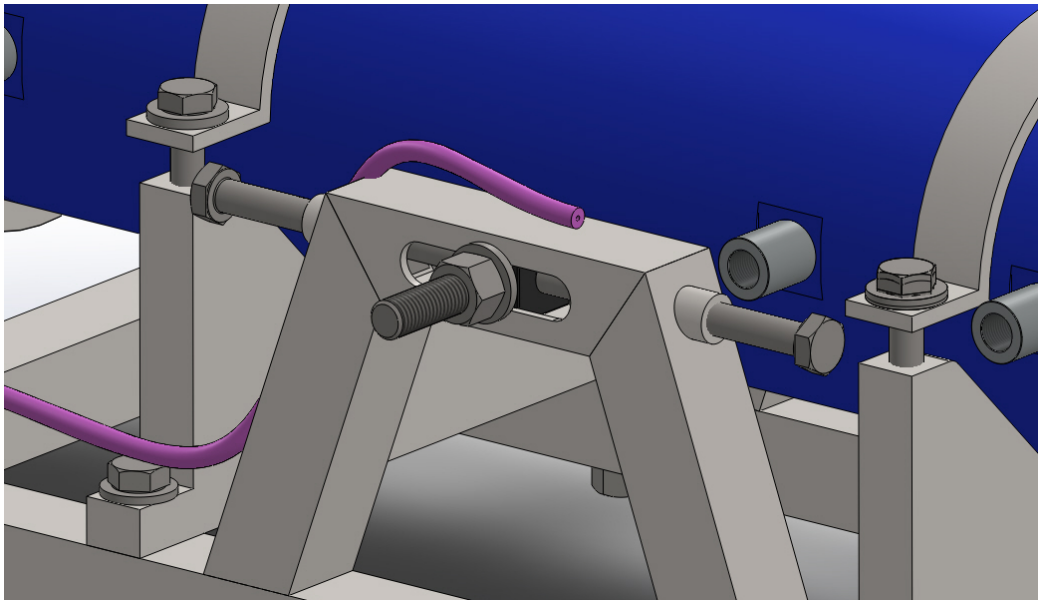
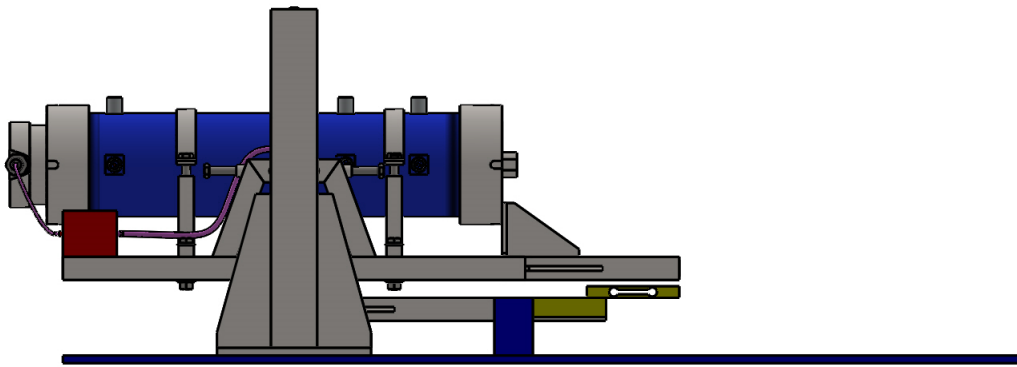
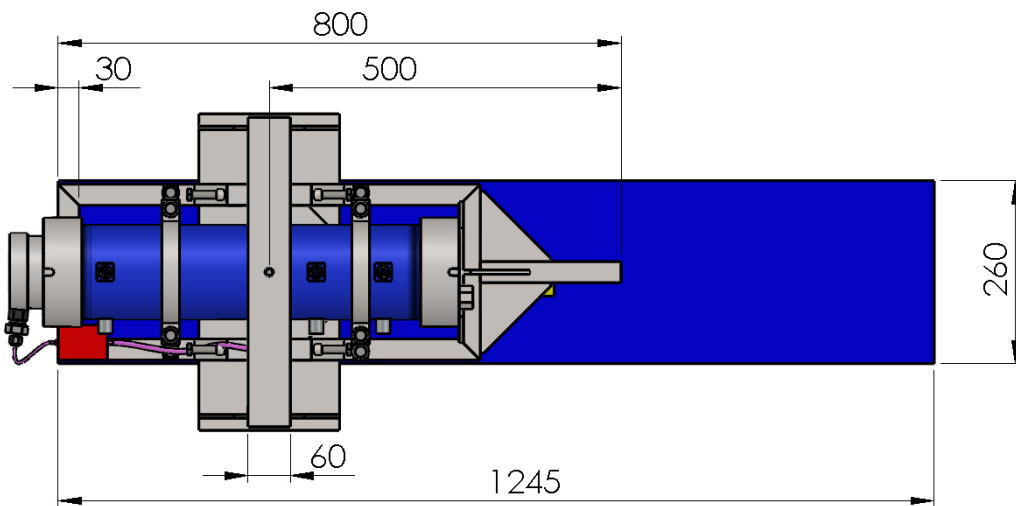


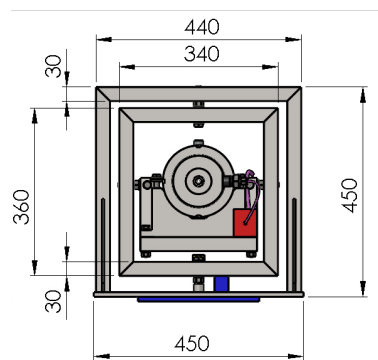
Figura 10.2: Vista 3D del perno con guida per centraggio.



(a) Banco laterale.



(b) Vista dall'alto.



(c) Vista dal retro.

Figura 10.3: Geometria 3D del banco prova.

Capitolo 11

Conclusioni

In questo elaborato si è vista la procedura di progettazione di un motore ibrido a partire dagli obiettivi e requisiti da soddisfare per giungere ad un design definitivo. Il motore è predisposto per test con propellenti, tipi di iniezione e mixer differenti in modo tale da poter variare tempi di combustione ed effettuare misure di regression rate. La configurazione ossidante-combustibile analizzata nello specifico è HDPE/GOX (*High Density Polyethylene/Gaseous Oxygen*); è stato simulato tramite CFD il comportamento della camera di combustione. Si è studiato un sistema per *thrust vectoring* fluidico con iniezione di gas (O_2) lateralmente al tratto divergente dell'ugello; si sono individuati i parametri che più influenzano questo sistema in modo tale da ottimizzare l'iniettore secondario ed il suo posizionamento. Si sono considerati due volumi fluidi per l'analisi CFD: uno per la camera di combustione e un altro per l'ugello. I dati in output dalla prima vengono utilizzati come input per la seconda. È stata condotta una campagna di simulazione CFD su alcuni dei parametri di iniezione quali: variazione della portata di massa, diametro del foro e temperatura totale di iniezione; ricavandone le curve di variazione della spinta laterale. Quest'ultima si può scomporre in due componenti: una agente direttamente sull'iniettore e l'altra sull'ugello principale. La spinta sull'iniettore dipende dal carico cinetico e della pressione statica ($F_{Y_{TN}} = pA + \dot{m}V$) del gas in uscita, mentre la componente sul divergente dell'ugello dipende dalla distribuzione delle pressioni causata dalla perturbazione del gas iniettato. Si è visto che si genera un'onda d'urto obliqua in corrispondenza del foro di iniezione e la sua inclinazione, rispetto alla parete del divergente, cresce all'aumentare della portata di massa iniettata. Questo fenomeno fa sì che la distribuzione delle pressioni a valle, una volta che l'onda ha oltrepassato la metà orizzontale dell'ugello, generi una componente della forza contraria. Si osserva quindi un degradamento delle prestazioni del TVC per alte portate secondarie. Per un iniettore da \varnothing 3mm il decadimento delle prestazioni si av-

verte per portate secondarie del 15% rispetto alla portata principale (l'ugello ha diametro di gola \varnothing 12mm e rapporto di espansione $\varepsilon=3.48$). Al diminuire del diametro di iniezione il crollo delle prestazioni avviene per portate di massa inferiori; si nota l'insorgere del un choking dell'iniettore contemporaneamente al decadimento delle prestazioni. Future indagini potranno essere effettuate per determinare una relazione tra i fenomeni. Per portate intorno al 5% l'iniettore con diametro minore studiato, \varnothing 2mm, sembra essere più efficiente; ulteriori studi dovranno essere compiuti analizzando iniettori con diametri inferiori per verificare questo andamento (si veda sezione 4.2.8).

Simulazioni, con una temperatura totale di iniezione secondaria più elevata (2118K), hanno rivelato che, a parità di portata, la curva $F_Y = f(\dot{m})$ è più ripida e il decadimento della spinta laterale avviene per portate inferiori. Ciò indica che il gas iniettato ha un effetto maggiore nel campo di moto in virtù dell'energia più elevata; però l'iniettore raggiunge un regime sonico a portate inferiori (si veda sezione 4.2.9). Il sistema ad iniezione calda ha un impulso specifico maggiore.

È stato inoltre indagato il comportamento del TVC con temperature statiche di iniezione principale differenti. Dalle simulazioni CFD sulla camera di combustione si sono ricavate le specie chimiche e la temperatura dei gas (2118K); imponendo una temperatura differente (2400K) se ne sono visti gli effetti. Variazioni di ± 110 K portano variazioni del $\pm 1\%$ sulla spinta laterale. La temperatura, ma anche le specie chimiche, variano in funzione dell'efficienza di combustione; nel caso si volesse inserire, in particolare, un mixer bisognerebbe analizzare questo fenomeno ulteriormente. Si veda sezione 4.2.10.

Altri parametri di natura non fisica ma di ipotesi di simulazione possono influenzare l'analisi quali ad esempio: approssimazione di fluido senza reazioni chimiche e utilizzo di un volume esterno che simuli l'ambiente. In quest'ultimo caso imporre una condizione di OUTLET sull'ugello (con una pressione media fissa) sembra troppo rigida determinando errori tra il 3 ed il 13% rispetto al caso con volume ambiente esterno. Per un utilizzo in campo lineare entro il 7-9% è possibile trascurare il volume esterno. Ulteriori analisi potrebbero essere effettuate per ridurre il volume esterno senza introdurre errori (sezione 4.2.7).

L'analisi CFD ha permesso di determinare le tolleranze geometriche e di misura per la costruzione del motore e per la scelta della diagnostica rispettivamente (sezione 4.2.11 e Capitolo 6).

Infine si sono confrontati i valori della spinta assiale del motore con un modello di gasdinamica monodimensionale e bidimensionale (che sfrutta il Metodo delle Caratteristiche) mostrandone le somiglianze con l'analisi CFD.

Nella progettazione meccanica (Capitolo 5) si sono utilizzati codici MATLAB e verifiche FEM sul corpo-motore e termiche sull'ugello.

Nella seconda parte del lavoro si è studiata la configurazione di un banco prova per la misura delle spinte laterali originate dal sistema per TVC. La ricerca in letteratura ha fornito dei risultati che parzialmente soddisfavano i requisiti associati alle condizioni di utilizzo del banco per spinte laterali. Quest'ultimo infatti deve sfruttare il banco per la misura di spinte assiali orizzontale della *facility* G. Colombo del CISAS. Il layout scelto per la misura fuori asse sfrutta dei telai che hanno un grado di rotazione libero tra di loro e che permettono l'utilizzo di celle di carico. Attraverso un modello matematico semplificato si sono dimensionate le grandezze di di primo tentativo; una analisi FFT dei motori già testati in precedenti campagne di prove sperimentali ha permesso di individuare la frequenza di vibrazione tipica, intorno ai 200Hz. Essendo il banco ed il motore molto massivi il comportamento è di un filtro passa-basso; per evitarlo sarebbe necessaria una struttura eccessivamente pesante e costosa. È stata eseguita un'analisi modale della struttura per determinare le frequenze dei primi modi di vibrare; si vede che i primi due hanno una frequenza di circa 20Hz dovuta alla bassa rigidità delle celle di carico per la misura delle spinte fuori asse; i modi successivi coinvolgono invece la struttura del banco. Ulteriori iterazioni del progetto dovranno essere eseguite per determinare una configurazione definitiva.

Nella prossime fasi si dovrà determinare la funzione di trasferimento del banco e una verifica strutturale dell'intero sistema prima della realizzazione del banco stesso. A seguire la campagna di test volta a validare le simulazioni CFD effettuate.

Bibliografia

- [1] A. Cavallini, M. Sovrano, "Elementi di Gasdinamica" Pàtron Editore (BO), 1973
- [2] Gordon S. and McBride B.J. (1994), «Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications» I. Analysis *NASA Reference Publication 1311*
- [3] N. Bellomo, M. Faenza, F.Barato, (2012), «The "Vortex Reloaded" project: experimental investigation on fully tangential vortex injection in N2O - paraffin hybrid motors», AIAA-2012-4304
- [4] George P. Sutton, Oscar Biblarz, "Rocket Propulsion Elements", Seventh Edition, JHON WILEY & SONS, New York, 2001
- [5] E. Mohammadi, A. Toloei (2011), «Analysis of dual secondary injection for thrust vectoring», *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 83 Iss: 4 pp.213-220.
- [6] Vladeta Zmijanovic, «Fluidic thrust vector control via secondary transverse gas injection into an axisymmetric nozzle», *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 83 Iss: 4 pp.213-220.
- [7] G. Cattelan, D. Sandonà, E. Toffanin, P. Toniato, (2013), «Critical Design Review; Thrust injection vectoring», Laboratorio di propulsione Aerospaziale, Padova
- [8] M. Poli, (2013), «Dimensionamento e verifica CFD di un iniettore per Thrust Vector Control mediante gas», Laboratorio di propulsione Aerospaziale, Padova
- [9] M. J. Chiaverini, K. K. Kuo "Fundamentals of Hybrid Rocket Combustion and Propulsion", American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2007

- [10] Maurice J. Zucrow and Joe D. Hoffman, "Gas Dynamics", Vol. I, JHON WILEY & SONS, New York, 1976
- [11] Maurice J. Zucrow and Joe D. Hoffman, "Gas Dynamics", Vol. II, JHON WILEY & SONS, New York, 1976
- [12] "Eurocodice 3 - Progettazione delle strutture di acciaio Parte 1-1: Regole generali e regole per gli edifici" ENV 1993-1-1
- [13] M. Barrère, A. Jaumotte, B. F. De Vaubeke, J. Vandenkerckhove "Rocket Propulsion", ELSEVIER PUBLISHING COMPANY, Amsterdam, 1960
- [14] P. Milos, N. Davidovich, B. Jojich, D. Blagojevich, M. Milos «6 DOF Thrust Vector Control Test Stand Based on Stewart Platform Design», 2nd International Conference Manufacturing Engineering & Management 2012, (2012), p. 113-121, ISBN 978-80-553-1216-3

Appendices

Appendice A

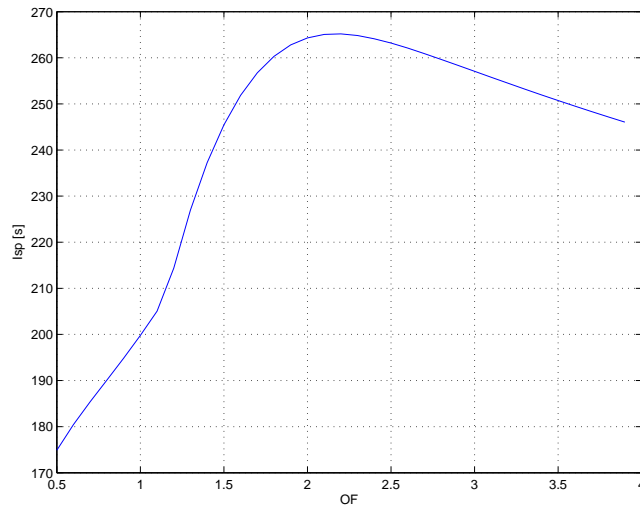
Propellenti paraffinici

Combinazione Paraffina - GOX: A.1(a),A.1(b), A.1(c) .

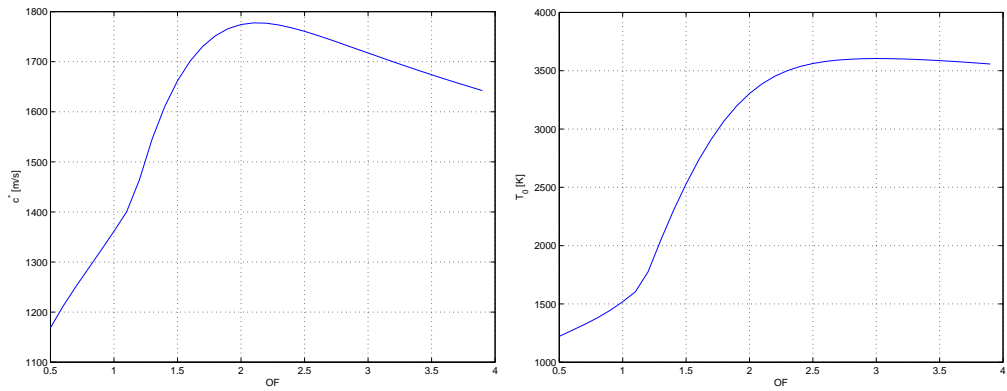
Tabella A.1: Riassunto dati di gas e propellente.

Propellente : GOX - Paraffina			
Rapporto dei calori specifici	k	1.2238	[/]
Massa molecolare	M	21.293	[kg/kgmole]
MEOP	P_{CC}	20	[bar]
O/F @ $\max(I_{sp})$	O/F	2.2	[/]
O/F al 90%	O/F_{90}	1.98	[/]
Efficienza di combustione	η_C	0.85	[/]
Temperatura @ O/F_{90}	T_0	3304	[K]
Temperatura @ O/F_{90} con η_C 85%	T_{CC}	2387	[K]
Portata di ossidante	\dot{m}_{OX}	0.1	[kg/s]
Densità <i>fuel</i>	ρ_F	926	[kg/m ³]
Coefficiente di <i>regression rate</i>	a	1.17-04	[variabile]
Esponente di <i>regression rate</i>	n	0.62	[/]

Combinazione Paraffina - N_2O : A.2(a), A.2(b), A.2(c).



(a) Impulso specifico in funzione di O/F.

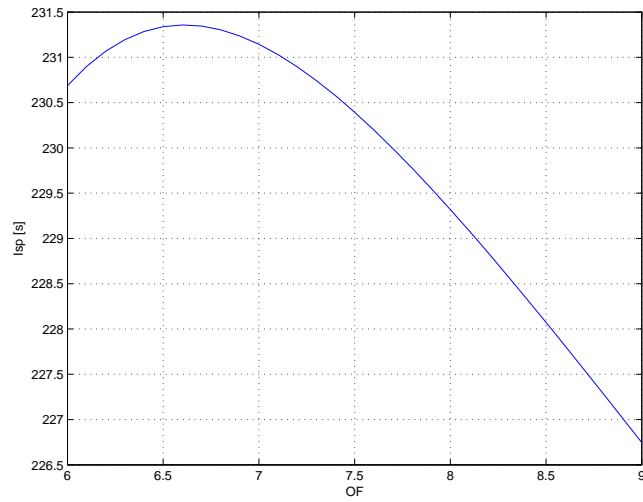


(b) Velocità caratteristica in funzione di O/F. (c) Temperatura di fiamma in funzione di O/F.

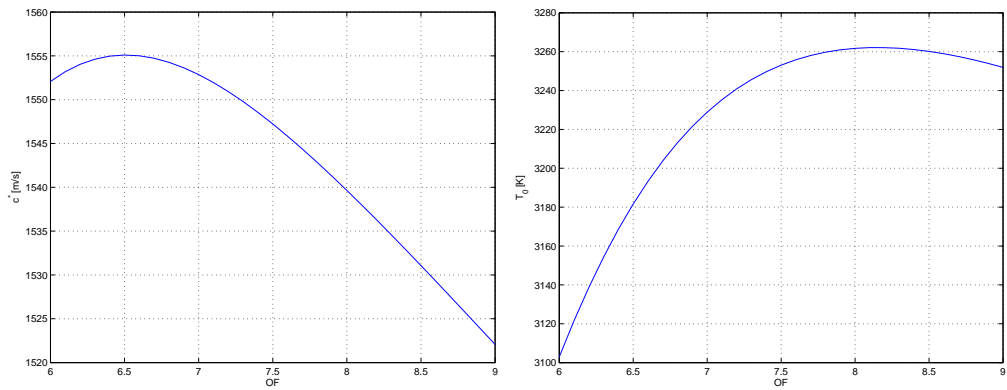
Figura A.1: Paraffina - GOX.

Tabella A.2: Riassunto dati di gas e propellente.

Propellente : N2O - Paraffina con iniezione <i>Vortex</i>			
Rapporto dei calori specifici	k	1.2238	[/]
Massa molecolare	M	21.293	[kg/kgmole]
MEOP	P_{CC}	20	[bar]
O/F @ $\max(I_{sp})$	O/F	6.6	[/]
O/F al 90%	O/F_{90}	5.94	[/]
Efficienza di combustione	η_C	0.93	[/]
Temperatura @ O/F_{90}	T_0	3193	[K]
Temperatura @ O/F_{90} con η_C 93%	T_{CC}	2969	[K]
Portata di ossidante	\dot{m}_{OX}	0.35	[kg/s]
Densità <i>fuel</i>	ρ_F	926	[kg/m ³]
Coefficiente di <i>regression rate</i>	a	3.3-04	[variabile]
Esponente di <i>regression rate</i>	n	0.5	[/]



(a) Impulso specifico in funzione di O/F.



(b) Velocità caratteristica in funzione di O/F. (c) Temperatura di fiamma in funzione di O/F.

Figura A.2: Paraffina - N_2O .

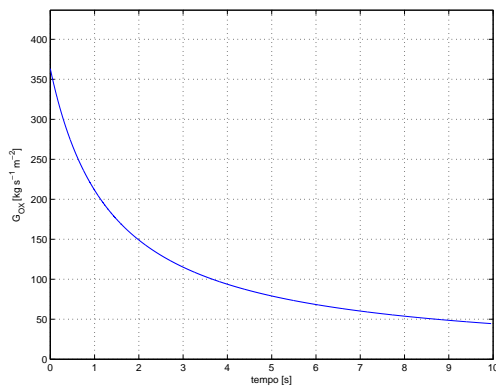
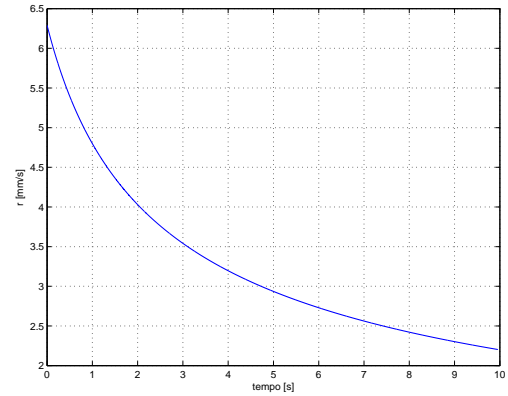
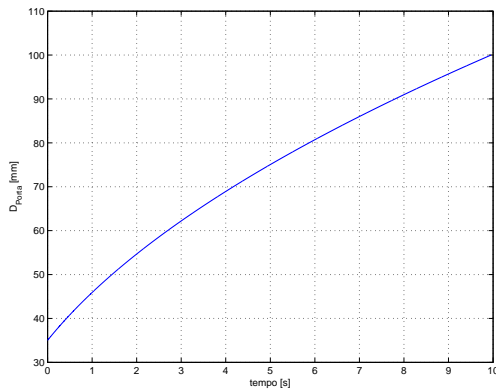
Appendice B

N_2O - Paraffina e iniezione *vortex*

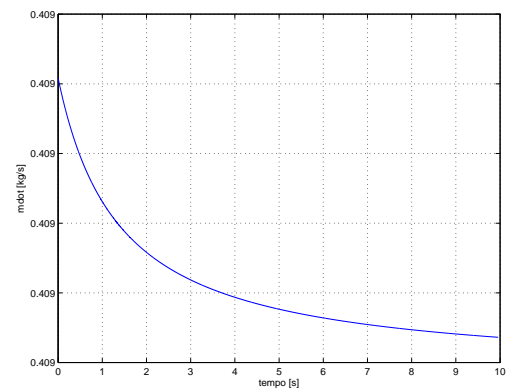
Per i dati sulla combinazione N_2O -Paraffina ed iniezione tipo *vortex*; si veda tabella A.2.

Tabella B.1: Parametri di design.

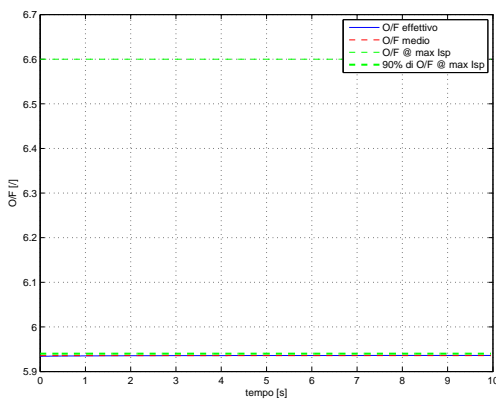
Parametro	Nome	Dimensione [mm]
D_P	Diametro di porta	35
D	Diametro esterno minimo del grano	100
L_G	Lunghezza grano	92
D_G	Diametro di gola	19
D_E	Diametro di uscita	35

(a) Variazione del G_{OX} .(b) Variazione del *regression rate*.

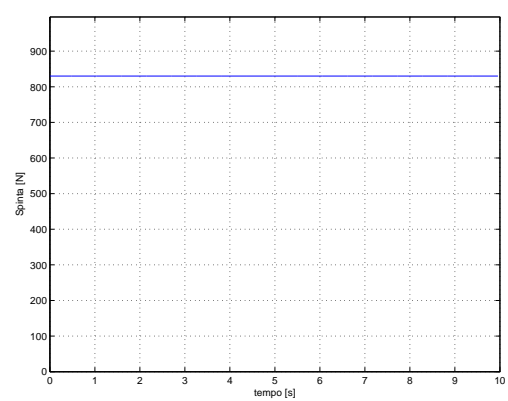
(c) Variazione del diametro di porta.



(d) Variazione della portata di massa.



(e) Variazione dell'O/F.



(f) Variazione della spinta.

Figura B.1: Paraffina - N_2O variazione dei parametri durante la combustione.

Appendice C

FEA corpo-motore su doppio appoggio

Vengono applicate condizioni di vincolo simili a quelle che si verificheranno sul banco prova per la misura della spinta sugli assi X, Y e Z. Vengono inseriti dei vincoli tipo *Frictionless Support* circonferenziali che bloccano le traslazioni in Y e Z. L'equilibrio delle forze lungo l'asse X fa sì che non si verifichino spostamenti rigidi.

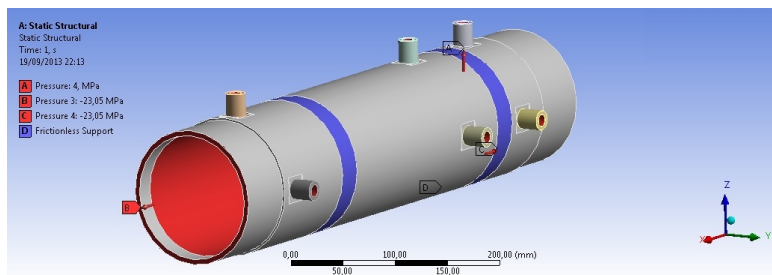
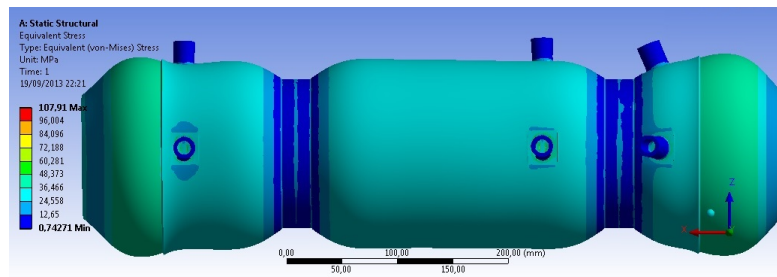
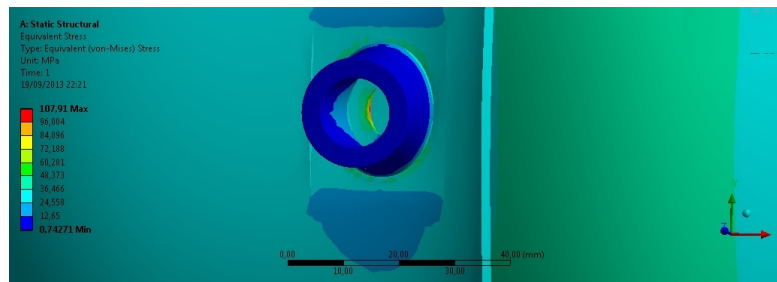


Figura C.1: Carichi e vincoli considerati per la simulazione.



(a) Vista laterale



(b) Dettaglio dell'attacco del sensore di pressione

Figura C.2: Analisi strutturale del corpo-motore.

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare Daniele Pavarin per avermi proposto questo lavoro e per aver sopportato la miriade di mail ricevute; con lui ringrazio Nicolas Bellomo e Federico Moretto che hanno supervisionato puntigliosamente lo sviluppo di questo lavoro. . . Ringrazio i ragazzi del CISAS, Marta, Francesco, Martina e Marco Manente; inoltre, non meno, la *facility* per il sicuro tetto offerto alla mia cara bicicletta. Un abbraccio affettuoso va ai miei amici e colleghi di progetti vari che mi hanno consigliato e aiutato risolvendo le mie perplessità tecniche: Stefano Castegnaro, Nicolò Padovan, Alessandro Englaro; e soprattutto alla mia famiglia per una serie lunghissima di motivi. . . Ultima at non minime ringrazio la mia Saba che ha sopportato le interminabili, tediose e noiose spiegazioni ingegneristiche!

PS: il nome del motore kNot1 vuole essere un gioco di parole che deriva dal requisito di spinta di 1kN che, per la configurazione O-F HDPE GOX, NON viene soddisfatto a causa della portata di GOX fissata a 0.1kg/s.