



POLITECNICO
MILANO 1863

Corso di Propulsione Aerospaziale

Dipartimento di Scienze e Tecnologie Aerospaziali

PROVA FINALE

Analisi e dimensionamento del sistema propulsivo
RL10-A33A per lo stadio CENTAUR-D1T

Vincenzo Pagliacci
891498

Gabriele Palumbo
890262

Antonio Pucciarelli
887165

Emanuele Tabbó
890128

Raffaele Tirotta
890747

Anno Accademico 2019-2020

Sommario

La presente relazione propone un'analisi dello stadio Centaur-D1T utilizzato come terzo stadio del lanciatore Titan-IIIE e del relativo sistema propulsivo RL10-A33A. Tra le diverse missioni effettuate da questo sistema si è selezionato come riferimento il celeberrimo lancio delle due sonde Voyager, in particolare Voyager 1. Al suddetto lanciatore è richiesto il posizionamento della sonda di 722 kg in un orbita di fuga verso lo spazio profondo. Nella fase preliminare del progetto si sono valutate diverse opzioni per la scelta del sistema propulsivo. A causa delle stringenti richieste di massimo impulso specifico e minor massa rappresentabile nei confronti degli stadi inferiori, si è deciso di adottare un endoreattore a propellenti criogenici LH₂-LOX ed un'architettura expander cycle con a regenerative cooling. La spinta richiesta dalla missione risulta essere di 73 kN mentre la durata totale della combustione è di 450 s, quest'ultimi intervallati da uno spegnimento in orbita di parcheggio. Il progetto, oltre a proporre il dimensionamento del sistema, intende indagare le plausibili motivazioni di alcune scelte fondamentali e proporre un'analisi dello scambio termico lungo la camera di spinta.

Liste dei simboli

Stivaggio e massa del sistema

γ_{He}	Coefficiente adiabatico dell'elio	
ρ_f	Densità del combustibile	$[\frac{kg}{m^3}]$
ρ_{ox}	Densità dell'ossidante	$[\frac{kg}{m^3}]$
ρ_{steel}	Densità dell'acciaio	$[\frac{kg}{m^3}]$
A	Diametro maggiore dell'ellissoide	$[m]$
c	Diametro minore dell'ellissoide	$[m]$
D	Diametro del Centaur	$[m]$
e_w	Efficienza della saldatura	
f	Indice di massa inerte	
f_s	Fattore di sicurezza per il dimensionamento dei tank	
F_{TU}	Sforzo di rottura del materiale	$[Pa]$
g_0	Accelerazione di gravità	$[\frac{m}{s^2}]$
I_{sp}	Impulso specifico	$[s]$
K	Coefficiente correttivo per lo spessore della giunzione ellissoidale	
k	Rapporto dell'ellissoide a/c	
$L_{s,\text{cil}}$	Lunghezza del serbatoio cilindrico	$[m]$
$L_{\text{tot},s}$	Lunghezza complessiva dei serbatoi	$[m]$
M_0	Massa di elio per l'accumulatore	$[kg]$
M_{inert}	Massa inerte	$[kg]$
M_{pay}	Massa del payload	$[kg]$

P_f	Pressione del serbatoio del combustibile	[Pa]
P_i	Pressione di precarica dell'elio	[Pa]
P_{ox}	Pressione del serbatoio dell'ossidante	[Pa]
R_{He}	Costante dei gas per l'elio	[$\frac{J}{kgK}$]
T	Spinta	[N]
t_B	Tempo di funzionamento del propulsore	[s]
t_{crox}	Spessore della corona dell'ellissoide	[m]
t_{cr}	Spessore della corona dell'ellissoide	[m]
T_f	Temperatura del combustibile	[K]
t_f	Spessore del serbatoio cilindrico	[m]
T_i	Temperatura di stivaggio iniziale dell'elio	[K]
t_{knf}	Spessore della giunzione del serbatoio cilindrico	[m]
t_{kn}	Spessore della giunzione dell'ellissoide	[m]
T_{ok}	Temperatura dell'ossidante	[K]
V_0	Volume dell'accumulatore di elio	[m^3]
V_f	Volume del serbatoio del combustibile	[m^3]
V_{ox}	Volume del serbatoio dell'ossidante	[m^3]

Performance

β	Angolo di convergenza	[$^\circ$]
ΔV	Variazione di velocità del sistema	[$\frac{m}{s}$]
\dot{m}_f	Portata massica di combustibile	[$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{ox}	Portata massica di ossidante	[$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_p	Portata massica di propellente	[$\frac{kg}{s}$]
η_c	Rendimento camera di combustione	[%]
λ	Efficienza 2D	
ε	Rapporto di espansione tra aree	
ϑ_1	Angolo di divergenza inizio tratto divergente	[$^\circ$]

ϑ_2	Angolo di divergenza fine tratto divergente	[°]
ϑ_{cn}	Angolo di divergenza conico	[°]
A_e	Area sezione d'efflusso	[m^2]
A_m^*	Area di gola per unità di portata massica	[m^2]
D^*	Diametro sezione di gola	[m^2]
D_c	Diametro camera di combustione	[m^2]
D_e	Diametro sezione d'efflusso	[m^2]
I_{sp}^{oe}	Impulso specifico in espansione ottima	[s]
I_{sp}^{vac}	Impulso specifico nel vuoto	[s]
L_{car}	Lunghezza caratteristica	[m]
L_{cn}	Lunghezza del divergente conico	[m]
L_{conv}	Lunghezza del tratto convergente	[m]
L_c	Lunghezza della camera	[m]
L_{div}	Lunghezza del tratto divergente a campana	[m]
L_f	Percentuale di campana	[%]
L_{tot}	Lunghezza complessiva dell'ugello	[m]
M_c	Numero di Mach in camera di combustione	
M_m	Massa molare dei gas combusti	[$\frac{kg}{kmol}$]
O/F	Rapporto di diluizione	
P_{amb}	Pressione ambiente	[Pa]
P_c	Pressione in camera di combustione	[Pa]
P_e	Pressione dei gas all'efflusso	[Pa]
P_{rat}	Rapporto di espansione in ugello tra pressioni	[Pa]
R	Costante dei gas combusti	[$\frac{Jkg}{K}$]
$T_c^{H_2}$	Temperatura idrogeno in camera di combustione	[K]
$T_c^{O_2}$	Temperatura ossigeno in camera di combustione	[K]
T_c	Temperatura dei gas in camera di combustione	[K]

T_c^{ad}	Temperatura adiabatica di fiamma	[K]
T_e	Temperatura dei gas all'efflusso	[K]
V_c	Volume camera di combustione	[m^3]
v_e	Velocità dei gas all'efflusso	[$\frac{m}{s}$]

Regenerative Cooling

ΔL	Spessore parete cooling jacket	[m]
γ	$\frac{c_p}{c_v}$ Propellente	
\dot{Q}	Flusso termico da propellente a H ₂	[$\frac{W}{m^2}$]
μ	Viscosità propellente nella posizione di studio	[Pa s]
μ_{bL}	Viscosità H ₂ alle condizioni di riferimento	[Pa s]
μ_b	Viscosità propellente a $T_{reference_g}$ e p_0	[Pa s]
μ_L	Viscosità H ₂	[Pa s]
A	Area ugello di studio	[m^2]
A^*	Area gola ugello	[m^2]
c^*	Velocità caratteristica	[$\frac{m}{s}$]
D^*	Diametro gola ugello	[m]
G	Portata propellente ugello	[$\frac{kg}{s}$]
G_L	Portata tubo H ₂ cooling jacket	[$\frac{kg}{s}$]
h_g	Coefficiente di scambio termico convettivo propellente	[$\frac{W}{m^2 K}$]
h_L	Coefficiente di scambio termico convettivo H ₂	[$\frac{W}{m^2 K}$]
k	Conducibilità termica propellente nella posizione di studio	[$\frac{W}{m K}$]
k_{gb}	Conducibilità termica propellente nelle condizioni di riferimento	[$\frac{W}{m K}$]
k_{Lb}	Conducibilità termica H ₂ nelle condizioni di riferimento	[$\frac{W}{m K}$]

k_w	Conducibilità termica materiale cooling jacket	$\left[\frac{W}{m K} \right]$
L	Distanza punto di studio dalla gola	$[m]$
M	Numero di Mach sezione di studio	
M_{prop}	Massa totale di propellente	$[kg]$
p_0	Pressione totale propellente	$[Pa]$
Pr	Numero di Prandtl propellente	
r_c	Raggio di curvatura gola (≈ 0.4)	$[m]$
T_{0g}	Temperatura totale propellente	$[K]$
T_{in}	Temperatura ingresso H ₂ in cooling jacket	$[K]$
T_L	Temperatura H ₂	$[K]$
T_{out}	Temperatura uscita H ₂ in cooling jacket	$[K]$
$T_{\text{reference}_g}$	Temperatura di riferimento calcolo coefficiente di scambio termico convettivo propellente	$[K]$
$T_{\text{reference}_L}$	Temperatura di riferimento calcolo coefficiente di scambio termico convettivo H ₂	$[K]$
T_{wc}	Temperatura parete a contatto con H ₂	$[K]$
T_{wh_0}	Temperatura parete cooling jacket in camera di combustione	$[K]$
T_{wh}	Temperatura parete a contatto con il propellente	$[K]$

Potenze ed iniettori

β_{TURB}	Parametro caratteristico turbina	
ΔP_F	Salto di pressione ossidante	$[Pa]$
ΔP_{OX}	Salto di pressione combustibile	$[Pa]$
$\eta_{f_{\text{pump}}}$	Rendimento della pompa del combustibile	
$\eta_{\text{OX}_{\text{pump}}}$	Rendimento della pompa dell'ossidante	
η_{TURB}	Rendimento della turbina	
ν_f	Volume specifico combustibile	$\left[\frac{m^3}{Kg} \right]$
θ	Semi-angolo di spray	$[rad]$
A_{INJ_F}	Area degli iniettori del combustibile	$[m^2]$

$A_{\text{INJ}_{\text{IN}}}$	Area totale degli orifizi per l'ingresso in camera	$[m^2]$
$C_{\text{D,f}}$	Coefficiente di scarico combustibile	
$C_{\text{D,ox}}$	Coefficiente di scarico ossidante	
$C_{\text{D}_{\text{OUT}}}$	Coefficiente di scarico dell'orifizio in uscita	
C_{PGH_2}	Calore specifico combustibile gassoso	$[\frac{J}{Kg\bar{K}}]$
C_{PLH_2}	Calore specifico combustibile liquido	$[\frac{J}{Kg\bar{K}}]$
C_{pox}	Calore specifico ossidante	$[\frac{J}{Kg\bar{K}}]$
D_{OX}	Diametro dell'iniettore dell'ossidante	$[m]$
D_s	Diametro della camera di swirl	$[m]$
L_0	Lunghezza dell'iniettore d'uscita	$[m]$
L_s	Lunghezza della camera di swirl	$[m]$
N_{OX}	Numero di iniettori	
$P_{\text{F}_{\text{PUMP}}}$	Potenza richiesta dalla pompa di combustibile	$[W]$
$P_{\text{OX}_{\text{PUMP}}}$	Potenza richiesta dalla pompa di ossidante	$[W]$
P_{TURB}	Potenza fornita dalla turbina	$[W]$
R_E	Raggio esterno dell'iniettore coassiale	$[m]$
V_f	Velocità di iniezione combustibile	$[\frac{m}{s}]$
V_{ox}	Velocità di iniezione ossidante	$[\frac{m}{s}]$
X	Tapporto tra area iniettore e cono d'aria	

Elenco delle figure

2.1	Schema swirl	9
2.2	Iniettore	10
2.3	Schema codice scambio termico	18
A.1	Struttura dei serbatoi	28
A.2	Serbatoio cilindrico con estremità ellisoidali a cui si fa riferimento per la nomenclatura utilizzata, [8, p. 338]	28
A.3	Sulle ascisse ratio tra le due dimensioni caratteristiche dell'ellissoide, sulle ordinate fattore correttivo per gli spessori	29
A.4	Angolo di gimbal	30
A.5	Impianto idraulico Vectoring	31
A.6	Regolazione di beccheggio, imbardata e rollio	31
B.1	Bilancio energetico per un expander cycle tipico [18]	36
B.2	Perdite di carico concentrate	37
B.3	Schema impianto esemplificativo	37
B.4	Grafico di λ in funzione di L_f [18].	38
B.5	Stima delle perdite per bassi rapporti A_c/A_t [18].	38
B.6	Valori tipici di lunghezza caratteristica per diversi accoppiamenti di reagenti [8].	39
B.7	Sequenza di missione: MES1-MECO1-MES2-MECO2 [12].	40
B.8	Massa del payload in funzione della velocità caratteristica della missione [3]	41
B.9	Sezione dei cooling jacket	42
B.10	Ugello assemblato con cooling jacket	43
B.11	Ugello assemblato con cooling jacket brasati	44
B.12	Geometria dell'ugello [2]	45
B.13	I_{sp}^{vac} in funzione di ε ; i punti evidenziati corrispondono a ε pari a 61 e 122.	45
B.14	Temperatura di fiamma al variare dell' O/F	46
B.15	Diminuzione del rapporto $\frac{T_c}{M_m}$ all'aumentare dell' O/F	46
B.16	Volume dei serbatoi al variare di O/F , da ImpattoOF.m	47
B.17	I_{sp}^{vol} in funzione di O/F , da ImpattoOF.m	47
B.18	Velocità limite al variare di P_c e O/F	48
B.19	Grafico di ΔP e Q in funzione di P_c [10]	48
B.20	Flusso termico - modello heatbrz01.m	49
B.21	Flusso termico - modello heatstd01.m	49

B.22 Temperatura parete - modello heatbrz01.m	50
B.23 Temperatura parete - modello heatstd01.m	50
B.24 Temperatura H_2 supercritico 60bar - modello heatbrz01.m	51
B.25 Temperatura H_2 supercritico 60bar - modello heatstd01.m	51
B.26 Differenza di I_{sp}^{vac} tra punto operativo e punto di massimo.	52
B.27 Diminuzione della quantità di H_2 tra i prodotti di combustione	52

Elenco delle tabelle

B.1	Mass ratio per diversi sistemi propulsivi.	33
B.2	Risultati simulazione CEA: Rocket Problem.	33
B.3	Indice di merito dei materiali aerospaziali selezionati [8]	34
B.4	Variazione percentuale della sezione di gola per unitá di portata massica.	34
B.5	Impulso specifico con vincolo su sezione di efflusso.	35
B.6	Confronto tra risultati del dimensionamento e documento di riferimento.	35

Indice

1	Introduzione e motivazioni	1
1.1	Decisioni preliminari	1
1.1.1	Propellente	1
1.1.2	Sistema di alimentazione	2
1.1.3	Ciclo del motore e sistema di raffreddamento	2
1.2	Dati di partenza e assunzioni iniziali	3
2	Dimensionamento e analisi del sistema	5
2.1	Grandezze significative	5
2.1.1	Potenze in gioco	5
2.1.2	Portata di propellente e Impulso specifico	6
2.2	Dimensione componenti	7
2.2.1	Serbatoi	7
2.2.2	Iniettori "a taglio" Iniettori coassiali in camera di swirl Dimensionamento della camera di swirl Materiali	9 10 10 11
2.2.3	Ugello e Camera di combustione	12
2.2.4	Background di missione e stima delle masse	13
2.3	Analisi scambio termico	14
2.3.1	Struttura scambiatore termico	14
2.3.2	Modello 1D semplificato dello scambio termico Ipotesi Modello Codici	15 15 15
2.3.3	Problematiche	17
2.3.4	Limitazioni alla spinta legate allo scambio termico	18
2.4	Plausibili motivazioni di alcuni dati iniziali	18
2.4.1	Rapporto tra area di gola e area di efflusso	19
2.4.2	Rapporto di miscelamento	19
2.4.3	Pressione in camera di combustione	20

3	Discussione dei risultati e confronto con dati reali	22
3.1	Performace e dimensioni dell'ugello-camera di combustione	22
3.2	Stivaggio	23
3.3	Analisi termica	23
3.4	Iniettori	23
4	Conclusione	25
A	Trattazioni complementari	28
A.1	Serbatoi e estremità ellissoidali	28
A.2	Accumulatore di elio	29
A.3	Un esempio di integrazione di altri sistemi: il thrust vectoring	30
B	Tabelle e Figure fuori corpo	33
B.1	Tabelle	33
B.2	Figure	36

Capitolo 1

Introduzione e motivazioni

Durante il corso dei primi lanci spaziali è emersa la necessità di uno stadio superiore ad alta energia per permettere la messa in orbita nel modo più efficiente possibile di carichi pesanti minimizzando il peso dello stadio e ottimizzando le performance del motore annesso. Nel 1963 furono testati per la prima volta con successo il Centaur e i suoi due motori RL10 che tuttora vengono utilizzati nell'AtlasV. Tale sistema rappresenta una pietra miliare per la costruzione di un eventuale stadio superiore avendo dato la possibilità alla NASA di effettuare le più importanti missioni scientifiche nel corso della sua storia. La presente relazione consiste nel dimensionamento di tale sistema e al tempo stesso si propone di ricostruire le motivazioni alla base delle decisioni fatte da parte degli ingegneri della NASA e della ROCKETDYNE risaltando le due prerogative di massimo impulso specifico e mantenimento ad un livello accettabile del contributo di massa sugli stadi precedenti. Tali obiettivi vengono assunti come uniche specifiche di progetto e si è deciso di non considerare altri eventuali vincoli legati alle particolari richieste di missione, sicuramente presenti nel caso reale. In più si è deciso di avanzare uno studio dello scambio termico attraverso l'ugello essendo un elemento chiave dell'intero sistema propulsivo. Difatti il legame diretto tra le grandezze caratteristiche di funzionamento del sistema e lo scambio termico pone vincoli di progetto importanti e richiede uno studio articolato del sistema, non solo per garantire un sufficiente raffreddamento e quindi una buona resistenza strutturale, ma anche e soprattutto per prevedere il guadagno entalpico dell'idrogeno e le sue condizioni di uscita dallo scambiatore. Un primo risultato teorico che sottolinea l'intima correlazione tra configurazione e performance di questo sistema è che il ciclo di espansione chiuso impone un limite alla spinta massima assoluta raggiungibile da un motore di questa tipologia di circa 300 kN. Inizialmente si cerca di ricostruire le decisioni preliminari risaltando le prerogative di alte performance e basso peso, successivamente verranno forniti i dati di partenza utili all'analisi e allo sviluppo del dimensionamento del sistema e infine, dopo aver discusso e commentato i risultati, verranno esposte le conclusioni tratte dallo studio.

1.1 Decisioni preliminari

1.1.1 Propellente

Per soddisfare alti valori di spinta, tipici degli stadi di un lanciatore, vengono utilizzati sistemi propulsivi bipropellenti anzichè monopropellenti. Ogni possibile coppia di reagenti si riconduce

a specifiche applicazioni. Esse vengono valutate in base alle proprie caratteristiche di immagazzinamento, di performance teoriche, di costo e molte altre ancora tenendo comunque conto delle principali richieste di missione. Le più comunemente usate possono essere divise in :

combinazione criogenica [$H_2 - O_2$] : usata principalmente negli stadi superiori e qualche volta nei primi stadi, è caratterizzata da alti valori d'impulso specifico;

combinazione liquida [$RP1 - O_2$] : usata principalmente nei primi stadi e in pochi secondi stadi, è caratterizzata da una densità media più alta della prima combinazione che permette minori ingombri e quindi minore drag che compensa i valori d'impulso specifico più bassi;

combinazioni di propellenti storabili : usati in propulsori ausiliari o di controllo d'assetto e in generale in sistemi a bassa spinta.

Il Centaur sfrutta la prima combinazione per raggiungere un elevato livello di entalpia totale prima dell'espansione in ugello. Le alte performance ottenute attraverso l'utilizzo dell'idrogeno possono essere attribuite al suo alto contenuto energetico che permette il raggiungimento di temperature elevate in camera di combustione e al suo basso valore di massa molecolare che conferisce una maggiore leggerezza dei prodotti di combustione. Questi due fattori contribuiscono al raggiungimento di un'elevata velocità di efflusso che si traduce in alti valori d'impulso specifico. In più, la bassa temperatura di evaporazione dell'idrogeno consente una procedura d'accensione facilitata. Tramite la semplice apertura di una valvola, l'idrogeno, nel fluire lungo le pareti esterne dell'ugello, inizia ad assorbire il calore latente immagazzinato nel metallo. La differenza di pressione consente anche di raggiungere la turbina che spinge più propellente nella camera. Dopo 0.3 s avviene l'accensione e le turbopompe iniziano ad accelerare. In questa fase la portata di ossigeno è ridotta per limitare la pressione in camera e sostenere il processo. Le portate raggiungono così la condizione di regime [2].

1.1.2 Sistema di alimentazione

In generale il trasferimento dei reagenti in camera di combustione è garantito grazie a un sistema di alimentazione basato sull'utilizzo di turbopompe oppure sull'espansione di un gas inerte. La seconda opzione fornisce performance superiori quando la massa di propellente, la pressione in camera di combustione e il rapporto spinta/peso sono relativamente bassi. Difatti gli alti valori di pressione del gas che sarebbero necessari per applicazioni diverse da questo tipo comporterebbero masse inerti dei serbatoi troppo elevate. Dunque, pur rappresentando una soluzione semplice e affidabile, ma non applicabile al caso in questione, nel Centaur si è scelto piuttosto di sfruttare le turbopompe. In questo caso le pressioni dei serbatoi raggiungono valori più bassi di un fattore $10 \div 40$ [18] rispetto al caso precedente e rappresentano i valori minimi per evitare il fenomeno della cavitazione nelle turbopompe.

1.1.3 Ciclo del motore e sistema di raffreddamento

Affinchè le turbopompe possano svolgere il proprio compito risulta necessario introdurre un ciclo interno che consenta ad una turbina di alimentarle. Esistono due tipologie: cicli aperti e cicli chiusi. I cicli aperti sono meno performanti dato che il fluido di lavoro delle turbine viene

scaricato attraverso un ugello proprio oppure viene immesso nell'ugello principale molto a valle della sezione di gola. Al contrario, nei cicli chiusi tutto il fluido di lavoro viene iniettato nella camera di combustione sfruttandone così l'energia rimanente. I cicli più comunemente usati sono:

1. Gas Generator Cycle
2. Staged-Combustion Cycle
3. Expander Cycle

Il primo consiste in un ciclo aperto che sfrutta la decomposizione catalitica di un monopropellente oppure la generazione di gas grazie all'utilizzo dei propellenti stessi. Per quanto detto precedentemente tale configurazione offre minor valori di impulso specifico rispetto ai restanti casi, ma grazie ai più bassi valori di pressione nel circuito idraulico rispetto agli altri due casi si hanno sistemi relativamente più semplici e leggeri.

Nello staged-combustion cycle una camera di precombustione ad alta pressione dà luogo a un gas altamente energetico che espande in turbina. Successivamente esso viene immesso nella camera di combustione principale. Questo sistema si presta facilmente per alte pressioni in camera di combustione e offre i valori di impulso specifico più alti. Tuttavia i valori di pressione dei due reagenti in uscita dalle turbopompe risultano essere elevati anch'essi, pertanto sono richieste pompe, turbine e tubature più pesanti e in generale un sistema più complesso.

I primi due sistemi possono sfruttare qualsiasi tipologia di propellente e il sistema di raffreddamento è costituito principalmente da un rivestimento nel quale viene fatto fluire il combustibile. Anche l'expander cycle prevede lo stesso sistema di raffreddamento, ma tale processo ha il duplice scopo di vaporizzare il combustibile in modo da mandarlo direttamente in turbina, evitando così la presenza di sottosistemi come camera di precombustione e generatori di gas. Questa soluzione semplifica e alleggerisce il sistema. Risulta necessario l'utilizzo dell'idrogeno liquido date le sue ottime capacità termiche piuttosto che altri combustibili, come ad esempio RP1, che tendono a decomporsi durante il passaggio ad alte temperature nel rivestimento esterno. In questo modo l'idrogeno liquido funge da fluido di raffreddamento per l'ugello, da gas dotato di contenuto entalpico per espandersi in turbina nonché da combustibile. Essendo un ciclo chiuso tutto il propellente brucia all'interno della camera di combustione garantendo alti valori di impulso specifico. Il Centaur adotta l'expander cycle dato che permette di ottenere buoni valori di impulso specifico e al tempo stesso sistemi più semplici e leggeri rispetto agli staged combustion engines.

1.2 Dati di partenza e assunzioni iniziali

I dati di partenza utili allo sviluppo del dimensionamento provengono da documentazione ufficiale della NASA [2] che tratta l'analisi del motore RL10-A33A con lo scopo di modellizzare il comportamento dei macrosistemi e dei componenti di dettaglio. Da questo documento sono stati estratti i dati che si è ritenuti essenziali per il dimensionamento del sistema propulsivo. Nel corso della trattazione di specifici argomenti verranno introdotti i rispettivi dati iniziali. Per brevità vengono riportate soltanto le grandezze più importanti:

- $P_c = 32.8 \text{ bar}$
- $O/F = 5$
- $T = 73\,000 \text{ N}$
- $\varepsilon = 61$

Durante l'espansione in ugello si assume una condizione di frozen equilibrium, ovvero di chimica "congelata", durante la quale non avviene ricombinazione di radicali liberi e formazione di condensati a seguito della diminuzione di temperatura dei gas. Si è consapevoli del fatto che attraverso tale scelta si effettua una sottostima delle performance reali dato che questi fenomeni provocano una cessione di energia nei confronti del gas in espansione. Sempre durante l'espansione si suppone l'assenza di attriti interni e, al solo scopo del calcolo delle performance del motore, si trascura il calore scambiato tra i prodotti di combustione e l'idrogeno attraverso il rivestimento dell'ugello. Tale semplificazione è giustificata dalla relativamente bassa quantità di calore scambiato in confronto all'entalpia totale dei gas in espansione (Fig. B.1). Infine, si adotta il modello di gas perfetto sia in camera di combustione che durante l'espansione in ugello.

Capitolo 2

Dimensionamento e analisi del sistema

2.1 Grandezze significative

2.1.1 Potenze in gioco

Inizialmente si è cercato di seguire le indicazioni del testo *Space propulsion analysis and design (Humble, 1995)* per stimare le potenze che caratterizzano l'impianto, ma attraverso le ipotesi proposte da tale manuale si sono ottenuti risultanti nettamente contrastanti. Molto probabilmente le indicazioni fornite dal testo sono di carattere generico e improntate più per una stima preliminare per permettere la scelta tra sistema di alimentazione pressurizzato o turbopompe piuttosto che per la risoluzione di un specifico impianto. Difatti, visto che le ipotesi di perdite di carico distribuite non permettevano minimamente il bilancio finale delle potenze di turbina e pompe si è deciso di far direttamente riferimento ai valori reali. Pertanto in questa sezione si intende dimostrare come il bilancio delle potenze in gioco nell'impianto predisposto alla pressurizzazione dei propellenti sia corretto. L'impianto presenta due pompe, una per ogni propellente, e una turbina. Inoltre, in questo caso, si ha la particolarità di avere integrato uno scambiatore di calore, il quale comporta una variazione di pressione e temperatura del combustibile non trascurabili. Ai fini di questo controllo si è deciso di trascurare le perdite di carico distribuite e di fare riferimento solo a quelle concentrate, di gran lunga superiori. Dalla figura B.2 è possibile valutare le perdite di carico concentrate mentre nella figura B.3 viene riportato uno schema esemplificativo dell'impianto in questione. Il procedimento seguito, che si ritrova nel file Matlab® `impianto.m`, è stato quello di partire dai dati noti e di fissare delle variabili di progetto per la chiusura del problema. Quest'ultimi sono riportati nell'elenco che segue:

- $P_f = 1.90 \text{ bar}$
- $P_{ox} = 4.17 \text{ bar}$
- $\nu_f = 71 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
- $\rho_{ox} = 1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $C_{P_{ox}} = 1710 \frac{\text{J}}{\text{KgK}}$
- $C_{P_{LH2}} = 10\,000 \frac{\text{J}}{\text{KgK}}$
- $C_{P_{GH2}} = 14\,320 \frac{\text{J}}{\text{KgK}}$
- $\eta_{f_{PUMP}} = 0.580$
- $\eta_{ox_{PUMP}} = 0.642$
- $\beta_{TURB} = 1.35$

- $\eta_{TURB} = 0.765$
- $\dot{m}_f = 2.743 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $\dot{m}_{ox} = 13.717 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Per entrambi i cicli si è partiti dalla condizione nota di pressione in camera di combustione, la quale può essere considerata come parametro vincolante. Ad essa si sono sommate le varie perdite di carico alle quali vanno incontro i due propellenti: in questo modo si è ricavato il salto di pressione che le due pompe devono garantire e la potenza che la turbina è in grado di fornire. Si ottengono i seguenti risultati:

- $P_{OX_{PUMP}} = 75928 \text{ W}$
- $P_{f_{PUMP}} = 474970 \text{ W}$
- $P_{TURB} = 564830 \text{ W}$

2.1.2 Portata di propellente e Impulso specifico

Dati i valori di partenza forniti nel Cap. 1.2, è possibile risalire al valore della portata necessaria utile a garantire la spinta richiesta T . Conoscendo la pressione in camera di combustione e il rapporto di diluizione dei reagenti è possibile ricavare la temperatura adiabatica di fiamma dei prodotti di combustione tramite l'utilizzo del software *NASA CEA*. Quest'ultimo si basa sulla minimizzazione dell'energia libera di Gibbs note le condizioni iniziali di pressione e temperatura dei reagenti e il rapporto di diluizione. Le temperature iniziali sono state prese dal documento di riferimento e i risultati ottenuti sono quelli presentati nella Tab. B.2. Si è scelto di selezionare il valore del parametro isoentropico γ riferito alla sezione di gola [8, app. B]. Il valore di temperatura ottenuto è pari alla temperatura adiabatica di fiamma e pertanto non tiene conto di eventuali scambi di calore con le pareti della camera ed eventuali dissociazioni di radicali liberi, sicuramente presenti nel caso reale. Si è deciso di introdurre un rendimento di combustione η_c che tiene conto di tale approssimazione e il valore lo si è assunto essere di 0.98.

$$T_c = \eta_c T_c^{\text{ad}} = 3222 \text{ K} \quad (2.1)$$

A questo punto, grazie al valore del parametro isoentropico γ e al rapporto tra le aree ε , si è ricavati il rapporto tra pressione nella sezione di efflusso e pressione totale del propellente P_{rat} . Avendo assunto l'ugello come isoentropico e adiabatico il valore della pressione totale è dato da P_c .

$$\frac{1}{\varepsilon} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{P_e}{P_c} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.2)$$

Tale equazione implicita è stata risolta numericamente attraverso il metodo di Newton implementato nella funzione Matlab® `pressureratio.m` presente nel file `ugello.m`. Successivamente si è ricavata la temperatura di efflusso dei gas grazie all'equazione che lega pressione e temperatura a seguito di trasformazione isoentropica.

$$T_e = T_c (P_{\text{rat}})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 996 \text{ K} \quad (2.3)$$

Infine si è calcolata la velocità di efflusso tenendo conto della conservazione dell'entalpia totale e, a meno della costante g_0 , essa rappresenta l'impulso specifico in espansione ottima del sistema.

$$v_e = \sqrt{2c_p(T_c - T_e)} = 4269 \text{ m s}^{-1} \quad (2.4)$$

$$I_{sp}^{oe} = \frac{v_e}{g_0} = 435 \text{ s} \quad (2.5)$$

Una volta nota la velocità di efflusso si è ricavato il valore della portata dei propellenti necessaria a garantire la spinta nel vuoto. La sezione di efflusso la si è espressa in funzione della portata tenendo conto della conservazione della massa.

$$\begin{cases} A_e = \frac{\dot{m}_p R T_e}{P_e v_e} \\ T = \dot{m}_p v_e + A_e P_e \end{cases}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_p = \frac{T}{(v_e + \frac{RT_e}{v_e})} = 16.46 \text{ kg s}^{-1} \quad (2.6)$$

$$I_{sp}^{\text{vac}} = \frac{T}{\dot{m}_p g_0} = 452 \text{ s} \quad (2.7)$$

2.2 Dimensione componenti

2.2.1 Serbatoi

I dati relativi al problema in esame sono riportati di seguito [2, p. 37] [16] [12, p.3-3]. Si sottolinea la scelta di pressioni e temperature di stivaggio dei propellenti coerenti con i valori tipici per sistemi di alimentazione con turbopompe e reagenti criogenici [8, p. 210] [18, p. 214]:

- $D = 3.05 \text{ m}$
- $\rho_{\text{ox}} = 1106.40 \text{ kg m}^{-3}$
- $F_{\text{TU}} = 1.2755 \text{ GPa}$
- $\rho_{\text{Steel}} = 7880 \text{ kg m}^{-3}$
- $P_f = 0.1908 \text{ MPa}$
- $t_B = 450 \text{ s}$
- $P_{\text{ox}} = 0.2920 \text{ MPa}$
- $T_f = 21.4 \text{ K}$
- $\rho_f = 69.47 \text{ kg m}^{-3}$
- $T_{\text{ox}} = 97.05 \text{ K}$

Ricavata precedentemente la portata massica di propellente e noto il tempo di funzionamento si ottengono le masse di propellente da trasportare:

$$M_f = 2 t_B \dot{m}_f = 2469.2 \text{ kg} \quad M_{\text{ox}} = 2 t_B \dot{m}_{ox} = 12346.2 \text{ kg} \quad (2.8)$$

Il fattore due per cui sono moltiplicate le espressioni tiene conto della presenza dei due motori. Si passa a dimensionare i volumi, sovrardimensionando di un 3%, che terrà conto dell'ullage ed eventuali contributi persi dovuti al boil-off [8, p. 268]:

$$V_f = 1.03 \frac{M_f}{\rho_f} = 36.61 \text{ m}^3 \quad V_{\text{ox}} = 1.03 \frac{M_{\text{ox}}}{\rho_{\text{ox}}} = 11.49 \text{ m}^3 \quad (2.9)$$

Si noti quanto è problematico in termini di ingombri l'idrogeno rispetto all'ossigeno. Le geometrie scelte per i serbatoi sono cilindrica con estremità ellissoidali per l'idrogeno ed ellissoide per l'ossigeno come in figura A.1 [4, p. 338]. Il caso reale si differenzia dalla semplificazione adottata in quanto la parte superiore del serbatoio cilindrico è tronco-conica, probabilmente per facilitare il posizionamento del payload. Si sceglie di prendere come dato di partenza il diametro del cilindro D , dovendo soddisfare il requisito di dover essere locato all'interno del *CSS (Centaur Shroud System)*, quindi:

$$a = \frac{D}{2} = 1.52 \text{ m} \quad L = \frac{V_f}{\pi a^2} = 5.02 \text{ m} \quad c = \frac{V_o x}{\frac{4}{3} \pi a^2} = 1.18 \text{ m}$$

$$L_{TOT} = L + 2c = 7.38 \text{ m} \quad (2.10)$$

Prima di dimensionare gli spessori è opportuno fare una considerazione rispetto alla scelta del materiale. Si passa a confrontare un indice di merito che rapporta la resistenza al peso per vari materiali tipici di impiego aerospaziale. Dai dati della tabella B.3 si evince che una buona scelta potrebbe essere quella dell'AISI 301. Il problema insorge rispetto alla temperatura di impiego, in quanto lavorando in prossimità dei $20K$, parecchi materiali vanno incontro a infragilimento. Questo non accade per gli acciai austenitici come AISI 301 il quale è ottimo per lavorare a bassa temperatura [5]. Si prende come F_{TU} il valore a temperatura ambiente, come da catalogo del produttore [16], nonostante ci sia la consapevolezza che a $20K$ avrà un valore più alto [14]. Si sceglie quindi di sovrastimare gli spessori e si procede a un dimensionamento preliminare (appendice A.1), considerando come unica sollecitazione la pressione [4, p. 338]. Quest'ultima, in presenza di geometrie sufficientemente regolari come l'ellissoide, il cilindro o la sfera, genera uno stato di sforzo membranale. Si fissa poi un fattore di sicurezza pari a 2 [8, p. 270] e un'efficienza della saldatura di 0.95. Sull'ellissoide del serbatoio di ossigeno si valutano gli spessori sia sulla corona che sulla giunzione. Per la nomenclatura si faccia riferimento alla Fig A.2.

$$t_f = \frac{P_f f_s a}{F_{TU}} = 0.46 \text{ mm} \quad t_{crox} = \frac{P_{OX} f_s a k}{2 F_{TU}} = 0.45 \text{ mm}$$

$$t_k = \frac{P_{OX} f_s a K}{F_{TU} e_w} = 0.48 \text{ mm} \quad (2.11)$$

Sulla superficie del semi ellissoide superiore verrà praticata una fresatura chimica per rendere lo spessore variabile dalla giunzione alla corona. L'operazione risulta praticabile a causa di uno stato di sforzo puramente membranale, possibile grazie alla presenza del vuoto tra il serbatoio dell'ossigeno e quello dell'idrogeno. Non viene eseguita sulla parte inferiore del serbatoio dell'ossidante e sulle estremità ellissoidali del serbatoio del combustibile, dove probabilmente saranno presenti ulteriori stati di sforzo oltre a quello membranale considerato. Si noti come una geometria ellisoidale sia comunque vantaggiosa rispetto a una geometria cilindrica in termini di spessori (la pressione di stivaggio dell'ossidante è maggiore rispetto a quella dell'idrogeno). L'alternativa migliore rimane comunque la sfera, ma a causa del grande volume di idrogeno da imbarcare risulta impraticabile. Si fissano gli spessori del semi ellissoide inferiore a un valore costante di 0.48 mm e a 0.37 mm per l'estremità superiore del serbatoio del combustibile. Per l'estremità inferiore di quello cilindrico, lo stato di sforzo non è più membranale a causa della singolarità della geometria, come si nota in Fig A.1. L'estremità ellisoidale infatti è concava verso l'interno del serbatoio. Si fissa quindi

per completezza il suo spessore a 1mm . Si è scelto di procedere sovrardimensionandola rispetto al doppio di quella cilindrica, in maniera coerente con il caso reale [12, p. 3-3]. Resta da precisare che, soprattutto per quest'ultimo caso, è opportuno analizzare tutte le sollecitazioni agenti per un dimensionamento più affidabile e di maggior dettaglio. Il dimensionamento dell'accumulatore di elio di $V_0 = 0.7644 \text{ m}^3$ è presente nell'appendice A.2. Si è deciso di introdurre un regolatore, in modo da mantenere le pressioni dei due serbatoi costanti e si automatizza il processo con opportuni misuratori di pressione. Si sceglie l'elio per la sua bassa reattività. Una problematica riguarda non solo le basse temperature di stivaggio ma anche la differenza di temperatura tra idrogeno e ossigeno. Per tale motivo si sceglie di separare i due serbatoi con una vacanza rinforzata in fibra di vetro in cui viene fatto fluire azoto. Quest'ultimo cede calore all'idrogeno e condensa. Così facendo crea il vuoto tramite un effetto definito come pompa criogenica. Per evitare lo scambio termico con l'esterno si isolano poi le pareti con due strati di mylar alluminizzato, il quale abbattere notevolmente lo scambio termico per irraggiamento [7]. In bassa quota, invece, limitare la perdita di calore per convezione è demandato al CSS. Si sottolinea che anche le tubature devono essere isolate con schiuma per prevenire perdite di calore nel tragitto. Infine i serbatoi devono essere dotati di un opportuno sistema di ventilazione, a causa del boil-off, e di barriere anti-sloshing, per evitare l'intrusività di moti del fluido nella dinamica della missione.

2.2.2 Iniettori "a taglio"

La piastra di iniezione ha un ruolo fondamentale nell'ambito della camera di spinta. Difatti ad essa è relegato il compito di una buona atomizzazione dei propellenti, così da consentire una buona miscelazione dei reagenti con conseguente efficienza di combustione e stabilità di fiamma elevate. Nel caso del propulsore in esame la piastra di iniezione è composta da iniettori coassiali. In particolare, questi lavorano bene quando l'idrogeno liquido ha assorbito una quantità di calore tale da farlo evaporare, come nel caso in esame. Questa tipologia sfrutta la differenza di velocità dei reagenti in uscita dai rispettivi orifici coassiali per generare uno sforzo di taglio che permetta di atomizzare il flusso di ossigeno liquido in "droplets". I dati di partenza per il dimensionamento sono:

- $m_{\text{OX}} = 13.717 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$;
- $\rho_{\text{OX}} = 1094 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$;
- $m_{\text{F}} = 2.743 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$;
- $\rho_{\text{F}} = 4.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$;
- $V_{\text{OX}} = 26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$;
- $\Delta P_{\text{OX}} = 4.6 \text{bar}$;
- $V_{\text{F}} = 330 \frac{\text{m}}{\text{s}}$;
- $\Delta P_{\text{F}} = 4.3 \text{bar}$;

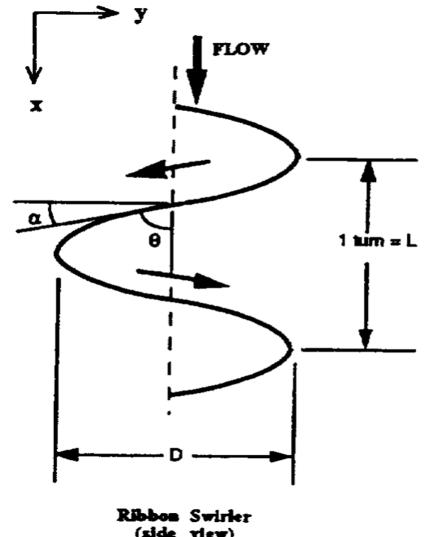


Figura 2.1: Schema swirl

dove i dati sulle velocità sono stati ricavati considerando dei valori tipici indicati in letteratura [18].

Dalla formula generale si ricava che il coefficiente di scarico relativo agli iniettori dell'ossidante è:

$$C_{D_{OX}} = V_{OX} \sqrt{\frac{\rho_{OX}}{2\Delta P_{OX}}} = 0.9 \quad (2.12)$$

e confrontando, con una serie di iniettori tabulati in letteratura, si ricava che, per questo valore di coefficiente di scarico, il diametro dell'iniettore è $D_{OX} = 1.57mm$. Nota l'area di ogni singolo iniettore è possibile ricavare il numero di iniettori da impiegare:

$$N_{OX} = \frac{\dot{m}_{OX}}{\rho_{OX} V_{OX} A_{INJ_{OX}}} = 250 \quad (2.13)$$

Per un corretto funzionamento, il numero di iniettori del combustibile deve essere necessariamente uguale a quello relativo all'ossidante, quindi $N_F = 250$. Dunque l'area del singolo iniettore del combustibile è:

$$A_{INJ_F} = \frac{\dot{m}_F}{\rho_F V_F N_{OX}} = 7.7322 \cdot 10^{-6} m^2 \quad (2.14)$$

Adesso è possibile ricavare il coefficiente di scarico di questi iniettori e, più importante, si può calcolare il raggio esterno dell'iniettore coassiale, tale che l'area del canale anulare sia pari a quella dell'iniettore del combustibile

$$R_E = \sqrt{\frac{A_{INJ_F} - \pi \left(\frac{D_{OX}}{2}\right)^2}{\pi}} = 1.4 \cdot 10^{-3} m \quad (2.15)$$

Iniettori coassiali in camera di swirl

In questa tipologia di iniettore l'ossigeno liquido entra all'interno di una camera posta coassialmente attorno a un canale dove scorre idrogeno gassoso. All'interno di questa camera viene imposto all'ossigeno un moto di swirl. Grazie a questo moto, il propellente liquido si dispone secondo un film a forma di cono cavo e una volta che entra in contatto con il flusso di idrogeno viene atomizzato. Il vantaggio principale rispetto agli iniettori 'a taglio' è quello di garantire una migliore atomizzazione e, di conseguenza, una maggiore stabilità di fiamma, a fronte di un design più complesso [11].

Dimensionamento della camera di swirl

Un parametro fondamentale è il semi angolo di spray [17] scelto per un valore tra $40^\circ < \beta < 60^\circ$. Una volta scelto il valore di questo angolo è possibile ricavare il parametro X (open area ratio), cioè il rapporto tra l'area occupata dall'aria compresa nel film di propellente e l'area dell'orifizio dell'iniettore, tramite questa relazione:

$$X = 0.0042 \beta^{1.2714} = 0.6854 \quad (2.16)$$

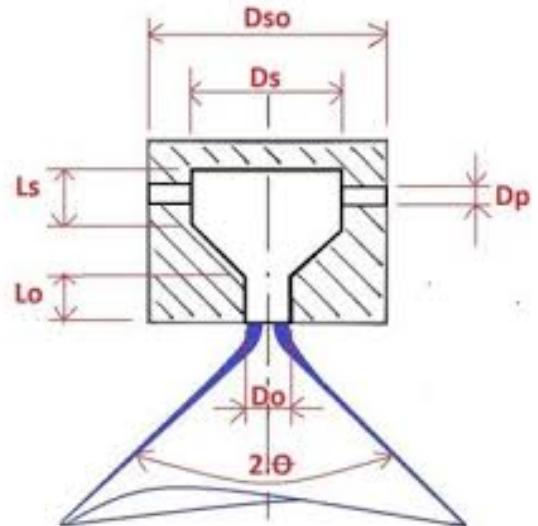


Figura 2.2: Iniettore

Ora si può calcolare il coefficiente di scarico dell'orifizio di uscita come:

$$C_{D_{OUT}} = \sqrt{\frac{(1 - X^2)}{1 + X}} = 0.25 \quad (2.17)$$

e considerando dei valori tabulati, si può constatare che questo valore di coefficiente di scarico è coerente con i valori indicati per iniettori con camera di swirl. Volendo mantenere inalterato il numero di iniettori rispetto al caso precedente, si ottiene che il diametro del singolo orifizio è $D_{OX} = 2.9mm$ (anch'esso coerente con i valori tabulati). Nota la dimensione dell'orifizio di uscita è possibile ricavare le dimensioni della camera di swirl:

$$D_S = 3.3 D_0 = 9.57mm \quad (2.18)$$

$$L_S = 3.3 D_0 = 9.57mm \quad (2.19)$$

$$L_0 = 0.5 D_0 = 1.45mm \quad (2.20)$$

La camera di swirl Fig. 2.1 è provvista di iniettori di ingresso, i quali conferiscono il moto rotatorio al propellente [2]. Il moto dell'ossigeno all'interno della camera può essere rappresentato come segue. Una sua caratteristica geometrica è l'angolo θ , pari a:

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{\pi D_S}{L}\right) \quad (2.21)$$

dove L è la lunghezza d'onda dell'elica tracciata (la quale avrà una dimensione minore della lunghezza della camera di swirl). La velocità tangenziale è:

$$V_{TAN_{OX}} = \frac{m_{OX}^{\dot{}}}{\pi \left(\frac{D_S}{2}\right)^2 \tan \alpha} \quad (2.22)$$

con $\alpha = 90^\circ - \theta$. Infine, l'area totale degli orifizi per l'ingresso del combustibile nella camera è pari a:

$$A_{INJ_{IN}} = \frac{m_{OX}^{\dot{}}}{\rho_{OX} V_{TAN_{OX}}} \quad (2.23)$$

ed il numero di orifizi può essere scelto in base ad un qualsivoglia criterio, ad esempio la minimizzazione delle perdite di carico.

Materiali

In modo tale da prevenire la fusione della piastra di iniezione, oltre a realizzare degli iniettori che permettano di mantenere a debita distanza la fiamma dovuta alla combustione, si preferisce utilizzare materiali con una buona condutività termica oppure provvedere ad un qualche sistema di raffreddamento. Per quanto riguarda i materiali utilizzati per la realizzazione della piastra di iniezione, uno adatto per propulsori del tipo RL10 è il *Rigimesh* [6], il quale consiste in una serie di strati fini di acciaio austenitico inossidabile compressi e saldati tra di loro tramite diffusione. In questo modo si viene a creare un prodotto metallico abbastanza rigido, ma allo stesso tempo poroso. Per quanto riguarda i singoli iniettori possono essere utilizzate diverse leghe metalliche, tra le quali: leghe di acciaio, titanio, alluminio, rame, cobalto e nichel. La scelta dipende, ovviamente, dal ciclo di sforzo del motore.

2.2.3 Ugello e Camera di combustione

Grazie al calcolo della portata nel paragrafo 2.1.2 è possibile ricavare i valori della sezione di gola e della sezione di efflusso:

$$A_e = \frac{\dot{m}_p R T_e}{P_e v_e} = 71.3 \text{ dm}^2 \quad (2.24)$$

$$A^* = \frac{A_e}{\varepsilon} = 1.2 \text{ dm}^2. \quad (2.25)$$

Il motore RL10, come tutti i sistemi propulsivi ad alti valori di ε , è dotato di ugello a campana. Tale scelta permette la diminuzione dell'angolo di divergenza del flusso in uscita, consentendo così minori perdite di spinta rispetto al valore ideale del caso 1D. Si è deciso di effettuare il dimensionamento preliminare dell'ugello seguendo l'approccio di Rao:

$$\begin{aligned} D_e &= 2 \sqrt{\frac{A_e}{\pi}} = 95.3 \text{ cm} & D_* &= 2 \sqrt{\frac{A^*}{\pi}} = 12.2 \text{ cm} & \theta_{cn} &= 15^\circ \\ L_{cn} &= \frac{(D_e - D_*)}{2 \tan \theta_{cn}} = 1.55 \text{ m}. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Dove D_e e D_t sono i diametri delle rispettive sezioni, mentre θ_{cn} e L_{cn} rappresentano rispettivamente l'angolo di divergenza e la lunghezza del divergente conico, utili per lo sviluppo del dimensionamento secondo tale approccio. Non conoscendo alcuna informazione riguardo al rapporto tra spinta 1D e spinta 2D per il motore in questione, si è deciso di ipotizzare un'efficienza λ pari a 0.987, da cui ne consegue un valore di $I_{sp,2D}^{vac}$ pari a 446 s. Si è preso questo valore perché in generale, per valori di ε abbastanza elevati, a tale λ corrisponde sempre un rapporto tra la lunghezza del divergente a campana e del divergente conico di circa 80 % Fig. B.4. Dunque la lunghezza del divergente a campana e i relativi angoli di divergenza a inizio e fine tratto divergente risultano essere :

$$\begin{aligned} \theta_1 &= 32.5^\circ & \theta_2 &= 7.5^\circ \\ L_{div} &= L_f L_{cn} = 1.24 \text{ m}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

A questo punto, dopo aver dimensionato il tratto divergente, si procede nel calcolo della lunghezza del tratto convergente non prima di aver fatto delle considerazioni sul rapporto tra sezione di gola e sezione di camera di combustione. In prima approssimazione quando la sezione della camera è almeno quattro volte la sezione della gola è possibile trascurare la velocità dei gas in ingresso all'ugello. Molto spesso però i vincoli di spazio e di peso, tipici degli stadi superiori, impongono delle sezioni più piccole. Dunque la velocità in camera non può più essere trascurata. Ad ogni modo si è deciso di ipotizzare il valore del numero di mach dei gas in uscita dalla camera pari a 0.2. Attraverso il rapporto delle aree in funzione del numero di Mach del caso adiabatico e isoentropico (2.28) è possibile ricavare il valore della sezione della camera di combustione corrispondente.

$$(M_c = 0.2) \quad A_c = \frac{A^*}{M_c} \sqrt{\left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_c^2 \right) \right]^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} = 3.5 \text{ dm}^2 \quad (2.28)$$

Dal risultato è possibile concludere che l'ipotesi fatta risulta essere accettabile dato che si ottiene un rapporto tra area della camera e area di gola pari a 3. Difatti, valori più bassi di tale soglia vengono evitati volentieri dato che comportano perdite prestazionali in termini di velocità caratteristica e impulso specifico non più trascurabili come nel caso in cui l'accelerazione dei gas, e quindi M_c , è circa zero. Queste perdite sono dovute al calo della pressione P_c in camera di combustione a seguito di accelerazione prematura dei gas durante la combustione. Se si fosse ottenuto un valore del rapporto A_c/A^* minore di 3 si sarebbe dovuto tener conto delle perdite prestazionali conseguenti (Fig. B.5), in questo caso è possibile trascurarle. Questo fenomeno può verificarsi anche quando una volta fissata la sezione della camera si ha un deterioramento della sezione di gola dovuto alla presenza di condensati tra i gas combusti. Difatti, tale condizione provoca l'allargamento della sezione di gola quindi l'accelerazione dei gas in camera. Tuttavia, anche se il binomio H_2-O_2 non genera alcun condensato, la degradazione dell'argento nella sezione di gola provoca tali perdite prestazionali.

Ottenuto il valore delle due aree è possibile ricostruire la lunghezza del tratto convergente come fatto precedentemente per il divergente conico. Si è ipotizzato un angolo di convergenza β pari a 45° .

$$D_c = 2 \sqrt{\frac{A_c}{\pi}} = 21 \text{ cm} \quad (2.29)$$

$$L_{\text{conv}} = \frac{(D_c - D^*)}{2 \tan \beta} = 4.2 \text{ cm}. \quad (2.30)$$

Per il dimensionamento della camera di spinta si è ipotizzato un valore di lunghezza caratteristica pari a 0.63. Da questo punto di vista la combinazione H_2-O_2 permette un'ottima efficienza di massa avendo un range tipico molto basso che va da 0.56 a 0.71 (Fig. B.6 per confronto con altri propellenti). Difatti combinazioni altamente reattive permettono dimensioni ridotte della camera di combustione grazie al minor tempo di permanenza necessario.

$$L_c = L_{\text{car}} \frac{A^*}{A_c} = 21 \text{ cm} \quad (2.31)$$

In conclusione si è calcolato il volume della camera di combustione e la lunghezza totale dell'ugello.

$$L_{\text{tot}} = L_{\text{div}} + L_{\text{conv}} + L_c = 1.5 \text{ m} \quad (2.32)$$

$$V_c = L_c A_c = 7.4 \text{ dm}^3. \quad (2.33)$$

2.2.4 Background di missione e stima delle masse

La missione presa in esame è il lancio di Voyager 1 con il Titan-IIIE. In questo caso il motore RL-10 spinge il Centaur su una prima orbita di parcheggio, per poi riaccendersi e posizionare la sonda spaziale sull'orbita di fuga (Fig. B.7). Per poter stimare le caratteristiche della missione bisogna analizzare le capacità del Centaur D1-T in termini di payload e obiettivo facendo riferimento alla Fig. B.8. Si è ricavato in questo modo il valore della velocità richiesta di circa $16\ 000 \text{ m s}^{-1}$ considerando il tipo di missione Grand Tour e in funzione della massa della sonda Voyager1, pari a 721 kg [13]. Non disponendo del ΔV degli stadi inferiori si è scelto di stimarlo esclusivamente

per il Centaur e vedere quanto questo fosse correlato ad alcuni parametri prestazionali tipici di un lanciatore come la scelta del propellente e il rapporto spinta/peso. Nota la massa di propellente necessaria a compiere la missione, si stima la massa inerte, ovvero il contributo strutturale a cui non prende parte il payload e i criogenici. Per fare ciò si ipotizza un indice di massa inerte di 0.12 coerente con dati storici presenti in letteratura [8, p. 215]. Si valuta poi il rapporto spinta peso e la variazione di velocità data dalla massa di propellente, tramite l'equazione di Tsiolkovsky.

$$M_{\text{inert}} = \frac{M_{\text{prop}} f_{\text{inert}}}{1 - f_{\text{inert}}} = 2020.3 \text{ kg} \quad (2.34)$$

$$\frac{T}{W} = \frac{T}{g_0 (M_{\text{prop}} + M_{\text{inert}} + M_{\text{pay}})} = 0.8477 \quad (2.35)$$

$$\Delta V = g_0 I_{\text{sp}}^{\text{vac}} \ln \frac{M_{\text{prop}} + M_{\text{inert}} + M_{\text{pay}}}{M_{\text{inert}} + M_{\text{pay}}} = 8127.2 \text{ m s}^{-1} \quad (2.36)$$

Tale variazione di velocità non tiene conto di tanti fattori di perdita come il drag o le perdite gravitazionali [8, p. 65], ma può essere considerato come un buon riferimento per la scelta del sistema propulsivo e del propellente. Per il calcolo si è utilizzato `Stimamasse.m`.

Dalla tabella B.1 si evince come il caso in esame, quindi combinazione criogenica, porti a rapporti di massa più elevati a parità di variazione di velocità dello stadio. In via preliminare risulta importante, per uno stadio alto, imbarcare meno propellente possibile, ragione dettata anche in virtù del fatto che questo diventa payload per gli stadi inferiori. Tale scelta risulta comunque consentita dal basso rapporto spinta peso, parecchio inferiore rispetto ai valori di 1.2 ÷ 1.7 tipici di uno stadio basso [15]. Si tenga presente che tali motivazioni supportano la scelta della coppia $H_2 - O_2$, ma non del rapporto di miscela che verrà analizzato con maggiore attenzione nel Cap. 2.4.1.

2.3 Analisi scambio termico

L'ugello è il componente dedicato alla conversione dell'entalpia in energia cinetica del fluido. Il propellente accelera a causa della variazione di pressione tra la camera di combustione e l'esterno. Si è scelto di trattare l'espansione del propellente come una espansione adiabatica.

2.3.1 Struttura scambiatore termico

La camera di spinta del propulsore è una camera a raffreddamento rigenerativo. La struttura chiamata "cooling jacket" (Fig. B.9) è costruita assemblando 360 tubi di acciaio inossidabile (Fig. B.10) 347SS (AISI) X6CrNiNb18-10 (UNI EN) in grado di sopportare alte temperature di funzionamento e adatto alla saldatura. I tubi sono uniti con brazing in autoclave e rinforzati con bande di irrigidimento metalliche e due fasce "Mae-West" in corrispondenza dei collettori di ingresso e di turn-around. Ci sono 180 tubi corti rastremati in una delle estremità che portano l'idrogeno dal collettore d'ingresso, collocato a valle della sezione di gola, fino alla sezione di efflusso, dove raggiungono un collettore. Da quest'ultimo partono altri 180 tubi lunghi, rastremati in entrambe le estremità, nei quali l'idrogeno scorre dalla sezione di efflusso fino al collettore di scarico collocato all'altezza della piastra di iniezione. I tubi sono posti adiacenti e vengono giunti tramite brazing creando una camera stagna per l'espansione dei gas combusti (Fig. B.11).

Un inserto forgiato di argento viene installato nella regione della sezione di gola. Esso riduce ulteriormente il diametro formato dai tubi, e aumenta il rapporto di espansione fino al livello di 61:1. I componenti dell'ugello lavorano in simbiosi dal punto di vista termico e dinamico.

2.3.2 Modello 1D semplificato dello scambio termico

Il raffreddamento rigenerativo consente lo scambio di energia termica dal propellente ($500K - 3300K$) all'idrogeno ($60K - 250K$). Quest'ultimo acquista energia termica e riesce ad effettuare il ciclo di espansione in turbina. Durante la trasformazione, l'idrogeno si presenta in fase supercritica; in questo stato il fluido consente di massimizzare lo scambio termico. La fase supercritica è caratterizzata dalla coesistenza dello stato liquido e quello gassoso, il fluido ha una densità di un liquido ma ha le sembianze di un gas.

Ipotesi

Lo studio dello scambio termico avviene tramite le seguenti ipotesi:

- l'entalpia totale del propellente non cambia (la portata del propellente rispetto alla portata del fluido refrigerante consente questa approssimazione);
- si trascura la presenza di irreversibilità dovute al rallentamento del propellente a contatto con le pareti [9, ch. 11];
- la trasformazione dell'idrogeno avviene a pressione costante, non vengono analizzate le perdite di carico e le variazioni di pressione durante la trasformazione [9, Fig. 11.24];
- si trascura lo scambio termico radiativo;
- si elimina la possibilità di passaggio di fase di H_2 dovuta a variazione di pressione e temperatura all'ingresso dei tubi;
- la trasformazione è tempo invariante, si trascura la possibilità di variazione di spinta e/o pressione in camera di combustione;
- la conducibilità termica del jacket non varia con la temperatura (ipotesi dovuta all'insufficiente di dati);
- si trascura la conducibilità termica del materiale di apporto di brasatura (ipotesi ragionevole siccome la massa del materiale di apporto è nettamente inferiore a quella dei tubi).

Modello

Il modello utilizzato per la descrizione della trasformazione si basa sulla variazione di temperatura tra il fluido refrigerante e il propellente. La temperatura e le proprietà termochimiche dei due fluidi, unite alla geometria del jacket, determinano i coefficienti di scambio termico convettivo. I coefficienti variano durante la trasformazione. I dati iniziali, ottenuti da [2, p. 129-132], per la descrizione dello scambio termico sono:

- $T_{wh_0} = 850K$, temperatura della parete in camera di combustione;
- $T_{L_{out}} = 240K$, temperatura di uscita di H_2 dai tubi;
- geometria dell'ugello;
- geometria dei tubi che compongono il jacket;
- materiale costitutivo dei tubi (Fe_3C).

Il flusso termico si basa sul gradiente di temperatura che si genera tra propellente, parete dell'ugello e refrigerante. Lo scambio termico convettivo propellente-parete è descritta da (2.37) :

$$\dot{Q} = h_g(T_{g_0} - T_{wh}); \quad (2.37)$$

Il flusso termico conduttivo è descritto da (2.38) :

$$\dot{Q} = \frac{k_w}{\Delta L}(T_{wh} - T_{wc}); \quad (2.38)$$

Lo scambio termico convettivo parete-refrigerante è (2.39) :

$$\dot{Q} = h_L(T_{wc} - T_L); \quad (2.39)$$

Essendo in questo modello $\frac{k_w}{\Delta L}$ costante, il comportamento del flusso termico è dettato dai coefficienti convettivi. Uno degli aspetti fondamentali del modello è la temperatura di riferimento per il calcolo delle proprietà dei fluidi ([1, p. 164-165], [9, ch. 11]).

I modelli di temperatura per il propellente sono:

$$T_{reference_g} \begin{cases} \frac{T_g + T_{wh}}{2} & ; \text{parte subsonica} \\ T_{wh} + 0.23(T_g - T_{wh}) + 0.19(T_{0_g} - T_{wh}) & ; \text{parte supersonica} \end{cases}$$

Per la temperatura di riferimento dell'idrogeno si è scelta una temperatura media tra l'ingresso ed uscita dallo scambio termico:

$$T_{reference_L} = \frac{T_{L_{in}} + T_{L_{out}}}{2};$$

I coefficienti di scambio termico sono espressi tramite :

$$h_L = G_L c_{pL} 0.023 \left(\frac{G_L D_L}{\mu_{bL}} \right)^{-0.2} \left(\frac{\mu c_{pL}}{k_L} \right)_b^{-0.67};$$

$$h_g^1 \begin{cases} G c_p 0.023 \left(\frac{G D}{\mu_b} \right)_b^{-0.2} \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)_b^{-0.67} & ; \text{parte subsonica} \\ 0.025 \frac{k}{L} \left(\frac{G L}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^{0.33} & ; \text{parte supersonica} \\ \left[\frac{0.026}{(D^*)^{0.2}} \left(\frac{\mu^{0.2} c_p}{Pr^{0.6}} \right)_0 \left(\frac{p_0}{c^*} \right)^{0.8} \left(\frac{D^*}{r_c} \right)^{0.1} \right] \left(\frac{A^*}{A} \right) \sigma & ; \text{parte sub/supersonica} \end{cases} \quad \begin{array}{ll} - heatstd01.m \\ - heatstd01.m \\ - heatbrz01.m \end{array}$$

¹Il termine in parentesi [*] dipende dalle proprietà totali del fluido

$$\sigma = \frac{1}{\left[0.5 \frac{T_{wh}}{T_{0g}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 0.5 \right]^{0.8-0.2w} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{0.2w}}; \quad w = 0.6 \text{ per gas biatomici}$$

Combinando le equazioni (2.37), (2.38), (2.39) ed i coefficienti di scambio termico si arriva a determinare il flusso termico (2.40):

$$\dot{Q} = \frac{T_{g0} - T_L}{\frac{1}{h_g} + \frac{\Delta L}{k_w} + \frac{1}{h_L}}; \quad (2.40)$$

Codici

I programmi `heatstd01.m` e `heatbrz01.m` consentono di arrivare ad una soluzione approssimata dello scambio termico tramite un'analisi monodimensionale. La geometria dell'ugello è tratta da [2] e la si può apprezzare in Fig. B.12. Nei codici si è utilizzato il programma CEA per il calcolo delle proprietà del propellente in ogni singola sezione discretizzata dell'ugello. Le proprietà dell'idrogeno sono state ricavate da REFPROP®. Lo schema del codice è rappresentato in Fig 2.3.

2.3.3 Problematiche

- Le temperature e le pressioni generano gravi condizioni di stress sulla struttura; tanto da portare ad utilizzare bande e organi di sostegno per sopportare i carichi. La brasatura è un aspetto cruciale della manifattura in quanto una piccola imperfezione può portare all'esplosione dell'ugello.
- La generazione di un modello di scambio termico affidabile necessita di una convalida sperimentale; questo a causa della complessità del fenomeno convettivo, che dipende dalla composizione locale della miscela, e dalla difficoltà di modellizzare il flusso a parete. Allo stato dell'arte i migliori modelli semiempirici per i coefficienti di scambio termico convettivo hanno un errore del 20%.
- La generazione dei test per la convalida dei risultati teorici non è sempre facile da realizzare. In totale questo comporta che il modello semiempirico del problema non può essere generalizzato ad un ugello qualsiasi.
- Siccome il motore RL10 consente più accensioni, esso si comporterà diversamente ad ogni accensione a causa delle deformazioni indotte dalle alte temperature e pressioni nelle accensioni precedenti.
- La geometria dell'ugello non consente ai tubi di raffreddamento di seguire l'andamento desiderato in gola. È pertanto necessario l'utilizzo di un componente per rendere possibili il rapporto di espansione desiderato. Il componente in Ag si consumerà durante il funzionamento del propulsore facendo decadere le prestazioni nel tempo.

2.3.4 Limitazioni alla spinta legate allo scambio termico

Come già detto nell'introduzione, una prima ma importante conclusione dovuta all'adozione del sistema a ciclo expander con regenerative cooling è la limitazione della spinta massima raggiungibile. Infatti siccome:

$$T = I_{sp} \dot{m}_p g \quad (2.41)$$

e mantenendo costante le prestazioni in termini di I_{sp} , per qualunque sistema alimentato da turbopompe la richiesta di potenza richiesta alla turbina aumenterà con l'aumento della spinta, in quanto la potenza della pompa dipenderà dalla portata massica elaborata. L'aumento di entalpia dell'idrogeno che permette al fluido di alimentare la turbina e quindi fornire la potenza richiesta alla pompa equivale al calore assorbito nel cooling jacket. Mantenendo sempre costanti le prestazioni e il rapporto O/F, la spinta aumenterà con \dot{m}_p e valutando la portata critica:

$$\dot{m}_p = \frac{\Gamma A^* p_0}{\gamma R T_0} \quad (2.42)$$

si evince che essa aumenterà con il raggio della sezione al quadrato, mentre è chiaro che la superficie di scambio aumenterà con il raggio della sezione (ovvero con il suo perimetro). Per sostenere l'aumento di spinta allora si dovrà gradualmente diminuire la pressione in camera di combustione: questo è il motivo per il quale la spinta massima sarà limitata. Architetture avanzate che raggiungono spinte maggiori sono state sviluppate:

- Cicli expander aperti che utilizzano una portata di idrogeno in eccesso a quella necessaria per la combustione al fine di alimentare le turbine, l'idrogeno in eccesso è scaricato fuoribordo.
- Cicli con turbine alimentate anche con l'ossidante.
- Cicli "split" expander dove una parte di combustibile viene deviata direttamente alla camera di combustione, così da ridurre le perdite di carico nel cooling jacket e consentendo inoltre il raggiungimento di pressioni in camera maggiori.

2.4 Plausibili motivazioni di alcuni dati iniziali

Durante l'analisi del sistema propulsivo si è affrontato il problema del trovare alcune motivazioni dei parametri di partenza. A tal proposito vengono riportati alcuni commenti basati su considerazioni di tipo quantitativo ricavati attraverso i file Matlab® `eps_problem.m`, `of_problem.m` e `pc_problem.m`.

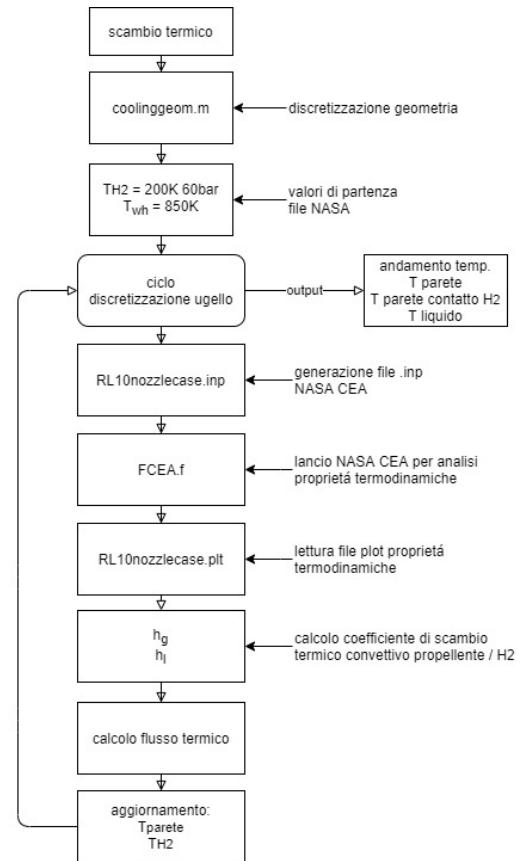


Figura 2.3: Schema codice scambio termico

2.4.1 Rapporto tra area di gola e area di efflusso

Nel tentativo di ricostruire le motivazioni del valore pari a 61 si è valutato l’impulso specifico, a parità di condizioni operative, per un intervallo di ε che raggiunge fino al valore pari a 400. Si è dunque ottenuto il grafico della Fig. B.13 che lega $I_{\text{sp}}^{\text{vac}}$ a ε . Si è utilizzato la medesima funzione del Cap. 2.1.2 (pressureratio.m) e l’equazione (2.43). Quest’ultima permette di valutare direttamente l’impulso specifico del sistema date le condizioni operative in camera di combustione e la pressione di efflusso. Dal grafico risulta evidente che per valori più alti di ε il ritorno in termini di impulso specifico è minimo in confronto al maggior ingombro conseguente. Difatti un ε doppio di quello imposto nel motore RL10-A33A (+ 100 %) porterebbe ad un aumento dell’impulso specifico di 10.7 m s^{-1} (+2.4 %).

$$I_{\text{sp}}^{\text{vac}} = \frac{c^* \gamma}{g_0} \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right)\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} + \frac{c^* \varepsilon}{g_0 P_c} (P_e - P_{\text{amb}}) \quad (2.43)$$

$$c^* = \frac{\sqrt{\gamma R T_c}}{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}}} \quad (2.44)$$

2.4.2 Rapporto di miscelamento

Al fine di verificare le diverse performance ottenibili nel caso fosse stato scelto un diverso valore di rapporto di miscelamento, si è deciso di avanzare un’analisi del problema attraverso il software NASA CEA. Si è scelto un vettore di rapporti O/F che spaziano dal valore minimo 2 al valore massimo 9. Si è fissati i valori della pressione in camera di combustione e del rapporto di espansione ε pari a quelli di progetto. Successivamente, date le condizioni iniziali di temperatura dei reagenti si è impostato il comando *rocket problem* di ogni elemento del vettore. Tale comando permette di valutare il valore di γ in gola, utile per una più accurata valutazione delle performance. Successivamente, sempre attraverso la funzione pressureratio.m e le equazioni (2.43) (2.44), si sono valutati i diversi valori di impulso specifico. I risultati ottenuti evidenziano come la scelta di progetto pari a 5 non rispecchi il valore che massimizza l’impulso specifico. Difatti tale condizione la si ottiene per un valore pari a 3. I grafici ricavati dallo studio del problema sono riportati nell’appendice B. Da queste figure è possibile notare come il rapporto O/F che massimizza la temperatura di fiamma sia in un intorno del valore pari a 8, ovvero in condizione stechiometrica (Fig. B.14). In più dal grafico in Fig. B.15 risulta evidente che il massimo rapporto T_c/M_m lo si ottiene per un valore nell’intorno di 2.5. Dunque, queste considerazioni evidenziano quanto siano importanti bassi valori della massa molare media, ottenibili in caso di H_2 incombusto tra i gas in espansione, al fine di aumentare la velocità di efflusso. Tuttavia, facendo riferimento alla Fig. B.16, si nota quanto sia vantaggioso adottare O/F maggiori: in termini di ingombro la variazione di volume del serbatoio dell’idrogeno è preponderante rispetto a quella dell’ossigeno a causa della sua scarsa densità. Tenendo conto di questi due fattori si valuta l’impulso specifico volumetrico $I_{\text{sp}}^{\text{vol}}$ che è un indice delle prestazioni del sistema rapportato agli ingombri dei propellenti stivati. In Fig. B.17 è possibile apprezzare un massimo proprio in corrispondenza di O/F pari a 5.

2.4.3 Pressione in camera di combustione

Questo parametro influenza su tutto il sistema: qualità della combustione, rapporto di espansione, quantità di calore scambiato, peso del sistema, ingombri della camera e potenze delle pompe. Si è deciso di affrontare il problema ponendosi nella condizione iniziale di progetto e nella posizione di dover decidere, una volta scelto il propellente, quale combinazione tra pressione in camera di combustione e rapporto di diluizione adottare. Per poter fare delle prime valutazioni si è ritenuto opportuno l'utilizzo del software NASA CEA. In ingresso sono stati dati un vettore di pressioni che ricopre un range dai 100 agli 800 *psi* e un vettore di rapporti di miscelamento che va da 2.5 a 6.5. Successivamente, tenendo conto di un rendimento η_c per la temperatura di fiamma pari a quello scelto nel Cap. 2.1.2, si sono calcolati i valori della velocità limite di efflusso. Per velocità limite si intende il fattore della velocità di efflusso non dipendente dall'espansione in ugello, che ne diminuisce il valore, ed è evidenziata nell'equazione (2.45). Attraverso il *combustion problem* del CEA si è ricavati i valori di massa molare media dei gas combusi M_m e i parametri isoentropici γ , quest'ultimi non valutati in gola come fatto nel paragrafo 2.1.2.

$$v_e^2 = 2 R \frac{T_c}{M_m} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2.45)$$

I valori ottenuti sono riportati nel grafico della Fig. B.18. Risulta evidente come per valori di pressione in camera di combustione più bassi si abbiano valori di velocità limite più alti a parità di rapporto di diluizione. A questo punto la domanda sorge spontanea: "perché si è scelto proprio il valore di 475.5 *psi* (32.78 bar) ? ". A tal proposito possono essere fatte diverse considerazioni riguardanti più aspetti:

1. Fissato un certo valore di portata massica la sezione di gola risulta inversamente proporzionale alla pressione della camera. Dunque bassi valori di P_c comporterebbero maggiori ingombri della camera di combustione e soprattutto dell'ugello. Infatti, in caso di vincolo di progetto sul valore limite della sezione di efflusso, bassi valori di P_c influenzerebbero maggiormente, in maniera negativa, la velocità di efflusso. Si è cercato di sostenere quantitativamente tali considerazioni di ingombro e performance attraverso il calcolo della sezione di gola (per unità di portata massica) dei diversi casi valutati con il CEA, confrontandoli con quella del dimensionamento del Cap. 2.2.3 (Tab. B.4 e Tab. B.5)².
2. La pressione in camera di combustione influenza lo scambio termico, infatti il coefficiente h_g è funzione di grandezze dipendenti dalla P_c [18, p. 313]:

$$h_g \propto (\rho v)^{0.8} \quad (2.46)$$

Aumentando la pressione in camera aumenterà quindi sia la potenza richiesta dalle turbopompe, in quanto dovranno imprimere ai propellenti un ΔP maggiore, sia la potenza fornita alla turbina a causa del maggiore aumento entalpico dell'idrogeno. Infatti la potenza fornita dalla turbina è pari a:

$$P_{TURB} = \eta \dot{m}_f g \Delta H \quad (2.47)$$

²L'area per unità di portata la si è calcolata in entrambi i casi come : $A_m^* = \frac{c^*}{P_c}$.

Ma quanto aumenta la pressione di mandata della turbopompa a causa di un aumento del calore scambiato? Per una data pompa, assegnata la portata massica si ha che prevalenza e potenza sono relazionate alla velocità di rotazione dell'albero N . Per una pompa centrifuga qualitativamente si hanno le seguenti relazioni:

$$\Delta P \propto N^2 \quad (2.48)$$

$$P_p \propto N^3 \quad (2.49)$$

dove P_p rappresenta la potenza di una generica pompa; invertendo le relazioni:

$$\Delta P \propto P_p^{\frac{2}{3}} \quad (2.50)$$

Un aumento di calore scambiato, comporterà come visto maggiore potenza alla turbina, che a sua volta fornirà più potenza alla pompa, e quindi in ultimo si avrà un aumento del ΔP proporzionale alla pressione in camera di combustione elevata ad un fattore minore di 1.

$$\Delta P \propto P_c^{0.8\frac{2}{3}} \quad (2.51)$$

In Fig. B.19 è possibile apprezzare l'andamento del ΔP in funzione della P_c .

Capitolo 3

Discussione dei risultati e confronto con dati reali

3.1 Performace e dimensioni dell'ugello-camera di combustione

I dati di riferimento evidenziano la bontà delle assunzioni e delle ipotesi fatte in quanto il valore dell'impulso specifico risulta essere maggiore: si è ottenuto 452 s a fronte dei 445 s del documento di riferimento. Molto probabilmente questo risultato è dovuto all'ipotesi di adiabaticità e di isoentropicità del processo che inevitabilmente portano alla diminuzione dell'entalpia totale dei gas in espansione. Ad ogni modo bisogna tener conto anche del fatto che si è seguiti l'ipotesi di chimica congelata. Tuttavia risulta difficile confrontare l'impulso specifico non conoscendo il modello, e le ipotesi annesse, tramite il quale si è ricavato il valore a cui si fa riferimento (chimica congelata, adiabaticità, isoentropicità, 2D o 1D, ecc...). Si è comunque certi di aver colto pienamente l'ordine di grandezza del valore dell'impulso specifico tipico degli accoppiamenti criogenici: 450 s. Dal valore d'impulso specifico maggiore rispetto a quello di riferimento, avendo fissato la spinta, ne consegue un valore di portata dei propellenti minore. Rispetto ai 16.7 kg s^{-1} riportati dal documento di riferimento si è ottenuto 16.46 kg s^{-1} . Per quanto riguarda le dimensioni della camera di spinta non sono stati ottenuti dei valori accurati. I risultati sono stati riportati nella tabella B.6. È possibile notare che i valori ottenuti sovradimensionano quasi del doppio l'ingombro della camera. Questo risultato è sicuramente dovuto alle approssimazioni fatte durante il calcolo delle performance. Difatti si è calcolati le dimensioni delle sezioni esclusivamente in base a tali valori come si può notare dall'equazione (2.24).

Riguardo alla lunghezza del tratto divergente si è ottenuto 1.24cm a fronte dei 1.10cm del documento di riferimento. Un buon risultato considerando che si è dovuto ipotizzare il valore di λ . Invece non si può dire la stessa cosa della lunghezza del tratto convergente. Difatti si è ottenuta una lunghezza pari a 4.5cm che risulta essere molto minore dei 17.8cm di riferimento. Questa discrepanza è molto probabilmente dovuta all'ipotesi di angolo di convergenza pari a 45° visto che i diametri usati per il dimensionamento risultano essere diversi da quelli reali, ma proporzionalmente molto prossimi. In merito alle dimensioni della camera di combustione si è ottenuto un valore finale pari a 7.4 dm^2 molto vicino al valore reale di 7.8 dm^2 pur avendo un diametro di camera quasi il doppio di quello reale. Questo risultato è molto probabilmente dovuto all'ipotesi della

lunghezza caratteristica visto che il rapporto tra l'area di gola e area della camera, ottenuto tramite dimensionamento, risulta essere come già detto molto prossimo a quello reale (2.31).

3.2 Stivaggio

I valori dei volumi dei serbatoi risultano essere coerenti con i valori reali. Per gli spessori si è ottenuto un sovrdimensionamento di circa $0.06 - 0.09\text{mm}$. Le ragioni sono dettate sia da un valore di F_{TU} differente rispetto al caso reale, come detto precedentemente, sia dalle semplificazioni fatte in cui si sono ignorati tanto ulteriori carichi quanto eventuali contributi dati da irrigidimenti strutturali e dalla fibra di vetro presente nel bulkhead di separazione. Tuttavia, la discrepanza maggiore si è ottenuta riguardo all'accumulatore di elio di circa 0.76 m^3 a fronte di 0.19 m^3 . Ciò può essere dovuto ad alcune ipotesi semplificative quali: il modello utilizzato per dimensionare l'accumulatore [18, p. 220], l'esclusione di una boost pump ausiliaria funzionante con il perossido di idrogeno, presente nel caso del Titan III-E, ma non nel modello idraulico adottato [2, p. 39] e ultima, ma non meno importante, l'impiego e l'integrazione di altri sottosistemi non considerati nel dimensionamento preliminare.

3.3 Analisi termica

I risultati della simulazione, [Fig B.20, Fig B.21, Fig B.22, Fig B.23, Fig B.24, Fig B.25], si avvicinano, per quanto riguarda il flusso termico, ai valori del modello 2D studiato dalla NASA. L'errore del modello rispetto alla soluzione NASA risiede principalmente nella parte divergente [2, p. 129-132]. La temperatura dell'idrogeno risulta essere maggiore di quella prevista. Questo implica un minore assorbimento di calore. L'errore è dovuto principalmente ad una non corretta stima dei coefficienti di scambio termico convettivo ed ad un utilizzo di un modello 1D. Un'altra causa è quella di una non corretta descrizione dell'aumento dello spessore dello strato limite durante l'espansione, con una conseguente sottostima del coefficiente di scambio termico convettivo del propellente (in quanto la temperatura a parete è maggiore). La propagazione degli errori intrinseca nella struttura del codice rende i risultati via via meno affidabili procedendo verso la sezione di efflusso. Nella parte subsonica lo strato limite ha un effetto minore nello scambio termico, contrariamente alla parte supersonica. Si sono considerati consistenti i risultati ottenuti da un'analisi semplificata, in quanto la gran parte del calore scambiato viene stimata, grazie alla buona approssimazione del fenomeno nel tratto convergente fino alla sezione di gola. L'andamento della temperatura è decisamente diverso da quello stimato dalla NASA. Il motivo risiede nel fatto che i coefficienti di scambio termico se presi individualmente portano ad errori evidenti per lo studio delle singole temperature di riferimento dell'ugello, $[T_{wh}, T_{wc}, T_{H_2}]$. Tuttavia nel complesso possono essere ritenuti accettabili visto il buon risultato per \dot{Q} . Si evidenzia, inoltre, che le temperature in gola non sono accettabili: si è al limite della temperatura di fusione di Fe_3C .

3.4 Iniettori

Si tiene a precisare che il dimensionamento della camera di swirl, con i suoi relativi iniettori, è stata fatta in modo prettamente teorico a causa della mancanza di dati da confrontare con quelli

ricavati. Per quanto riguarda il dimensionamento degli ‘iniettori a taglio’ si è preso come riferimento dei dati in letteratura [7]. Le differenze che si possono apprezzare sono attribuibili essenzialmente a tre motivi:

- la velocità di iniezione del combustibile è stata assunta pari a $300 \frac{m}{s}$ per quanto scritto precedente, mentre i risultati a cui si fa riferimento sono stati ricavati considerando quest’ultima pari a $43.65 \frac{m}{s}$;
- per ricavare le dimensioni degli iniettori a partire dal coefficiente di scarico si è fatto riferimento a dati tabulati [18, p. 279], mentre non si ha alcuna informazione della tipologia di iniettori utilizzati per i risultati di confronto;
- non si è fatta menzione del fatto che i propellenti prima dell’iniezione sono caratterizzati da un processo di scambio termico (per raffreddare la piastra di iniezione e aumentare la loro temperatura per renderla adatta alle condizioni in camera di combustione), il quale potrebbe modificare, per necessità, le dimensioni degli iniettori.

Detto ciò il confronto porta a quanto segue:

- il numero di iniettori totali è caratterizzato da un errore del +7.3% ;
- l’area totale degli iniettori di ossidante è caratterizzata da un errore del -12,6%;
- l’area totale degli iniettori di combustibile è caratterizzata da un errore del +16,4%.

Quindi le assunzioni fatte portano ad un errore non del tutto trascurabile.

Capitolo 4

Conclusione

Date le specifiche di impulso specifico e peso richieste dal profilo di missione, si è visto come la scelta più adatta sia il ciclo expander con coppia di propellenti criogenici LH₂-LOX. Tale combinazione, oltre a permettere elevate performance in termini di impulso specifico, consente di realizzare un sistema elaborato, seppur semplificato in termini di quantità di componenti, per il raffreddamento del sistema. Nonostante ciò ai pregi di tale coppia si accostano alcune problematiche in termini di gestione e stoccaggio: lo stato di boil-off necessita infatti di numerosi accorgimenti, che richiedono l'integrazione tra loro di opportuni sottosistemi.

Durante l'analisi si è evidenziato lo stretto legame tra funzionamento del propulsore e scambio di calore. Pressione e temperatura in camera di combustione dettano le grandezze che governano le prestazioni globali. Sebbene debbano sottostare ai vincoli strutturali e termici si è notato come esse influenzino il sistema in termini di potenze di alimentazione, scambio termico e performance.

Seppur si siano assunte ipotesi iniziali stringenti, quali flusso adiabatico e isoentropico, e si sia modellizzato il comportamento reale del propulsore in maniera marcata, è stato comunque possibile analizzarne la complessità, dimensionarne i componenti fondamentali e descriverne le prestazioni globali.

RL-10 è uno dei motori più affidabili con la sua 500^a missione nel 2020 e pochi fallimenti alle spalle, probabilmente anche grazie all'architettura snella che permette l'utilizzo del ciclo expander rispetto ad altri. La sua affidabilità, i costi contenuti e le ottime performance hanno condizionato le scelte della NASA a mantenere dei programmi di continuo miglioramento. L'utilizzo di materiali innovativi sempre più resistenti a sollecitazioni strutturali e termiche, lo sviluppo di metodologie di produzione con tecniche di additive manufacturing e l'aumento dei limiti di velocità di rotazione ed efficienza di turbopompe e turbine sono solo alcune delle innovazioni tecniche che con gli anni hanno reso possibile migliorare l'operatività di uno dei più anziani sistemi propulsivi: ad oggi il lanciatore AtlasV utilizza la versione RL10A-4-2 e i futuri sistemi di lancio SLS e OmegA utilizzeranno rispettivamente le versioni RL10B-2 e RL10C-5-1.

Nel frattempo attraverso i suoi due motori RL10-A33A il Centaur D1-T, integrato nel lanciatore Titan III-E, ha permesso all'umanità di poter ammirare i pianeti che fino ai primi anni '60 potevano essere soltanto descritti attraverso l'immaginazione.

Bibliografia

- [1] David Altman. *Liquid propellant rockets*. Princeton University Press, 2015.
- [2] Michael Binder, Thomas Tomsik, and Joseph Veres. RL10-A33A rocket engine modeling project. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19970010379.pdf>, 1997.
- [3] Convair Aerospace Division. Centaur, general dynamics. <https://www1.grc.nasa.gov/wp-content/uploads/Centaur-D-1A-pamphlet-1973.pdf>.
- [4] Huzel D.K. and Huang D.H. Design of liquid propellant rocket engines rocketdyne division. <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19710019929>.
- [5] Antonio Mattia Grande. Dispense del corso di tecnologie e materiali aerospaziali-leghe leggere, acciai e leghe speciali. *Politecnico di Milano*, 2019.
- [6] John A Halchak, James L Cannon, and Corey Brown. Materials for liquid propulsion systems. 2018.
- [7] James B Heaney. Efficiency of aluminized mylar insulation at cryogenic temperatures. In *Cryogenic Optical Systems and Instruments VIII*, volume 3435, pages 150–157. International Society for Optics and Photonics, 1998.
- [8] Gary N Henry, Wiley J Larson, and Ronald W Humble. *Space propulsion analysis and design*. McGraw-Hill, 1995.
- [9] P. Hill and C. Peterson. *Mechanics and Thermodynamics of Propulsion — Second edition*. Pearson, 1993.
- [10] A Krach and A Sutton. Another look at the practical and theoretical limits of an expander cycle, lox/h₂ engine. In *35th Joint Propulsion Conference and Exhibit*, page 2473, 1999.
- [11] Matthew Long, Vladimir Bazarov, and William Anderson. Main chamber injectors for advanced hydrocarbon booster engines. In *39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, page 4599, 2003.
- [12] NASA. TITAN III-E CENTAUR D-IT SYSTEMS SUMMARY. September 1973.

- [13] VOYAGER1 NASA SPACE SCIENCE DATA COORDINATED ARCHIVE. Voyager1. <https://nssdc.gsfc.nasa.gov/nmc/spacecraft/display.action?id=1977-084A>.
- [14] Walter Nicodemi. *Acciai (e leghe non ferrose)*. Zanichelli, 2008.
- [15] Christian Paravan. Dispensa - L04, Parametri di merito dei propulsori, Corso di propulsione aerospaziale, 2019.
- [16] United performance metals. Stainless 301 datasheet. <https://www.upmet.com/sites/default/files/datasheets/301-fh.pdf>.
- [17] Rene Nardi Rezende, VC Perez, and Amilcar Pimenta. Dimensioning a simplex swirl injector. AIAA-2014-3602, 50th Joint Propulsion Conference, Cleveland, 2014.
- [18] George P. Sutton and Oscar Biblarz. *Rocket Propulsion Elements*. JOHN WILEY & SONS, 2001.

Appendice A

Trattazioni complementari

A.1 Serbatoi e estremità ellissoidali

Come descritto nel paragrafo 2.2.1, nel problema in esame sono previste una geometria cilindrica ed una ellissoidale come in Fig. A.1 e Fig. A.2.

Figura A.1: Struttura dei serbatoi

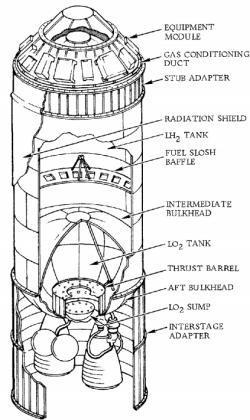
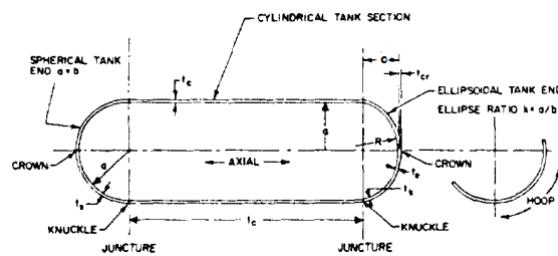


Figura A.2: Serbatoio cilindrico con estremità ellissoidali a cui si fa riferimento per la nomenclatura utilizzata, [8, p. 338]

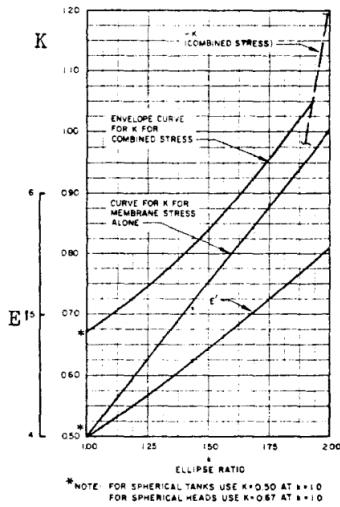


Scopo della presente sezione è quello di precisare alcuni aspetti e decisioni prese nel dimensionare il serbatoio ellissoidale, secondo quanto riportato in [4, p. 338]. Per la corona, ovvero la parte superiore dell'ellissoide di raggio pari a c , si è utilizzata questa formula:

$$t_{\text{crox}} = \frac{P_{\text{ox}} f_s a k}{2 F_{\text{TU}}} \quad (\text{A.1})$$

Di qui lo spessore della corona dipende da un fattore k , che è il rapporto tra il raggio superiore e inferiore dell'ellissoide. Con questo fattore si accede poi al seguente grafico, con un valore di k ottenuto pari a 1.29:

Figura A.3: Sulle ascisse ratio tra le due dimensioni caratteristiche dell'ellissoide, sulle ordinate fattore correttivo per gli spessori



K risulta necessario per valutare come la pressione incida sullo stato di sforzo che nasce alla giunzione:

$$t_k = \frac{P_{\text{ox}} f_s a K}{F_{\text{TUE}} e_w} \quad (\text{A.2})$$

In figura si notano due curve, una che descrive uno stato di sforzo membranale e un'altra, che restituisce valori di K maggiori, la quale considera uno sforzo combinato. Facendo riferimento al documento la seconda si ottiene in presenza di discontinuità, quali variazioni di curvatura. Alla luce di ciò si ottiene un valore di K di 0.65 per l'ellissoide e uno di 0.775 per l'estremità superiore del serbatoio combustibile. I calcoli sono stati svolti con Serbatoi dimensionamento.m

A.2 Accumulatore di elio

Per l'accumulatore si è fatto riferimento al modello riportato in [18, p.220], basato sulla conservazione dell'energia. Non si è potuto utilizzare un approccio basato sulla sola espansione

isoentropica in quanto non avrebbe consentito di mantenere una pressione costante nei serbatoi. Dal punto di vista pratico si potrebbe realizzare ciò tramite un regolatore, che rilascia gas pressurizzante nel serbatoio non appena la pressione scende sotto una determinata soglia. Seguendo tale approccio si ipotizza il processo adiabatico, il gas ideale e si trascura l'eventuale presenza di gas pressurizzante nelle tubature e nell'ullage in condizione iniziale. Dalla conservazione dell'energia:

$$m_0 c_v T_0 = m_g c_v T_g + m_f c_v T_f + m_{OX} c_v T_{OX} + P_f V_f + P_{OX} V_{OX} \quad (\text{A.3})$$

Dove 0 e g rappresentano le condizioni iniziali e finali del serbatoio del gas, f e ox le condizioni finali del gas in ciascuno dei due serbatoi di ossidante e combustibile. Il lavoro dell'espulsione del gas è dato dagli ultimi due termini. Riformulando tramite la legge dei gas ideali:

$$m_0 = \frac{P_f V_f + P_{OX} V_{OX}}{R_{He} T_0} \frac{\gamma_{He}}{1 - \frac{P_g}{P_0}} \quad (\text{A.4})$$

Dove si è preso $P_0 = 3300\text{psi}$ e $T_0 = 293K$ da [12, p. 3-48] e si è preso per P_g il valore più elevato tra le pressioni dei due serbatoi, quindi quella dell'ossidante. Data la massa di elio se ne ricava il volume tramite la legge dei gas perfetti.

A.3 Un esempio di integrazione di altri sistemi: il thrust vectoring

Lo scopo di questa appendice è quello di approfondire un aspetto non trattato durante il dimensionamento. Si è ritenuto opportuno riportare tale argomento essendo un elemento importante della meccanica del sistema propulsivo Centaur D1T.

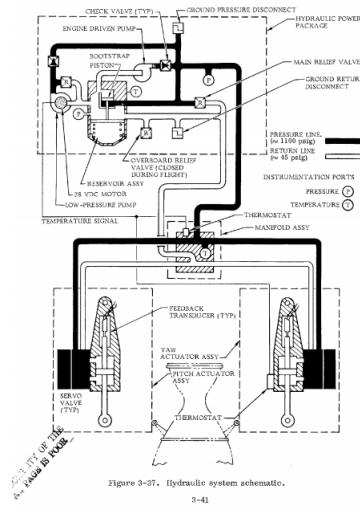
Si parte da una considerazione generale, ovvero quella di far ruotare la camera di spinta di un angolo di gimbaling [18, p. 612], come in figura:

Figura A.4: Angolo di gimbal



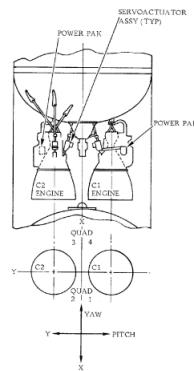
Nel caso del Centaur D1T, tale rotazione è ottenuta tramite l'utilizzo di un meccanismo di attuazione [12, p. 3-40]:

Figura A.5: Impianto idraulico Vectoring



Il sistema prevede due circuiti idraulici: uno di bassa, alimentato da una pompa elettrica, e uno di alta pressione, ottenuta tramite una pompa messa in moto dalla gearbox della turbina del sistema propulsivo. La rotazione è poi ottenuta con una servovalvola, che smista opportunamente le pressioni in funzione dell'assetto richiesto. Come si è visto nel paragrafo dedicato alla gestione delle potenze nel dimensionamento si è considerato il funzionamento in condizioni nominali, in cui la turbina alimenta la sola pompa. Tuttavia, vi possono essere delle fasi del lancio in cui è opportuno correggere l'assetto del velivolo, quindi ridurre leggermente la spinta e direzionarla. Il sistema si presta in maniera notevole a tale scopo essendo alimentato con propellenti liquidi. Le due servovalvole sono poste su ciascuna camera di spinta, in modo da permettere la rotazione di entrambi gli ugelli. Così facendo si riesce ottenere efficacemente rotazione in imbardata, beccheggio e, tramite deflessione differenziale dei due ugelli, anche in rollio. La figura aiuta a rendere più chiaro il discorso:

Figura A.6: Regolazione di beccheggio, imbardata e rollio



L'angolo di gimbaling assume valori di $\pm 4^\circ$. Resta da precisare che il sistema di TVC (Thrust Vectoring Control) ridurrà la componente di spinta nella direzione del moto e che ovviamente, non contribuirà a regolare l'assetto dello stadio in fasi in cui il motore è spento, come la coast orbit. Durante quest'ultima tale funzione è demandata al reaction control system, costituito da piccoli propulsori a basso I_{sp} alimentati con perossido di idrogeno.

Appendice B

Tabelle e Figure fuori corpo

B.1 Tabelle

Tabella B.1: Mass ratio per diversi sistemi propulsivi.

Propellente	MR
Monopropellente liquido	0.0364
Bipropellente liquido($N_2H_4 - N_2O_4$)	0.1130
Solido	0.0710
Ibrido	0.1001
Caso in esame	0.1561

Mass ratio per valori tipici di I_{sp} di diverse tipologie di sistemi propulsivi confrontati con il caso in esame.

Tabella B.2: Risultati simulazione CEA: Rocket Problem.

INPUT [Pa][K]	OUTPUT [J kg ⁻¹ K ⁻¹][K]
$O/F = 5$	$T_c^{ad} = 3287.9$
$P_c = 3278460$	$c_p = 4092.9$
$\varepsilon = 61$	$\gamma = 1.2105$
$T_c^{H_2} = 200$	$R = 711.73$
$T_c^{O_2} = 90$	

Tabella B.3: Indice di merito dei materiali aerospaziali selezionati [8]

Materiale	$\frac{F_{TU}}{\rho g_0}$
(km)	
2219 Alluminio	15.04
Titanio	28.81
4130 Acciaio	11.23
AISI 301 (hard worked)	16.50

Tabella B.4: Variazione percentuale della sezione di gola per unitá di portata massica.

O/F	100 (psi)	200 (psi)	300 (psi)	400 (psi)	500 (psi)	600 (psi)	700 (psi)	800 (psi)
2.5	405	152	68	26	1	-15	-27	-36
3	405	152	68	26	1	-15	-27	-36
3.5	401	151	67	25	0.6	-16	-28	-37
4	395	148	65	24	-0.3	-16	-28	-37
4.5	387	144	63	22	-1.5	-17	-29	-38
5	378	140	60	20	-3	-19	-30	-39
5.5	368	136	57	18	-4	-20	-31	-40
6	359	131	55	16	-6	-21	-33	-41
6,5	350	127	52	14	-8	-23	-34	-42
	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)

Variazione percentuale della sezione di gola per unitá di portata massica rispetto al valore calcolato con i risultati del dimensionamento del Cap. 2.2.3. Si nota come le minori variazioni percentuali si ottengano per valori di P_c pari a 500psi , mentre per valori più bassi l'area aumenta fino al 400 %; la corrispondenza esatta con gli O/F rispetto al caso in esame non è rispettata dato che si è preso un valore di $\gamma = 1.1488$, da cui ne consegue un valore leggermente diverso di c^* .

Tabella B.5: Impulso specifico con vincolo su sezione di efflusso.

O/F	100 (psi)	200 (psi)	300 (psi)	400 (psi)	500 (psi)	600 (psi)	700 (psi)	800 (psi)
2,5	460	459	458	458	457	457	457	457
3	470	468	467	466	466	465	465	465
3,5	476	474	473	472	471	471	470	470
4	476	475	475	474	473	473	473	472
4,5	474	474	473	473	473	472	472	472
5	469	469	470	470	470	470	470	470
5,5	462	464	464	465	465	465	465	465
6	455	457	458	458	459	459	459	460
6,5	447	449	450	451	452	452	453	453
	(s)							

Valori d'impulso specifico in condizione di espansione ottima corrispondente ad ogni combinazione $P_c - O/F$ imponendo il vincolo strutturale di sezione di efflusso pari al risultato del dimensionamento. È possibile apprezzare come i valori promettenti di v_{lim} delle combinazioni a basse pressione vengano resi vani dai valori di rapporto di espansione $\frac{P_e}{P_c}$ corrispondenti maggiori.

Tabella B.6: Confronto tra risultati del dimensionamento e documento di riferimento.

	D_e [cm]	D_t [cm]	D_c [cm]	L_{conv} [cm]	L_{div} [m]
dim.	95,3	12,2	21	4,2	1,24
ref.	49	6,3	13	17,8	1,10

B.2 Figure

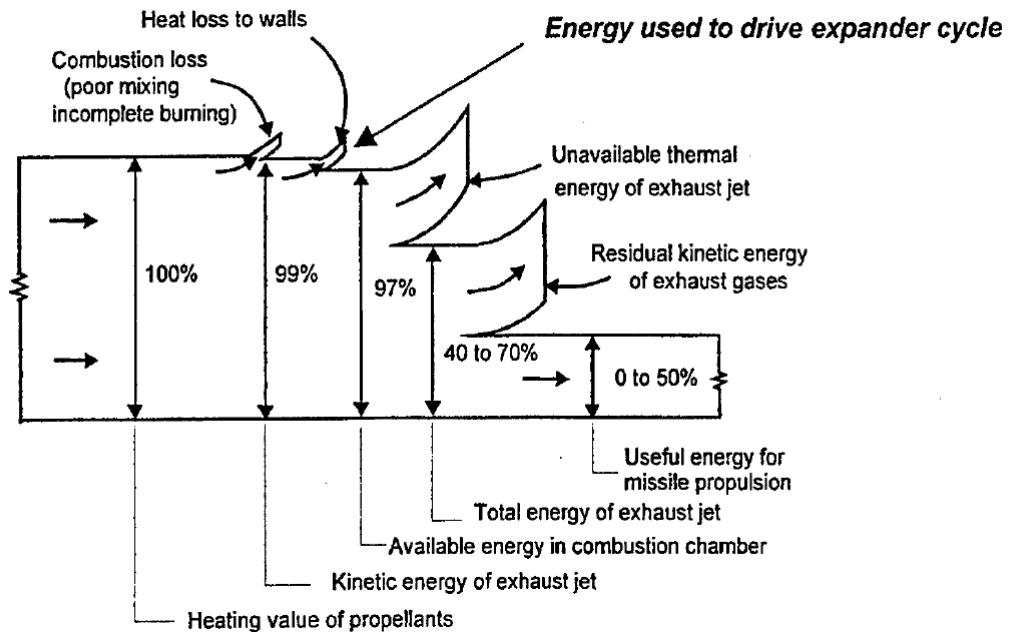


Figura B.1: Bilancio energetico per un expander cycle tipico [18]

Resistance Name	Flow Area (in ²)	delta-P (psid) (typical)	Flow (lbm/sec) (typical)
Fuel Inlet Valve ¹	6.34	0.472	6.05
F Pump Interstg Cooldwn Valve ¹	0.60	13.5	0.71
F Pump Disch Cooldwn Valve ¹	0.30	12.5	0.32
Fuel Pump Disch Duct	1.77	39.5	5.97
Fuel Venturi (inlet : throat area)	3.55 : 1.05	17.5	5.97
Thrust Control Valve ²	0.0158 ³	234	0.0839
Turbine Disch Housing (inlet : exit)	20.2 : 4.53	18.0	5.89
Turbine Disch Duct	4.53	10.3	5.97
Fuel Shut-off Valve ¹	3.24	38.2	5.97
Fuel Injectors (total)	2.30	62.3	5.97
Oxidizer Inlet Valve ¹	6.34	0.798	31.4
Oxidizer Control Valve ²	0.615 ³	84.8	31.4
Oxidizer Injectors (total)	2.08	66.8	31.4

Figura B.2: Perdite di carico concentrate

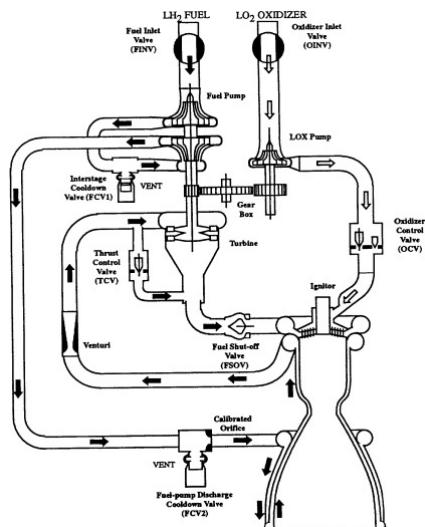


Figura B.3: Schema impianto esemplificativo

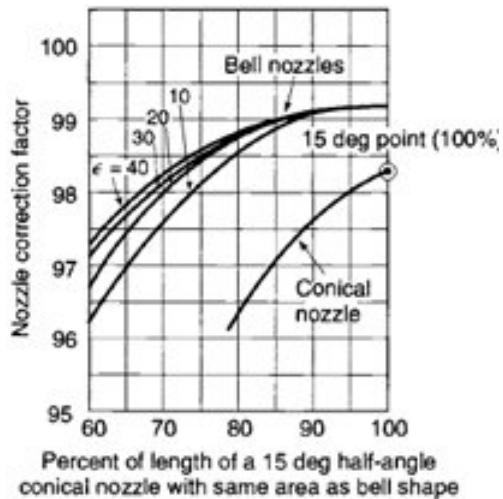


Figura B.4: Grafico di λ in funzione di L_f [18].

Chamber-to-Throat Area Ratio	Throat Pressure (%)	Thrust Reduction (%)	Specific Impulse Reduction (%)
∞	100	0	0
3.5	99	1.5	0.31
2.0	96	5.0	0.55
1.0	81	19.5	1.34

$k = 1.20$; $p_1/p_2 = 1000$.

Figura B.5: Stima delle perdite per bassi rapporti A_c/A_t [18].

Propellants	Characteristic Length (L^*)	
	Low (m)	High (m)
Liquid fluorine / hydrazine	0.61	0.71
Liquid fluorine / gaseous H ₂	0.56	0.66
Liquid fluorine / liquid H ₂	0.64	0.76
Nitric acid / hydrazine	0.76	0.89
N ₂ O ₄ / hydrazine	0.60	0.89
Liquid O ₂ / ammonia	0.76	1.02
Liquid O ₂ / gaseous H ₂	0.56	0.71
Liquid O ₂ / liquid H ₂	0.76	1.02
Liquid O ₂ / RP-1	1.02	1.27
H ₂ O ₂ / RP-1 (including catalyst)	1.52	1.78

Figura B.6: Valori tipici di lunghezza caratteristica per diversi accoppiamenti di reagenti [8].

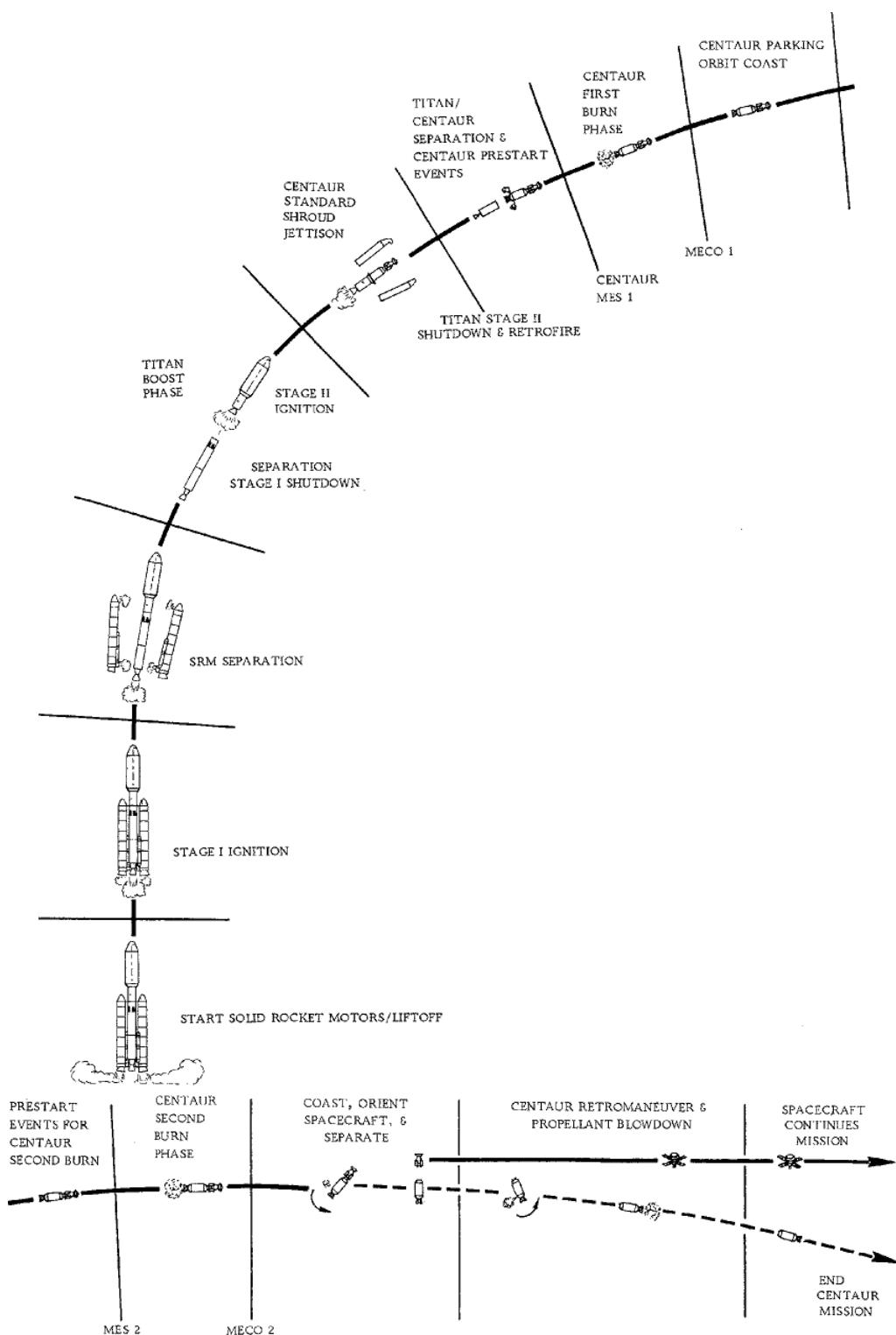
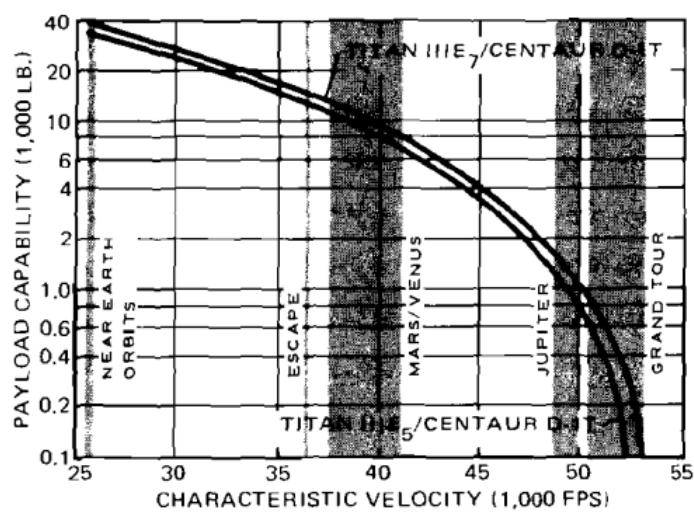
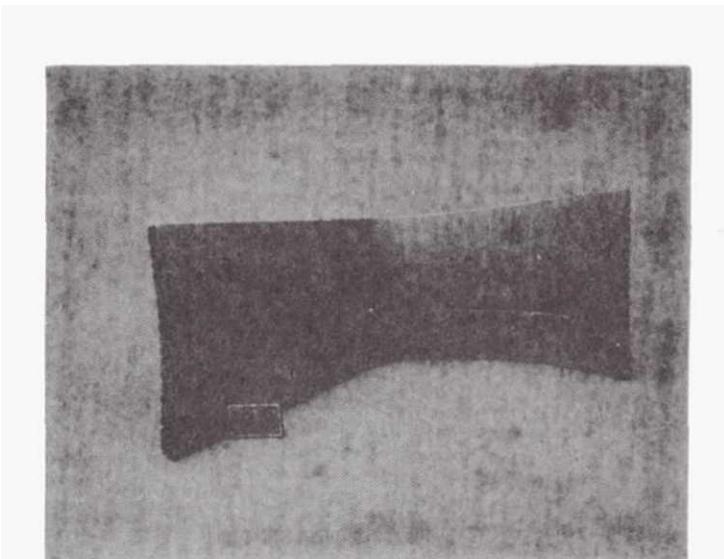


Figura B.7: Sequenza di missione: MES1-MECO1-MES2-MECO2 [12].

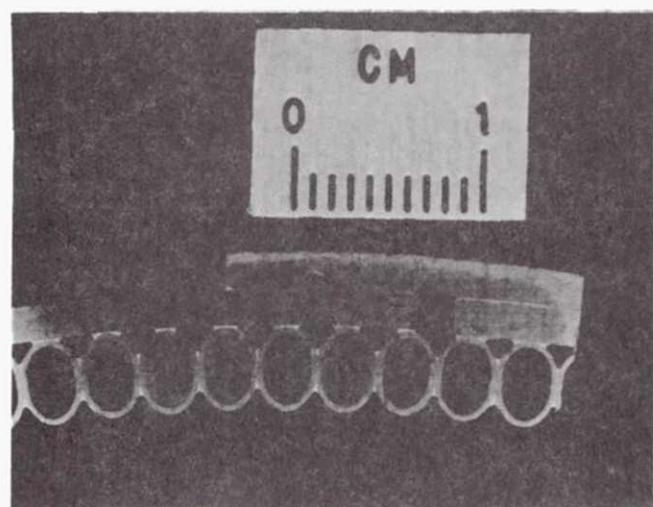


Titan/Centaur D-1T generalized performance capability.

Figura B.8: Massa del payload in funzione della velocità caratteristica della missione [3]



(a) THROAT SEGMENT WITH JACKET AND SEAM DOUBLER.



(b) SECTION OF ABOVE SEGMENT.

FIGURE 2. - PHOTO OF BRAZED TUBE CONSTRUCTION.

Figura B.9: Sezione dei cooling jacket

ORIGINAL PAGE
BLACK AND WHITE PHOTOGRAPH

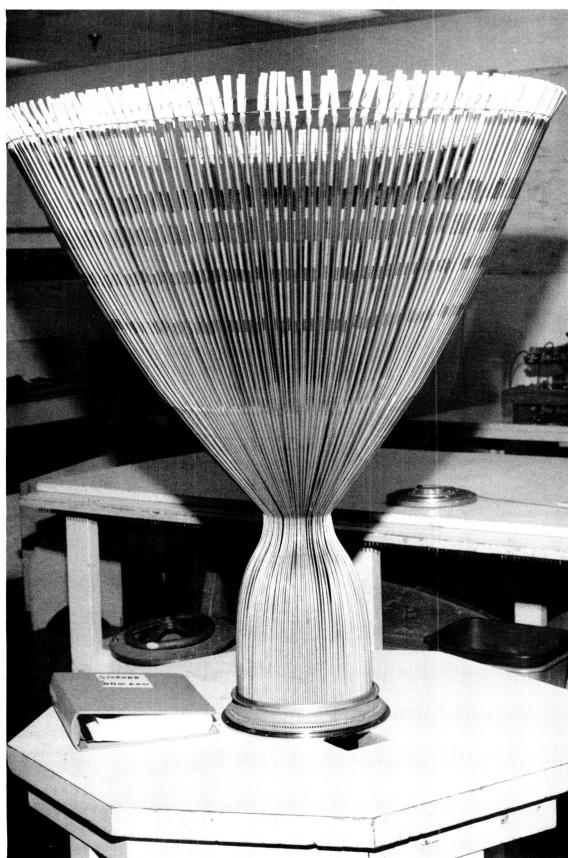


Figure 44. Long Tubes Stacked in Exit Manifold

80

ORIGINAL PAGE IS
OF POOR QUALITY

Figura B.10: Ugello assemblato con cooling jacket

ORIGINAL PAGE
BLACK AND WHITE PHOTOGRAPH



Figure 60. Brazed Assembly After Removal From Mandrel

Figura B.11: Ugello assemblato con cooling jacket brasati

RL10A-3-3A Long and Short Tube Profiles

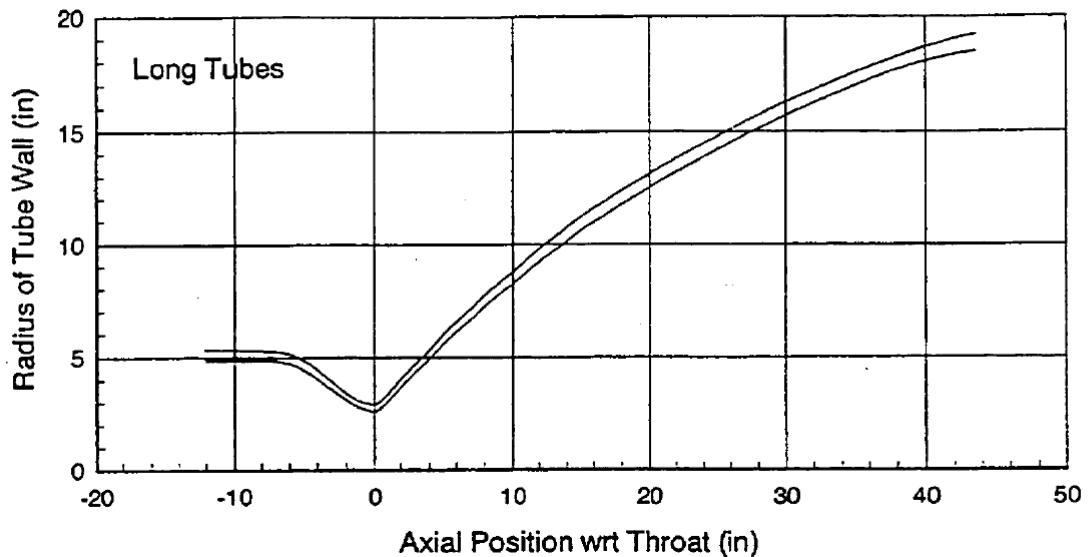


Figura B.12: Geometria dell'ugello [2]

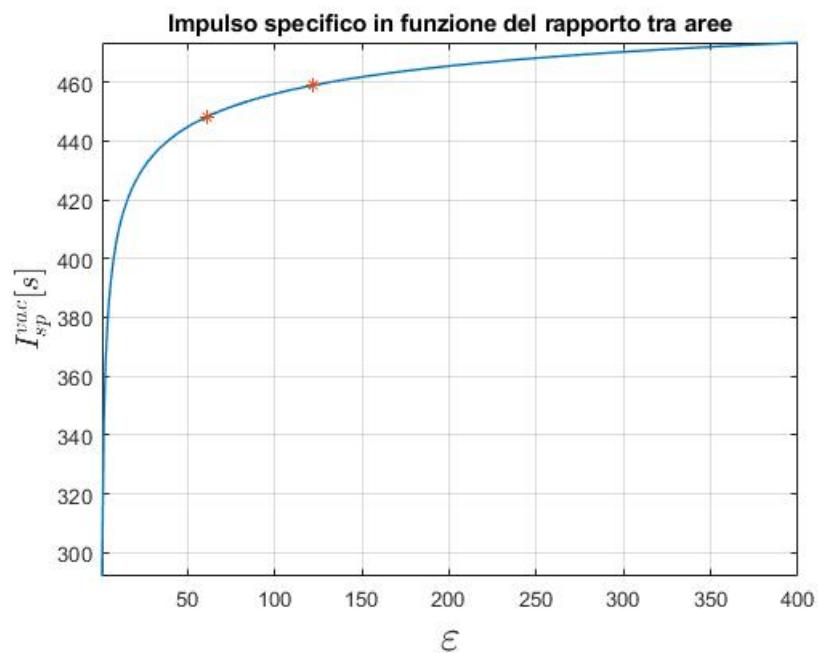


Figura B.13: I_{sp}^{vac} in funzione di ε ; i punti evidenziati corrispondono a ε pari a 61 e 122.

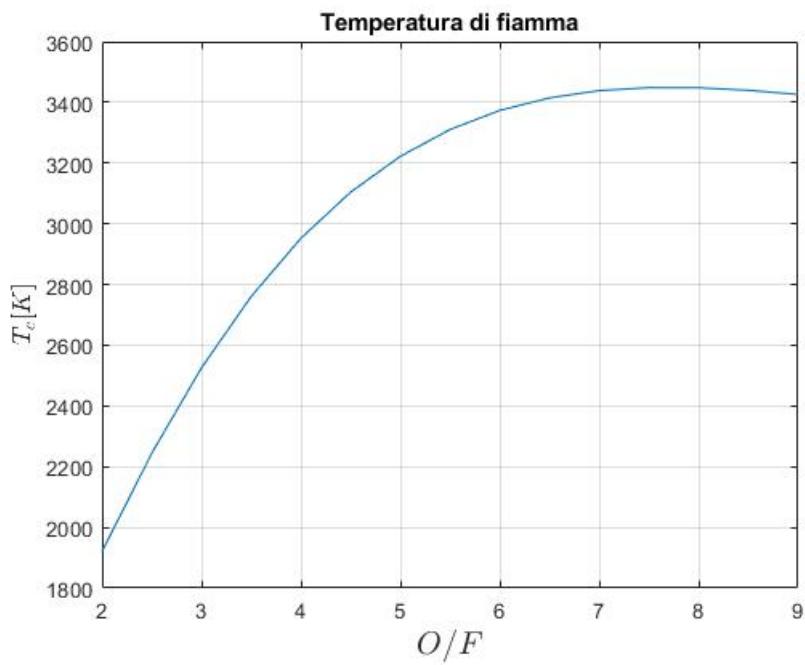


Figura B.14: Temperatura di fiamma al variare dell' O/F .

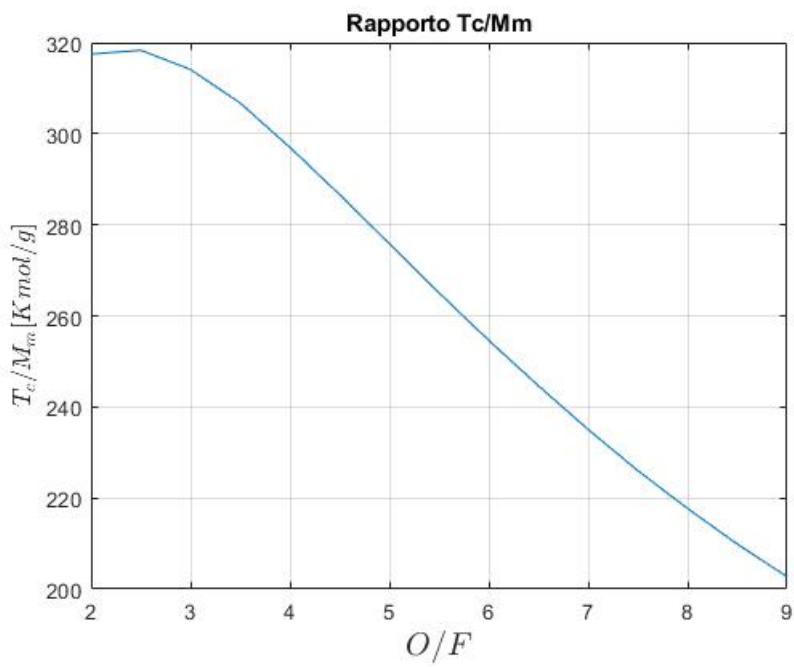


Figura B.15: Diminuzione del rapporto $\frac{T_c}{M_m}$ all'aumentare dell' O/F .

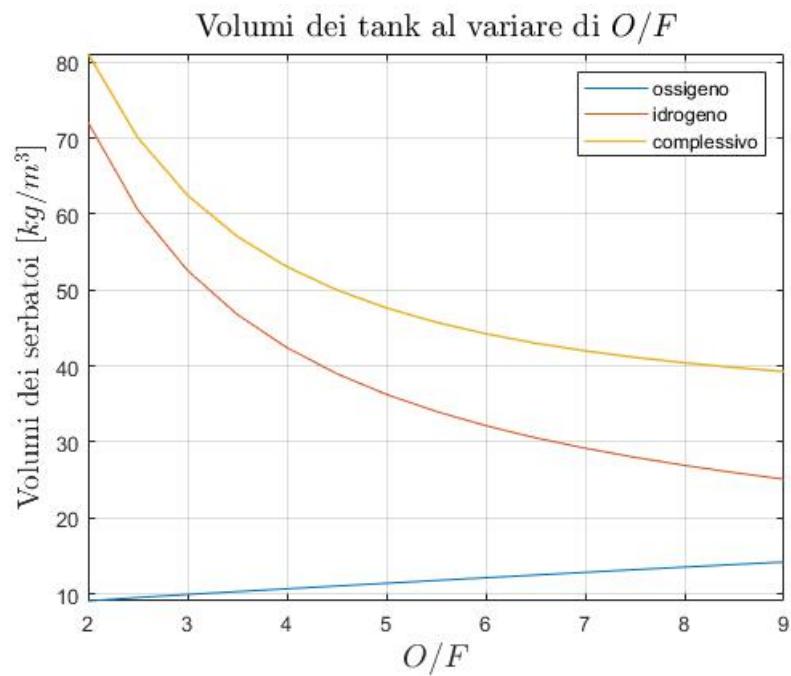


Figura B.16: Volume dei serbatoi al variare di O/F , da ImpattoOF.m.

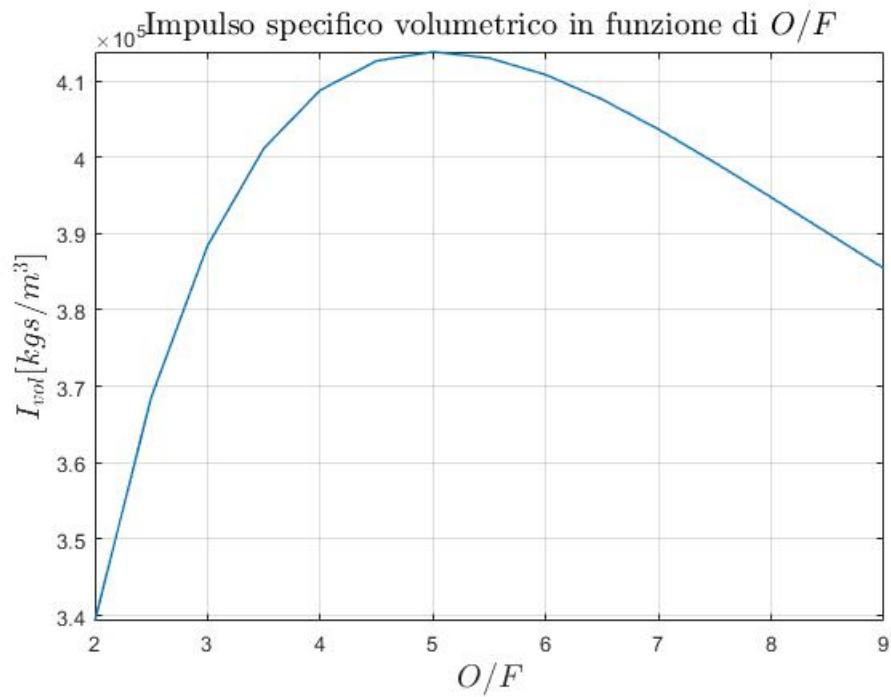


Figura B.17: I_{sp}^{vol} in funzione di O/F , da ImpattoOF.m.

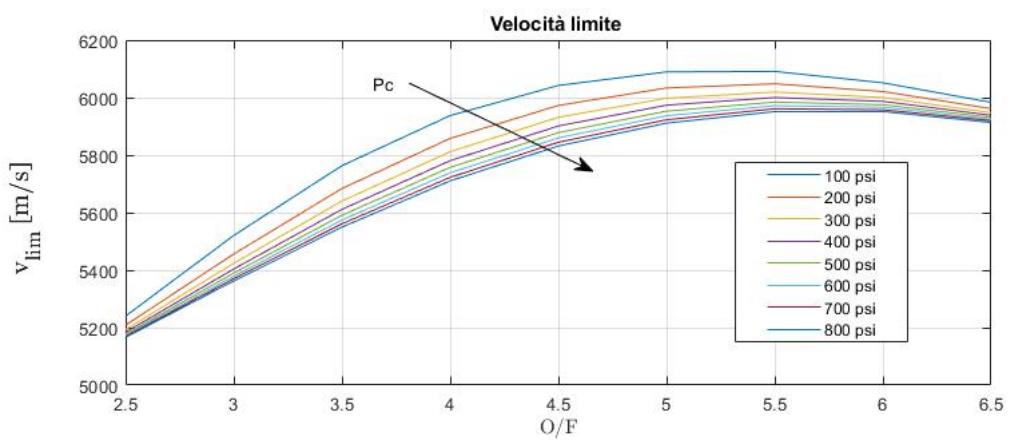


Figura B.18: Velocità limite al variare di P_c e O/F .

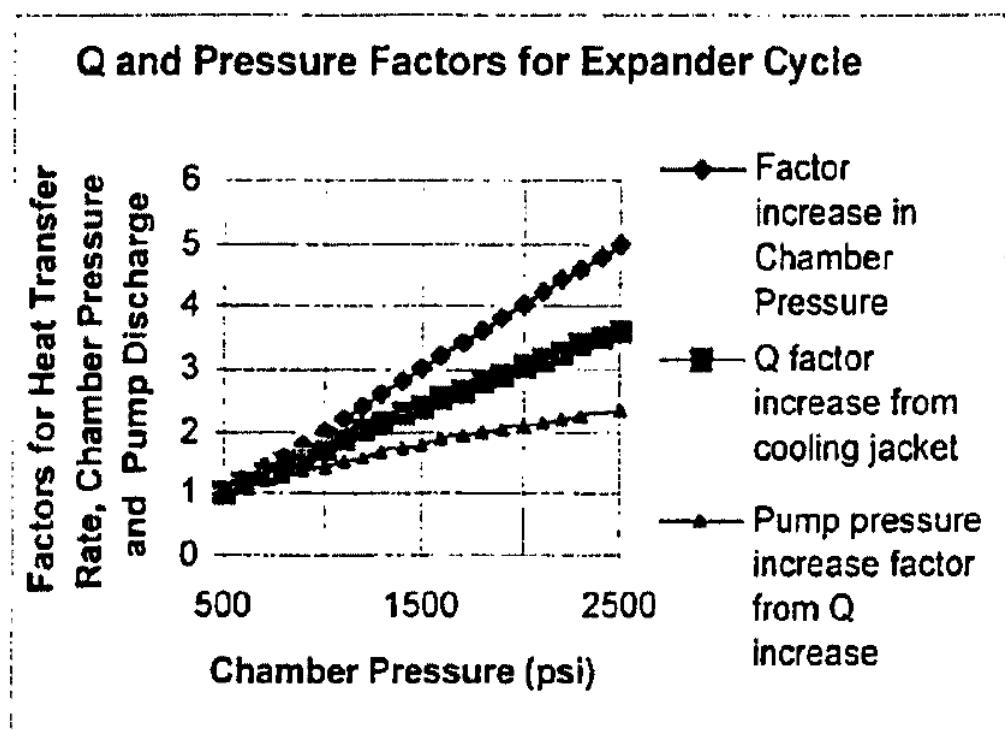


Figura B.19: Grafico di ΔP e Q in funzione di P_c [10]

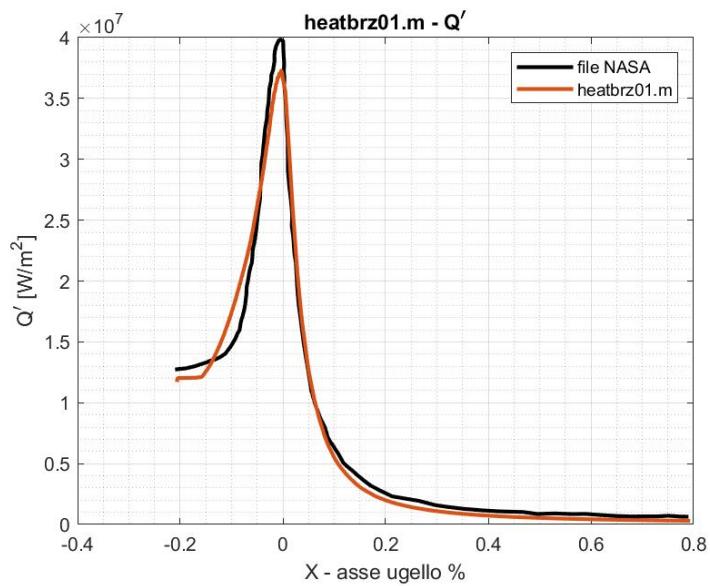


Figura B.20: Flusso termico - modello heatbrz01.m

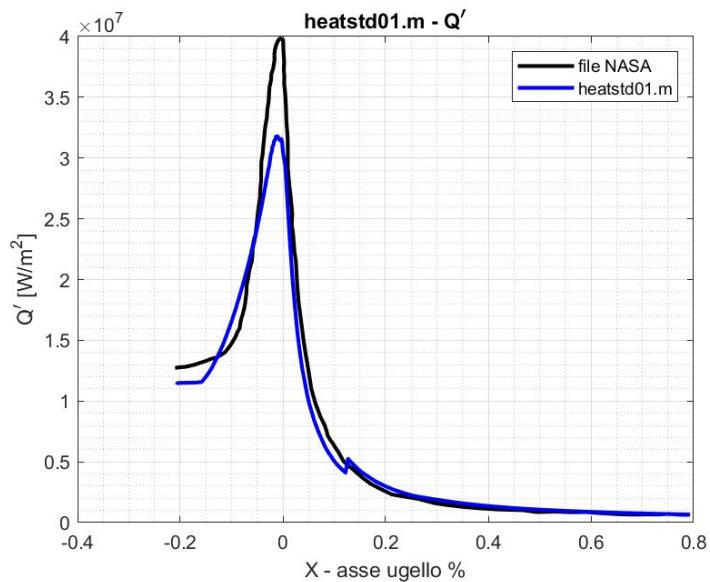


Figura B.21: Flusso termico - modello heatstd01.m

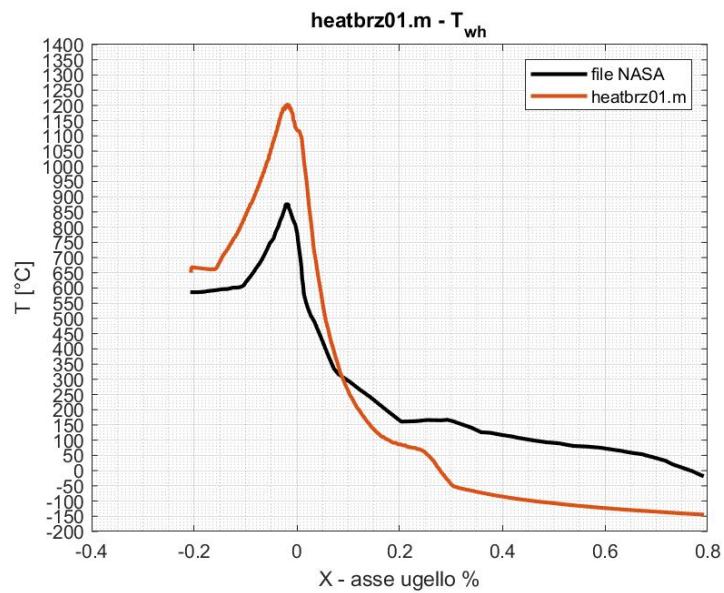


Figura B.22: Temperatura parete - modello heatbrz01.m

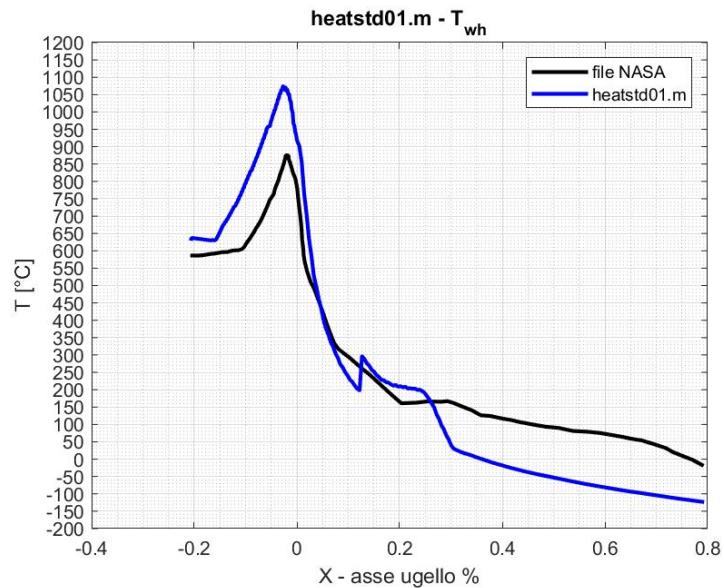


Figura B.23: Temperatura parete - modello heatstd01.m

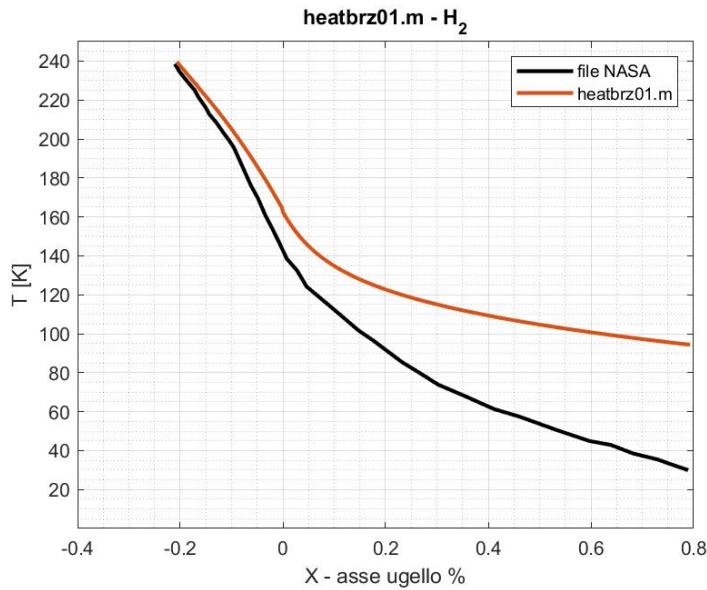


Figura B.24: Temperatura H₂ supercritico 60bar - modello heatbrz01.m

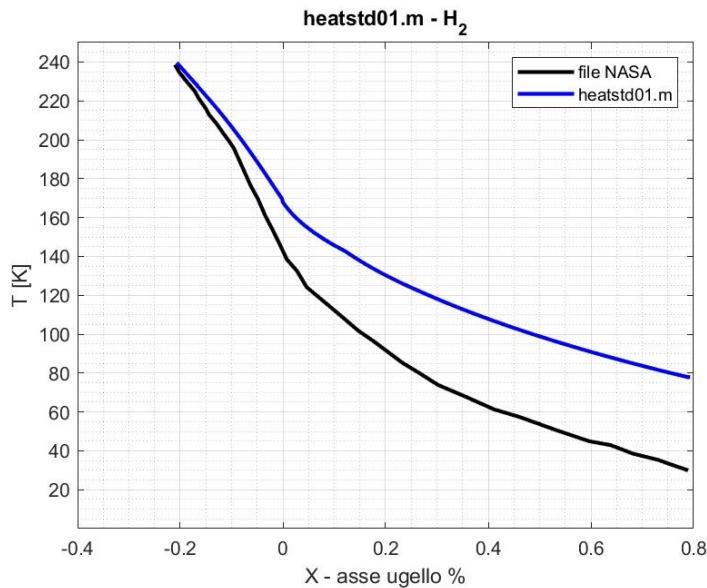


Figura B.25: Temperatura H₂ supercritico 60bar - modello heatstd01.m

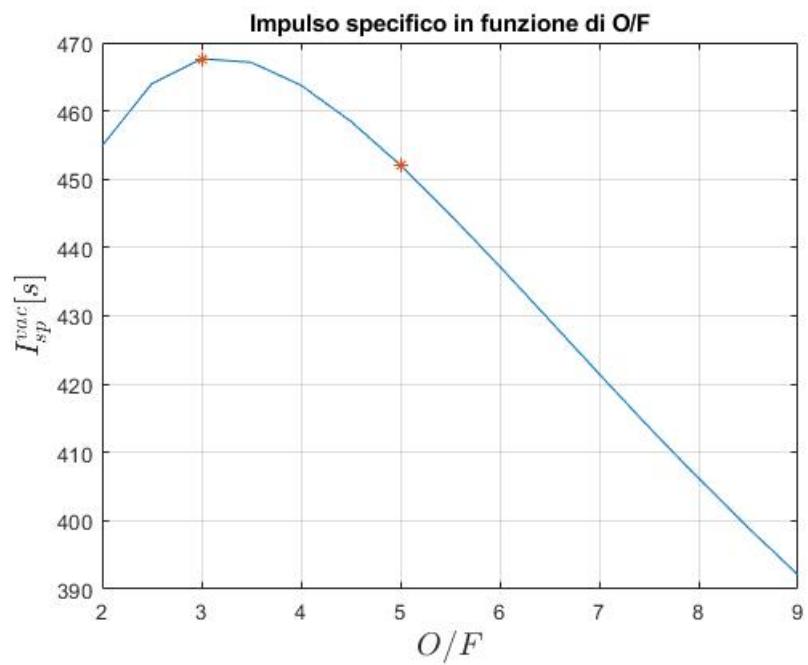


Figura B.26: Differenza di I_{sp}^{vac} tra punto operativo e punto di massimo.

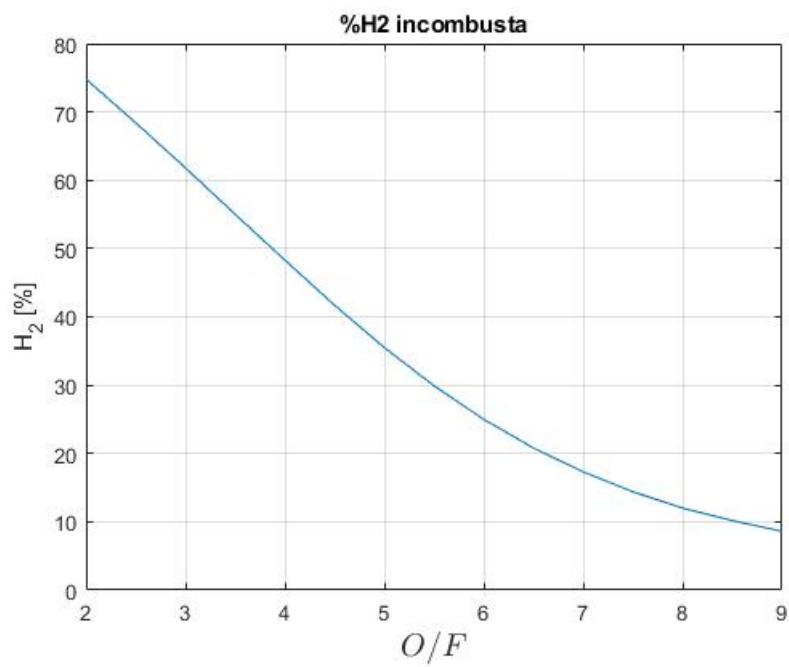


Figura B.27: Diminuzione della quantità di H₂ tra i prodotti di combustione .