

Indice

Capitolo I.....	5
Aspetti economici, energetici ed ambientali dello smaltimento di materiali residuali allo stato solido.	
1. La produzione di biomasse e di rifiuti.....	5
2. Smaltimento e recupero dei materiali residuali.....	11
3. Il recupero energetico e l’impatto ambientale.....	17
3.1 Potere Calorifico inferiore.....	19
3.2 Volume d’aria impiegato per Kg di materiale sottoposto a termodistruzione, volume dei fumi ed emissione di CO ₂	20
3.3 Temperatura massima di fiamma o Temperatura teorica di combustione.....	23
3.4 Dissipazione di energia in atmosfera.....	24
3.5 Emissione di microinquinanti (PCDD E PCDF).....	24
4 Costi per lo smaltimento e la gestione dei rifiuti in Italia.....	27
5 Considerazioni conclusive.....	30
Capitolo II.....	32
Vantaggi e svantaggi della discarica diretta o della inertizzazione con deposito in discarica	
1. La produzione ed il trattamento dei rifiuti.....	32
2. Il trattamento chimico fisico e l’inertizzazione.....	33
2.1 L’inertizzazione.....	33
2.2 Il trattamento chimico - fisico.....	39
2.3 Vantaggi e svantaggi dei trattamenti di inertizzazione e chimico-fisico.....	48
3. Discarica diretta.....	50
4. Considerazioni conclusive.....	61
Capitolo III.....	62
Fenomenologie della combustione stazionaria di combustibili gassosi e pulverulenti con specie chimiche diverse dal carbonio e dall’idrogeno e corrispondenti impatti ambientali	
1. Combustione delle biomasse.....	62
2. Metodi analitici per la determinazione delle proprietà delle biomasse.....	64

3.	Composizione della biomassa	67
4.	Il valore energetico delle biomasse	85
5.	Velocità della combustione	89
6.	Emissioni inquinanti	92
7.	Considerazioni conclusive	96
Capitolo IV		97
Aspetti industriali della combustione di solidi polverulenti con comburente aria o aria arricchita d'ossigeno. Vantaggi e svantaggi delle metodologie utilizzabili		
1.	Il carbone fossile.....	97
2.	Produzione d'energia.....	99
3.	Stato dell'arte sulle tecnologie di combustione del carbone	101
4.	Meccanismi di formazione degli NO _x	107
5.	Pulverised coal combustion (PPC)	110
6.	Emissioni inquinanti	113
7.	Considerazioni conclusive	122
Capitolo V		124
Simulazione numerica di una fornace. Calcolo delle condizioni operative e dei flussi termici ottenibili alle pareti		
1.	La combustione turbolenta	124
2.	Equazioni di Navier-Stokes in forma mediata.....	128
2.1.	Equazioni di conservazione	129
2.2.	Note sull'equilibrio chimico	140
2.3.	Equazioni mediate e modelli di turbolenza	145
2.4	Modello delle Laminar flamelets.....	151
2.5	Struttura e equazione delle flamelets.....	159
3	Applicabilità del modello e vantaggi.....	168
4	Modelli radiativi	169
4.1	Modello radiativo delle ordinate discrete (DO).....	171
4.2	Modello per il coefficiente d'assorbimento.....	173
4.3	Vantaggi e limiti del modello DO	176
4.4	Modello radiativo del trasferimento discreto (DTRM)	177

4.5	Modello radiativo P-1	178
4.6	Modello radiativo Rosseland	179
5.	Scelta del modello radiativo	180
6.	Simulazioni numeriche di combustione con combustibili gassosi	181
7.	Considerazioni conclusive	185
Capitolo VI		187
Ottimizzazione tra le prestazioni energetiche globali e locali e l'impatto ambientale complessivo		
1.	Simulazioni della fluidinamica del combustibile a monte del bruciatore.....	187
2.	Modellazione geometrica, discretizzazione superficiale e condizioni al contorno del condotto di adduzione combustibile	188
3.	Il modello.....	194
4.	Risultati delle prove.....	197
5.	Combustione del carbone con tecnologia PPC.....	200
6.	Emissioni inquinanti	212
7.	Combustione del Pellet.....	214
8.	Conclusioni.....	219
Bibliografia.....		221

Capitolo I

Aspetti economici, energetici ed ambientali dello smaltimento di materiali residuali allo stato solido.

Il capitolo nasce con il preciso intento di illustrare gli argomenti e le valutazioni alla base della ricerca condotta all'interno del ciclo di dottorato circa i materiali residuali allo stato solido disponibili oggi nel nostro Paese. Per far ciò, dopo una breve analisi dei dati raccolti, saranno illustrate le metodologie più comuni di smaltimento. Sarà infine effettuata una valutazione delle potenzialità e delle possibilità offerte da un più attento recupero di tale fonte energetica.

1. La produzione di biomasse e di rifiuti

L'esaurimento delle fonti energetiche convenzionali e l'attenta ricerca di nuove e più "ecologiche" alternative, tema ai nostri giorni di forte interesse da parte di Governi ed industrie, passa necessariamente attraverso il completo esame del panorama energetico attuale. La possibilità, infatti, dell'esistenza di fonti recuperabili non sfruttate o non adeguatamente sfruttate comporta una maggiore attenzione a quanto ancora possibile fare in merito.

Un'analisi critica deve pertanto necessariamente partire dallo studio dei prodotti di scarto delle moderne civiltà. Solo con la certezza che i materiali residuali provenienti da usi civili o industriali siano privi di contenuto energetico o, al più, di contenuto irrecuperabile, per motivi ecologici o economici, è possibile affermare che lo sfruttamento delle risorse energetiche è completo e privo di perdite ed indurre a volgere altrove le indagini per la ricerca di nuove fonti.

I materiali residuali da cui è possibile ricavare energia sono essenzialmente le biomasse.

Con il termine biomassa è indicata la materia organica, prevalentemente vegetale, sia spontanea sia coltivata dall'uomo, terrestre e marina, prodotta per effetto del processo di fotosintesi clorofilliana, la quale si realizza con l'apporto dell'energia della radiazione solare, dell'acqua e di molteplici sostanze nutritive. Grazie a tale processo la materia vegetale

costituisce in natura la forma più sofisticata di accumulo dell'energia solare. Sono quindi biomasse, come anticipato, tutti i prodotti delle coltivazioni agricole e della forestazione, i residui delle lavorazioni agricole, gli scarti dell'industria alimentare, le alghe, e, in via indiretta, tutti i prodotti organici derivanti dall'attività biologica degli animali e dell'uomo, come quelli contenuti nei rifiuti urbani.

La quantità di biomassa prodotta annualmente sulla terra in termini del suo contenuto energetico può essere stimata in circa 70.000 Mtep (Milioni di tonnellate equivalente di petrolio), pari a oltre otto volte il consumo mondiale di energia (circa 8.500 Mtep).

Questo dato lascia intendere a pieno il ruolo e l'importanza che riveste lo sfruttamento energetico delle biomasse nell'ambito del soddisfacimento dei bisogni energetici mondiali. Non è dunque possibile trascurare l'analisi la produzione e la gestione delle biomasse.

Nelle pagine seguenti sono illustrati i dati inerenti la produzione e, nel paragrafo successivo, la gestione dei rifiuti nei Paesi dell'Unione Europea, quelli relativi agli Stati che sono in procinto o sono candidati ad entrare nella UE (Romania, Bulgaria, Croazia e Turchia) ed i dati attinenti a tre Paesi, Norvegia, Svizzera e Islanda, che hanno sottoscritto accordi commerciali con l'Unione Europea.

Nella figura 1 sono individuati, con il colore giallo, gli Stati dell'UE15; con il blu/violetto i Paesi che hanno portato alla formazione, con il loro ingresso, dell'Europa a 25; con il verde chiaro i Paesi che sono di recente annessione all'Unione Europea; in verde scuro, rosa e celeste gli Stati in orbita UE.

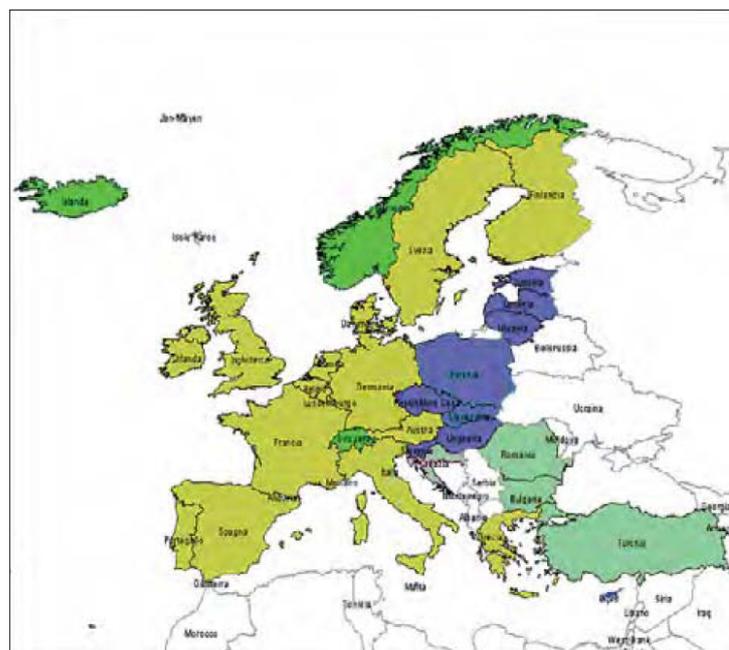


Figura 1- Unione Europea e Paesi collegati

I dati Eurostat, relativi alla serie storica dal 1995 al 2003 in merito alla produzione di rifiuti per ciascun Paese di quelli riportati in figura 1, sebbene incompleti per alcuni Paesi, indicano una progressiva crescita della produzione dei rifiuti, parallelamente all'aumento della ricchezza, del reddito disponibile dei consumatori, e degli standard di vita sempre più elevati. Ciò è particolarmente evidente dai dati presenti nelle tabelle di seguito riportate.

In tabella 1, ad esempio è riportata la produzione totale di rifiuti in Europa (espressa in kt/anno) per la serie storica indicata. Si evince che la produzione di rifiuti è andata, a meno di isolati casi (si veda la Repubblica Ceca, la Danimarca, la Bulgaria) o periodo storici, sempre aumentando. A tal proposito si registra anche il fatto che alcuni Paesi (es. Portogallo) si è notevolmente ridotta la produzione di rifiuti, grazie una più attenta gestione dei materiali residuali civili ed industriali, anche se rappresentano casi pressoché isolati.

Tabella 1 - Produzione totale dei rifiuti in Europa (1.000*t)

Paese/anno	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003
UE15									
Austria		45.600			48.600				
Belgio	28.969	32.436	31.228	33.464	32.811	36.688	37.094	36.367	
Danimarca	11.466	12.912	12.857	12.233	12.233	13.031	12.768	13.105	12.835
Finlandia								63.005	
Francia	129.253				128.612				
Germania		385.318	394.445	396.081	405.062	406.663	395.222	381.262	
Grecia		33.130 ^(a)							
Irlanda	41.020 ^(a)			58.410 ^(a)					
Italia ^(b)			87.293	94.036	100.900	111.780	119.551	121.977	130.403
Lussemburgo					6.934				
Olanda		34.943 ^(a)		39.214 ^(a)					
Portogallo	33.781	4.003	30.561	22.320	24.582	17.961	34.007	20.733	4.701
Regno Unito				424.704 ^(a)					
Spagna									
Svezia				87.463				77.300	
UE10									
Rep. Ceca	32.522	41.149	42.643	47.139	41.453	43.597	45.453	28.178	28.362
Cipro									
Estonia	14.196	14.687	14.398	12.984	10.848	11.616	12.839	14.397	18.397
Lettonia							1.185	1.219	1.283
Lituania									
Malta								1.514	2.101
Polonia	133.647	136.166	136.652	144.931	138.572	137.710	134.919	128.403	130.476
Slovacchia	25.668	20.200	19.800	19.800	19.600	16.100	16.410	13.693	
Slovenia	2.659			4.543			3.978	4.855	
Ungheria	84.442 ^(a)	70.514 ^(a)	79.256 ^(a)	79.980 ^(a)					
Altri Paesi europei									
Bulgaria		180.798	236.575	223.088	179.703	97.316	91.156	84.188	88.855
Croazia					6.356	4.300	4.786	3.727	
Islanda	381	391	401	411	421	432	443	465	476
Norvegia	7.451	7.529	7.887	8.265	8.291	8.517	8.661	8.752	8.837
Romania	352.087	117.986	216.337	83.164	80.160	55.832	384.060	381.841	
Svizzera									
Turchia	52.720	57.871	68.956	46.897					

Note: ^(a)dato stimato; ^(b)Fonte: APAT (sono esclusi i rifiuti con attività ISTAT non determinata, pari, nel 2003, a circa 210 mila tonnellate)
Fonte: Eurostat

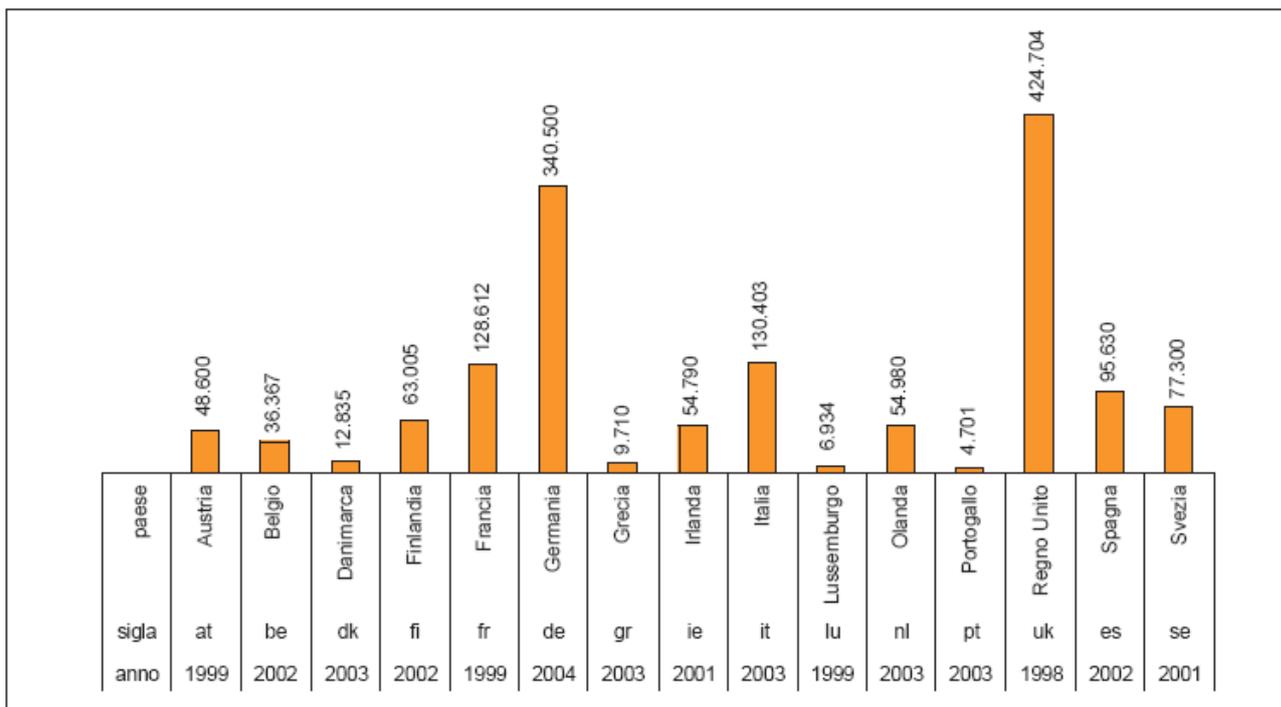
In Tabella 2 sono riportati gli ultimi dati registrati circa la produzione dei rifiuti nell'Unione Europea dei 15. Si nota come i maggiori "produttori" di rifiuti sono Paesi come Germania e Regno Unito, a forte concentrazione industriale ed elevato benessere diffuso. Nel nostro Paese si registra una produzione di rifiuti al medesimo livello della Francia ed addirittura superiore a quello della Spagna, entrambi Paesi di estensione e popolazione maggiore del nostro.

Ciò deve indurre a riflettere. Rielaborando, infatti, i dati in funzione del numero degli abitanti è possibile ricavare indicazioni non solo quantitative ma anche qualitative del problema.

A tal fine si è realizzato il diagramma di figura 2, in cui è mostrato l'andamento della produzione di rifiuti pro-capite (per abitante) nell'ambito della Comunità Europea nel periodo 1995-2004. Da esso si evince come l'incremento della produzione rifiuti sia stato pressoché lineare in tali anni, avallando ancor più le valutazioni riportate in queste pagine.

Focalizzando l'attenzione al periodo 2002-2004, più vicino ai nostri giorni, si sono ricavati i dati riportati in Tabella 3 ed in Tabella 4, ottenuta elaborando la Tabella 3 in relazione al numero di abitanti di ciascun Paese ivi riportato.

Tabella 2 - Produzione totale di rifiuti nei Paesi membri UE15 (1.000*t) attuale (ultimi dati disponibile)



Fonte: Eurostat

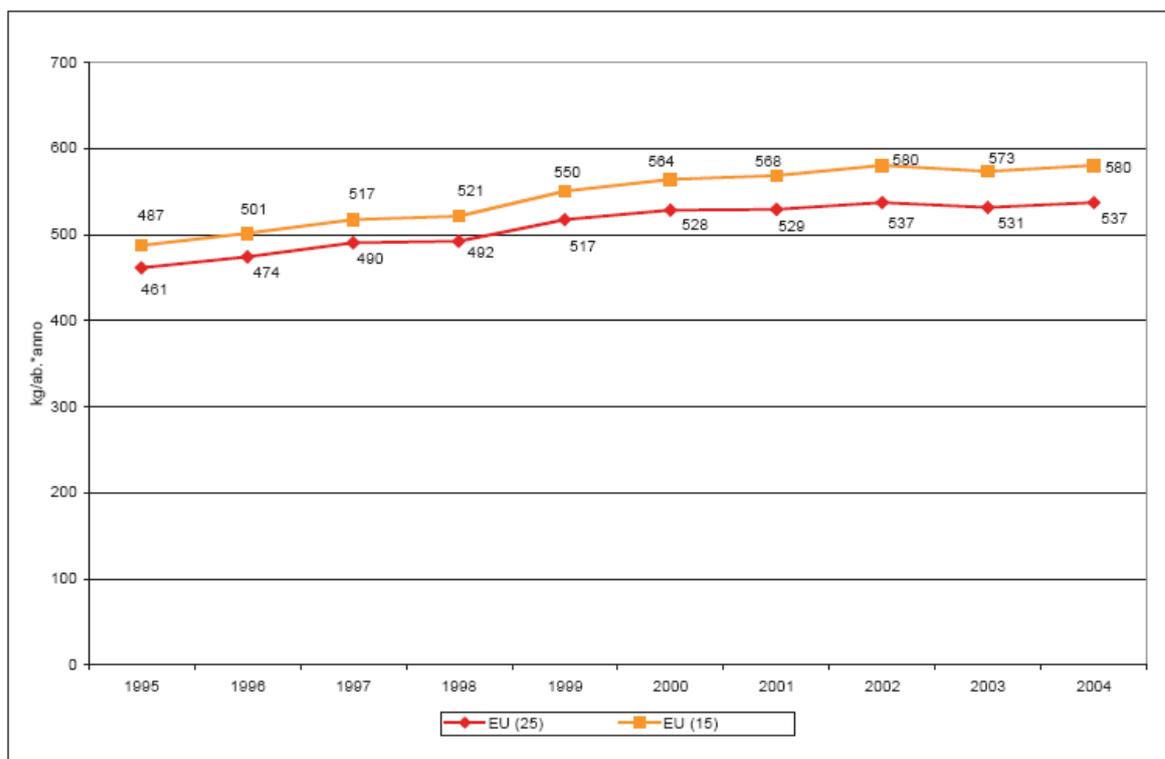


Figura 2 - Evoluzione temporale della produzione pro capite di rifiuti urbani nell'UE (kg/abitante per anno), anni 1995-2004

Tabella 3 - Produzione di RU nei Paesi membri dell'UE15 – anni 2002-2004

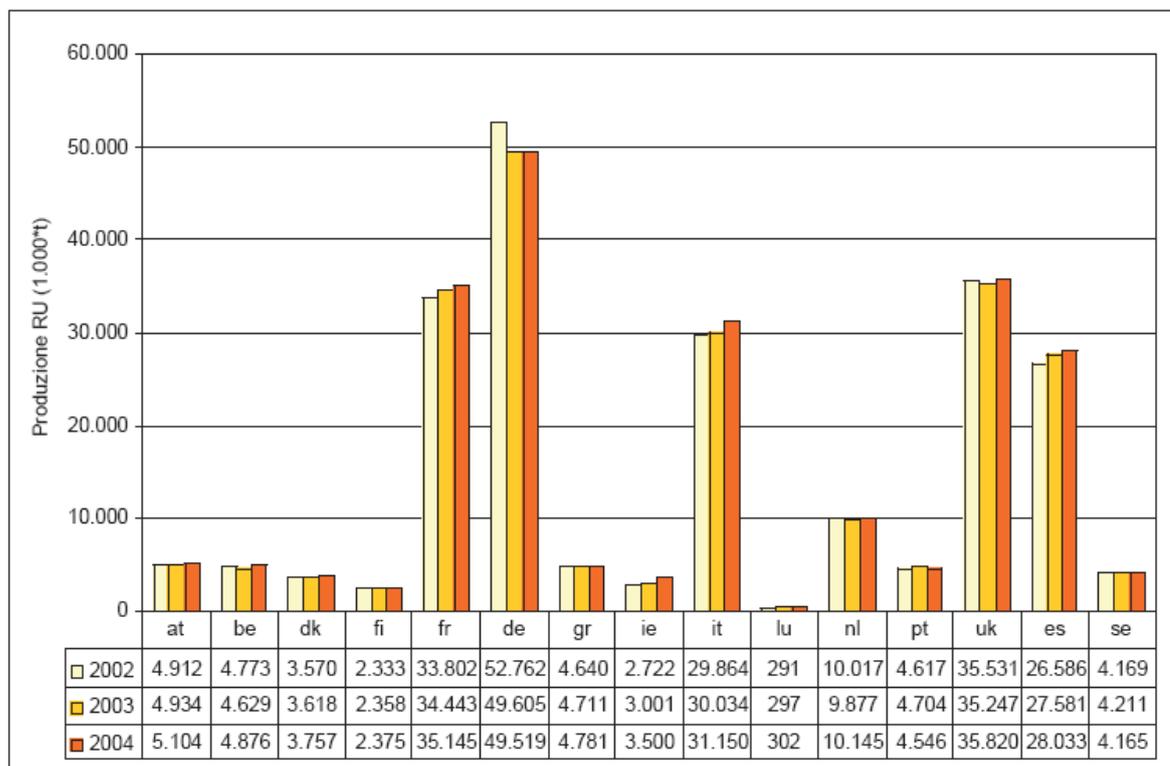
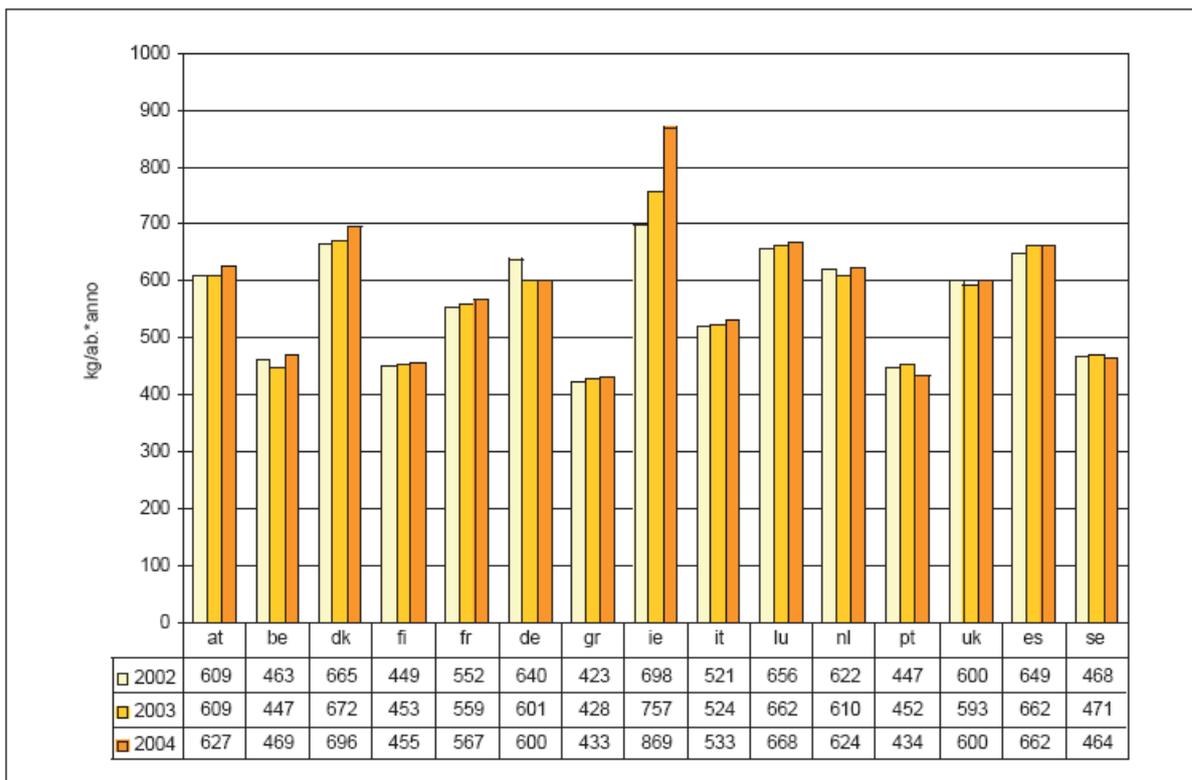


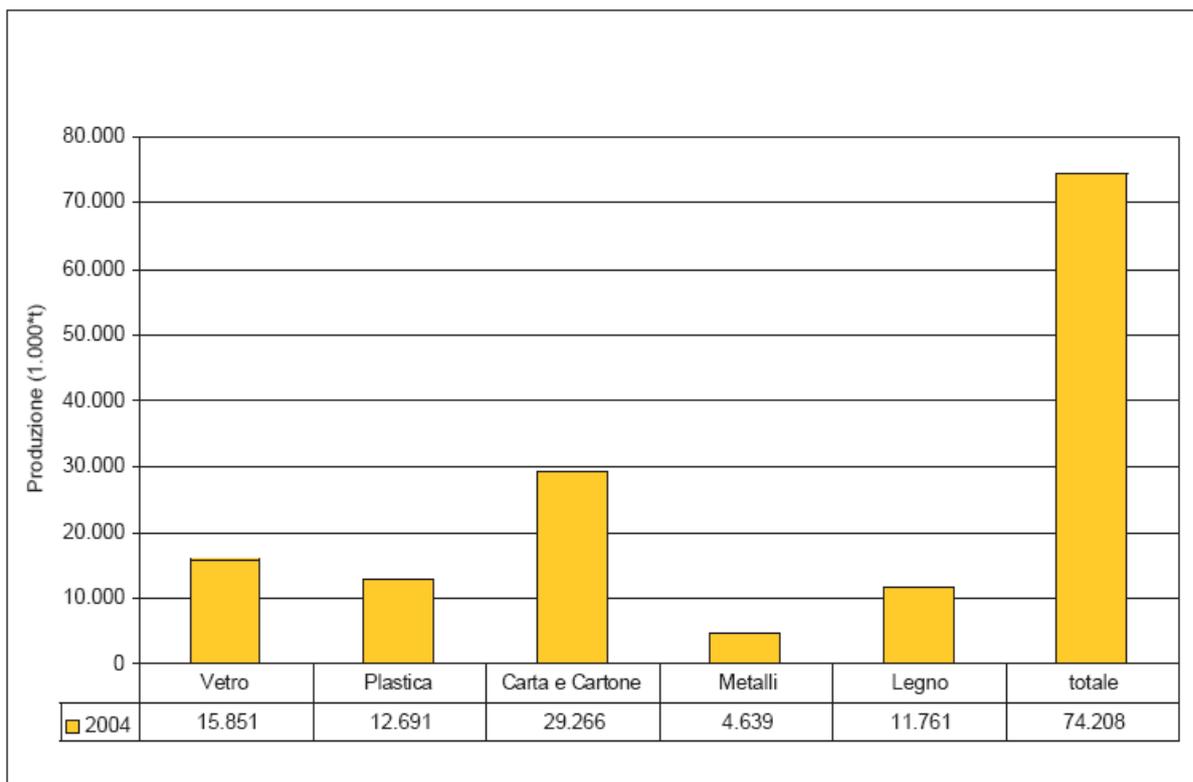
Tabella 4 - Produzione pro capite di RU nei Paesi membri dell'UE15 – anni 2002-2004



Come si nota dai dati di Tabella 4 l'andamento della produzione dei rifiuti nel nostro e negli altri Paesi della Comunità è pressoché costante, mostrando in taluni casi una trend positivo. Inoltre, come già osservato dai dati macroscopici di Tabella 2, la produzione per singolo abitante nel nostro Paese è ai medesimi livelli di nazioni di maggiori dimensioni e più ampia popolazione.

Se a ciò aggiungiamo i materiali residuali derivanti da attività industriali o da imballaggio (a tal proposito di riporta in Tabella 5 le quantità registrate nel 2004, suddivise per ciascuna frazione merceologica, nell'ambito della Comunità Europea) è semplice dedurre quanto un'accurata gestione di quanto facente parte dei rifiuti prodotti sia di estrema importanza.

Tabella 5 - Produzione dei rifiuti di imballaggio nei Paesi membri dell'UE a 25 per frazione merceologica



2. Smaltimento e recupero dei materiali residuali

Nel quadro europeo dell'utilizzo energetico delle biomasse l'Italia si pone in una condizione di scarso sviluppo, nonostante l'elevato potenziale di cui dispone. Alla disponibilità, infatti, di biomasse residuali (legno, residui agricoli e dell'industria agroalimentare, rifiuti urbani e dell'industria zootecnica), in Italia, non corrisponde altrettanta disponibilità di impianti per il loro smaltimento. Il recente problema dello smaltimento dei rifiuti nella regione Campania non è che la cartina di tornasole di un problema generalmente diffuso nel nostro Paese.

Gli impianti di stoccaggio definitivo, ovvero le discariche, rappresentano la metodologia di smaltimento rifiuti più utilizzata oggi in Italia. Apparentemente facile da realizzare e poco onerosa la discarica presenta problematiche ben più complesse di quanto non si supponga. La metodologia della discarica nasce in tempi molto antichi ma le ridotte quantità di materiali scartati e la loro biodegradabilità rendeva il sistema eco-compatibile. Con l'ingresso di plastica e latta e del sistema consumistico usa e getta, che ha portato ad una crescita esponenziale della produzione di rifiuti nei paesi industrializzati, il problema

dell'eliminazione dei rifiuti è divenuto più rilevante. Il vuoto legislativo che è rimasto fino al 1982 non ha facilitato la situazione italiana e solo dal 1997 con l'ingresso del decreto Ronchi si è iniziato a gettare le basi per un sistema di gestione integrata dei rifiuti. Secondo la nuova normativa nazionale (e regionale) l'utilizzo di tali impianti per lo smaltimento dovrà essere limitato ai soli rifiuti inerti, privilegiando il recupero energetico tramite combustione, il riutilizzo di materiali e la raccolta differenziata.

Tra i metodi alternativi alla discarica, negli ultimi venti anni, si sono andate sviluppando tecniche tese ad ottenere un recupero energetico dall'utilizzo dei RSU. Si è andata diffondendo una cultura di termovalorizzazione del rifiuto intesa come termodistruzione dello stesso al fine di un recupero energetico.

In tale ottica, si sono andati affermando gli inceneritori, dapprima utilizzati esclusivamente per la riduzione di volume e peso dei rifiuti e poi, hanno sempre più preso corpo come sistemi di recupero energetico.

Le discariche sono classificate in relazione ai rifiuti che vi possono essere smaltiti e possono essere suddivise in: impianti di stoccaggio, smaltimento ed incenerimento.

I principali elementi caratterizzanti una discarica sono:

- ubicazione
- geologia e geotecnica del suolo
- protezione delle acque dall'inquinamento
- drenaggio e captazione del percolato
- smaltimento del biogas
- tecniche di conduzione
- drenaggio di acque superficiali
- attrezzature e servizi
- sistemazione finale e recupero dell'area

Il deposito a terra dei rifiuti può costituire una potenziale fonte d'inquinamento, principalmente per le emissioni gassose e quelle liquide. Per evitare emissioni incontrollate è

necessario quindi predisporre appositi impianti destinati alla captazione del percolato¹ e del biogas

Si riportano i dati concernenti gli impianti di stoccaggio, smaltimento ed incenerimento rifiuti presenti in Italia e nella Comunità Europea.

Tabella 6 - Impianti di trattamento e smaltimento dei rifiuti non pericolosi nei Paesi Europei

Paese	anno	Discariche			Impianti di incenerimento			
		Totale			numero		Capacità annuale (1000*t)	
		n	Capacità residua (1000*t)	Input annuale (1000*t)	tot	con recupero di energia	tot	con recupero di energia
UE15								
Austria	1999	53	23.000		39	39	1.667	1.667
Belgio	2003	69		1.757	17		2.194	
Danimarca	2003	141			32	32	2.698	2.698
Finlandia	2003	233			26	26		
Francia	2002	361		23.680	167	116		
Germania	2000	2.263	1.073	63.061	179	179	19.804	19.804
Grecia	2003	1.032						
Irlanda	2001	92	12.000	2.000				
Italia	2004	401 ⁽¹⁾		17.742 ⁽¹⁾	48	45	4.842	4.774
Lussemburgo	2003	14		4.216	1	1	140	140
Olanda	2004	29	49.200	3.300	11	11	5.350	5.350
Portogallo	2003	41			3	3	1.182	1.042
Regno Unito	2000	1.691	758.559	91.796	55	18	4.452	3.109
Spagna	2002			12.078	11	9	1.227	1.213
Svezia	2004	175	112.000	2.500		29		3.200
UE10								
Repubblica Ceca	2003	380	202.048	7.172	3	3	646	646
Cipro								
Estonia								
Lettonia								
Lituania								
Malta								
Polonia	2003	1.322					453	
Slovacchia	2004	152	35.105		2		219	
Slovenia								
Ungheria	2001	665	15.389	3.821	1	1	353	353
Altri Paesi europei								
Bulgaria								
Croazia								
Islanda	2003	39			5	4		
Norvegia	2003	89			17	17		
Romania								
Svizzera	2002	52	22.655	1.591	29	29	3.100	3.100
Turchia	2004	2.420		23.714				

Note: ⁽¹⁾ discariche per rifiuti urbani, Fonte: APAT

Fonte: OECD Environmental Data - Draft 2006

¹ Il **percolato** deriva prevalentemente dalle **acque meteoriche** che s'infiltrano nel corpo della discarica. Durante il riempimento della discarica, e in particolare a discarica esaurita, è molto importante limitare il contatto delle acque meteoriche con i rifiuti, i quali ne determinano l'inquinamento e, conseguentemente la necessità di un successivo trattamento dell'acqua prima della restituzione ai corpi idrici superficiali. Il percolato, infatti, è un liquido non pericoloso ma notevolmente inquinante; le sue caratteristiche chimiche sono tali da impedire la crescita vegetativa nell'ambiente ed un suo riversamento nella falda acquifera ne può comportare un livello d'inquinamento tale da creare problemi per la popolazione.

Come si nota l'Italia presenta un numero di discariche capaci di accogliere solo poco più della metà della produzione annuale di rifiuti civili mentre gli impianti di incenerimento, con o senza recupero di energia, permettono di arrivare allo smaltimento di circa due terzi dei rifiuti. Resta dunque non gestibile ancora un terzo della produzione nazionale. Conforta il fatto che di 94% degli impianti di incenerimento siano provvisti di un sistema per il recupero di energia, anche se sono in numero ancora troppo esiguo per poter rappresentare un significativo contributo al recupero energetico ed allo smaltimento dei rifiuti.

Sorprende inoltre notare come taluni Paesi, si veda ad esempio la Germania, abbiano enormi capacità residuali per la discarica dei rifiuti e come gli impianti di incenerimento siano tutti con recupero di energia.

Se i dati riportati non sono confortanti, quelli riguardanti i rifiuti pericolosi lasciano la possibilità di un minimo apprezzamento della politica di gestione in essere nel nostro Paese.

È infatti vero che l'Italia è uno dei pochi Paesi che presenta discariche e inceneritori di rifiuti pericolosi (si veda la Tabella 7) ma è pur vero che nelle operazioni di smaltimento e recupero i numeri in gioco sono di tutto rispetto (come osservabile in Tabella 8), soprattutto in confronto a quelli di Paesi a maggiore produzione di rifiuti di tal specie.

Tabella 7 - Impianti di discarica ed incenerimento dei rifiuti pericolosi nei vari Paesi europei

	anno	Discariche			Impianti di incenerimento	
		Totale			numero	
		n	Capacità residua (1000*t)	Input annuale (1000*t)	tot	con recupero di energia
UE15						
Austria	1999	-	14	14
Belgio	2003	16	9	9
Danimarca	1998	13	37	37
Finlandia	2003	15	7	7
Francia	2002	14	..	900	54	..
Germania
Grecia
Irlanda	2003	11	8
Italia ⁽¹⁾	2003	6	..	756	nd	..
Lussemburgo	2003
Olanda	2003	3	3
Portogallo	2001	1
Regno Unito
Spagna	2000	43	..
Svezia
UE10						
Repubblica Ceca	2003	39	16 155	200	52	50
Cipro						
Estonia						
Lettonia						
Lituania						
Malta						
Polonia
Slovacchia	2004	13	4 861	..	43	..
Slovenia						
Ungheria	1999	1	10	..	13	..
Altri Paesi europei						
Bulgaria						
Croazia						
Islanda	2003	-	3	2
Norvegia	2003	8	48	..
Romania						
Svizzera
Turchia	2004	56	3	2

Note: ⁽¹⁾ Fonte: APAT

Fonte: OECD Environmental Data - Draft 2006

Tabella 8 - Operazioni di trattamento e smaltimento dei rifiuti pericolosi nei Paesi Europei

Paese	anno	Trattamento e smaltimento (1000*t)				
		Recupero	Fisico chimico e termico	Termico	Discarica	Altro
UE15						
Austria	2002			110		
Belgio	2001	634		129	631	
Danimarca	2003	200			216	
Finlandia	2002	200	62	77	911	86
Francia	2000	222	302	1.600	809	1
Germania	2004	12.632	1.178	1.075	3.568	4.192
Grecia	2003	60		3		235
Irlanda	2001	317	22	64	35	3
Italia ⁽¹⁾	2003	2.126	3.029	424	756	671
Lussemburgo	2002	70	8	0	0	0
Olanda	2002	557	78	215	593	
Portogallo	2002					
Regno Unito	2004	985	1.410	98	2.294	499
Spagna	2003	1.300	1.090	84	1.472	90
Svezia	2003					
UE10						
Repubblica Ceca	2003	392	428	38	200	86
Cipro						
Estonia						
Lettonia						
Lituania						
Malta						
Polonia	2004	508			234	
Slovacchia	2004	271	81	49	139	10
Slovenia						
Ungheria	2002	365	1.015	1.110	1.035	
Altri Paesi europei						
Bulgaria						
Croazia						
Islanda	2003	4	0	0	0	0
Norvegia	2003	127	293		234	372
Romania						
Svizzera	2003	78	245	415	266	
Turchia	2004	319			877	

Note: ⁽¹⁾ Fonte: APAT
Fonte: OECD Environmental Data - Draft 2006

Osservando poi i dati inerenti le operazioni di trattamento e smaltimento dei rifiuti urbani, soltanto il 43% dei rifiuti in Italia è recuperato a mezzo compostaggio, riciclo o recupero energetico; frazione decisamente bassa se si considera non solo il possibile recupero ma anche la concreta possibilità di risoluzione dell'annosa emergenza rifiuti.

Tabella 9 - Operazioni di trattamento e smaltimento dei rifiuti urbani nei Paesi Europei

Paese	anno	Quantità totale	Riciclo	Compostaggio	Incenerimento con recupero di energia	Incenerimento senza recupero di energia	Discarica	Altro
UE15								
Austria	1999	4.111	1.061	1.467	456	0	1.104	23
Belgio	2003	4.624	1.433	1.049	1.453	129	533	27
Danimarca	2003	3.634	928	553	1.955	0	181	17
Finlandia	2003	2.344	649	..	213	0	1.482	..
Francia	2002	33.024	4.715	4.208	10.235	875	12.991	0
Germania	2004	48.433	16.053	8.305	11.892	0	8.578	3.605
Grecia	2003	4.710	382			0	4.328	..
Irlanda	2003	2.631	727	0	1.904	..
Italia ⁽¹⁾	2004	31.150	..	9.385 ⁽²⁾	3.071	30	17.742	922
Lussemburgo	2001	220	1	40	121	0	58	0
Olanda	2003	9.656	2.184	2.289	3.192	0	261	1.730
Portogallo	2004	4.678	327	317	1.023	0	3.012	0
Regno Unito	2002	35.535	3.733	1.423	2.674	7	27.545	153
Spagna	2003	21.445	1.807	6.035	1.329	10	12.264	0
Svezia	2004	4.169	1.385	434	1.944	0	380	26
UE10								
Repubblica Ceca	2003	2.857	15	67	399	2	2.049	325
Cipro								
Estonia								
Lettonia								
Lituania								
Malta								
Polonia	2004	9.759	243	234	0	87	9.194	1
Slovacchia	2004	1.475	47	41	116	68	1.195	8
Slovenia								
Ungheria	2003	4.387	117	47	245	0	3.968	11
Altri Paesi europei								
Bulgaria								
Croazia								
Islanda	2003	284	20	3	11	0	250	0
Norvegia	2004	1.746	588	267	431	0	453	8
Romania								
Svizzera	2004	4.910	1.560	770	2.528	0	52	..
Turchia	2004	24.237	0	349	0	0	23.714	174

Note: ⁽¹⁾ Fonte: APAT; ⁽²⁾ compostaggio+trattamento meccanico biologico
 Fonte: OECD Environmental Data - Draft 2006

A margine dunque di quanto dedotto dai dati presenti nelle precedenti tabelle è quindi ora più chiaro quanto concreta sia la possibilità di incremento del recupero attuato.

3. Il recupero energetico e l'impatto ambientale

La legislazione vigente in materia di smaltimento dei Rifiuti Solidi Urbani privilegia l'impiego di tecnologie definite a "basso impatto ambientale" (raccolta differenziata orientata

al riutilizzo di materiali, compostaggio, ecc.) rispetto a quelle ritenute ad “elevato impatto ambientale” (discarica controllata, termoutilizzazione, ecc.).

Al fine di massimizzare la massa di RSU riutilizzata sotto forma di materia (comprendendo in questa anche il compost) il legislatore ha semplificato considerevolmente l’iter autorizzativo per la termoutilizzazione del CDR rispetto a quelle previste per la combustione di RSU derivanti da raccolta convenzionale. La produzione del CDR implica, infatti, lo smaltimento mediante termoutilizzazione della sola frazione con elevate proprietà combustibili e, conseguentemente, la separazione dalle frazioni non combustibili per lo smaltimento delle quali si dovrà procedere in modo alternativo.

L’utilizzazione di CDR, se da un lato riduce la massa da sottoporre ad incenerimento, dall’altra implica generalmente:

- La produzione di compost di pessima qualità ottenuto a partire dalla frazione “umida”;
- Volumetria della discarica controllata ben più elevata di quella che si avrebbe sottoponendo a incenerimento l’intera massa di RSU raccolti, a causa della necessità di smaltire compost e sovvalli derivanti dalla affinazione del CDR

Nel seguito sono analizzati i costi e i benefici ambientali derivanti da questa scelta legislativa, anche alla luce delle caratteristiche chimico-fisiche del CDR e degli RSU e delle emissioni derivanti dalla termoutilizzazione delle due tipologie di materiali.

A questo scopo sono prese in esame alcuni parametri in grado di mettere in evidenza le principali differenze riscontrabili facendo uso dei due “combustibili” per l’alimentazione di un termoutilizzatore:

- 1) Costanza del potere calorifico inferiore;
- 2) Volume di aria impiegata per kg di RSU sottoposto a trattamento;
- 3) Temperatura massima di fiamma;
- 4) Dissipazione di energia in atmosfera;
- 5) Emissione di CO₂ per kg di rifiuto combusto;
- 6) Emissione di microinquinanti.

Passiamo dunque ad una breve disamina dei punti appena elencati.

3.1 Potere Calorifico inferiore

Il potere calorifico inferiore degli RSU risulta essere estremamente variabile e dipendente dall'area di provenienza e dalla stagionalità.

L'area di raccolta degli RSU svolge un ruolo notevole sulla composizione merceologica del rifiuto: le zone centrali delle aree ad elevata densità di urbanizzazione producono rifiuti dotati di un elevato potere calorifico, mentre le periferie e le zone rurali sono caratterizzate da rifiuti dotati di valori del PCI significativamente più contenuti.

Questo è dovuto al fatto che nel primo caso prevalgono le frazioni merceologiche tipiche delle attività commerciali e artigianali (carta, cartone, materiali plastici e gomme), mentre nel secondo caso prevalgono i residui alimentari.

Per quanto attiene all'influenza della stagionalità, durante il periodo estivo, si rileva una notevole riduzione del potere calorifico inferiore dei rifiuti derivanti da raccolta non differenziata. In estate, aumenta il consumo di frutta e verdura con conseguente incremento della frazione "umida". Per contro, nel periodo invernale, si rileva una diminuzione degli scarti derivanti dall'utilizzazione di frutta e verdura, mentre aumentano le frazioni caratterizzate da migliori proprietà combustibili: carta e plastica da imballaggi.

Di fatto il potere calorifico degli RSU provenienti da raccolta effettuata con cassonetto è variabile in un intervallo compreso tra 7500 e 12000 kJ/kg.

Mentre è relativamente semplice tenere sotto controllo le evoluzioni stagionali del PCI, è estremamente difficile mantenere costanti i parametri di funzionamento della caldaia in condizioni di repentine variazioni del PCI dovute alla alimentazione a bocca forno di materiali con caratteristiche sostanzialmente diverse.

Questo si ripercuote in modo negativo sulla costanza sia della temperatura di combustione sia della concentrazione di ossigeno residuale nei gas di combustione.

Entrambi questi parametri svolgono un ruolo fondamentale sulla emissione di microinquinanti (NO_x , CO, incombusti, PCDD-PCDF, ecc.). È ben noto come una carenza di ossigeno possa incrementare la concentrazione di CO e di incombusti, mentre un abbassamento della temperatura di fiamma può comportare un incremento della sintesi di PCDD e PCDF.

L'alimentazione con CDR, grazie alla costanza del potere calorifico, stabilizza considerevolmente le fluttuazioni di temperatura della camera di combustione; siamo di fronte ad un "controllo" intrinseco dovuto alle caratteristiche del materiale. Nel caso di alimentazione con RSU il controllo può essere condotto solo mediante interventi sulla alimentazione dei rifiuti e dell'aria, adottando un meccanismo di feedback.

In figura 2 sono riportati i dati ottenuti analizzando ogni due settimane il CDR prodotto mediante affinazione di RSU preventivamente essiccato per via biologica.

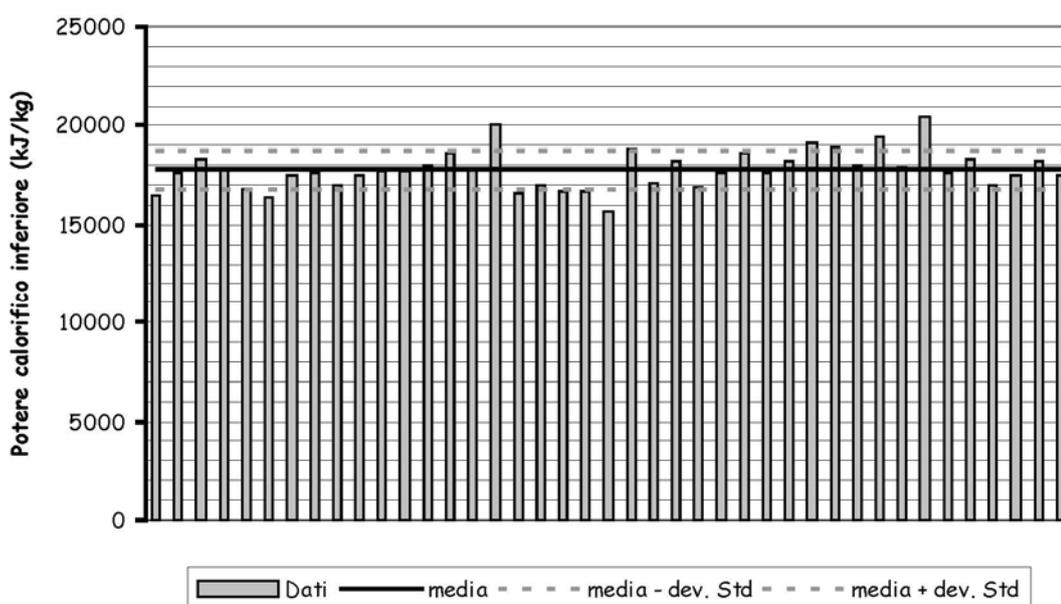


Figura 2 – Potere Calorifico Inferiore del CDR

Come si rileva il PCI è compreso in un intervallo molto ristretto, oscilla tra 17.000 e 19.000 kJ/kg, pari cioè a poco più di $\pm 5\%$ rispetto al valore medio.

Questo intervallo è decisamente più contenuto rispetto a quello dell'RSU, che a fronte di un PCI medio di 10.000 kJ/kg varia tra 7.500 e 12.000 kJ/kg con una oscillazione di $\pm 20\%$.

3.2 Volume d'aria impiegato per Kg di materiale sottoposto a termodistruzione, volume dei fumi ed emissione di CO₂

Per confrontare i volumi di aria necessari per la termoutilizzazione di 1 kg di RSU o di CDR, si sono stimati tali valori a partire dai seguenti dati:

- Potere calorifico superiore delle due tipologie di materiali assunto pari a 12000 kJ/kg per gli RSU e a 20000 kJ/kg per il CDR
- Umidità del CDR 20% - umidità dell'RSU 35%;
- Rapporto C/H uguale a 5 in entrambi i casi;
- Ossigeno residuo minimo nei fumi combustione pari al 5%;
- Percentuale di RSU convertibile in CDR (50%).

A partire dal potere calorifico superiore medio delle due tipologie di materiali, è possibile stimare il numero di moli di ossigeno necessario per la combustione di 1 kg di materiale tenendo conto del fatto che, in media, ogni mole di ossigeno utilizzata porta alla produzione di circa 450 kJ.

Da questo consegue che il numero di moli necessarie dal punto di vista stechiometrico per la combustione di 1 kg di CDR è pari a 45, mentre per la combustione di 1 kg di RSU tale fabbisogno scende a 27.

I fumi di combustione, nei due casi analizzati, qualora si operasse in condizioni “stechiometriche” sarebbero rispettivamente costituiti come riportato in tabella 1.

Tabella 10 - Caratteristiche dei fumi in condizioni stechiometriche di combustione

	CDR	RSU
	Moli/kg	Moli/kg
CO₂	40	24
H₂O	21	27
N₂	180	110
Totale	241	161

Al fine di ridurre la concentrazione dei microinquinanti e gli incombusti, si opera in modo tale che nei fumi di combustione, rimanga un residuo di ossigeno pari almeno al 10 % per assicurare un livello ottimale di ossidazione. Il numero di moli ossigeno nei fumi per kg di materiale combusto deve essere pari rispettivamente a 48 per il CDR e a 11 per gli RSU. Il

numero di moli totali di gas scaricato per kg di CDR sarà quindi pari a 480 (incremento di 48 moli di O₂ e di 192 moli di N₂) mentre per l'RSU sarà 216 (incremento di 32 moli di O₂ e di 128 moli di N₂).

Da quanto sopra deriva che saranno scaricati in atmosfera nel caso del CDR nell'atmosfera circa 7,5 Nm³/kg mentre nel caso dell'RSU circa 5 Nm³/kg con la composizione volumetrica riportata in tabella 11.

Tabella 11 - Composizione volumetrica dei fumi di combustione in condizioni di minimo eccesso di ossigeno.

	CDR	RSU
	Nm³/kg	Nm³/kg
CO₂	0.90	0.55
H₂O	0.45	0.61
N₂	8.34	5.33
O₂	1.08	0.72
Totale	10.8	7.21

Tenendo conto del fatto che in 1 kg di CDR sono “concentrati” 2 kg di RSU tal quali si può concludere che per ogni kg di RSU raccolto, operando la preventiva produzione di CDR, le emissioni del termoutilizzatore saranno quantitativamente ridotte di circa il 25-30%.

Da questo deriva una minore necessità di energia elettrica per la gestione degli impianti e soprattutto, anche a parità di concentrazione di microinquinanti presenti nei fumi, una sensibile riduzione delle immissioni nell'ambiente circostante.

Per quanto attiene alla emissione di CO₂, viceversa, la riduzione da 24 a 20 moli per ciascun kg di RSU smaltito è priva di rilevanza, specie se si tiene conto del fatto che questa piccola differenza, nel caso del trattamento di bioessiccazione, è compensata in fase di produzione del CDR.

3.3 Temperatura massima di fiamma o Temperatura teorica di combustione

La temperatura teorica di combustione è la temperatura massima raggiungibile se tutto il calore prodotto dalla combustione potesse essere utilizzato per il passaggio di fase dell'acqua contenuta nel rifiuto allo stato liquido e per aumentare la temperatura dei gas di combustione.

La temperatura massima di fiamma è uno dei parametri che possono svolgere un ruolo fondamentale nella produzione di diossine a partire sia dai precursori classici (polimeri e sostanze organiche clorurate) sia "de novo", conseguenti cioè alla presenza di cloro inorganico (HCl) nei gas di combustione.

A partire da quanto esposto al paragrafo precedente, tenendo conto del potere calorifico dei due materiali, del numero di moli e del calore specifico medio dei diversi componenti presenti nei fumi di combustione, è possibile stimare tale parametro. In figura 3 è riportato il grafico in cui è rappresentato il calore necessario a riscaldare i fumi in funzione della temperatura raggiunta dai medesimi. Il calcolo è stato effettuato per i fumi prodotti a seguito di combustione di CDR e di RSU.

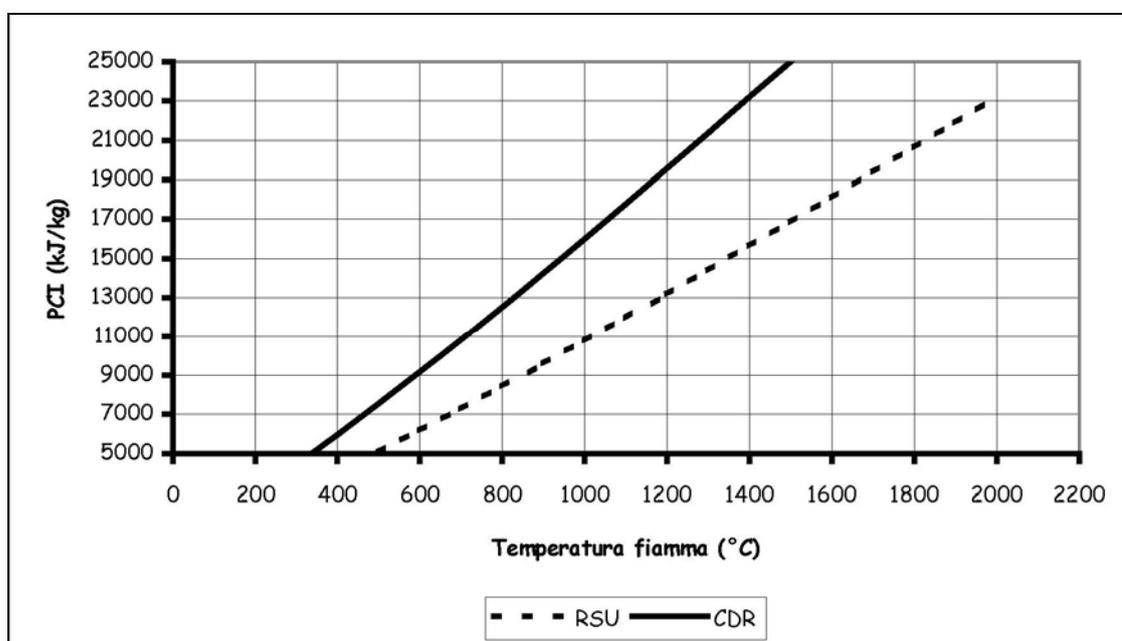


Figura 3 - Temperatura massima di fiamma e PCI necessario

Come si rileva dal grafico in figura 2, il PCI di cui è dotato il CDR è in grado di “garantire” una temperatura massima teorica di fiamma compresa tra 1050 e 1150° C. Nel caso di combustione di RSU questo non sempre si verifica, in particolare se non si interviene in modo rapido, riducendo la portata d’aria di combustione, nei casi in cui si abbia un repentino abbassamento del PCI (materiale particolarmente umido) si potrebbero avere temperature di fiamma prossime agli 800 °C, ben inferiori cioè a quella ottimale di funzionamento (950 °C).

3.4 Dissipazione di energia in atmosfera

I fumi, onde limitare la formazione di pennacchi di condensa, sono emessi in atmosfera alla temperatura di 130° C; questo corrisponde ad una perdita di PCI pari rispettivamente a circa 1300 kJ/kg di RSU e a 1800 kJ/kg di CDR sottoposti a processo di termoutilizzazione.

Nel primo caso la dissipazione in atmosfera è pari a circa il 13% del PCI posseduto dal rifiuto, mentre nel caso del CDR questo valore si riduce a circa il 10%.

Pur non essendo elevata la differenza, anche in questo caso si rileva come l’utilizzazione del CDR sia più vantaggiosa tanto dal punto di vista economico quanto dal punto di vista ambientale.

3.5 Emissione di microinquinanti (PCDD E PCDF)²

La produzione di PCDD e PCDF, a seguito di fenomeni di combustione o ad attività antropiche correlabili con tale aspetto, è stata oggetto di studi approfonditi che hanno avuto, come principale obiettivo, l’identificazione dei fattori che possono contribuire alla sintesi di composti, a struttura dibenzodiossinica e dibenzofuranica, contenenti cloro quale sostituito dell’idrogeno sull’anello aromatico.

Per quanto concerne le cause che possono svolgere un ruolo attivo sulla sintesi di PCDD e di PCDF sono stati chiaramente individuati i seguenti parametri:

² **PCDD/F:** Le P-dibenzodiossine policlorurate e i p-dibenzofurani policlorurati, o, in breve 'diossine'. Sono una famiglia composta da 210 diversi sottoprodotti dannosi principalmente derivanti dalla combustione di materiale organico, contenente cloro o meno. Si possono anche formare in certi processi chimici.

- temperatura di combustione;
- percentuale di ossigeno in eccesso nei gas di scarico e conseguentemente gestione del processo di combustione;
- percentuale di CO nei gas di scarico;
- presenza di metalli che possono svolgere un'azione catalitica

Per quanto attiene al cloro, pur essendo evidente che la sua presenza è una condizione necessaria per la sintesi di questi composti, non è ad oggi possibile correlare la concentrazione di PCDD e di PCDF nei gas di scarico con il contenuto di cloro presente nel “combustibile”.

Attualmente, un'interpretazione dei dati di PCDD e di PCDF presenti nei gas di scarico derivanti da processi di combustione, prima del loro trattamento, è basata su di un modello che prevede due distinti momenti di sintesi/distruzione di tali prodotti:

- formazione/distruzione all'interno della camera di combustione;
- formazione “de novo” di PCDD/PCDF a valle della camera di combustione

Per quanto riguarda il primo aspetto, i principali precursori che sono stati identificati sono: clorobenzeni, clorofenoli e PCB; a loro volta questi composti possono derivare dall'ossidazione/ciclizzazione di strutture clorurate quali ad esempio il PVC.

Secondo diversi autori non può comunque essere esclusa la possibilità di formazione di PCDD/PCDF a partire da molecole organiche complesse non alogenate e da cloro (alogenazione di molecole insature) o da acido cloridrico (idrociorurazione di molecole insature).

Durante la combustione, a seguito di ossidazione, si formano, infatti, strutture ad anello con sei atomi di carbonio che sono dei potenziali intermedi per la produzione di diossine; in presenza di cloro, queste specie possono reagire con questo elemento per formare PCDD e PCDF.

Diversi studi hanno, infatti, messo in evidenza la presenza di correlazioni tra concentrazione di PCDD/PCDF e il cloro totale presente nel “combustibile”.

Nel caso della sintesi all'interno della camera di combustione, l'unico potenziale responsabile della formazione di PCDD/PCDF è il **cloro organico**; i sali inorganici di cloro presenti nella massa (essenzialmente cloruri) dal punto di vista termodinamico non possono portare né alla

produzione di Cl_2 né alla sintesi di HCl (uniche due sostanze che reagendo in fase gas con molecole organiche possono portare alle sintesi di aloderivati organici).

In ogni caso la sintesi di PCDD/PCDF è assai più correlata alle modalità di gestione della combustione. PCDD/PCDF sono, ad esempio, formate in gran quantità a fronte cattiva miscelazione dell'aria con il combustibile. È stato, infatti, possibile definire una correlazione elevata tra presenza di CO e PCDD/PCDF. Come è ben noto elevati valori di CO sono un indice di combustione povera e/o insufficiente miscelazione comburente/combustibile. Da questo la necessità di operare in notevole eccesso di ossigeno. Risultati ottimali per quanto concerne il rilascio di PCDD/PCDF si ottengono gestendo il combustore in modo tale da minimizzare la emissione di CO.

L'effetto della temperatura sulla formazione di PCDD e PCDF è ben assodato, al punto che è stata proposta una relazione matematica tra questo parametro e la concentrazione delle diossine.

Da dati disponibili nella letteratura scientifica dedicata [X] si evince che la sintesi di diossine ha inizio a temperature dell'ordine di 100°C , raggiunge un picco di produttività a circa 250°C , dopo di che la loro concentrazione torna ai valori basali per temperature superiori a $600\text{-}700^\circ\text{C}$.

Per quanto attiene alla sintesi di PCDD/PCDF al di fuori della camera di combustione, studi recenti sembrano evidenziare la possibilità di formazione di PCDD/PCDF all'interno della caldaia o della linea di trattamento dei gas scaricati.

I dati sinora disponibili sembrerebbero dimostrare che, nell'intervallo di temperatura compreso tra 200°C e 500°C (con un massimo a 300°C), si verifichi una sintesi "de novo" di PCDD/PCDF a seguito di reazione delle strutture cicliche del carbonio con cloro inorganico.

Anche in questo caso è evidente l'influenza della conduzione del processo di combustione: una combustione povera comporta la notevole presenza di residui carboniosi, viceversa un processo condotto in modo corretto riduce considerevolmente la frazione incombusta e conseguentemente anche la possibilità di sintesi di PCDD/PCDF.

Gli studi cui si è fatto riferimento, hanno anche mostrato la notevole rilevanza, sulla emissione di PCDD e PCDF, di alcuni metalli di transizione; l'impiego di CDR anche in questo caso presenta notevoli vantaggi rispetto a quello diretto di RSU, in quanto, in fase di affinazione, la maggior parte dei metalli contenuti inizialmente nell'RSU è rimossa per via magnetica o mediante selezione aeraulica.

Anche in questo caso si rileva come il valore di PCI più elevato e decisamente più costante che caratterizza il CDR e la demetalizzazione cui è stato sottoposto rispetto all'RSU tal quale possano svolgere un ruolo considerevole sulla riduzione della emissione delle diossine.

4 Costi per lo smaltimento e la gestione dei rifiuti in Italia

Accertata la fattiva possibilità di un recupero delle masse poste in discarica non resta che valutare l'economicità o meno del recupero energetico. Soltanto, infatti, se il bilancio economico delle operazioni che si intendono portare avanti fornisce un responso positivo allora sarebbe possibile procedere con le operazioni stesse.

In quest'ottica si è effettuata una disamina di quelli che sono gli attuali costi di gestione delle operazioni di raccolta e smaltimento dei rifiuti posti in discarica.

Tali costi, raccolti e documentati nel Rapporto Rifiuti che annualmente viene realizzato dall'Osservatorio Nazionale Rifiuti (ONR) e dall'Agenzia per la Protezione dell'Ambiente e per i servizi Tecnici (APAT), sono stati rielaborati nell'ottica di individuazione di valori medi nazionali da utilizzare per le valutazioni economiche di seguito effettuate.

Nella fattispecie si riepiloga, in Tabella 10, i risultati dei calcoli effettuati sui dati raccolti, che non sono qui riportati solo per brevità di trattazione, ivi inclusi i dati economici inerenti le operazioni di raccolta differenziata, utili per la determinazione dei costi per il vaglio degli RSU, e non.

Tabella 12 - Medie nazionali delle componenti di costo per kg di rifiuto prodotto (€ cent/kg)

Italia	Descrizione dati	Italia
Comuni Italia	al 31/12/2004	5,746
Abitanti Italia	al 31/12/2004	42,654,044
Comuni campione	N°	459
Abitanti campione	N°	10,611,163
Comuni campione	%	8,0
Abitanti campione	%	24,9
Produzione pro cap RU	kg/ab*anno	601
Produzione pro cap RD	kg/ab*anno	206
Produzione pro cap Rind	kg/ab*anno	395
% RD		34,3
CRT Kg	€ cent/kg	6,29
CTSKg	€ cent/kg	6,50
CacKg	€ cent/kg	0,92
CindKg	€ cent/kg	13,71
CrdKg	€ cent/kg	6,27
CtrKg	€ cent/kg	2,17
CgdKg	€ cent/kg	8,44
CCKg	€ cent/kg	4,56
CKKg	€ cent/kg	1,69
CsIKg	€ cent/kg	4,35
CoperKg	€ cent/kg	16,21
CtotKg	€ cent/kg	22,50

Legenda: CRT = Costi di raccolta e trasporto; CTS = Costi di trasporto e smaltimento; Cac = Altri costi; Cind = Costi di gestione indifferenziato; Crd = Costi raccolta differenziata; Ctr = Costi trattamento e riciclo; Cgd = Costi di gestione differenziata; CC = Costi comuni; CK = Costi d'uso del capitale; Csl = Costi di spazzamento e lavaggio; Coper = Costi generali; Ctot = Costi totali

In base a quanto appena mostrato ogni anno la gestione dei rifiuti posti in discarica (i quali, come da tabella 6, risultano essere pari a $17742 \cdot 1000 \cdot t/a$) comporta una spesa pari a circa 3.992 M€/a, una buona parte dei quali pagati dai cittadini. Tale dato motiva quindi l'interesse e gli sforzi profusi nella ricerca per l'attuazione del recupero energetico.

Come vedremo nel secondo capitolo il contenuto energetico dei rifiuti non è trascurabile e consente, data la composizione merceologica media dei rifiuti in Italia, il recupero di circa

1632 M€/a, così come mostrato in Tabella 11, ovvero circa il 37% della spesa annualmente destinata alla gestione dei rifiuti.

Tabella 13 – Calcolo del ricavo della vendita dell’energia recuperata dai RSU non utilizzati

totale rifiuti (kg/a)	17742000000
Frazione utilizzabile (Figura 4)	59%
Rendimento combustione	70%
Rendimento caldaia	80%
Rendimento impianto	40%
PCI biomasse CDR (kJ/kg)	18000
Conversione kJ-->kWh	2.78E-04
Tariffa immissione rete (€/kWh)	0.12528
Totale ricavi (€/anno)	1.468E+09

In tale calcolo va però precisato che la frazione utilizzabile si è assunta pari al 59%. Ciò è spiegato da quanto riportato in Figura 4, in cui è riportata la composizione merceologica media in peso dei rifiuti in Italia. Come si nota da essa la frazione organica e quella relativa a carta e cartoni sommate insieme restituiscono la percentuale utilizzata nei calcoli.



Figura 4 - Composizione merceologica media in peso dei rifiuti in Italia

Come si vede la frazione energeticamente più interessante ha dunque un impatto in termini di peso decisamente non trascurabile. Andando a valutare in termini di volume abbiamo che la composizione merceologica media in volume è quella riportata in figura 5.

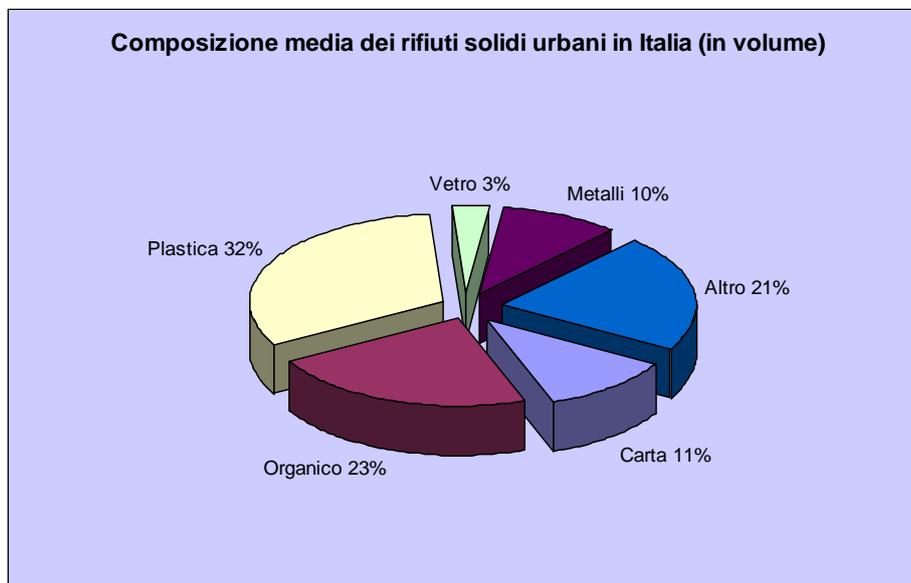


Figura 5 - Composizione merceologica media in volume dei rifiuti in Italia

Il recupero comporterebbe quindi benefici notevoli in termini non solo economici ma anche di riduzione delle masse e dei volumi posti in discarica.

5 Considerazioni conclusive

Le considerazioni finora riportate mettono in evidenza i benefici ottenibili sottoponendo a termoutilizzazione un combustibile derivato dagli RSU rispetto i rifiuti solidi così come derivano dalle operazioni di raccolta.

In sintesi, i principali vantaggi che derivano da questa pratica consistono in:

- Riduzione della massa da sottoporre al processo di termoutilizzazione e, conseguentemente, impianti più compatti;
- Materiale con caratteristiche quali-quantitative più omogenee e costanti nel tempo;
- Considerevole riduzione dei metalli presenti;

- Riduzione delle emissioni, tanto dei macro quanto dei microinquinanti a parità di RSU smaltito;
- Possibilità di utilizzo in impianti “non dedicati”; di fatto il CDR è un vero e proprio combustibile utilizzabile da qualsiasi impianto per la produzione di energia termica.

Accanto a questi indubbi vantaggi, non va però trascurato il fatto che mentre da un lato la combustione diretta degli RSU comporta la produzione di rifiuti prettamente inorganici e stabili, la termoutilizzazione della sola frazione combustibile (concentrata nel CDR) fa sì che si abbia, a monte, una frazione organica povera e facilmente putrescibile.

Quest'ultima, date le caratteristiche merceologiche, pur essendo a base prettamente organica, non si presta alla produzione di un compost riutilizzabile a fini agricoli. Di fatto, dopo un processo di stabilizzazione, in grado di ridurre l'impatto ambientale, trova collocazione in discarica.

Di fatto questo incrementa considerevolmente l'utilizzo di volumetria di discarica controllata. Nel caso della produzione di CDR circa il 35% dell'RSU deve essere smaltito in discarica senza essere stato sottoposto a trattamento termico.

Per ogni tonnellata di RSU dovranno quindi essere utilizzati circa $0,35 \text{ m}^3$ per lo smaltimento delle frazioni non combustibili più $0,15 \text{ m}^3$ per lo smaltimento dei residui della combustione (scorie + polveri);

questo a fronte dei circa $0,25 \text{ m}^3$ necessari per lo smaltimento dei residui di combustione nel caso di termoutilizzazione diretta degli RSU.

L'analisi dei vantaggi e degli svantaggi non può quindi prescindere anche dall'uso del territorio, non trascurando il fatto che una discarica in cui sono stoccati rifiuti potenzialmente fermentescibili può costituire una fonte di emissione diffusa di microinquinanti (si veda ad esempio il percolato).

Capitolo II

Vantaggi e svantaggi della discarica diretta o della inertizzazione con deposito in discarica

Illustrate le considerazioni che hanno condotto alle ricerche oggetto di tesi, nel presente capitolo saranno più dettagliatamente descritte le differenti soluzioni tecniche adottate per lo smaltimento dei rifiuti in discarica. Nella fattispecie si concentrerà l'attenzione sulle due principali metodologie della raccolta e gestione dei rifiuti in discarica. L'attenta analisi di tali metodologie ci consentirà l'individuazione della soluzione ottimale tra le due.

1. La produzione ed il trattamento dei rifiuti

Le misure di prevenzione della produzione di rifiuti rappresentano, senz'altro, la prima opzione al fine di pervenire ad una riduzione dell'utilizzo delle risorse e ad una minimizzazione delle emissioni nell'ambiente. Mediante l'ottimizzazione dei processi produttivi è possibile ridurre la produzione di residui direttamente alla fonte, prima ancora che essi diventino rifiuti, ed ottenere, in molti casi, una limitazione dei costi di trattamento nonché un incremento dell'efficienza economica grazie ad una migliore resa di processo e/o ad una riduzione della materia prima utilizzata. Ciononostante, le operazioni di trattamento dei rifiuti continueranno ancora ad avere un ruolo essenziale, ai fini di un controllo delle emissioni nell'ambiente, soprattutto per quei processi o impianti industriali per cui adeguate misure di integrazione, volte ad ottimizzare i cicli produttivi, risultano di difficile attuazione (si vedano, in particolar modo, impianti o processi produttivi già esistenti).

Di seguito vengono descritti i principali processi di trattamento chimico – fisico di rifiuti solidi inclusi i terreni contaminati, approfondendo in particolare i processi di inertizzazione che trovano più ampia applicazione a livello nazionale.

Riguardo agli altri processi se ne fornisce una sintetica descrizione, anche in considerazione del fatto che tali trattamenti vengono, tipicamente, utilizzati nel campo delle bonifiche dei siti contaminati ricadenti nell'ambito di applicazione della normativa dello specifico settore. Va segnalato che i trattamenti di tipo chimico-fisico rappresentano, generalmente, operazioni di pretrattamento per un successivo recupero o smaltimento del rifiuto; le prestazioni che tali operazioni di pretrattamento devono garantire vanno, pertanto, individuate in fase progettuale in funzione della specifica destinazione del rifiuto stesso.

2. Il trattamento chimico fisico e l'inertizzazione

I rifiuti con prevalenti caratteristiche inorganiche, quindi non utilizzabili per il recupero energetico, vengono destinati all'impianto di trattamento chimico fisico ed inertizzazione. Liquidi inorganici quali acidi e basi esauste contenenti metalli pesanti, rifiuti liquidi con cianuri o cromo, liquidi fotografici, emulsioni oleose e tutta la varietà di rifiuti solidi, comprese le ceneri leggere dai processi di combustione, le scorie, i terreni contaminati ed altre svariate tipologie di residui di origine produttiva, trovano l'appropriata e specifica tecnologia di trattamento che permette di eliminare le componenti di maggior impatto inquinante.

La fase liquida originata dalla linea di trattamento chimico fisico viene inviata all'adiacente depuratore consortile dove viene completato il trattamento.

Il processo di trattamento dei residui solidi consente di ottenere un rifiuto finale stabilizzato che può essere deposto in discarica con le caratteristiche di rifiuto inerte e quindi non inquinante.

2.1 L'inertizzazione

I processi di inertizzazione (ed in particolare i cosiddetti processi di "stabilizzazione e solidificazione") sono impiegati nel trattamento di una vasta gamma di rifiuti pericolosi e non pericolosi e consentono di ridurre sensibilmente il rilascio di alcune sostanze inquinanti presenti nel rifiuto stesso, attraverso la formazione di composti insolubili che creano una struttura polimerica o cristallina stabile, in grado di imprigionare gli elementi tossici (stabilizzazione); tali processi, inoltre, migliorano le caratteristiche del rifiuto facilitandone la

gestione, in quanto quest'ultimo viene trasformato in un prodotto solido, in genere con buona resistenza meccanica e bassa permeabilità. Il processo di stabilizzazione agisce sullo stato chimico-fisico dei rifiuti per mezzo di appositi additivi modificando la pericolosità delle sostanze contenute nei rifiuti stessi e trasformando, in genere, i rifiuti pericolosi in rifiuti non pericolosi.

Se, in seguito al processo di stabilizzazione, le componenti pericolose non vengono completamente trasformate in sostanze non pericolose e possono risultare ancora disperdibili nell'ambiente nel breve, medio o lungo periodo il rifiuto è, invece, da considerarsi solo parzialmente stabilizzato.

In tutti i processi di inertizzazione, si procede alla miscelazione del rifiuto o del terreno contaminato con leganti o altri reagenti chimici; gli additivi utilizzabili possono essere sia di natura inorganica che organica. I processi di inertizzazione possono costituire l'unica fase di trattamento del rifiuto liquido o solido o del terreno contaminato, ovvero essere adottati come trattamenti integrativi di altri processi (per esempio di lavaggio o incenerimento).

In ogni caso, essi sono classificabili, a seconda dei reagenti utilizzabili, in:

1. processi a base di reagenti inorganici (cemento - a base neutra o acida, calce, argilla);
2. processi a base di reagenti organici (sostanze termoplastiche, polimeri organici, composti macroincapsulanti).

Verranno brevemente descritte le tecnologie di inertizzazione attualmente disponibili.

Processi a base di cemento

È l'applicazione più diffusa su scala industriale, grazie al basso costo dei reagenti, alla semplicità della tecnologia, ai contenuti costi di investimento e alla facile realizzazione e gestione degli impianti. Nei trattamenti di solidificazione-stabilizzazione viene utilizzato principalmente il cemento Portland ordinario, anche se non mancano esempi di impiego di altri tipi, come il cemento pozzolanico.

I meccanismi chimico-fisici che si instaurano allorché un rifiuto viene trattato con leganti cementizi sono molto complessi e in alcuni casi ancora in fase di studio. In base ai risultati di

questi studi è possibile ipotizzare una serie di meccanismi che hanno una certa probabilità di verificarsi nel trattamento di un rifiuto.

Tali meccanismi possono essere suddivisi a seconda che l'immobilizzazione dell'inquinante sia di tipo chimico oppure fisico.

- Nella fissazione chimica intervengono reazioni di precipitazione di idrossidi insolubili di metalli pesanti, reazioni di complessazione con formazione di silico-alluminati insolubili di metalli pesanti e reazioni di adsorbimento di cationi liberi;
- Nella fissazione fisica si ha, invece, un intrappolamento fisico di tutte le sostanze, comprese quelle non reattive, all'interno della matrice cementizia.

Processi a base di calce

Questi processi consistono nell'utilizzo, come reagenti stabilizzanti, di calce e materiali silicei a grana fine come le pozzolane. Attraverso le reazioni tra la calce, l'allumina e la silice, si ha la formazione di miscele di gel, responsabili del microincapsulamento dell'inquinante. Inoltre i materiali pozzolanici hanno una grande affinità nei confronti delle reazioni di scambio ionico: tale capacità potrebbe favorire il legame sia con la calce che con gli ioni metallici contenuti nel rifiuto da inertizzare.

Processi a base di argilla

Sono processi di inertizzazione che sfruttano le attitudini di alcuni minerali argillosi allo scambio cationico, ovvero alla fissazione di metalli pesanti per scambio con ioni mobili (Na^+ , K^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+}) presenti nel reticolo cristallino dell'argilla. Solo le argille, che possiedono questa caratteristica in maniera accentuata e che hanno una elevata superficie specifica, sono adatte per il trattamento dei rifiuti. Tra esse si possono citare la vermiculite e le montmorilloniti.

I processi a base di argille sono meno sensibili alle variazioni di pH rispetto alla procedura di trattamento con $\text{Ca}(\text{OH})_2$, ma la loro efficacia non è in ogni caso comparabile con l'inertizzazione ottenuta con leganti idraulici.

Questo è dovuto al fatto che, mentre in quest'ultimo caso gli ioni dei metalli tossici sono inglobati all'interno del gel e sono quindi estremamente protetti rispetto all'eluizione, l'adsorbimento sulle microparticelle di argilla è un fenomeno di superficie e gli ioni dei

metalli tossici possono essere rilasciati abbastanza facilmente qualora, ad esempio, nel caso di allocazione in discarica il percolato raggiunga elevate concentrazioni di ioni di metalli alcalini (Na^+ e K^+) o alcalino terrosi (Ca^{2+} e Mg^{2+}).

L'utilizzo di questa tecnica di inertizzazione, ai fini del successivo smaltimento dei rifiuti in discarica, è, quindi, strettamente vincolato alle caratteristiche degli altri rifiuti posti a dimora; nessuno di questi rifiuti deve, infatti, essere in grado di rilasciare elevate concentrazioni di ioni solubili, anche se assolutamente non tossici, come quelli sopra riportati.

In alcuni casi, la bentonite, che appartiene alla famiglia delle montmorilloniti, è utilizzata in aggiunta ad un legante, ad esempio cemento Portland, nel trattamento dei rifiuti pericolosi. In questi processi, data la notevole affinità delle bentonite nei confronti dell'acqua, si forma un mezzo gelatinoso la cui proprietà legante nei confronti del rifiuto è accresciuta dall'azione del cemento.

Processi a base di sostanze termoplastiche

In questi processi si usano sostanze capaci di indurire o rammollire reversibilmente con la variazione della temperatura. Si tratta di sostanze organiche polimeriche tra le quali sono disponibili: asfalto, bitume, paraffina, polietilene, polipropilene, nylon. I materiali più frequentemente utilizzati sono asfalto e bitume.

Il trattamento avviene mescolando, ad alta temperatura (superiore ai $100\text{ }^\circ\text{C}$), il rifiuto precedentemente essiccato con gli additivi sopra menzionati. La miscela viene poi lasciata raffreddare e solidificare.

Il processo imprigiona l'inquinante con un meccanismo puramente fisico.

Processi a base di polimeri organici

Questi processi consistono nel miscelare al rifiuto un monomero (il più comune è l'urea formaldeide ma sono impiegati anche poliestere, melammina, resine fenoliche) che, in presenza di un catalizzatore, polimerizza, incapsulando nella struttura polimerica le sostanze contenute.

Sono, come i precedenti, trattamenti che fissano il rifiuto attraverso un meccanismo di tipo fisico. Il materiale polimerizzato non si combina chimicamente con il rifiuto ma forma una massa spugnosa che intrappola le particelle solide.

Processi a base di composti macroincapsulanti

Sono processi che danno luogo alla formazione di un prodotto finale costituito da una struttura composta di resine organiche. Generalmente le particelle inquinanti vengono agglomerate da resine termoindurenti e incapsulate da resine termoplastiche. Ad esempio, vengono utilizzate resine polibutadieniche fuse che formano con il rifiuto una miscela, che, dopo raffreddamento, viene ricoperta con polietilene ad alta densità fuso, in modo da creare un involucro esterno ad alta resistenza. Il processo comporta costi elevati.

Vetrificazione

Rifiuti particolarmente pericolosi possono essere miscelati con silice e sottoposti a vetrificazione.

Questo tipo di trattamento consente di ottenere un prodotto solido e compatto, sicuro dal punto di vista del rilascio di sostanze inquinanti. I prodotti di vetrificazione e di vetroceramizzazione, sottoposti a test di lisciviazione, presentano infatti livelli di rilascio di sostanze pericolose molto inferiori alle soglie di sicurezza fissate dalle normative vigenti. Il processo comporta però costi elevati. La tecnologia va al contempo sempre più affermandosi e crescendo: le proprietà del materiale trasformato e i costi di processo stanno calando a tal punto a livello tale da far oggi preferire in sempre più casi la vetrificazione ad altre metodologie di trattamento.

Altri processi

Si tratta in genere di processi innovativi e per la maggior parte ancora in fase sperimentale:

- autocementazione,
- innocuizzazione delle ceneri volanti e dell'amianto con processi ad arco elettrico o plasma,
- produzione di materiali ceramici sintetici,
- utilizzo di ceneri vetrificate,
- inglobamento in matrici di rivestimento

Ci sono, inoltre, altri processi chimico-fisici che possono essere utilizzati al fine di rimuovere specifici contaminanti; tra questi si cita, ad esempio, lo strippaggio, applicabile al trattamento di solidi contaminati da sostanze volatili (VOC, SVOC).

Con un impianto di inertizzazione è possibile, in conclusione, trattare le seguenti tipologie di rifiuti:

- Terre contaminate da metalli pesanti
- Terre contaminate da idrocarburi in bassa concentrazione
- Fanghi inorganici prodotti da processi di trattamento di acque reflue industriali
- Ceneri leggere da incenerimento RSU
- Ceneri pesanti, scorie e polveri di caldaia
- Polveri da impianti di depolverizzazione
- Rifiuti liquidi contaminati da metalli pesanti
- Rifiuti liquidi contaminati da cromo VI
- Rifiuti liquidi contaminati da cianuri
- Residui della pulizia delle strade
- Resine a scambio ionico sature o esaurite
- Fanghi prodotti dai processi di chiarificazione dell'acqua
- Rifiuti dell'eliminazione della sabbia
- Rivestimenti e materiali refrattari provenienti da lavorazioni non metallurgiche
- Fanghi acquosi contenenti pitture e vernici
- Polveri dei gas di combustione
- Sterili ed altri residui del lavaggio e della pulitura di minerali
- Catalizzatori esausti
- Sali e loro soluzioni

In figura 1 è rappresentato schematicamente lo schema di principio del trattamento dei rifiuti a mezzo inertizzazione, di cui sono delineate le fasi principali.

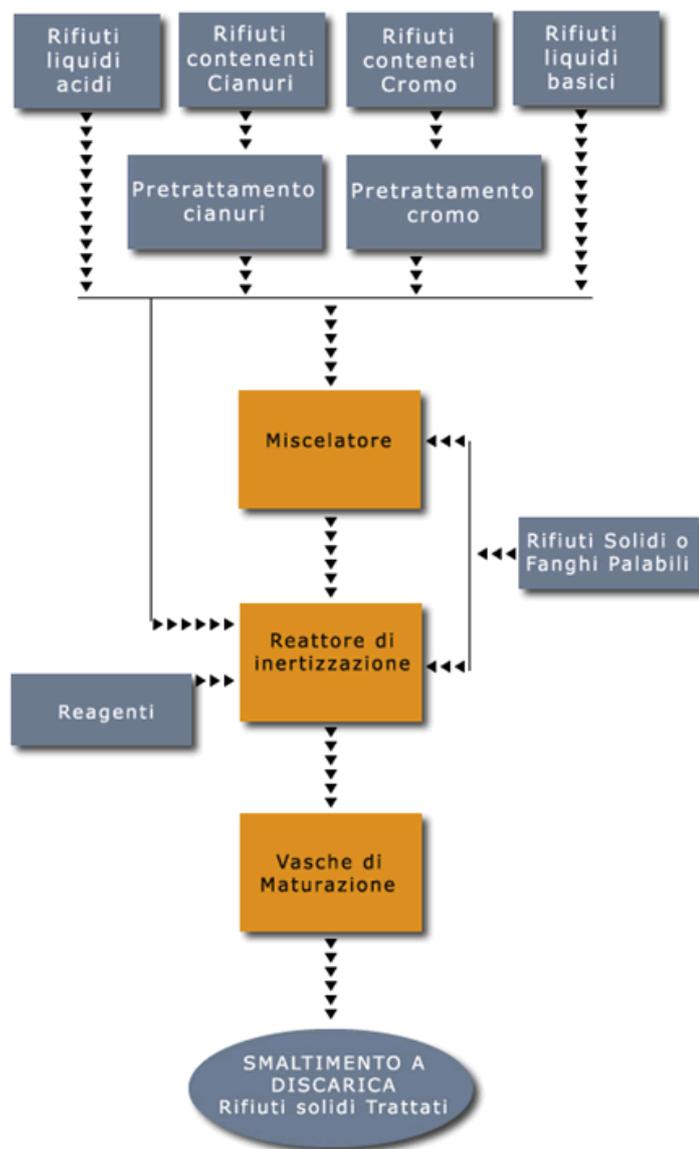


Figura 6 - Schema di un impianto di inertizzazione

2.2 Il trattamento chimico - fisico

I processi si differenziano per i meccanismi di fissazione, per le interazioni tra i contaminanti ed il cemento e per le tipologie di additivi utilizzate. I meccanismi di fissazione dei contaminanti sono molto complicati e difficili da definire in dettaglio, a causa della complessità della matrice solida e della varietà dei contaminanti generalmente presenti; essi, inoltre, dipendono dalla tipologia del processo considerato ed in particolare se tale processo è a base neutra o acida.

Nei processi a base neutra, in funzione della sostanza considerata e delle condizioni operative, si possono avere meccanismi di fissazione chimica e fisica. La fissazione chimica comprende:

- **Precipitazione:** l'aggiunta di cemento fa aumentare la concentrazione di ioni calcio, i quali formano con gli anioni presenti sali con scarsa solubilità che precipitano facilmente favorendo così la solidificazione. L'alcalinità dell'ambiente consente anche la formazione e la precipitazione di idrossidi insolubili di metalli pesanti.
- **Complessazione:** in condizioni di pH basico (come quelle che si creano con l'aggiunta del cemento), si ha la possibilità che i composti idrati semplici formino complessi insolubili (soprattutto alluminati) capaci di legare numerosi anioni (alogenuri, NO_3 , MnO_4 , ecc). Inoltre, il silicato tricalcico reagisce con ossidi e idrossidi di metalli formando idrossidi complessi (ad esempio, con lo zinco forma $\text{Ca}[\text{Zn}(\text{OH})_3 \cdot \text{H}_2\text{O}]_2$). Altri metalli fissabili dal silicato tricalcico sono: rame, cromo trivalente, ferro, nichel, manganese, arsenico.
- **Assorbimento:** è un processo d'importanza non trascurabile, atteso il fatto che all'idratazione del cemento si accompagna un notevole incremento della sua superficie specifica, che si trova in condizioni di attivazione per la presenza di silice. Ciò rende possibili reazioni di assorbimento che portano, in genere, alla formazione di composti meno solubili. Le reazioni di assorbimento possono dare origine a legami di tipo ionico, covalente, forze di Van der Waals; tipico è il legame covalente che si verifica tra l'ossigeno (anione legato al reticolo dei silicati) e numerosi cationi liberi in soluzione.

La fissazione fisica avviene, invece, per intrappolamento fisico di tutte le sostanze (comprese quelle non reattive) all'interno della matrice.

I processi a base acida sono caratterizzati dal fatto che il rifiuto di partenza viene portato (quando non lo sia già) in condizioni di pH fortemente acido. Anche in questo caso si hanno meccanismi di fissazione chimica e fisica.

Nella fissazione chimica, l'immobilizzazione dei contaminanti ad opera di legami chimici viene eseguita grazie ad una precisa successione delle fasi di dosaggio dei reagenti:

- acidificazione del rifiuto a valori di pH compresi tra 1 e 2,5, al fine di conseguire la solubilizzazione completa dei cationi metallici. Può essere utilizzato in questa fase un qualunque acido inorganico (H_2SO_4 , HCl , HNO_3): nei processi di trattamento di terreni contaminati, on site/off site vengono spesso usati rifiuti liquidi acidi;
- formazione dell'acido silicico monomero, mediante aggiunta alla soluzione acida di scorie d'altoforno (loppa) o di fonderia (contenenti silicati) e di altro acido di scarto per vincolare il pH in un campo compreso tra 1 e 2,5. Tale campo è indispensabile per mantenere stabile l'acido silicico monomero, premessa per un'efficace fissazione dell'inquinante;
- polimerizzazione dell'acido silicico, per effetto dell'aggiunta di latte di calce o di soda. Durante la polimerizzazione, il gruppo $Si(OH)$ si deprotona legando nelle sue catene gli ioni dei metalli presenti.

La fissazione fisica, dal canto suo, viene realizzata attraverso la cementazione per aggiunta di loppa

e calce al polimero siliceo preformato.

Va rilevato che i contaminanti presenti nel rifiuto possono interagire con il cemento, durante le reazioni di idratazione, andando ad influenzare le caratteristiche finali del materiale inertizzato. I meccanismi di interferenza sono così riassumibili:

- assorbimento: le molecole vengono adsorbite dalle particelle cristalline ostacolando il normale processo d'idratazione;
- complessazione: agenti complessanti reagiscono con gli ioni alluminato e ferrito mantenendoli in soluzione e ritardando così l'idratazione;
- precipitazione: la formazione di composti insolubili ostacola il trasporto di acqua, ritardando le reazioni di idratazione;
- nucleazione: l'assorbimento delle sostanze contaminanti sui nuclei di idrossido di calcio ne impedisce la crescita e quindi favorisce la formazione di nuovi nuclei nella soluzione satura; un numero così elevato di nuclei, ovvero di siti disponibili per le reazioni di idratazione, porta, dopo il ritardo iniziale, ad una veloce idratazione del silicato tricalcico e alla cristallizzazione dell'idrossido di calcio stesso.

A livello di reazioni d'idratazione, le sostanze presenti nel rifiuto sottoposto a trattamento possono agire da acceleranti o ritardanti a seconda che favoriscano o meno la nucleazione. In termini di caratteristiche finali il prodotto potrà risultare più o meno compatto, più o meno resistente alle sollecitazioni meccaniche e/o potrà risultare modificato in alcune sue particolari proprietà (per esempio, la permeabilità).

Al fine di inibire gli effetti negativi che alcuni composti esercitano sui meccanismi di presa e sulle caratteristiche fisico-meccaniche, devono essere dosate, assieme ai reagenti leganti, apposite sostanze (additivi) che, in genere, partecipano anche al processo d'immobilizzazione dei contaminanti, ma che in alcuni casi servono solo ad impedire i fenomeni di interferenza. Gli additivi, inoltre, possono essere dosati in quantità limitate oppure significative rispetto al reagente principale. In quest'ultimo caso, si tende a ridurre l'incremento di volume del prodotto finale e ad aumentare la possibilità di trattare rifiuti o terreni ad alto contenuto d'inquinanti, correndo però il rischio di ottenere un materiale che non ha, in pratica, consistenza e non oppone barriere fisiche all'eluente.

Tra i più comuni additivi si hanno i silicati solubili, i solfuri (ad esempio di sodio), i materiali pozzolanici naturali o artificiali, le sostanze adsorbenti (argille, zeoliti, ecc) e altri additivi coperti da brevetto. Possono, inoltre, essere impiegati additivi fluidificanti per tenere basso il rapporto acqua/cemento nell'impasto.

Per poter applicare i processi di inertizzazione a base di cemento anche in presenza (più o meno marcata) di contaminanti organici, vengono proposti diversi tipi di additivi, che, una volta premiscelati con il rifiuto, esplicano un'azione adsorbente sui contaminanti organici, riducendone gli effetti negativi sul processo di idratazione del cemento. Tra gli additivi più utilizzati vi sono le argille QAS (montmorilloniti scambiate con sali quaternari di ammonio); tali argille, se modificate scambiandole con cationi alchilammonici, aumentano la capacità di assorbimento delle molecole organiche di oltre il 95%. L'applicazione di argille QAS modificate ha consentito di operare con contenuti di contaminanti organici (solventi ed ammine) superiori al 12%. Nel trattamento di terreni contaminati, l'applicazione di argille QAS scambiate si è rivelata efficace su diversi composti organici, anche a pH acidi ed in presenza di metalli pesanti. Oltre alle argille QAS sono stati proposti altri additivi (carboni attivi, vermiculite, terre di diatomee, zeoliti, polimeri organici) per adsorbire i composti organici prima dell'inertizzazione, benché non si abbiano notizie di un loro utilizzo pratico nel settore del trattamento dei rifiuti e dei terreni contaminati. Si hanno infine diversi additivi coperti da brevetto.

Processi a base di reagenti organici

Non tutti i contaminanti possono essere trattati efficacemente con i processi di inertizzazione a base cementizia; la maggior parte di tali processi è, infatti, applicabile solo a contaminanti di natura prevalentemente inorganica. Alcuni trattamenti sono però in grado di immobilizzare anche talune tipologie di inquinanti organici, mediante l'aggiunta di additivi specifici che svolgono sulla frazione organica un'azione microincapsulante o adsorbente.

Le difficoltà di smaltimento finale dei residui solidi (prodotti dai trattamenti di depurazione dei fumi, ceneri volanti residui dell'assorbimento ecc.), legate essenzialmente alla presenza ed alla mobilità di alcune componenti tossiche, rendono di particolare interesse alcune possibilità di trattamento finalizzate alla riduzione del loro grado di nocività. A tale scopo le alternative potenzialmente applicabili possono suddividersi, in base al principio che regola l'intervento stesso, in due categorie:

- 1) riduzione della mobilità degli elementi tossici tramite incapsulamento in una matrice solida stabile (inertizzazione: stabilizzazione/solidificazione); i processi di più comune applicazione sono costituiti da trattamenti a base di leganti idraulici mentre sono meno usati i processi in cui gli elementi tossici precipitano sotto forma di sali altamente insolubili, senza tuttavia provvedere allo sviluppo di fenomeni di solidificazione. Questa categoria ottiene come risultati:
 - la fissazione degli elementi tossici all'interno della struttura tridimensionale, che si forma dopo opportuna maturazione
 - la riduzione della superficie specifica esposta al contatto con le acque di percolazione, con conseguente minimizzazione del rilascio di sostanze nocive

- 2) estrazione totale o parziale degli elementi tossici dal rifiuto, con contestuale recupero di una frazione inerte (detossificazione o innocuizzazione). A questa categoria appartengono quei trattamenti orientati alla riduzione della nocività dei residui tramite la estrazione degli elementi tossici, con produzione di un solido altamente innocuizzato e di una frazione contenete i metalli separati potenzialmente riutilizzabile. Possono essere di due tipi:
 - chimici
 - termici.

A seconda del tipo di reagente, i processi sono classificabili in:

- Processi a base di sostanze termoplastiche. In questi processi si usano sostanze capaci di indurire o rammollire reversibilmente con la variazione di temperatura. Si tratta di sostanze organiche polimeriche tra le quali sono disponibili: asfalto, bitume, paraffina, polietilene, polipropilene, nylon. I materiali utilizzati più frequentemente sono asfalto e bitume.
- Processi a base di polimeri organici. Consistono nel miscelare al rifiuto da trattare un monomero (il più comune è l'urea formaldeide, ma sono impiegabili anche poliestere, melammina e resine fenoliche) che in presenza di un catalizzatore polimerizza, incapsulando nella struttura polimerica le sostanze inquinanti.
- Processi a base di composti macroincapsulanti. Prevedono la formazione di un prodotto finale costituito da una struttura composta di resine organiche. Generalmente le particelle di terreno contaminato vengono agglomerate da resine termoidurenti ed incapsulate da resine termoplastiche. Sono ad esempio usate resine polibutadieniche fuse che formano col terreno una miscela, la quale dopo raffreddamento viene ricoperta con PEAD fuso in modo da creare un involucro esterno di notevole resistenza.

Tutti i processi sopra descritti fissano i contaminanti attraverso un meccanismo fisico. La loro applicazione ai rifiuti ed ai terreni contaminati, seppur potenzialmente efficace, ha trovato fino ad oggi limitate applicazioni in scala reale (in particolare nel caso dei processi a base di sostanze termoplastiche) soprattutto a causa degli elevati costi.

Con tali processi è possibile trattare le seguenti tipologie di rifiuti.

- Acidi e basi di decapaggio
- Rifiuti liquidi acquosi prodotti dalle operazioni di risanamento delle acque di falda
- Soluzioni acquose di scarto contaminate da metalli pesanti
- Percolati di discariche inorganiche
- Reflui dell'industria fotografica
- Sospensioni acquose contenenti pitture e vernici
- Acque oleose prodotte dalla separazione olio/acqua
- Soluzioni e fanghi di rigenerazione resine
- Acque lavaggio fumi
- Fanghi acquosi da cabine di verniciatura
- Soluzioni acquose contaminate da idrocarburi e/o solventi in bassa concentrazione

Va rilevato, infatti, che tali trattamenti sono stati, originariamente, sviluppati per lo smaltimento in sicurezza di rifiuti a bassa radioattività.

I diversi flussi di rifiuti prodotti dai trattamenti chimico fisici generalmente sono da destinarsi in discarica. In figura 1 è rappresentato schematicamente lo schema di principio del trattamento dei rifiuti a mezzo trattamento chimico fisico, di cui sono delineate le fasi principali.

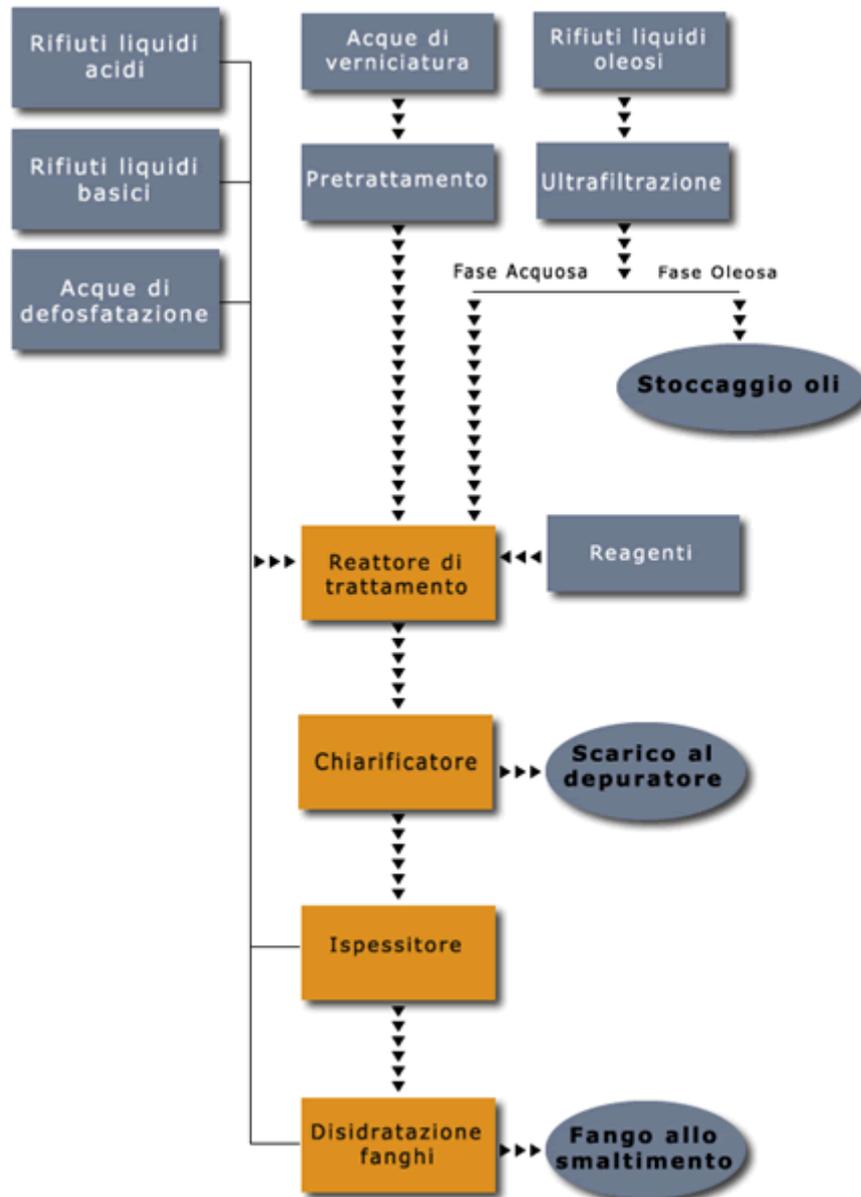


Figura 7 - Schema di un impianto di trattamento chimico-fisico

Il trattamento dei fanghi, fase terminale del trattamento fisico-chimico, è finalizzato ad incrementarne il contenuto di solidi ovvero a ridurne il quantitativo di acqua. Si ottiene, in tal modo un rifiuto caratterizzato da volumi notevolmente inferiori e, pertanto, più facilmente gestibile nelle successive fasi di trattamento. Le due principali operazioni di trattamento sono: l'ispessimento e la disidratazione; esse si distinguono, essenzialmente, per i differenti livelli conseguibili di rimozione della componente acquosa.

Per una descrizione dettagliata delle tecniche di ispessimento e disidratazione più comunemente adottate (ad esempio, sedimentazione, flottazione, nastropressatura, filtropressatura, ispessimento mediante l'utilizzo di tamburo rotante, ecc.) si rimanda a testi specifici.

Nei processi di trattamento chimico fisico si possono avere diverse sorgenti di emissioni di gas, polveri e vapori (movimentazione dei rifiuti, operazioni di trattamento, operazioni di laboratorio). Gli impianti di trattamento chimico fisico necessitano pertanto di accorgimenti tecnici e di applicazioni tecnologiche volte alla riduzione delle emissioni, rappresentate da tali polveri, gas e sostanze osmogene oltre ai reflui di processo, ai rifiuti solidi ed infine al rumore. Le specifiche emissioni degli impianti dipendono anche dalla tipologia di rifiuti trattati.

L'abbattimento del particolato deve essere condotto mediante trattamenti a secco e/o ad umido. Le fasi a secco, se non seguite da lavaggio, devono prevedere l'impiego di filtri a maniche; qualora esse siano, invece, seguite da lavaggio, una prima depolverazione potrà essere condotta con cicloni.

Il lavaggio delle emissioni, con acqua o soluzioni acquose, deve avvenire in colonne con o senza riempimento oppure in venturi-scrubber. Per i fluidi di lavaggio deve essere previsto il riciclo ed il controllo delle operazioni di spurgo e di reintegro.

Le apparecchiature elettromeccaniche dell'impianto devono essere collocate in locali confinati posti sotto aspirazione. Qualora all'interno dei locali sia prevista la presenza di personale, il sistema di aspirazione deve essere dimensionato sulla base dei ricambi d'aria necessari a preservare la salubrità dell'ambiente lavorativo. In assenza di personale, deve essere garantita almeno una leggera depressione.

Nel caso di impianti di vetrificazione la progettazione della linea di trattamento delle emissioni deve essere volta alla rimozione di metalli, SO_x, cloruri, NO_x. La linea di trattamento, in conseguenza dell'alta temperatura del flusso gassoso che si libera dal forno di vetrificazione, deve disporre preliminarmente di una fase di raffreddamento rapido mediante

un flussaggio di acqua. Il trattamento delle emissioni: COV, NH₃, sostanze maleodoranti, vapore acqueo, dalle fosse di prima raccolta dell'inertizzato deve essere condotto con una o più fasi di assorbimento con reazione chimica e/o con biofiltrazione. Le fosse di raccolta devono essere confinate e mantenute in leggera depressione.

Nell'analisi degli impatti dovuti al trattamento chimico fisico dei rifiuti si devono dunque considerare:

- emissioni/impatti odorigeni generati nelle diverse fasi del processo;
- le emissioni di rumori;
- la movimentazione dei mezzi;
- la produzione di polveri e particolato fine;
- il consumo di acqua e i reflui;
- consumo energetico;
- la produzione di rifiuti connessa a queste attività;
- inserimento territoriale e paesaggistico.

In generale i suddetti impatti si manifestano effettivamente solo in corrispondenza di una deficitaria progettazione, realizzazione o gestione degli impianti, pertanto possono essere efficacemente prevenuti o ridotti mediante l'adozione di particolari accorgimenti costruttivi, di opportuni dispositivi di abbattimento degli inquinanti ed, infine, tramite una corretta gestione di tutte le attività connesse all'impianto.

Analizzando i benefici ambientali degli impianti di trattamento chimico-fisico dei rifiuti solidi, va sottolineato che i processi di stabilizzazione/solidificazione consentono di ottenere un prodotto caratterizzato da:

- minimo rilascio di sostanze inquinanti nel percolato che costituisce la via principale di diffusione nell'ambiente degli inquinanti presenti nei rifiuti confinati in discarica; con l'inertizzazione viene minimizzata soprattutto la possibilità di rilascio di metalli pesanti (per raggiungere questo obiettivo è necessario che i rifiuti da sottoporre a inertizzazione non abbiano un contenuto di TOC superiore al 10% in modo da prevenire l'evoluzione di processi di fermentazione anaerobica che, portando allo sviluppo di acidi grassi a catena breve, potrebbe causare la solubilizzazione dei metalli

nel percolato; la stabilizzazione con additivi quali cemento e calce impedisce solo in parte i fenomeni di fermentazione);

- facile manipolabilità;
- aggregazione di particelle fini in materiale con pezzatura più grossolana e conseguente eliminazione di polveri; viene, quindi, impedita la diffusione nell'ambiente di composti organici a elevato punto di ebollizione, normalmente adsorbiti sulle particelle solide più fini.

2.3 Vantaggi e svantaggi dei trattamenti di inertizzazione e chimico-fisico

I fattori che determinano la possibilità di trattare efficacemente un certo rifiuto mediante il trattamento di solidificazione/stabilizzazione sono molteplici.

La scelta del sistema di trattamento più idoneo va effettuata tenendo presenti i seguenti aspetti:

- caratteristiche chimico-fisiche del rifiuto;
- compatibilità tra rifiuti di tipo diverso;
- compatibilità tra rifiuto e reagenti;
- efficacia del trattamento ovvero effettiva capacità dei reagenti di immobilizzare le sostanze inquinanti;
- livello di compatibilità ambientale richiesto per il rifiuto dopo trattamento;
- possibili utilizzi e periodo di vita richiesto al manufatto prodotto con il rifiuto;
- requisiti di compatibilità ambientale richiesti al termine della sua vita prevista;
- valutazione economica dei costi.

L'efficacia del trattamento va valutata con prove di laboratorio che siano in grado di indicare la lisciviabilità degli inquinanti dal rifiuto inertizzato.

I principali vantaggi e svantaggi dei processi di inertizzazione che utilizzano reagenti inorganici sono riportati in tabella 1

Tabella 3

Vantaggi	Svantaggi
Reagenti a costo ragionevole e facilmente reperibili;	possibilità di ridissoluzione in presenza di forti concentrazioni acide;
tecnologia semplice e ampiamente applicata, con costi di investimento contenuti;	in alcuni casi sono richiesti elevati quantitativi di reagenti;
controllabilità e flessibilità del processo: le proprietà fisiche dei rifiuti trattati possono essere variate in funzione delle quantità di reagenti addizionati	sensibile aumento di volume del rifiuto inertizzato rispetto al grezzo
Possibilità di riciclaggio dei prodotti di alcuni processi.	

Il processo prevede una fase preliminare volta all'individuazione dei parametri critici e delle prestazioni del sistema tra cui:

- tipologia, combinazione e dosaggio degli agenti stabilizzanti e degli additivi da utilizzare;
- tipologie di pretrattamento;
- modalità e tempi ottimali di miscelazione e di maturazione;
- controllo delle eventuali emissioni liquide e gassose del processo;
- caratteristiche chimico-fisiche e meccaniche del materiale inertizzato.

Un rischio ambientale indotto dai processi di inertizzazione è rappresentato dalla possibile generazione di emissioni gassose di composti volatili tossici durante le fasi di miscelazione del

rifiuto con gli additivi; in tal caso dovrebbe essere previsto un sistema di captazione e trattamento di

tali emissioni gassose.

Dalla descrizione dei processi di inertizzazione emerge che:

- i processi a base di reagenti inorganici consentono il trattamento di una vasta gamma di tipologie di rifiuti;
- i meccanismi di fissazione nei processi a base di reagenti organici sono riconducibili all'intrappolamento fisico e la loro efficacia è generalmente elevata.

3. Discarica diretta

Lo scopo della maggior parte dei processi di trattamento dei rifiuti residui è di ridurre il volume del materiale in vista dello smaltimento finale e di stabilizzare i rifiuti in modo tale che venga minimizzato il potenziale per la formazione dei gas o per il trasporto degli inquinanti attraverso il percolato.

I sistemi di gestione dei rifiuti residui sono complessi. Si generano una gran varietà di frazioni di rifiuti e sono disponibili molti metodi di trattamento. Nella decade passata, sono state sviluppate molte nuove tecnologie di trattamento, mentre altrettante hanno fallito. Le principali cause di fallimento comprendono:

1. Scarsa conoscenza delle proprietà dei materiali non omogenei forniti.
2. Progettazione non adeguata per flussi di rifiuti proiettati nel contesto di trend di riduzione dei rifiuti.
3. Mancanza di valutazione ambientale di vasta portata e di comprensione degli scambi di emissioni o dei trend nei regolamenti

Al giorno d'oggi tali errori sono stati ampiamente studiati ed evitati in fase di progettazione di nuovi impianti.

Oggigiorno la discarica diretta prevede una tipologia d'impianto sostanzialmente strutturata come in figura 3.

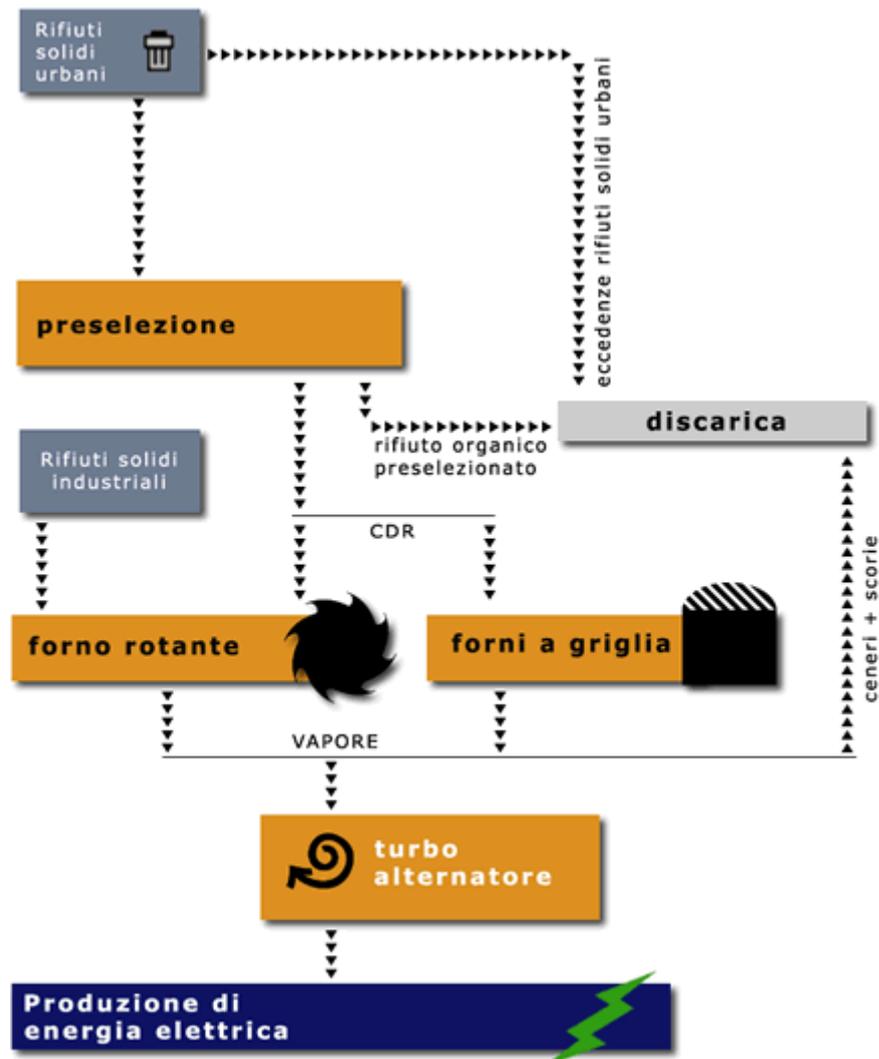


Figura 8 - Schema d'impianto a discarica diretta

Come si nota i rifiuti solidi urbani vengono opportunamente vagliati al fine della separazione delle componenti da destinare alla discarica vera e propria e quelle destinate, unitamente ai residui delle lavorazioni industriali, alla termodistruzione o al recupero energetico.

Invero la pratica della termodistruzione, in uso fino ad un decennio fa, è stata soppiantata, come già anticipato nel capitolo precedente, dalla termovalorizzazione, così come mostrato in figura 3. Come però mostrato nella figura in questione è possibile convertire una parte degli impianti della termodistruzione alla termovalorizzazione.

Illustriamo quindi dapprima le parti principali per la termodistruzione dei rifiuti (forni a griglia e forni rotanti) e, successivamente, uno dei componenti nato espressamente per gli impianti di termovalorizzazione.

Cominciamo dunque col trattare della termodistruzione.

Termodistruzione

La termodistruzione consiste, essenzialmente, nell'ossidazione dei materiali combustibili presenti nei rifiuti, ad elevata temperatura e con appropriati eccessi d'aria.

La termodistruzione del rifiuto grezzo è la tecnica d'incenerimento più immediata, essa permette di bruciare rifiuti di differente composizione e pezzatura, senza alcuna selezione all'origine, garantendo un notevole abbattimento del loro volume e peso. Il sistema d'incenerimento permette anche di smaltire i rifiuti tossici e nocivi e di distruggere microrganismi patogeni, diossine e furani contenuti nei fumi in ingresso. La combustione è avviata tramite bruciatori ausiliari; successivamente il potere calorifico dei rifiuti si dimostra sufficientemente elevato ed in grado di garantire l'autosostentamento della combustione stessa.

I vantaggi di tale sistema sono da ricercare in una tecnologia consolidata che permette di trattare il rifiuto tal quale, ottenendo da esso un recupero di energia e ottenendo come residui in ceneri ed in scorie meno del 30% del volume dei rifiuti introdotti.

I problemi legati a tale tipologia di termodistruzione sono duplici: uno puramente di carattere tecnico-economico, l'altro di carattere ambientale.

I costi d'investimento iniziale per la realizzazione dell'impianto, i notevoli costi di gestione e manutenzione, la distruzione di materie prime che possono trovare mercati di sbocco, la non completa affidabilità degli impianti per quanto riguarda le emissioni di microinquinanti e non meno, una crescente diffidenza sociale (in parte ingiustificata), sono i motivi principali che hanno frenato il decollo di tale sistema.

I costi di tali impianti, sono generalmente elevati, ma variano notevolmente in funzione della scala di realizzazione: gli investimenti medi mostrano una netta tendenza alla diminuzione fino a scale elevate (da 250 a 1000t/giorno). Se a tale problema si può far fronte consorziando più comuni tra loro, per la realizzazione e l'utilizzo di tali impianti, in modo da servire un bacino di utenza di almeno 500-600000 abitanti, di più difficile soluzione sembrano essere i problemi di carattere ambientale.

L'impatto ambientale di tali impianti è, a dispetto dell'opinione diffusa, alquanto limitato, tuttavia sussistono dei pericoli legati alle emissioni di ossidi di zolfo ed azoto, di acido cloridrico e fluoridrico, idrocarburi aromatici, di metalli pesanti e, ovviamente, di diossine. L'impiego di efficienti sistemi di depurazione ed una scrupolosa gestione e manutenzione

degli impianti consentono di operare in assoluta sicurezza e nel rispetto delle restrittive norme CE.

La rimozione delle sostanze inquinanti presenti nei fumi, non presenta tanto un problema tecnico ma economico per i riflessi sui costi sia d'impianto sia di gestione. Gli inquinanti che destano maggiore preoccupazione sono i cosiddetti microinquinanti, composti organici clorurati nocivi per l'uomo o l'ambiente in concentrazioni molto piccole e tali da richiedere per il controllo delle quantità presenti, strumenti particolarmente raffinati.

Tali sostanze inquinanti sono da attribuire in parte alla presenza stessa nei rifiuti ed in parte sono frutto del processo stesso di combustione. Se si tiene conto poi, della capacità di tali sostanze, di accumularsi nei terreni e nei tessuti per la scarsa biodegradabilità, si capisce come possa essere deleterio un impianto che non sia ben controllato.

Se a questo aggiungiamo gli svantaggi legati all'utilizzo di forni a griglia o a tamburo rotante utilizzati nella realizzazione di tali inceneritori appare evidente come tali tecnologie abbiano ceduto il passo a sistemi di termodistruzione più efficienti.

Per quanto riguarda i forni a griglia, questi sono costituiti da una griglia al di sotto della quale avviene l'immissione di aria necessaria alla combustione e, al di sopra di tale griglia, viene trattato il rifiuto nella fase di preparazione e in quella di combustione vera e propria.

Una tipologia abbastanza diffusa di discarica con questo tipo di forno prevede che il materiale, prelevato dalla fossa di accumulo dei R.S.U. tramite una benna di un carroponte, venga scaricato nella tramoggia di carico della linea di incenerimento. Un apposito alimentatore spinge il materiale sulle griglie di combustione all'interno del forno. Un piccolo scivolo facilita l'avvio del materiale sulle griglie, del tipo a gradini mobili, con file alternamente fisse e mobili, il cui moto relativo consente l'avanzamento del materiale. La griglia consente di adeguare al rifiuto il suo tempo di permanenza nella camera di combustione, facendo variare opportunamente la velocità di rotazione della griglia. Nella camera di combustione attraverso un proprio sistema di carico, giungono anche i rifiuti ospedalieri. Il processo d'incenerimento inizia dapprima con l'essiccamento del materiale con il calore di quello in combustione, e poi prosegue con la combustione vera e propria. Determinante ai fini del buon incenerimento è l'aria sia come quantità sia come distribuzione; infatti, deve essere insufflata sia sotto la griglia (aria primaria) che al di sopra della stessa (aria secondaria). L'insufflazione dell'aria primaria, prelevata dalla fossa dei rifiuti per indurre una certa depressione che impedisca la dispersione di odori e di polveri, avviene mediante un ventilatore centrifugo che la convoglia sotto griglia. Dalla massa di rifiuti in combustione

sulla griglia si liberano per distillazione dei gas, quindi é necessario insufflare aria sopra la griglia per assicurare la loro completa ossidazione. Per tale motivo é stato previsto uno speciale ventilatore distinto da quello dell'aria primaria. La camera di postcombustione posta a valle del forno, serve per la termodemolizione dei microinquinanti contenuti nei gas di combustione. I fumi imboccano ad alta velocità (per una necessaria turbolenza) e ad alta temperatura la suddetta camera e la percorrono con moto ascensionale; é presente inoltre una sensibile quantità di ossigeno libero. All'interno di questa c'è un estrattore di scorie a "bagno d'acqua" che abbatte il livello termico delle scorie nonché la loro polverosità. Dello smaltimento delle scorie sarà trattato più avanti. Dopo la postcombustione i gas giungono all'area di raffreddamento necessaria alla successiva depurazione sia di tipo fisico che chimico. I principali tipi di inquinanti atmosferici derivanti da processi di combustione come l'incenerimento dei rifiuti sono:

- 1) anidride solforosa (SO₂)
- 2) ossidi di azoto (NO_x)
- 3) ossido di carbonio (CO)
- 4) particelle sospese (PST)

Il sistema di depurazione fumi posto a valle del processo di combustione ha lo scopo di ridurre le emissioni in atmosfera garantendo la realizzazione delle seguenti funzioni: depolverazione fumi, abbattimento degli inquinanti acidi (HCl, HF, SO₂), abbattimento di metalli pesanti e microinquinanti quali le diossine. Per abbattimento degli inquinanti atmosferici s'intende appunto la riduzione dell'emissione di particelle sospese, gas, vapori, mediante opportune apparecchiature chiamati nel complesso "impianti di abbattimento". Questi hanno lo scopo di depurare gli effluenti trattenendo alcuni inquinanti rimuovendoli quindi da essi. Il sistema prevede le seguenti tappe:

- 1) reattore evaporativo
- 2) venturi a secco
- 3) filtro a maniche
- 4) scrubber ad umido
- 5) ventilatore esaustore

Nel reattore, termine qui usato per indicare un apparecchio nel quale si fanno avvenire reazioni chimiche, i fumi vengono trattati con latte di calce³ in questo modo vengono neutralizzati istantaneamente i gas acidi. All'uscita dal reattore essi, raffreddati, di volume ridotto e accresciuta umidità, entrano nel venturi a secco, che consiste in un dispositivo simile ad un tubo orizzontale avente una strozzatura profilata in modo tale che a un primo tratto convergente segua un secondo tratto troncoconico divergente. Qui il particolato sub-micronico viene inglobato in particelle di dimensioni maggiori che vengono a loro volta assorbite nel carbone attivo appositamente immesso nel flusso dei fumi⁴. Successivamente grazie ad un filtro a maniche si ottiene una separazione delle particelle solide e liquide con loro abbattimento ed una reazione di completamento per aumentare la resa di abbattimento dell'HCl (separatore: dispositivo per abbattere le particelle solide e liquide). Usciti dal filtro a maniche i fumi sono diretti in uno scrubber, apparecchio utilizzato per il lavaggio dei gas con acqua al fine di depurarli ulteriormente dalle sostanze estranee in essi contenute; successivamente passano in uno scambiatore, riscaldati in modo da non consentire la formazione di condense al ventilatore e al camino e l'eliminazione del cosiddetto effetto pennacchio, favorendo così la dispersione in atmosfera. Come fluido di riscaldamento viene utilizzato del vapore spillato dalla turbina del ciclo termico. I fumi ormai depurati mediante un ventilatore di tipo centrifugo sono liberati nell'atmosfera attraverso un camino. Sulla bocca di aspirazione del ventilatore è posizionato un regolatore di portata, controllato dal segnale di depressione del forno al fine di adeguarsi all'elasticità di funzionamento del sistema. Qualora si verificano delle anomalie c'è un blocco del sistema con chiusura delle serrande ed arresto del motore del ventilatore. Il camino è molto alto, la sua altezza è determinata in funzione della dispersione dei fumi che è necessario ottenere ed anche delle condizioni meteorologiche presenti nella zona dell'impianto. La produzione degli ossidi d'azoto durante la combustione dei R.S.U. è dovuta alla combustione dell'azoto contenuto nel rifiuto stesso ed alla reazione termica dell'azoto del comburente (aria) con l'ossigeno presente. I fattori che influenzano la formazione degli ossidi di azoto sono la temperatura di combustione, la percentuale di ossigeno in eccesso, la velocità di combustione, il tempo di permanenza dei gas alle alte temperature, la percentuale di azoto nel combustibile (rifiuto). La riduzione delle emissioni di ossidi di azoto avviene attraverso un appropriato controllo della combustione e con l'iniezione di una soluzione acquosa contenente urea e additivi chimici in una finestra termica, compresa

³ A tal proposito si rimanda a quanto detto al paragrafo 2.1

⁴ Si tratta dunque della fase di ispessimento del componente inquinante

tra i 600 e gli 850°C della caldaia di recupero. La soluzione iniettata nei fumi dà luogo alla formazione di radicali che reagiscono con l'ossido d'azoto dando luogo ad azoto, acqua ed anidride carbonica. Le scorie della camera di postcombustione sono convogliate in un trasportatore metallico in cui scaricano anche quelle del trasportatore del materiale sotto griglia; sono poi accumulate in un'apposita fossa e caricate sugli automezzi per l'allontanamento finale in discariche per R.S.U.. Le polveri, invece, sono convogliate in un apposito silo da cui saranno prelevate per il processo d'inertizzazione. Il loro smaltimento è possibile in discarica dopo un processo di stabilizzazione chimica per ottenere un fango che possieda i requisiti chimico-fisici, in grado di trattenere gli ioni metallici (rifiuti speciali tipo 2B Legge 915/82). Si ritiene che la quantità di scorie e polveri non superi il 7-8 % in peso dei rifiuti in ingresso, proprio perché alla combustione viene addotta una frazione del rifiuto e non la totalità. L'impianto è dimensionato per trattare le acque di lavaggio fumi nelle condizioni d'emergenza. Al termine del trattamento l'acqua può essere inviata allo scarico in quanto rientra nei limiti ammessi dalla tabella C della legge Merli (319/76). I problemi legati all'utilizzo di tali forni, sono da relegare all'elevata inerzia termica, dovuta alle notevoli dimensioni della camera di combustione; alla possibile ostruzione dei canali d'adduzione dell'aria primaria dovuta all'intasamento della griglia dei materiali bassofondenti; inoltre ai forti eccessi d'aria richiesti, che comportano il sovradimensionamento dei sistemi di depurazione, con un sensibile aggravio sui costi.

Riportiamo di seguito lo schema del forno.

FORNO A GRIGLIA

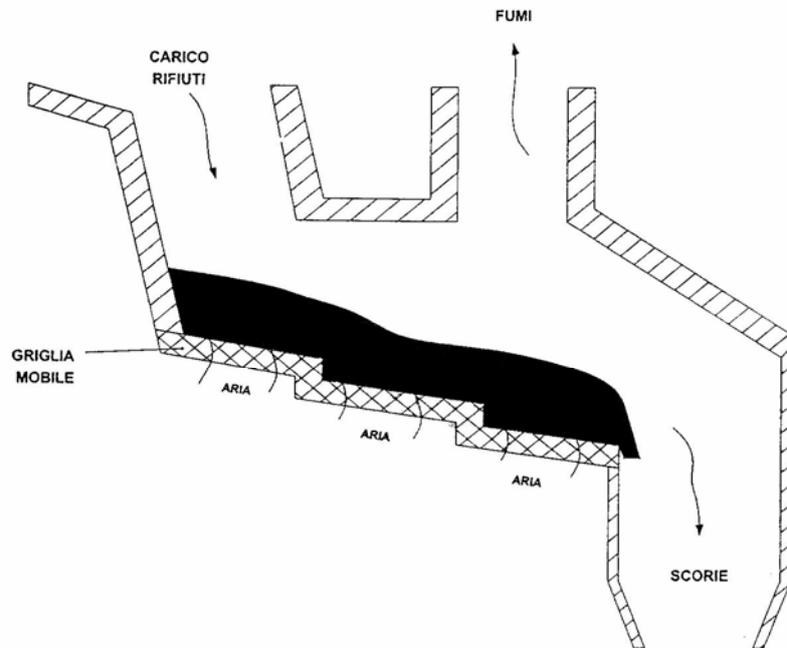


Figura 9 - Forno a griglia

I forni a tamburo rotante, sono costituiti da un cilindro d'acciaio leggermente inclinato, rivestito all'interno di materiale refrattario. Il materiale avanza in senso longitudinale in seguito alla rotazione del tamburo.

Questa tecnologia è utilizzata quando i rifiuti da trattare sono ritenuti "pericolosi", quali possono essere i rifiuti ospedalieri. Per aumentare l'efficienza della termodistruzione, sono utilizzate delle camere di post combustione, tuttavia un buon utilizzo in termini energetici di tale sistema è da ricondursi alla capacità dell'operatore, che materialmente alimenta il forno, di fornire al processo di combustione rifiuti il cui potere calorifico sia in ogni istante adeguato alle esigenze di funzionamento. Altri problemi, nascono dalla mediocre movimentazione del rifiuto che conduce ad una bassa efficienza di combustione, dalla necessità di utilizzare eccessi d'aria elevatissimi, e dall'indispensabile esigenza di sostituire con cadenza periodica i rivestimenti di refrattario.

Riportiamo, così come fatto per il forno a griglia, lo schema per tale combustore.

FORNO A TAMBURO ROTANTE

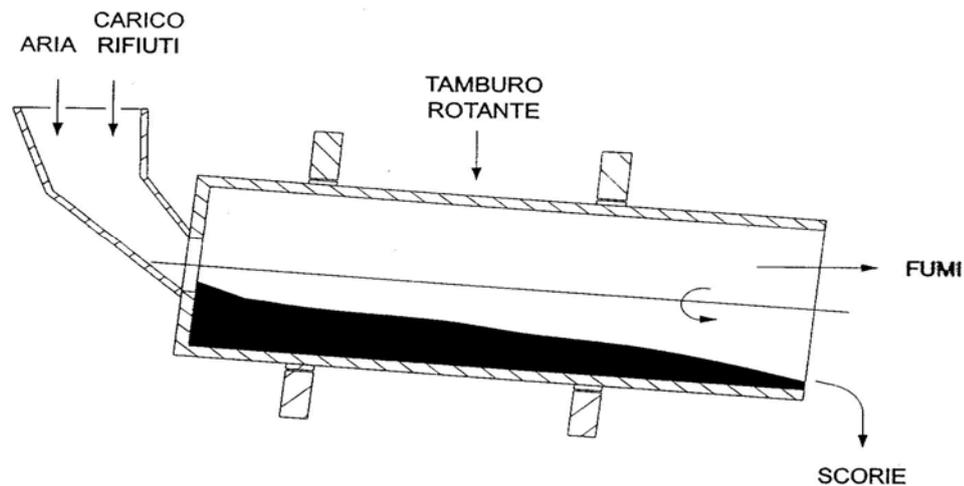


Figura 10 - Forno a tamburo rotante

Lo sforzo tecnologico degli ultimi anni incentrato al miglioramento della termodistruzione dei R.S.U. ha creato a sistemi di termovalorizzazione che contemplano la combustione di una frazione, opportunamente trattata, dei rifiuti.

Si è presa coscienza che, come anticipato, i rifiuti sono di fatto un combustibile di discreta qualità, il cui potere calorifero è sensibilmente aumentato nel corso dell'ultimo ventennio rendendo così molto più conveniente la loro termovalorizzazione. In pratica, invece di bruciare il rifiuto tal quale, lo si sottopone ad una serie di processi di natura fisico-meccanica, che consentono di ottenere un combustibile costituito prevalentemente dalle componenti a più elevato potere calorifico presenti nel rifiuto grezzo.

Il primo vantaggio che emerge dall'adozione di tale tecnica di recupero energetico, è quello associato al possibile impiego per la combustione di forni a letto fluido.

Si tratta di particolari combustori di tecnologia innovativa caratterizzati da bassissime emissioni inquinanti e da ottimi rendimenti di combustione. Ulteriori vantaggi sono legati ad un'uniforme e relativamente bassa (700-900) temperatura di combustione, coefficienti di scambio elevatissimi di 250-700W/m² °C contro 70-100 ottenuti da uno scambio tra gas-tubo,

inoltre è elevato anche il termine conduttivo di scambio legato al contatto tra materiale fluidizzato e tubo.

In tale forno, viene insufflata aria di combustione in modo tale che venga a contatto con il letto solido. Tale letto è costituito dai rifiuti stessi, da sostanze inerti (generalmente sabbia) in presenza di materiale basico (carbonato di sodio o calcio). I rifiuti qui utilizzati, devono essere preventivamente trattati, giacché le loro pezzature, devono essere specifiche.

L'aria insufflata nel reattore, viene messa in contatto con il solido in modo da far avvenire la reazione di combustione, inoltre questa è immessa ad una velocità tale da trovarsi in quel campo di funzionamento in cui la spinta dell'aria bilancia il peso del solido, questo provoca un allontanamento relativo delle particelle solide e quindi un aumento di volume del letto. Dopo che il gas ha incontrato il solido e che sono avvenute le reazioni di combustione, il gas procede verso la regione superiore dove perde progressivamente i solidi che, per gravità, ricadono sul pelo libero del letto. Il combustibile, può essere alimentato dall'alto del forno o dalla parte inferiore della zona di combustione. Le pareti del letto sono generalmente costituite da tubi percorsi da acqua, inoltre il prelievo di calore, può avvenire immergendo direttamente nel letto di combustione delle serpentine percorse da acqua o altri fluidi refrigeranti.

E' possibile ottenere un accurato controllo delle emissioni ed immettendo direttamente sostanze adsorbenti, i prodotti inquinanti della combustione sono neutralizzati prima di essere immessi nell'atmosfera ed è perciò possibile incenerire anche sostanze inquinanti. Tale sistema, tecnicamente valido è però assai più costoso degli altri inceneritori (nel rapporto di almeno 1:2), poiché esso richiede tutta una serie di apparecchiature di preparazione del combustibile a monte che lo rendono particolarmente oneroso. Ulteriori problemi, potrebbero nascere da un utilizzo di una non corretta pezzatura dei rifiuti, che potrebbero essere trasportati all'esterno come incombusti, inoltre la perdita delle proprietà dei materiali inerti presenti nel letto è un aspetto non marginale legato sia all'onere di un'eventuale rigenerazione e/o sostituzione di tale materiale che ad una non efficiente combustione. Analogamente a quanto fatto in precedenza riportiamo di seguito lo schema del forno a letto fluido.

FORNO A LETTO FLUIDO

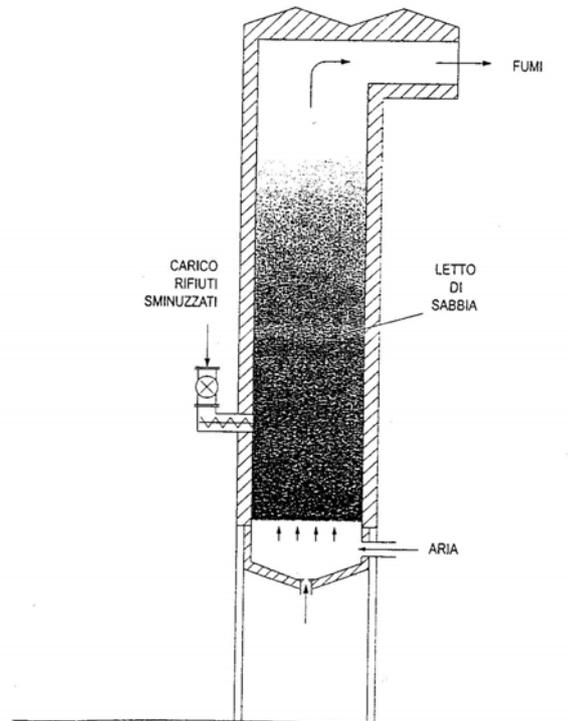


Figura 11 - Forno a letto fluido

Che venga adottato un sistema con un forno a griglia, a tamburo oppure a letto fluido si ha comunque che l'energia termica recuperata con tali parti d'impianto consente la produzione di vapor d'acqua, a mezzo scambiatori, da impiegare per la movimentazione del gruppo turboalternatore, preposto alla produzione di energia elettrica da immettere in rete.

In più se si aggiunge la considerazione che le ceneri derivanti dalla combustione dei rifiuti immessi in tali sistemi possono essere posti in discarica talvolta anche senza la necessità di subire un trattamento di inertizzazione si intuisce come i benefici derivanti da tale tipologia d'impianto risultino di gran lunga superiori agli svantaggi legati alla complicazione della gestione del flusso e delle operazioni di trattamento dei rifiuti.

4. Considerazioni conclusive

Al termine di questo capitolo, in base a quanto visto nei precedenti paragrafi, è possibile sintetizzare che esistono dei modi di progettare impianti di trattamento rifiuti che possono fornire soluzioni per scopi specifici. La varietà di tecnologie disponibili per lo screening, lo smistamento ed il trattamento dei materiali si prestano alla progettazione sempre più accurata di impianti, attraverso l'integrazione di differenti elementi complementari tra loro, il cui fine è quello del deposito in discarica senza alcun rischio ambientale con o senza attuazione di recupero energetico.

Rispetto ai rifiuti in ingresso, circa il 25 -30% in peso del materiale avrebbe ancora bisogno di essere conferito in discarica. Tuttavia, il 63-74% di questo materiale sarebbe stabilizzato con un impatto ambientale molto ridotto una volta interrato. Un altro 16-20% sarebbe sabbia del digestore. Quindi, sia la quantità del materiale da mettere in discarica, quanto il suo potenziale inquinante sarebbero molto ridotti. In più, a seguito di una politica di termovalorizzazione, sarebbe possibile recuperare una parte del valore di tali rifiuti e, soprattutto per paesi come l'Italia in cui le fonti energetiche scarseggiano, avere a disposizione una risorsa energetica autoctona, da fonte rinnovabile, capace di limitare una, seppur piccola, parte dell'energia annualmente acquistata da altri Paesi.

Capitolo III

Fenomenologie della combustione stazionaria di combustibili gassosi e pulverulenti con specie chimiche diverse dal carbonio e dall'idrogeno e corrispondenti impatti ambientali

Definite le metodologie di trattamento dei rifiuti ed analizzati i relativi processi di trasformazione in questo capitolo verranno brevemente trattate le proprietà delle biomasse attinenti alla combustione, ivi compresa la formazione d'inquinanti.

1. Combustione delle biomasse

Le composizioni delle biomasse, tra le tipologie combustibili, sono variabili, soprattutto per quanto riguarda i costituenti inorganici, rilevanti per i problemi critici dell'incrostazione e formazione di scorie. I metalli alcalini ed alcalino-terrosi, in combinazione con altri elementi combustibili, quali ad esempio silice e zolfo ed agevolati dalla presenza del cloro, sono responsabili di molte reazioni indesiderabili all'interno delle camere di combustione e delle caldaie degli impianti di produzione di energia. Una riduzione della concentrazione dei metalli alcalini e del cloro, ottenuta tramite lisciviazione⁵ con acqua degli elementi provenienti dal combustibile, induce notevoli miglioramenti delle temperature di fusione delle ceneri e conferma molto di quanto viene asserito a proposito dell'inclinazione a produrre incrostazioni dei combustibili da biomassa. Ulteriori influssi esercitati dalla composizione delle biomasse sono quelli registrati per quanto concerne le velocità di combustione e le emissioni inquinanti. Procedure standardizzate di ingegneria che espongono protocolli di

⁵ La **lisciviazione**, nella terminologia chimica definisce il processo, detto anche di *estrazione solido-liquido*, consistente nella separazione di uno o più componenti solubili da una massa solida mediante un solvente. Viene spesso utilizzato in metallurgia, ad esempio nei processi di produzione del rame o dell'argento.

analisi ed interpretazioni, possono rivelarsi utili nella riduzione degli impatti sfavorevoli e dei costi di produzione e pertanto viene incoraggiato un ulteriore sviluppo in tale direzione.

Prima dell'industrializzazione, l'energia totale nella biomassa era alquanto in eccesso rispetto alle necessità umane. Attualmente, il totale è solo poco più di tre volte il consumo totale da parte dell'uomo di energia commerciale non alimentare, comprensiva di tutte le forme – fossile, nucleare, geotermica, gravitazionale, così come quella solare. Le biomasse contribuiscono per il 6% al consumo globale di energia non alimentare, in gran parte attraverso una primitiva combustione a bassa efficienza e ad alto impatto inquinante, in fuochi scarsamente controllati per cuocere e produrre calore, che pur tuttavia forniscono sostentamento alla maggior parte della popolazione mondiale. I perfezionamenti tecnici del contributo delle biomasse ai fabbisogni energetici commerciali sono focalizzati sul miglioramento sia dell'efficienza che degli impatti ambientali della trasformazione delle biomasse. A tal fine, è importante raggiungere una migliore comprensione delle proprietà delle biomasse e del loro ruolo nel corso della trasformazione. A tal proposito, si cercherà di capire non solo come le tecnologie di conversione possano essere adattate alle proprietà dei combustibili da biomassa, ma come le proprietà del combustibile possano essere variate per meglio adattarsi alla tecnologia di conversione scelta

Si tenterà in questa sede di elencare brevemente alcune delle proprietà importanti per la combustione, soprattutto a proposito dell'impiego della biomassa nella produzione di energia elettrica. Poiché l'industria della produzione di energia che impiega combustibile da biomassa si è molto ampliata negli ultimi decenni, la varietà dei tipi di combustibile impiegati si è altrettanto estesa, spesso con impatti imprevisti e indesiderabili sul funzionamento degli impianti. Sebbene il comportamento fondamentale di combustione dei combustibili da biomassa abbia ricevuto da qualche tempo una crescente attenzione, non rimane alcuna esauriente raccolta delle proprietà di combustione e neanche un generale riconoscimento dell'importanza di alcune proprietà per il progetto e la realizzazione di impianti. Obiettivo di quanto riportato in queste pagine è quello di stimolare un più ampio sviluppo degli standard industriali nell'analisi, presentazione ed interpretazione delle proprietà delle biomasse.

2. Metodi analitici per la determinazione delle proprietà delle biomasse

La combustione è, come vedremo più dettagliatamente, un fenomeno complesso che implica il simultaneo e accoppiato trasferimento di materia e calore per mezzo di una reazione chimica e di una portata di fluido. La sua previsione a scopi di progetto e monitoraggio richiede la conoscenza delle proprietà del combustibile e del modo in cui esse influenzano l'esito del processo di combustione. Una reazione globale rappresentativa della combustione di un combustibile da biomassa con l'aria, potrebbe assumere la forma seguente, nella quale il primo composto reagente è un combustibile da biomassa:

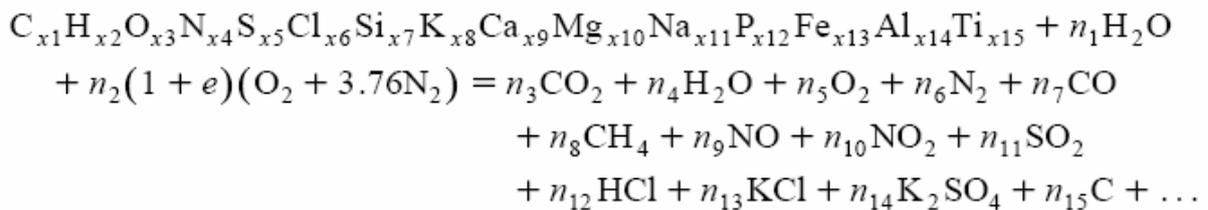


Tabella 4-

		Hybrid poplar	Rice straw	Rice/Poplar
C	x_1	4.1916	3.2072	0.77
H	x_2	6.0322	5.1973	0.86
O	x_3	2.5828	2.8148	1.09
N	x_4	0.0430	0.0625	1.45
S	x_5	0.0006	0.0057	9.50
Cl	x_6	0.0003	0.0165	55.00
Si	x_7	0.0057	0.5000	87.72
K	x_8	0.0067	0.0592	8.84
Ca	x_9	0.0337	0.0141	0.42
Mg	x_{10}	0.0205	0.0135	0.66
Na	x_{11}	0.0002	0.0079	39.50
P	x_{12}	0.0012	0.0086	7.17
Fe	x_{13}	0.0007	0.0029	4.14
Al	x_{14}	0.0008	0.0073	9.13
Ti	x_{15}	0.0002	0.0004	2.00

L'inclusione di 15 elementi nella formula empirica appena vista per il combustibile risulta incompleta. Ce ne sono infatti molti di più, alcuni dei quali risultano importanti ai fini dell'esito della combustione della biomassa. I metalli pesanti, per esempio, esercitano una notevole influenza sullo smaltimento delle ceneri, tuttavia non sono inclusi nella struttura degli elementi sopra riportata. Il secondo termine reagente esprime l'umidità contenuta nel combustibile, la quale può essere estremamente variabile, almeno entro certi limiti. Se è presente troppa umidità, il combustibile non reagisce spontaneamente. L'aria è rappresentata dal terzo termine, sebbene questo sia ancora una semplificazione, poiché si ha la semplice mescolanza binaria di ossigeno e azoto nel rapporto volumetrico di 21% a 79%. Di certo l'aria comprende molti più costituenti, ma questi non risultano essere così importanti in una prima grossolana analisi (sebbene non debba sfuggire all'attenzione il fatto che la presenza, anche in concentrazioni molto basse, di alcuni gas, molti dei quali forniti proprio dalla combustione delle biomasse, incide notevolmente sulle proprietà radiative dell'atmosfera).

Il lato della reazione contenente i prodotti di reazione risulta complesso. I prodotti principali sono quelli che appaiono per primi, ma esiste un gran numero di prodotti importanti per il buon funzionamento di un sistema commerciale per la combustione della biomassa, compresi gli inquinanti atmosferici "principali", come per esempio CO, idrocarburi (HC), ossidi di azoto e zolfo ed altri ancora, così come le reazioni tra specie inorganiche che conducono alla formazione di incrostazioni e scorie, come per esempio i cloruri alcalini, solfati, carbonati e silicati. La chimica dettagliata che descrive la semplice reazione globale sopra riportata è lontana dall'essere compresa. Fare generalizzazioni e raccomandazioni ingegneristiche riguardanti il progetto dei sistemi di combustione delle biomasse, è reso difficoltoso dalla composizione variabile della biomassa, come indicato dai coefficienti degli elementi per il legno proveniente dal "pioppo ibrido" e per i combustibili erbacei ed infine dalla paglia di riso mostrati nella tabella riportata sotto la formula 1. Sebbene ci siano molte caratteristiche comuni, esistono anche molte differenze.

La biomassa è simile ad altri tipi di combustibile per quanto riguarda la necessità di metodi standardizzati di analisi, che conducano ad un'accurata e coerente valutazione delle proprietà del combustibile. In tabella 1 sono raggruppati alcuni metodi frequentemente usati, allo scopo di valutare le più importanti proprietà dei combustibili da biomassa.

Tabella 1 - Metodi per l'analisi dei combustibili da biomasse

Property	Analytical method
Heating value	ASTM ABBE
Particle size distribution	ASTM E828
Bulk density	ASTM E873
<i>Proximate composition</i>	
Moisture	ASTM E871
Ash	ASTM E830 (575°C) ASTM D1102 (600°C)
Volatiles	ASTM E872/E897
Fixed carbon	by difference
<i>Ultimate elemental</i>	
C,H	ASTM E777
N	ASTM E778
S	ASTM E775
Cl	ASTM E776
Ash elemental	ASTM D3682 ASTM D2795 various unnumbered methods ^a wet ashing preferred ASTM D4278 AOAC 14.7 microwave digest
Ash fusibility	ASTM E953/D1857 ^b Ash sinter test ^a Fuel pellet test ^c
Water soluble alkali	unnumbered method ^a
Chemical fractionation	unnumbered method ^a
Metals	ASTM E885

Un certo numero di metodi è anche descritto da Milne et al. Alcuni di tali metodi sono stati messi a punto per altri combustibili, come per esempio il carbone, ma risultano applicabili più in generale e si sono rivelati adeguarsi altrettanto bene per le biomasse. Altri metodi hanno riscontrato meno successo nella loro applicazione alle biomasse ed è pertanto auspicabile un ulteriore sviluppo. In particolar modo, metodi standard per valutare il comportamento incrostante delle biomasse e la loro tendenza a produrre scorie derivanti dalle trasformazioni con i costituenti inorganici – problema, questo, tra i più critici in assoluto nella combustione della biomassa – spesso falliscono nel prevedere tale comportamento all'interno delle camere di combustione.

Molte proprietà basilari delle biomasse sono state determinate per un ampio range di tipi di combustibili. Raggruppamenti dei vari tipi appaiono in letteratura (vedi, per esempio, Rif. [4-

6,1,7] e i riferimenti bibliografici contenuti all'interno). Tali proprietà comprendono: il contenuto di umidità, il potere calorifico, la composizione degli elementi, la densità di massa, il peso specifico, la conduttività termica ed altre proprietà meccaniche, acustiche ed elettriche. Molte di tali proprietà sono state determinate solo per la biomassa nel suo stato originario ed a temperatura ambiente. In corrispondenza di temperature elevate, le proprietà rilevanti ai fini della modellazione della combustione delle biomasse, risultano sviluppate solo parzialmente. Nella determinazione di tali proprietà, sorgono difficoltà a causa della decomposizione della biomassa che ha luogo per il riscaldamento e per la reazione.

Il rapido sviluppo della biomassa nell'industria nel corso degli ultimi decenni ha aumentato in maniera significativa le informazioni disponibili e gli sforzi in questo settore continuano a crescere. Di recente interesse cruciale, sono la composizione del combustibile ed i suoi effetti sull'incrostazione, la corrosione, le emissioni inquinanti ed anche sulla previsione delle velocità di reazione.

3. Composizione della biomassa

La fotosintesi consiste nella produzione di carboidrati strutturali e non strutturali che costituiscono i tessuti delle piante. Le componenti della biomassa comprendono cellulosa, emicellulose, lignina, lipidi, proteine, zuccheri semplici, amidi, acqua, HC, cenere ed altri componenti. Le concentrazioni di ciascuna classe di componenti variano a seconda della specie, del tipo di tessuto della pianta, della fase e delle condizioni di crescita. La cellulosa è un polisaccaride lineare di unità glucopiranosio β -D legate con legami glucosidici (1-4). Le emicellulose sono polisaccaridi di composizione variabile comprendenti cinque oppure sei unità monosaccaridi di carbonio. La lignina è un polimero irregolare di unità di fenilpropano [8-12]. Le piante che producono grandi quantità di zuccheri liberi, come per esempio la canna da zucchero ed il sorgo dolce, ben si prestano a fungere da approvvigionamento alimentare per la fermentazione, come lo sono le colture di amido come per esempio il granturco ed altri frumenti. Le lignine non sono ancora generalmente considerate fermentabili e pertanto per la loro trasformazione si fa usualmente ricorso a mezzi di tipo termochimico. Tipicamente, il 60%-80% della massa di approvvigionamento alimentare è alla fine fermentabile. La combustione può essere applicata o alla conversione diretta dell'intera biomassa oppure alle parti che rimangono in seguito ad una qualche sorta di separazione di tipo biochimico, come

per esempio la fermentazione. La combustione, a differenza dei metodi di conversione di tipo biochimico e di qualche altro di tipo termochimico, è fondamentalmente non selettiva nel suo consumo della biomassa ed ha per conseguenza quella di ridurre l'intero combustibile a prodotti semplici. Ciò non sta a significare che la complessa struttura della biomassa non esercita influenze significative sul suo comportamento di combustione.

A causa della struttura di carboidrato, la biomassa è altamente ossigenata in confronto ai combustibili fossili tradizionali compresi i liquidi HC e i carboni. Tipicamente, dal 30 al 40% in peso della massa secca nella biomassa è ossigeno. Il principale costituente della biomassa è il carbonio, che costituisce dal 30 al 60 % in peso della massa secca, a seconda del contenuto di cenere. Tra i componenti organici, l'idrogeno è il terzo componente più importante, costituendo tipicamente dal 5 al 6% della massa secca. Anche l'azoto, lo zolfo e il cloro possono essere trovati in una certa quantità, usualmente al di sotto dell'1% della massa secca ma occasionalmente anche molto al di sopra. Questi ultimi sono importanti nella formazione di emissioni inquinanti ed inoltre lo zolfo e il cloro in alcune reazioni della cenere portano alla formazione di incrostazioni e scorie. L'azoto è un macronutriente per le piante ed è critico per la loro crescita. Alcuni elementi inorganici possono ugualmente essere riscontrati ad elevate concentrazioni. Nei tessuti la cui crescita è annuale, le concentrazioni del potassio macronutriente frequentemente eccedono l'1% della massa secca. In alcune graminacee (erbe e paglie), il silicio è il terzo componente più abbondante (nella paglia di riso, il silicio raggiunge il 10 ÷ 15% della massa secca).

Le composizioni di materiali di biomassa selezionati sono elencate nella tabella 2, comprendendo miscele di alcuni combustibili sperimentati in impianti di potenza commerciali che funzionano con biomassa.

Tabella 2 - Composizione, potere calorifico e indice d'alcalinità per i combustibili selezionati

	Alfalfa stems	Wheat straw	Rice hulls	Rice straw	Switch-grass	Sugar cane bagasse	Willow wood	Hybrid poplar
<i>Proximate analysis (% dry fuel)</i>								
Fixed carbon	15.81	17.71	16.22	15.86	14.34	11.95	16.07	12.49
Volatile matter	78.92	75.27	63.52	65.47	76.69	85.61	82.22	84.81
Ash	5.27	7.02	20.26	18.67	8.97	2.44	1.71	2.70
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
<i>Ultimate analysis (% dry fuel)</i>								
Carbon	47.17	44.92	38.83	38.24	46.68	48.64	49.90	50.18
Hydrogen	5.99	5.46	4.75	5.20	5.82	5.87	5.90	6.06
Oxygen (diff.)	38.19	41.77	35.47	36.26	37.38	42.82	41.80	40.43
Nitrogen	2.68	0.44	0.52	0.87	0.77	0.16	0.61	0.60
Sulfur	0.20	0.16	0.05	0.18	0.19	0.04	0.07	0.02
Chlorine	0.50	0.23	0.12	0.58	0.19	0.03	< 0.01	0.01
Ash	5.27	7.02	20.26	18.67	8.97	2.44	1.71	2.70
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
<i>Elemental composition of ash (%)</i>								
SiO ₂	5.79	55.32	91.42	74.67	65.18	46.61	2.35	5.90
Al ₂ O ₃	0.07	1.88	0.78	1.04	4.51	17.69	1.41	0.84
TiO ₂	0.02	0.08	0.02	0.09	0.24	2.63	0.05	0.30
Fe ₂ O ₃	0.30	0.73	0.14	0.85	2.03	14.14	0.73	1.40
CaO	18.32	6.14	3.21	3.01	5.60	4.47	41.20	49.92
MgO	10.38	1.06	< 0.01	1.75	3.00	3.33	2.47	18.40
Na ₂ O	1.10	1.71	0.21	0.96	0.58	0.79	0.94	0.13
K ₂ O	28.10	25.60	3.71	12.30	11.60	0.15	15.00	9.64
SO ₃	1.93	4.40	0.72	1.24	0.44	2.08	1.83	2.04
P ₂ O ₅	7.64	1.26	0.43	1.41	4.50	2.72	7.40	1.34
CO ₂ /other	14.80						18.24	8.18
Total	100.00	100.00	100.64	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
Undetermined	11.55	1.82	-0.64	2.68	2.32	1.39	8.38	1.91
<i>Higher heating value (constant volume)</i>								
MJ/kg	18.67	17.94	15.84	15.09	18.06	18.99	19.59	19.02
Btu/lb	8025	7714	6811	6486	7766	8166	8424	8178
<i>Alkali index (as oxide)</i>								
(kg alkali/GJ)	0.82	1.07	0.50	1.64	0.60	0.06	0.14	0.14
(lb alkali/MM Btu)	1.92	2.49	1.17	3.82	1.41	0.15	0.32	0.32

	Almond shells	Almond hulls	Pist. shells	Olive pits	Demol. wood	Yard waste	Fir mill	Mixed paper	RDF
<i>Proximate analysis (% dry fuel)</i>									
Fixed carbon	20.71	20.07	16.95	16.28	12.32	13.59	17.48	7.42	0.47
Volatile matter	76.00	73.80	81.64	82.00	74.56	66.04	82.11	84.25	73.40
Ash	3.29	6.13	1.41	1.72	13.12	20.37	0.41	8.33	26.13
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
<i>Ultimate analysis (% dry fuel)</i>									
Carbon	49.30	47.53	50.20	52.80	46.30	41.54	51.23	47.99	39.70
Hydrogen	5.97	5.97	6.32	6.69	5.39	4.79	5.98	6.63	5.78
Oxygen (diff.)	40.63	39.16	41.15	38.25	34.45	31.91	42.10	36.84	27.24
Nitrogen	0.76	1.13	0.69	0.45	0.57	0.85	0.06	0.14	0.80
Sulfur	0.04	0.06	0.22	0.05	0.12	0.24	0.03	0.07	0.35
Chlorine	< 0.01	0.02	< 0.01	0.04	0.05	0.30	0.19		
Ash	3.29	6.13	1.41	1.72	13.12	20.37	0.41	8.33	26.13
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
<i>Elemental composition of ash (%)</i>									
SiO ₂	8.71	9.28	8.22	30.82	45.91	59.65	15.17	28.10	33.81
Al ₂ O ₃	2.72	2.09	2.17	8.84	15.55	3.06	3.96	52.56	12.71
TiO ₂	0.09	0.05	0.20	0.34	2.09	0.32	0.27	4.29	1.66
Fe ₂ O ₃	2.30	0.76	35.37	6.58	12.02	1.97	6.58	0.81	5.47
CaO	10.50	8.07	10.01	14.66	13.51	23.75	11.90	7.49	23.44
MgO	3.19	3.31	3.26	4.24	2.55	2.15	4.59	2.36	5.64
Na ₂ O	1.60	0.87	4.50	27.80	1.13	1.00	23.50	0.53	1.19

Tabella 2 - Continuo

	Almond shells	Almond hulls	Pist. shells	Olive pits	Demol. wood	Yard waste	Fir mill	Mixed paper	RDF
K ₂ O	48.70	52.90	18.20	4.40	2.14	2.96	7.00	0.16	0.20
SO ₃	0.88	0.34	3.79	0.56	2.45	2.44	2.93	1.70	2.63
P ₂ O ₅	4.46	5.10	11.80	2.46	0.94	1.97	2.87	0.20	0.67
CO ₂ /other	17.38	20.12					18.92		
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
Undetermined	-0.53	-2.89	2.48	-0.70	1.71	0.73	2.31	1.80	12.58
<i>Higher heating value (constant volume)</i>									
MJ/kg	19.49	18.89	18.22	21.59	18.41	16.30	20.42	20.78	15.54
Btu/lb	8378	8119	7831	9282	7916	7009	8779	8934	6679
<i>Alkali index (as oxide)</i>									
(kg alkali/GJ)	0.85	1.75	0.18	0.26	0.23	0.49	0.06	0.03	0.23
(lb alkali/MMBtu)	1.98	4.06	0.41	0.60	0.54	1.15	0.14	0.06	0.54
Biomass power plant fuel blends							Coal (lvb) ^a	Lignite ^b	
	Urban/ (1) Ag wood	Urban/ (2) Ag wood	Urban/ wood	Wood/ pit	Wood/ Al. hull	Wood/ Wheat straw			
<i>Proximate analysis (% dry fuel)</i>									
Fixed carbon	19.79	16.93	15.23	18.10	15.94	16.67	77.00	43.44	
Volatile matter	75.89	80.57	79.23	76.77	77.28	75.14	18.49	42.95	
Ash	4.32	2.50	5.54	5.13	6.78	8.19	4.51	13.69	
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.08	
<i>Ultimate analysis (% dry fuel)</i>									
Carbon	51.44	49.69	48.77	48.62	47.45	47.48	87.52	60.97	
Hydrogen	5.67	5.87	5.76	5.78	5.53	5.81	4.26	4.07	
Oxygen (diff.)	38.12	41.52	39.53	39.73	39.54	37.92	1.55	18.50	
Nitrogen	0.41	0.33	0.27	0.65	0.59	0.35	1.25	1.02	
Sulfur	0.03	0.04	0.07	0.06	0.08	0.12	0.75	1.81	
Chlorine	0.01	0.05	0.06	0.03	0.03	0.13	0.16	0.04	
Ash	4.32	2.50	5.54	5.13	6.78	8.19	4.51	13.69	
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.10	
<i>Elemental composition of ash (%)</i>									
SiO ₂	39.96	28.81	55.12	52.55	45.60	55.50	37.24	20.93	
Al ₂ O ₃	12.03	8.47	12.49	13.15	10.75	9.37	23.73	13.78	
TiO ₂	0.87	0.83	0.72	0.43	0.54	0.50	1.12	0.41	
Fe ₂ O ₃	7.43	3.28	4.51	8.18	4.06	4.77	16.83	12.08	
CaO	19.23	27.99	13.53	10.06	18.96	11.04	7.53	16.13	
MgO	4.30	4.49	2.93	3.27	4.22	2.55	2.36	4.40	
Na ₂ O	1.53	3.18	3.19	5.90	3.08	2.98	0.81	6.41	
K ₂ O	5.36	8.86	4.78	5.04	6.26	6.40	1.81	0.22	
SO ₃	1.74	2.00	1.92	2.10	2.06	1.80	6.67	24.27	
P ₂ O ₅	1.50	2.57	0.88	1.90	1.47	1.04	0.10	0.00	
CO ₂ /other	6.05	6.07							
Total	100.00	100.00	100.07	100.00	100.00	100.00	98.20	98.63	
Undetermined	0.00	3.45	-0.07	-2.58	3.00	4.05	1.80	1.37	
<i>Higher heating value (constant volume)</i>									
MJ/kg	20.50	19.49	19.45	19.66	15.89	18.80	35.01	23.35	
Btu/lb	8815	8379	8361	8450	6829	8083	15052	10040	
<i>Alkali index (as oxide)</i>									
(kg alkali/GJ)	0.15	0.15	0.23	0.29	0.40	0.41	0.03	0.39	
(lb alkali/MM Btu)	0.34	0.36	0.53	0.66	0.93	0.95	0.08	0.90	

^aLow volatile bituminous.

^bSee Ref. [13].

A scopi comparativi, sono incluse le composizioni di alcuni carboni.

I combustibili di biomassa possono essere divisi, in modo abbastanza generale, in quattro classi primarie:

1. legno e materiali derivati dal legno,
2. erbacee ed altri materiali dalla crescita annuale, come per esempio paglie, erbe, foglie,

3. sottoprodotti e residui dell'agricoltura, comprendenti gusci, scorze, semi e letame animale
4. combustibili derivati da rifiuti (CDR) e carta da rifiuto oppure non riciclabile, spesso mischiata alla plastica.

Quest'ultima classe viene spesso esclusa dalla categoria delle biomasse ma la sua origine, ad eccezione di quel che riguarda le materie plastiche in essa mescolate, è appropriata per poterla considerare un tipo di biomassa. Una quinta classe, quella dei materiali energetici comprendenti i combustibili per gli endoreattori, sta sorgendo quale parte delle miscele di combustibili per gli impianti di biomassa. Le proprietà di tali materiali possono essere significativamente diverse da quelle dei materiali tradizionali di biomassa. Le distinzioni tra le prime tre classi - legnami, materiali erbacei e sottoprodotti dell'agricoltura - sono maggiormente basate sulle composizioni strutturali delle emicellulose, cellulose e lignina e sulla concentrazione e composizione dei materiali inorganici.

I rapporti molari di ossigeno e idrogeno sul carbonio per un ampio range di combustibili di biomassa sono rappresentati nella figura 1.

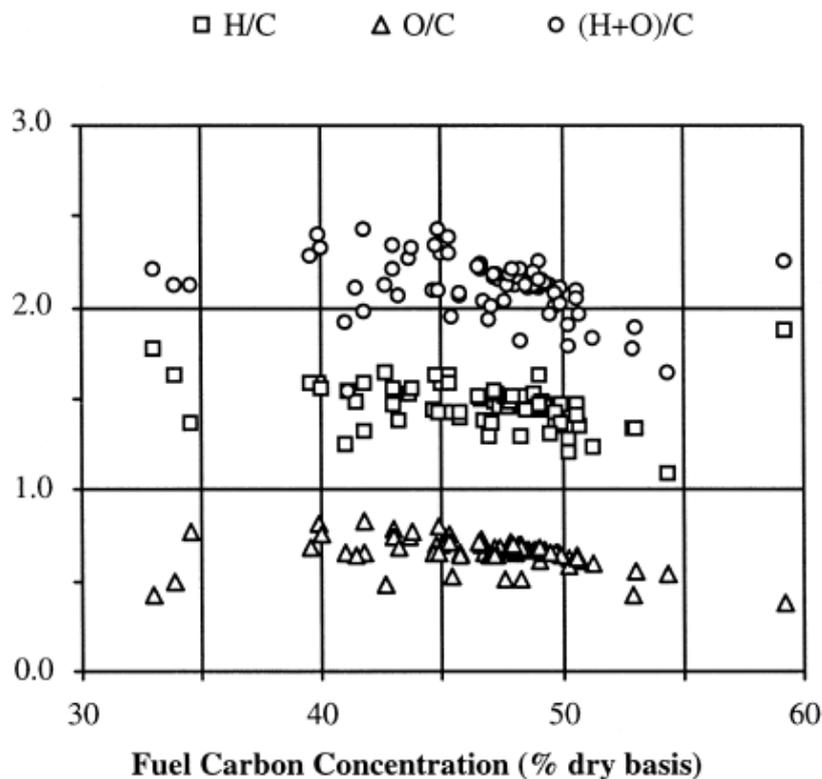


Figura 1 - Rapporti molari di idrogeno e ossigeno sul carbonio nelle biomasse

L'entità della variazione non è particolarmente grande se si considera il range di materiali differenti esaminati. La biomassa è confrontata con altri combustibili nel cosiddetto diagramma di carbonizzazione [14] della figura 2.

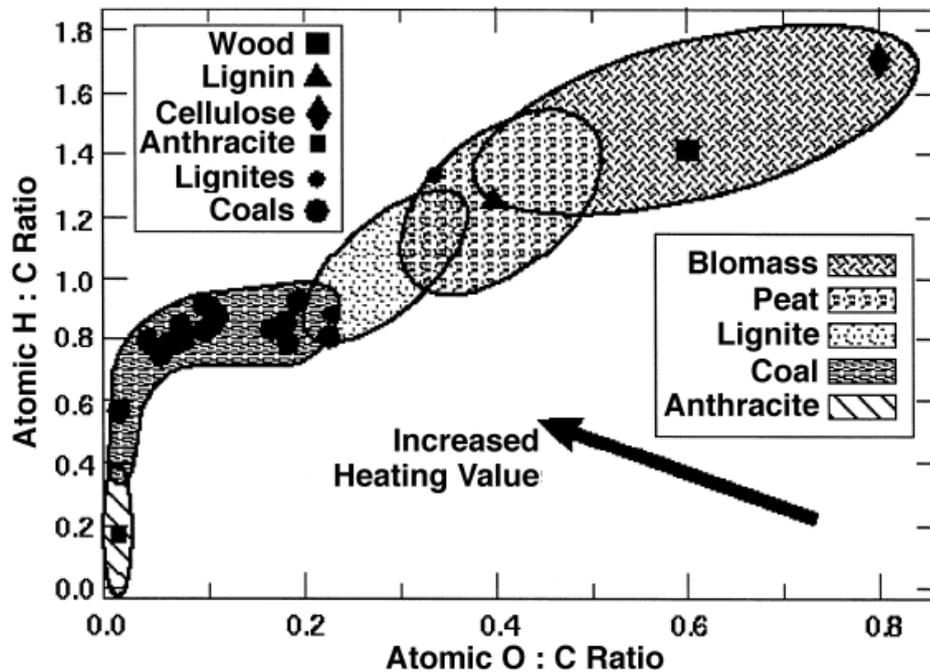


Figura 2 - Diagramma di carbonizzazione che mostra le differenze di composizione tra carboni e biomassa

In figura sono rappresentati contorni approssimativi tra le differenti classi di combustibili solidi. Tale tipo di diagramma può essere impiegato per trarre conclusioni sulla struttura chimica, su alcuni aspetti della combustione e sugli aspetti inorganici dei combustibili [7]. Il materiale inorganico presente all'interno della biomassa può essere suddiviso in due frazioni, una delle quali è intrinseca del combustibile e l'altra è aggiunta al combustibile attraverso fasi di processo. Quest'ultima – materiale avventizio come per esempio lo sporco – spesso dà luogo alla frazione più consistente del contenuto di ceneri dei combustibili di legno impiegati negli impianti di potenza e trae origine dal trascinarsi e da altre operazioni nel corso delle quali il suolo viene incorporato nel combustibile. La sua composizione è tipicamente diversa da quella dei materiali intrinseci, così come la modalità di formazione degli elementi.

La materia inorganica intrinseca è più intimamente distribuita attraverso il combustibile e a volte viene indicata come materia dispersa a livello atomico. Gli elementi comprendenti Si, K, Na, S, Cl, P, Ca, Mg, Fe sono coinvolti in reazioni che conducono alla formazione di

incrostazioni di cenere e di scorie ed i principali meccanismi che descrivono tali fenomeni all'interno dei combustori alimentati a biomasse sono stati compresi ed analizzati oggigiorno ragionevolmente bene [14, 15, 1, 7, 16]. Le descrizioni della chimica dettagliata e dei mezzi per tenere sotto controllo oppure per mitigare questi processi, diversamente da quanto avviene per la selezione dei combustibili, sono tuttavia ancora lontani dall'essere realizzati. Dimostrazioni più recenti degli impatti della rimozione dalla biomassa di alcuni elementi sulla tendenza ad incrostare e formare scorie [17, 2, CSM], danno conferma di buona parte di quanto ci si è resi conto circa i meccanismi implicati.

Il rilascio, da parte di una particella di combustibile, di materia inorganica dispersa a livello atomico risulta influenzato sia dalla sua volatilità intrinseca sia dalle reazioni delle porzioni organiche del combustibile. Il materiale intrinsecamente volatile alle temperature di combustione comprende i derivati di alcuni dei metalli alcalini e alcalino-terrosi, in particolar modo sodio e potassio. Il materiale non volatile può essere rilasciato tramite il trasporto convettivo che ha luogo nel corso della pirolisi rapida. La quantità di combustibile persa durante la fase di pirolisi della combustione cresce all'aumentare del rapporto di idrogeno su carbone e, in minor grado, di quello di ossigeno su carbone. Mentre i carboni di antracite tipicamente perdono meno del 10% della loro massa nel corso della pirolisi e i carboni bituminosi perdono tra il 5 e il 65% della loro massa, le ligniti, le torbe e le biomasse possono perdere più del 90% della loro massa durante la prima fase di combustione. Tipicamente, la perdita di volatili durante la prima pirolisi della biomassa è del 75% circa. La combinazione di elevati contenuti di ossigeno e di materia organica volatile all'interno della biomassa indica la potenziale formazione di grandi quantità di vapori inorganici nel corso della combustione. Gli elementi alcalini vengono anche direttamente vaporizzati alle normali temperature di funzionamento delle camere di combustione, come messo in evidenza dalle differenze tra le determinazioni standard del contenuto di ceneri condotte a 575°C (come raccomandato per i CDR) e a 750°C (temperatura standard per il carbone). A seguito del riscaldamento, è stato osservato che la cenere proveniente dalla paglia di grano può perdere fino al 40% in peso tra i 575°C e i 1000°C [2].

I combustibili erbacei contengono silicio e potassio quali costituenti principalmente responsabili della formazione delle ceneri. Presentano comunemente anche un elevato contenuto di cloro in confronto ad altri combustibili da biomassa. Tali proprietà preannunciano problemi di deposizione delle ceneri potenzialmente gravosi alle temperature di combustione elevate o moderate.

Le fonti primarie di tali problemi sono:

1. la reazione degli alcalini con silice, con formazione di silicati alcalini che fondono o rammolliscono alle basse temperature (la temperatura può essere inferiore ai 700°C, dipende dalla composizione)
2. la reazione degli alcalini con lo zolfo, con formazione dei solfati alcalini sulle superfici di trasferimento di calore del combustore.

Il materiale alcalino gioca un ruolo centrale in entrambi i processi. Il potassio è la fonte dominante degli alcalini nella maggior parte dei combustibili da biomassa. Le differenze tra le tipologie di combustibile sono rappresentate in figura 3, nella quale viene diagrammata la percentuale di K_2O nelle ceneri in funzione del contenuto di ceneri del combustibile.

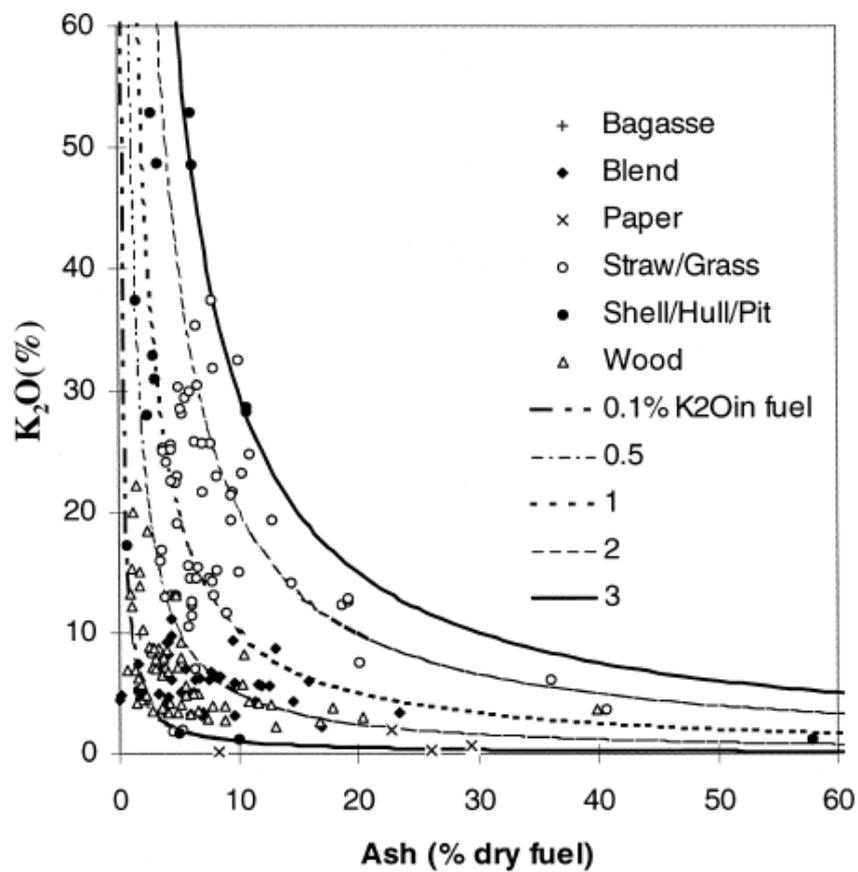


Figura 3 - Concentrazioni dell'ossido di potassio in relazione al contenuto di ceneri della biomassa. Le curve sono isoplete di concentrazione per l'ossido di potassio nel combustibile.

Le curve iperboliche diagrammate in figura sono curve a K_2O costante nel combustibile. I combustibili derivanti dal legno tendono a risiedere nella regione al di sotto dello 0,5% di K_2O , mentre le paglie e le erbe risiedono nella regione tra l'1% e il 3%. Lo scarto induce a

pensare che, per i legnami, all'aumentare del contenuto di ceneri, la frazione di potassio nelle ceneri diminuisce, coerentemente a quanto avviene per i materiali derivanti dal suolo. Per le paglie, invece, una concentrazione di potassio crescente nel combustibile tende ad accompagnare un contenuto di ceneri crescente, indicando un'intrinseca sorgente di potassio. La bagassa della canna da zucchero viene notevolmente impoverita di potassio rispetto ai materiali simili ad essa, a causa del lavaggio della canna nel corso della lavorazione. Risultati analoghi si sono ottenuti con l'estrazione umida delle paglie [2]. Prodotti alcalini derivati non biologicamente sono presenti come contaminanti del suolo e additivi ai combustibili, come per esempio i riempimenti in argilla impiegati nella produzione della carta. Questo alcalino non biologico esibisce una mobilità nel corso della combustione abbastanza inferiore a quella della frazione biologica, come determinato dalle analisi chimiche di frazionamento. Come risultato, alcuni indicatori tradizionali della tendenza alla sedimentazione, soprattutto le temperature di fusione delle ceneri, scarsamente predicano il comportamento delle ceneri. Molti dei sottoprodotti delle agricolture contengono elevate concentrazioni di potassio (si veda figura 3 oppure tabella 2) con una mobilità del potassio egualmente elevata. Alcuni tipi di legno, dall'altro lato, contengono una quantità complessiva di cenere abbastanza più piccola, differendo dalle paglie con elevato contenuto di ceneri, per esempio. Inoltre, i costituenti responsabili della formazione di cenere contengono quantità maggiori di calcio con meno silicio. Sebbene l'ammontare totale di potassio nel legno è tipicamente molto inferiore a quello nelle paglie, la frazione nelle ceneri può essere più elevata. Il calcio reagisce con lo zolfo con formazione di solfati con modalità in un certo qual modo analoghe a quelle del potassio, ma la mobilità del calcio e le proprietà dei depositi che forma sono entrambe più favorevoli a sostenere il funzionamento delle camere di combustione in confronto alle ceneri formate dalle paglie e dalle erbe. In figura 4, la composizione di cenere della paglia di riso viene confrontata con quella del legno di abete di Douglas.

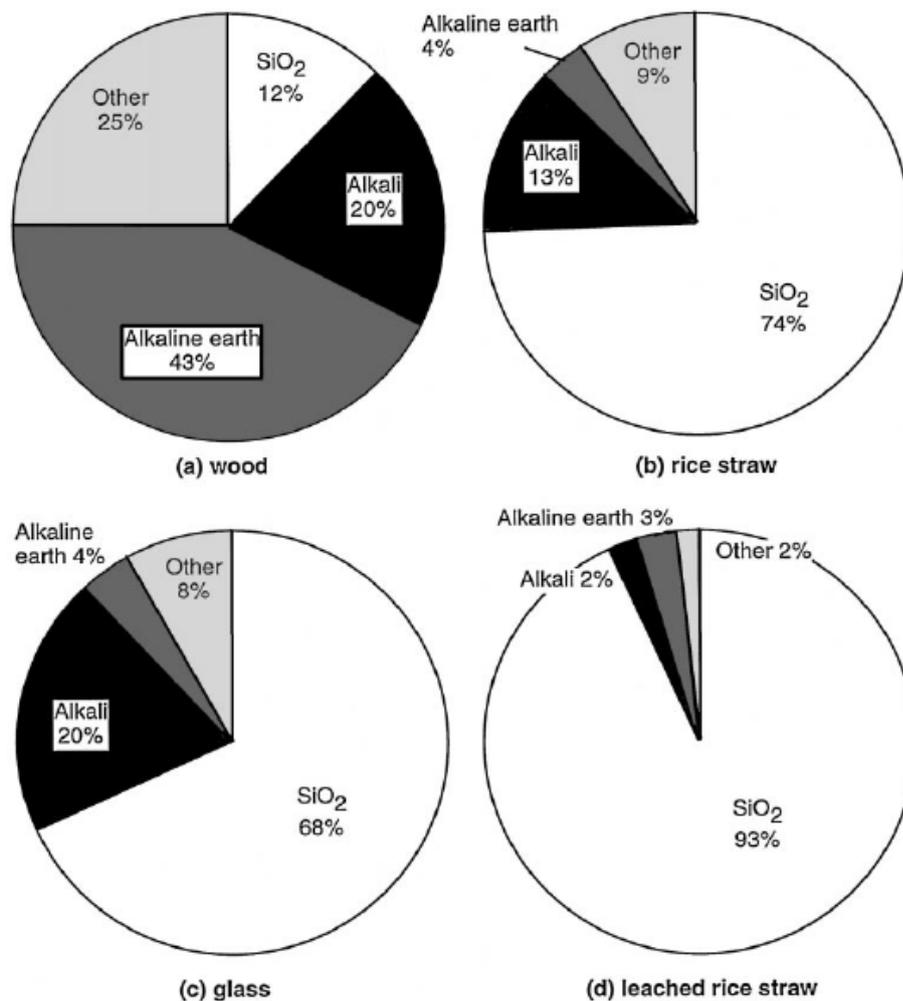


Figura 4 - Composizioni inorganiche di: (a) legno di abete di Douglas (California), (b) paglia di riso (varietà M202, California), (c) vetro di ordinaria calce sodata, (d) paglia di riso lisciviata con acqua (stessa originaria paglia di (b)).

La composizione della cenere della paglia è marcatamente simile a quella del vetro ordinario (anch'esso mostrato nella figura 4), fornendo un aiuto a spiegare la rapida sinterizzazione e la formazione di scorie e incrostazioni che si osservano quando le paglie bruciano nella maggior parte della caldaie degli impianti di produzione di energia progettate per il legno.

Il cloro è un fattore predominante nella formazione di ceneri. Esso facilita la mobilità di molti componenti inorganici, in particolar modo del potassio. Il cloruro di potassio è tra le specie in fase gassosa contenenti prodotti alcalini più stabili alle elevate temperature. La concentrazione di cloro spesso influenza in maniera determinante la quantità di prodotti alcalini vaporizzati nel corso della combustione, allo stesso modo della concentrazione dei prodotti alcalini stessi. Nella maggior parte dei casi, il cloro mostra di svolgere un ruolo

trasportatore, facilitando il trasporto dei prodotti alcalini dal combustibile alle superfici, in corrispondenza delle quali gli alcalini spesso formano solfati. In assenza di cloro, gli idrossidi alcalini sono tra le specie in fase gassosa più stabili negli ambienti umidi ossidanti [7].

Le composizioni della biomassa sono complesse e comprendono sei elementi principali nella fase organica ed almeno dieci altri elementi nella fase inorganica, esclusi i metalli pesanti, importanti per la caratterizzazione delle ceneri. Alcuni degli andamenti prima descritti possono essere più formalmente delucidati attraverso l'applicazione di tecniche statistiche multivariate. Le figure 5, 6 e 7 forniscono i risultati di PCA impiegando 177 diverse osservazioni di complete analisi finali degli elementi (C, H, N, S, Cl, O e ceneri come la percentuale del combustibile secco) e 230 osservazioni complete di 10 elementi presenti nelle ceneri sottoforma di ossidi (Si, Al, Ti, Fe, Ca, Mg, Na, K, S, P). E' da notare come lo zolfo compaia come elemento nelle analisi finali e come solfato nelle analisi condotte sulle ceneri.

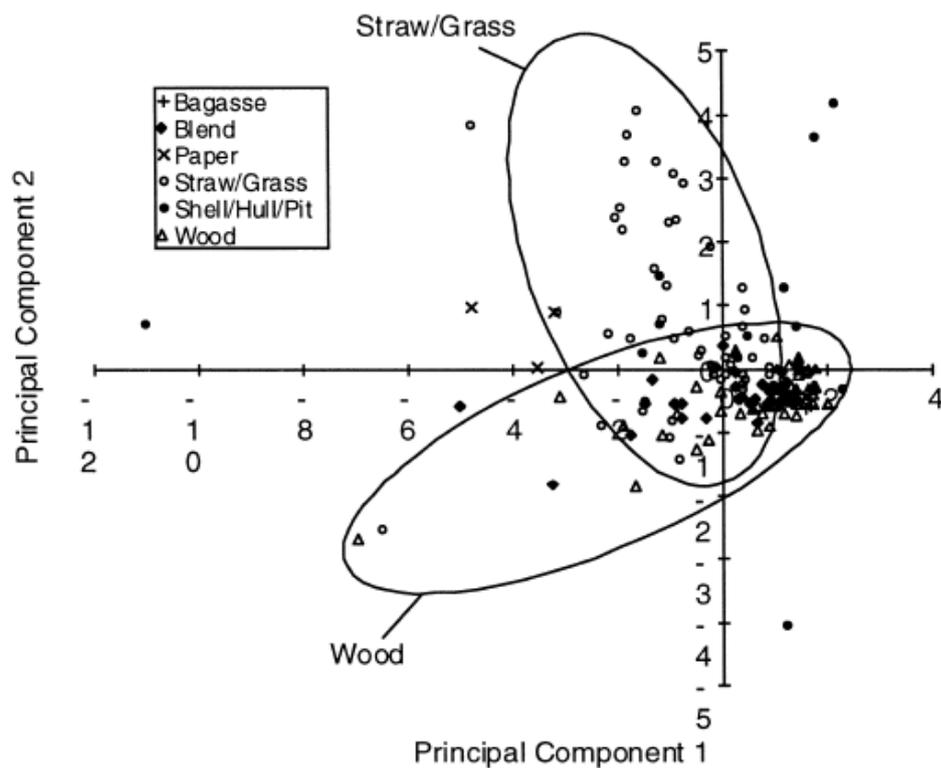


Figura 5 - Diagramma delle componenti per le componenti principali 1 e 2 desunte da un'analisi delle componenti principali (PCA) sulla composizione finale degli elementi di una biomassa. P1 è ampiamente associato con i principali elementi organici del combustibile (C, H, O) e P2 con N, S e Cl.

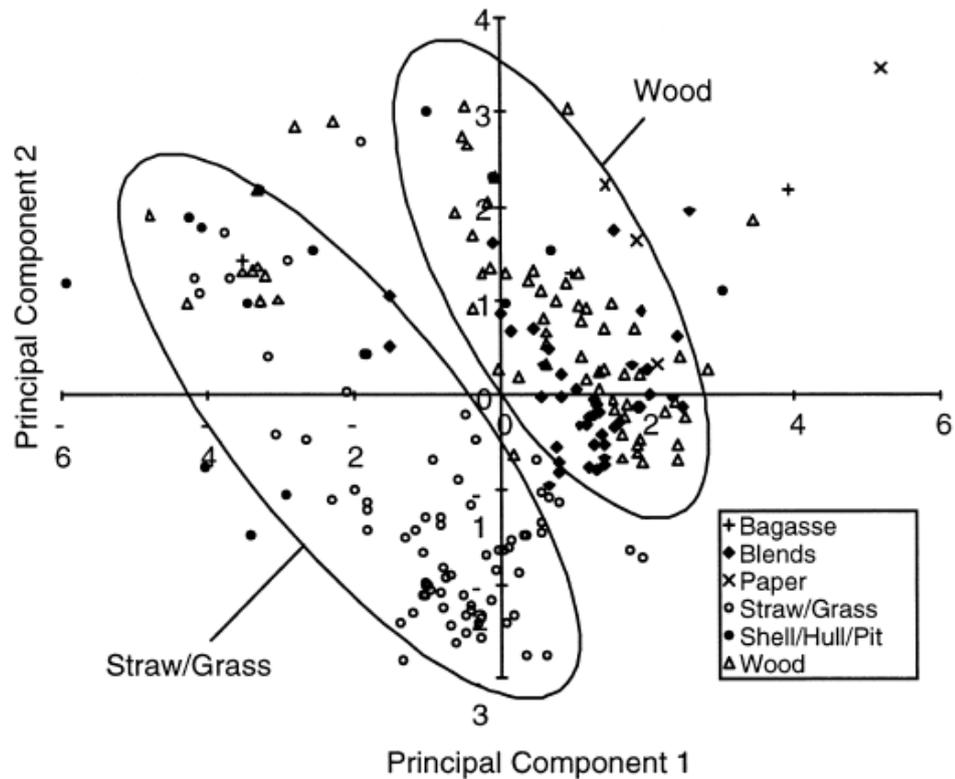


Figura 6 - Diagramma delle componenti per le componenti principali 1 e 2 desunte da una PCA sulla composizione degli elementi di cenere di una biomassa. P1 è ampiamente associato agli elementi Si, Al, Ti e Fe, P2 ai metalli alcalino-terrosi Ca e Mg.

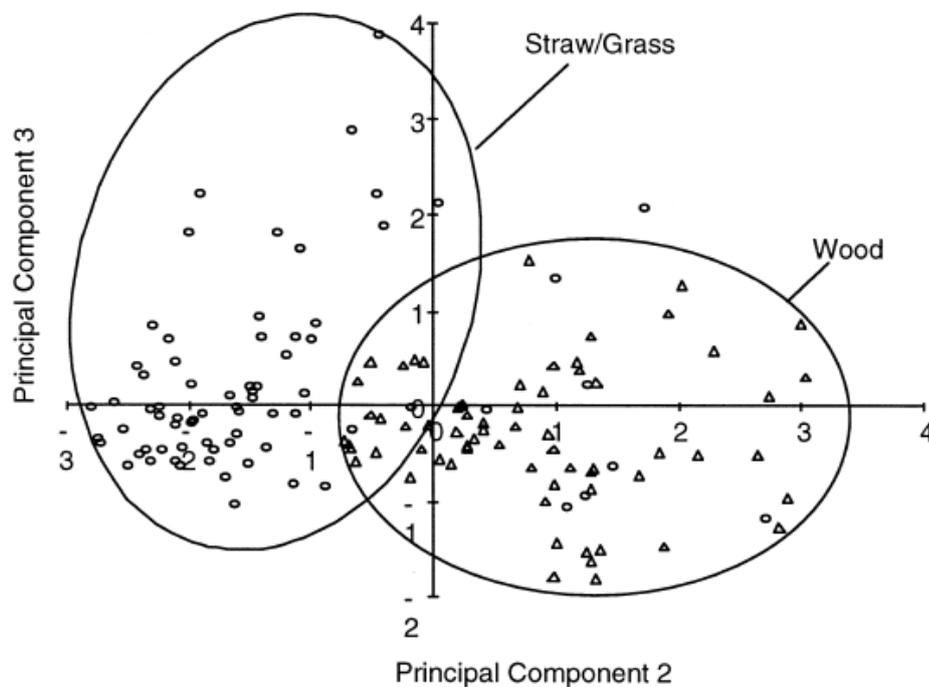


Figura 7 - Diagramma delle componenti per le componenti principali 2 e 3 desunte da una PCA sulla composizione degli elementi di una biomassa. P2 è ampiamente associato ai metalli alcalino-terrosi Ca e Mg (stesso P2 della figura 6), P3 agli elementi Na e S. P2 è anche negativamente correlato con Si.

Le analisi chimiche condotte per la determinazione dei diagrammi contenuti nelle figure precedenti sono state realizzate impiegando metodi coerenti e la maggior parte è stata portata a termine da un singolo laboratorio quale parte di un'investigazione sui sedimenti alcalini per i combustibili da biomassa [1]. La maggior parte delle analisi è per le paglie, le erbe e i legnami, molti di questi ultimi quali combustibili urbani derivati dal legno e miscele ottenute dai funzionanti impianti di potenza. Vengono rappresentate altre categorie, come indicato nelle figure. Nelle medesime figure, sono state messe in luce le differenze tra le due più importanti classi. La figura 5 è un diagramma del primo componente principale (P1) in funzione del secondo (P2). Insieme, questi due componenti rappresentano il 67% della varianza totale dei dati. P1 è caratterizzato da una forte correlazione positiva agli elementi organici C, H e O, con una forte correlazione negativa con la concentrazione di cenere (com'è da attendersi – all'aumentare del contenuto di ceneri, la frazione organica deve diminuire). P2 mostra una forte correlazione positiva con N, S e Cl. Per le paglie, al decrescere di P1, P2 aumenta, indicando che all'aumentare del contenuto di ceneri, le concentrazioni di N, S e Cl pure aumentano, in maniera coerente a un contenuto di ceneri in cui predomina una natura intrinseca. La tendenza si inverte per i legnami, conformemente a quanto avviene per una cenere di predominante origine avventizia (per cui si hanno maggiori livelli di impurità).

Per una PCA delle ceneri, le prime tre componenti P1, P2 e P3 rappresentano il 68% della varianza. In questo caso, P1 è caratterizzato da una forte correlazione positiva con le concentrazioni di Si, Al, Ti e Fe, indicando che esso rappresenta cenere di origine dal suolo. P2 ha una forte correlazione negativa con il Si (il quale immediatamente implica che, all'aumentare di P1, P2 dovrebbe diminuire), ma una forte correlazione positiva con gli alcalino-terrosi Ca e Mg. P3 è fortemente correlato con le concentrazioni di Na ed S. Ancora, appaiono nette differenze tra i legnami e le paglie/erbe. La figura 6 fornisce i risultati per P1 in funzione di P2. Qui, all'aumentare di P1, P2 diminuisce, indicando che all'aumentare delle concentrazioni di Si, Al, Ti ed Fe, vengono diluite le concentrazioni di Ca e Mg. Ciò risulta ancora coerente con un'origine avventizia dei crescenti livelli di cenere. Le paglie e le erbe esibiscono un andamento simile in pendenza, ma sono traslate nello spazio delle componenti, indicando una minore quantità di materiale di origine avventizia. L'andamento è verso un ammontare ridotto di alcalino-terrosi all'aumentare delle concentrazioni di silicio. Nella figura 7, P3 è diagrammato in funzione di P2. I legnami mostrano una sensibilità relativamente piccola nel rispondere ad un aumento delle concentrazioni degli alcalino-terrosi (e a una diminuzione delle ceneri derivanti dal suolo) per quanto riguarda le concentrazioni di

Na ed S. Le paglie e le erbe, ancora traslate nello spazio delle componenti verso livelli più bassi di alcalino-terrosi e più elevate concentrazioni di silicati in confronto ai legnami, tendono ad aggiungere più sodio e zolfo insieme con gli alcalino-terrosi. Gli andamenti osservati in questi dati non sono necessariamente generali, poiché la natura del campionamento genera una sostanziale influenza sui risultati.

La sorte di alcuni costituenti inorganici in un sistema di combustione può essere scoperta attraverso un'analisi del combustibile, delle ceneri e dei sedimenti. La figura 8 fornisce le composizioni normalizzate per alcuni combustibili, scorie e campioni di sedimento acquisiti da impianti di potenza funzionanti con biomassa commerciale.

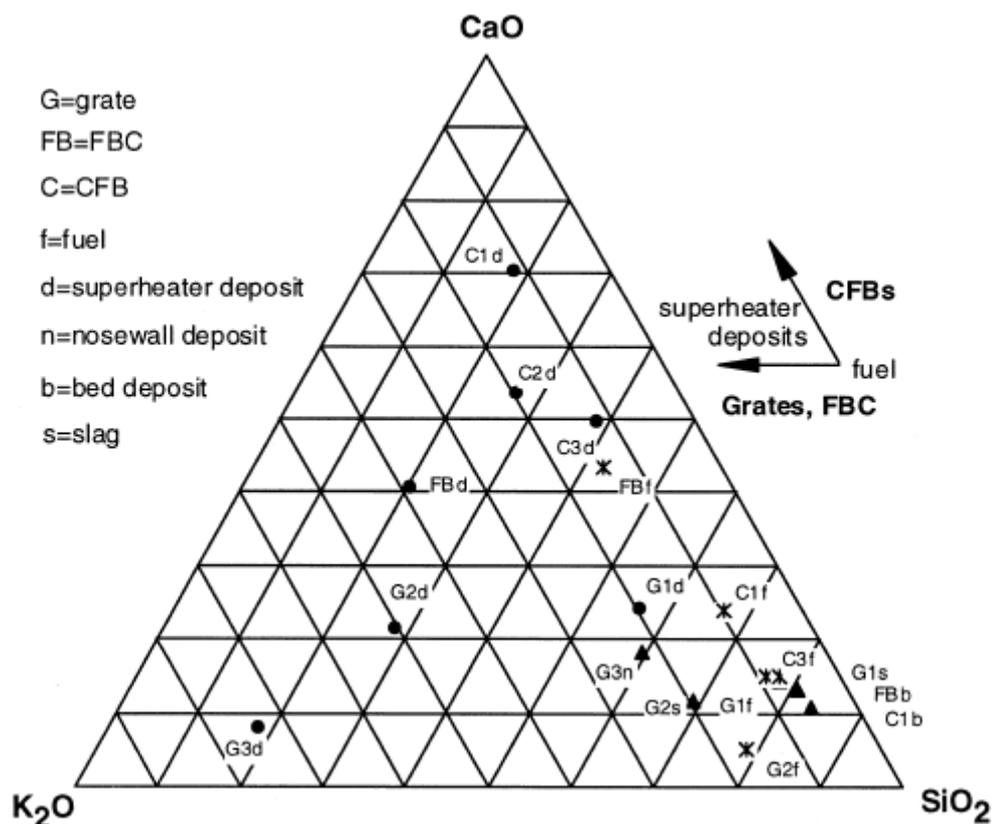


Figura 8 - Composizioni normalizzate dei combustibili e di vari sedimenti e scorie provenienti da impianti di potenza funzionanti con biomassa commerciale nel sistema a tre ossidi componenti Si-K-Ca. Ciascun angolo del diagramma rappresenta una composizione interamente consistente del componente mostrato nello stesso angolo. Valori intermedi sono le concentrazioni di massa degli ossidi. La spaziatura della griglia è pari al 10%. La prima lettera di designazione si riferisce al tipo di unità di combustione, il numero seguente si riferisce alle unità individuali. La lettera in minuscolo si riferisce al tipo di materiale, come mostrato nella legenda.

Le composizioni complete sono elencate da Miles et al. [1]. Sono evidenti due principali andamenti. Per le camere di combustione a griglia e i combustori a letto fluido ribollenti (FBC), i sedimenti del surriscaldatore venivano arricchiti in prodotti alcalini rispetto al combustibile. Per i combustori a letto fluido circolanti (CFB) esaminati, i sedimenti venivano arricchiti sia in metalli alcalini sia in metalli alcalino-terrosi. Tutti i sedimenti venivano anche arricchiti in zolfo (non rappresentato), specialmente per le unità che bruciano combustibili derivanti dal legno e in cloro (per le unità europee che bruciano paglia). In una certa misura, l'arricchimento in calcio dei sedimenti provenienti dalle unità di CFB è dovuto all'aggiunta di calcare (CaCO_3) per favorire il controllo dell'agglomerazione sul letto del forno e per monitorare le emissioni di zolfo.

Per i carboni ed altri combustibili è stato sviluppato un numero di indici che pongono in relazione la composizione del combustibile e la sua capacità di produrre incrostazioni e scorie. Nella maggior parte dei casi, tali indici hanno dimostrato di essere predittori di limitato valore per le biomasse. Un semplice indice, l'indice di alcalinità, è diventato popolare negli anni recenti quale indicatore di soglia per la formazione di incrostazioni e scorie, sebbene tutti i combustibili da biomassa esibiscano una tendenza a produrre incrostazioni, ma a differenti velocità a seconda della composizione e del contenuto di ceneri (i legnami non tendono ad incrostare alla stessa elevata velocità delle paglie, perché alla stessa velocità di bruciare il combustibile, meno cenere entra contemporaneamente nel combustore e perché i legnami sono caratterizzati da una composizione delle ceneri più favorevole). L'indice di alcalinità esprime la quantità di ossidi di alcalini nel combustibile per unità di energia del combustibile (kg di prodotti alcalini GJ^{-1} oppure libbre di prodotti alcalini MMBtu^{-1}).

Tale indice è calcolato come:

$$(1/Q)Y_f^a(Y_{\text{K}_2\text{O}}^a + Y_{\text{Na}_2\text{O}}^a)$$

in cui Q è il potere calorifico del combustibile (espresso in GJ kg^{-1} oppure in MMBtu lb^{-1} , a seconda di quale unità di misura risulti più appropriata). Viene comunemente impiegato il valore ottenuto da un calorimetro con bomba calorimetrica: il potere calorifico superiore a volume costante e base secca. Y_f^a è la frazione di massa (adimensionale) di cenere nel combustibile, $Y_{\text{K}_2\text{O}}^a$ e $Y_{\text{Na}_2\text{O}}^a$ sono le frazioni di massa (adimensionali) di K_2O e Na_2O nelle ceneri. Miles et al. [1] hanno indicato che, al di sopra di 0.17 kg di alcali GJ^{-1} (0.4 lb di alcali MMBtu^{-1}), la formazione di incrostazioni è probabile, mentre al di sopra di 0.34 kg GJ^{-1} ($0.8 \text{ lb MMBtu}^{-1}$), è virtualmente sicuro che si verifichi. Tali valori limite sono determinati

principalmente sulla base dell'esperienza. La figura 9 fornisce l'indice di alcalinità (kg GJ^{-1}) per alcuni selezionati combustibili da biomassa in ordine di categoria (vedere anche la tabella 1).

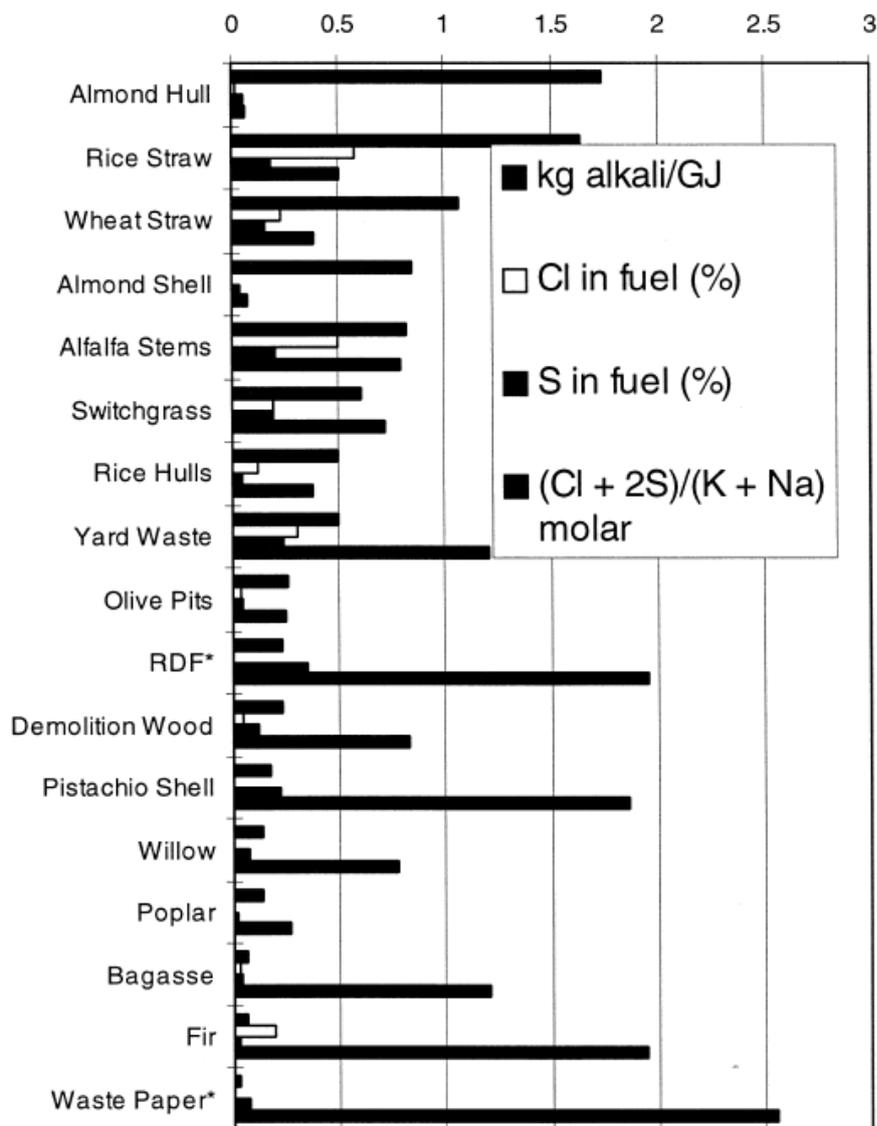


Figura 9 - Indice di alcalinità, concentrazioni di cloro e zolfo e rapporti cloruri-solfati per le biomasse.

L'indice di alcalinità non descrive comunque in maniera completa la tendenza a formare incrostazioni ed è utile principalmente come guida generale. Rappresentati in figura 9 sono anche le concentrazioni di Cl ed S nel combustibile, così come un indicatore che esprime i rapporti stechiometrici di Cl ed S su K e Na nel combustibile. Quest'ultimo valore rappresenta una frazione teorica potenziale di alcali che reagisce con Cl ed S e dà luogo a cloruri e solfati nel combustibile (da notare che, per ciascuna mole di zolfo, sono richiesti 2 moli di metalli alcalini per formare solfati). Un valore pari ad 1 sta ad indicare che nel

combustibile sono presenti sufficienti quantità di Cl ed S per reagire completamente con gli alcali, sebbene non è detto che ciò accada a causa della complessità delle reazioni di combustione e del variabile stato minerale degli elementi. Valori superiori all'unità non risultano essere significativi e servono solamente ad indicare che, potenzialmente, quantità di Cl ed S maggiori di quanto necessario sono presenti nel combustibile per reagire completamente con gli alcali. Valori inferiori all'unità esprimono al contrario un eccesso degli alcali. Combustibili contenenti scarse quantità di alcali tendono ad avere elevati rapporti di cloruri e solfati, mentre combustibili con elevati contenuti di alcali esibiscono rapporti più bassi, con concentrazioni limitate di Cl ed S. Le paglie e le erbe sono caratterizzate dall'aver indici di alcalinità relativamente elevati, così come rapporti di cloruri e solfati più elevati, conformemente alle velocità di formazione di incrostazioni e scorie più elevate osservate per questi combustibili. Si ritiene che i combustibili ottenuti dalle mandorle siano caratterizzati dall'aver un elevato potere incrostante. Sebbene essi contengano grandi quantità di alcali, possiedono concentrazioni di cloro e zolfo più ridotte in confronto a molti altri combustibili. Questi combustibili derivanti dalle mandorle sono anche noti per il loro contributo alla rapida corrosione delle superfici delle caldaie, ma il ruolo svolto da Cl ed S nella corrosione non è stato nel loro caso precisato.

Il rapporto acido – base è stato spesso impiegato come misura della tendenza ad incrostare di una cenere di un combustibile, sebbene la sua interpretazione per le biomasse appare essere differente da quella per il carbone [18]. Tale rapporto assume la forma:

$$R_{b/a} = (\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O}) / (\text{SiO}_2 + \text{TiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3)$$

nella quale il contrassegno per ciascun composto fa riferimento alla sua concentrazione in peso nelle ceneri. La temperatura di fusione delle ceneri tende ad essere parabolica in confronto a $R_{a/b}$, raggiungendo un minimo in corrispondenza dei valori intermedi. Per il carbone, un minimo risulta frequentemente localizzato in prossimità di $R_{a/b} = 0,75$, ma, per le biomasse, il minimo tende ad apparire per valori più bassi. Questi sono molti indici empirici simili del comportamento delle ceneri (vedere per esempio Ref. [19]). Nessun singolo indice è stato così a lungo sviluppato da descrivere in maniera affidabile il comportamento delle ceneri in tutte le condizioni di combustione. Una buona conoscenza delle condizioni di combustione, così come delle composizioni del combustibile e delle ceneri è necessaria per qualunque previsione delle caratteristiche incrostanti del combustibile di biomassa.

Sebbene la chimica dettagliata del comportamento incrostante e della tendenza a formare scorie delle ceneri non sia ancora completamente sviluppata, la rimozione degli alcali e di altri elementi risulta ben nota per il fatto che accresce la temperatura di fusione delle ceneri. La bagassa di canna da zucchero ne costituisce un esempio. In esperimenti recenti, la lisciviazione dei metalli alcalini e del cloro tramite semplice lavaggio con acqua ha comportato drastici miglioramenti nelle temperature di fusione per le ceneri da paglia [2]. Tale tecnica rimuove l'80% o anche di più di alcali e più del 90% di cloro: un vantaggio in termini di riduzione della corrosione e delle emissioni di gas acidi, così come di riduzione dell'agevolazione del cloro nella sedimentazione delle ceneri. Questi andamenti eccedono, in alcuni casi, quelli misurati tramite frazionamento chimico (tabella 1), il che sta a significare che un ulteriore sviluppo nei metodi standard è necessario per la valutazione di tali proprietà. L'impatto della lisciviazione è illustrato nella figura 10 per mezzo di un diagramma di fase binario alcali-silice che fornisce le temperature di fusione per il silicato di sodio e il silicato di potassio, per una concentrazione di silice variabile tra il 40 e il 100%.

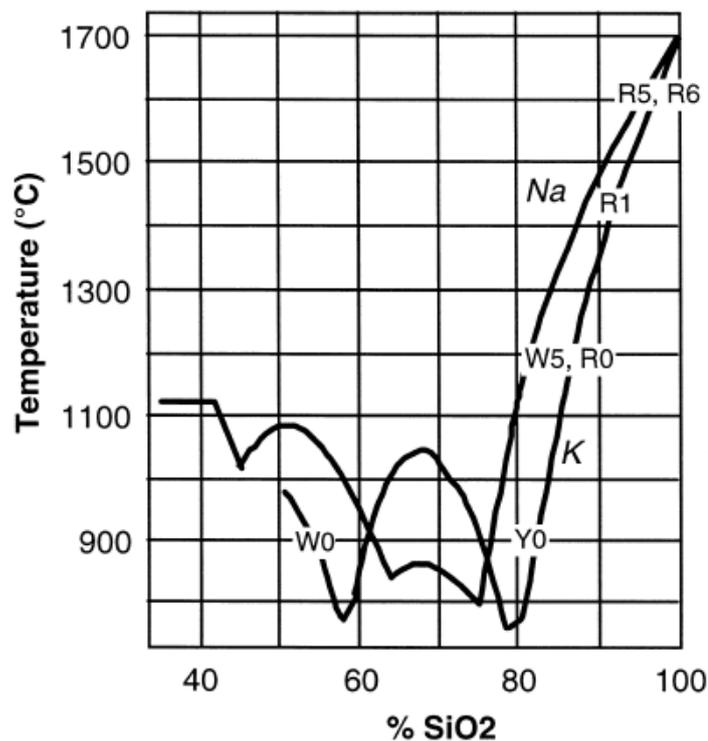


Figura 10 - Diagramma di fase binario per gli ossidi alcalini Na₂O e K₂O in funzione della silice (SiO₂). Sono anche rappresentate le locazioni per le composizioni normalizzate (comprendenti solamente gli alcali e la silice) per tre paglie di cereali: R è la paglia di riso, W è una paglia di grano altamente alcalina, Y è una paglia di grano scarsamente alcalina. I numeri dopo le designazioni con le lettere fanno riferimento ai trattamenti: 0 è assenza di trattamento, 5 è la paglia lisciviata con acqua in laboratorio e 6 la paglia lavata con pioggia.

I punti rappresentati nel grafico stanno ad indicare i trattamenti di tre differenti materiali di paglia: la paglia di riso (R), una paglia di grano altamente alcalina (W) e una paglia di grano scarsamente alcalina (Y). Il numero dopo la lettera è il trattamento: 0 è assenza di trattamento (la biomassa come viene ricevuta dal campo), 5 è il lavaggio in laboratorio e 6 è il lavaggio della pioggia. In tutti i casi, il lavaggio ha incrementato la temperatura di fusione delle ceneri. Esiste però anche la possibilità di abbassare la temperatura di fusione. Per la paglia di grano altamente alcalina (W0), la temperatura di fusione può decrescere qualora avvenga un'insufficiente lisciviazione che sposti la composizione al di sopra dell'85% circa di silice. L'incremento della temperatura di fusione ha una forte pendenza al di sopra dell'80% circa di silice e ciò sta ad indicare i sostanziali miglioramenti che si possono ottenere con una lisciviazione di entità anche minore. Esistono altri impatti della lisciviazione sul comportamento della combustione, come si riporta qui nel seguito.

4. Il valore energetico delle biomasse

La misura standard del contenuto energetico di un combustibile è il suo “potere riscaldante”, definito “potere calorifico” oppure “calore di combustione”. Difatti, esistono molteplici valori per il potere riscaldante, a seconda che esso misuri l'entalpia di combustione, l'energia interna di combustione e che, per un combustibile contenente idrogeno, l'acqua prodotta sia tenuta in conto in fase di vapore oppure in fase di condensa (fase liquida). L'entalpia della combustione viene determinata a pressione costante e pertanto include il lavoro del flusso. Con l'acqua in fase vapore, il potere calorifico inferiore a pressione costante misura il cambiamento di entalpia dovuto alla combustione. Il potere calorifico superiore a pressione costante misura invece il cambiamento di entalpia della combustione con acqua condensata. Se la combustione viene effettuata a volume costante, il cambiamento di energia interna dovuto alla combustione, con acqua allo stato di condensa, è il potere calorifico superiore a volume costante (valore standard misurato con calorimetro con bomba calorimetrica), mentre il potere calorifico inferiore a volume costante misura il cambiamento di energia interna con l'acqua prodotta nella fase di vapore. Inoltre, l'umidità nel combustibile abbassa il potere riscaldante rispetto a quello determinato considerando il peso secco. Le determinazioni dell'efficienza termica sono spesso difficili da interpretare, poiché la base per la determinazione del potere

riscaldante non viene riportata. Le efficienze termiche devono essere ricondotte alla stessa base per poter essere confrontate in maniera diretta.

L'umidità contenuta nel combustibile rappresenta un fattore limitante nella combustione delle biomasse, a causa del suo effetto negativo sul potere riscaldante. La reazione di combustione è esotermica, mentre l'evaporazione dell'acqua risulta essere fortemente endotermica. Il limite autotermico al di sotto del quale la combustione è in grado di autosostenersi, per gran parte dei combustibili da biomassa è quello di una base umida che presenta un contenuto di umidità del 65% circa (tale valore rappresenta la massa d'acqua per la massa di combustibile umido). Al di sopra di questo punto, dalla combustione viene liberata un'energia insufficiente a soddisfare l'evaporazione e il riscaldamento dei prodotti. In pratica, gran parte dei combustori richiede un combustibile supplementare, come per esempio il gas naturale, quando la biomassa che brucia è caratterizzata da una base umida con un contenuto di umidità superiore al 50-55% e CO ed altri prodotti di combustione incompleta possono essere emessi in quantità maggiori, a seconda del progetto del combustore.

Molti tentativi di correlare il potere riscaldante con la composizione sono stati effettuati. Le formule sviluppate per il carbone, come per esempio l'equazione di Douglas, tipicamente non funzionano bene quando applicate anche alle biomasse. Alcune buone approssimazioni possono essere ottenute, effettuando analisi sui singoli componenti. Il potere riscaldante di una biomassa può essere parzialmente correlato alla concentrazione delle ceneri, ad esempio. I legnami con meno dell'1% di cenere, possiedono sono tipicamente caratterizzati dall'aver un potere riscaldante prossimo a 20 MJ kg^{-1} (8600 Btu lb^{-1}). Ogni aumento dell'1% delle ceneri si traduce con buona approssimazione in un decremento pari a $0,2 \text{ MJ kg}^{-1}$ [4], dato che le ceneri non contribuiscono in maniera sostanziale al calore complessivo rilasciato dalla combustione, sebbene gli elementi nelle ceneri possono fungere da catalizzatori alla decomposizione termica.

I valori del potere riscaldante possono anche essere correlati alla concentrazione di carbonio, con ciascun incremento di carbonio dell'1% che eleva il potere riscaldante di approssimativamente $0,39 \text{ MJ kg}^{-1}$ [4], risultato, questo, identico a quello trovato da Shafizadeh [20] per i legnami e i prodotti della pirolisi del legno. Il potere riscaldante è relativo all'ammontare di ossigeno richiesto per una combustione completa, con 14022 J (13.3 Btu) rilasciati per ciascun grammo di ossigeno consumato [20]. La cellulosa possiede un potere riscaldante (17.3 MJ kg^{-1}) più piccolo di quello della lignina (26.7 MJ kg^{-1}), a causa del suo maggiore grado di ossidazione. Altri componenti, come per esempio HC nel combustibile

con livelli di ossidazione più bassi, tendono ad incrementare il potere riscaldante della biomassa. I carboni e i liquidi HC, in generale, possiedono poteri riscaldanti maggiori di quelli delle biomasse, a causa del più basso grado di ossidazione. Alcuni carboni di categoria inferiore, comunque, possiedono poteri riscaldanti pressoché identici a quelli delle biomasse. C'è stata una certa confusione su come il potere riscaldante di un combustibile sia relativo alla "qualità" del combustibile quale fonte di energia. Un'interpretazione erranea è quella che l'efficienza di un ciclo di potenza può essere interpretata unicamente sulla base del potere riscaldante del combustibile. Errore comune è quello di assumere ciò per vero, dato che il potere riscaldante della biomassa è inferiore a quello della maggior parte dei combustibili tradizionali e pertanto l'efficienza di un sistema che impiega biomassa sarà più basso del medesimo ammontare. Ma questo non è vero. Una misura standard del valore energetico o "qualità" del combustibile è un'altra proprietà termodinamica nota come "disponibilità della combustione". Quest'ultima misura sostanzialmente il massimo lavoro ottenibile dal combustibile e incorpora gli effetti dell'entropia della seconda legge quali elementi ingredienti della misura stessa, cosa che invece il potere riscaldante sopra descritto non fa. Ciò può anche essere visto effettivamente dal punto di vista della temperatura massima, la temperatura adiabatica di fiamma, ottenuta con una combustione ideale. Per una macchina termica, la massima efficienza possibile è quella del ciclo di Carnot (sebbene i cicli di Carnot non possano essere in pratica costruiti). L'efficienza del ciclo di Carnot, η_C , è:

$$\eta_C = 1 - (T_L/T_H)$$

in cui T_L e T_H sono le temperature bassa ed alta tra le quali opera il ciclo.

L'efficienza aumenta all'aumentare di T_H . Maggiore è la temperatura di fiamma, maggiore è la massima efficienza teorica. Le massime efficienze possono pertanto essere confrontate sulla base della temperatura di fiamma, la quale dipende non solo dal potere riscaldante ma anche dalla composizione, poiché la composizione fornisce la quantità teorica di aria necessaria alla combustione. Meno aria è necessaria alla reazione, meno diluente nella forma di azoto atmosferico deve essere riscaldato insieme ai prodotti di combustione per raggiungere la temperatura adiabatica di fiamma (poiché l'azoto non partecipa alle reazioni primarie di ossidazione, sebbene sia importante per la produzione degli NO_x termici). I rapporti stechiometrici aria-combustibile per i combustibili tipo HC sono tipicamente compresi tra 14 e 17, per le biomasse tra 4 e 7: tali valori più bassi sono dovuti soprattutto ai maggiori contenuti di ossigeno della biomassa. Le temperature adiabatiche di fiamma per le biomasse (base secca) giacciono tipicamente all'interno del range 2000-2700 K [5,21]. Per

confronto, la temperatura adiabatica di fiamma del metano, CH_4 , in aria, è approssimativamente pari a 2300 K: Il potere calorifico superiore del metano è 55.6 MJ kg^{-1} ($23900 \text{ Btu lb}^{-1}$) ossia almeno tre volte quello del legno.

Una semplice procedura computazionale che rappresenti questo concetto è quella di normalizzare i poteri riscaldanti con la massa totale dei prodotti (oppure dei reagenti). Questo potere riscaldante modificato è più utile nella valutazione della qualità del combustibile intesa nel senso di potenziale conversione dell'energia termica in lavoro in macchine termiche ideali. La figura 11 illustra entrambi i poteri riscaldanti tradizionali e modificati per una varietà di combustibili, con tutti i valori normalizzati rispetto a quelli di uno dei carboni bituminosi.

Componenti puri, carboni, combustibili da biomassa, oli da pirolisi della biomassa e materiali energetici sono tutti rappresentati nella figura 11. I valori designati con HHV sono i tradizionali poteri calorifici superiori (base secca) e quelli designati con EC sono i poteri riscaldanti modificati o contenuti energetici. Come illustrato, i valori relativi di queste due quantità possono differire di un fattore pari fino a due nell'ambito dei carboni e dei combustibili da biomassa e di un fattore di oltre 20, quando vengono considerati combustibili altamente ossigenati come per esempio i materiali energetici.

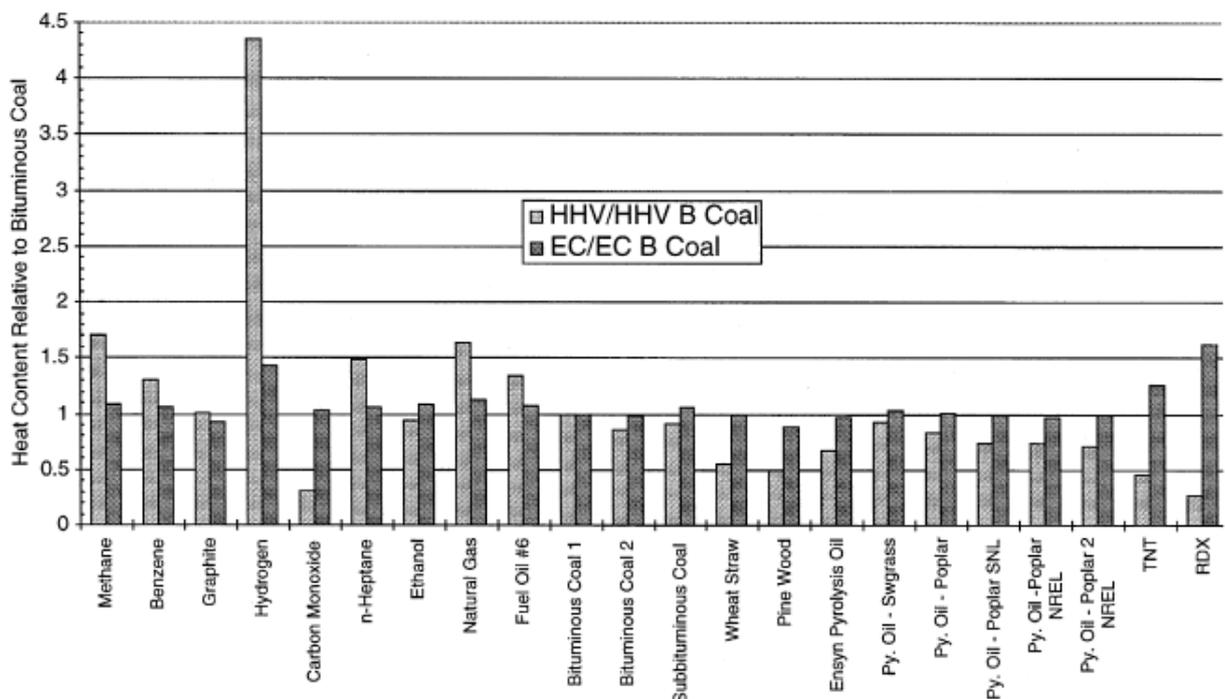


Figura 11 - Valori relativi del potere riscaldante standard e di quello modificato (valore del potere riscaldante diviso per la massa dei prodotti o, equivalentemente, per la massa di aria e combustibile). I valori rappresentati sono relativi a un carbone bituminoso (carbone bituminoso 1).

5. Velocità della combustione

Oltre all'energia liberata nel corso della combustione, anche la velocità della combustione è importante nel progetto dei sistemi di combustione. Occasionalmente si è riscontrato che gli impianti di produzione di energia nei quali avviene la combustione della biomassa, risultano sottodimensionati, rispetto alle capacità stimate, in termini di volume della caldaia e di area della griglia. Per un combustore a griglia, le tipiche velocità di progetto di rilascio del calore (esprese per unità di area della griglia) appartengono all'intervallo 2-4 MW (termici) m^{-2} . Un progetto di combustione di un albero intero (non ancora messo in pratica) è basato su una velocità di rilascio del calore di 6 MW m^{-2} , ma impiega anche un letto di combustibile molto profondo [22]. Alcune camere di combustione a letto fluido con circolazione e brucianti biomassa, possiedono velocità di rilascio del calore prossime a 10 MW m^{-2} . Le velocità alle quali bruciano i combustibili da biomassa, dipendono da un certo numero di fenomeni fisici, esposti con un certo grado dettaglio da Kanury [23]. Due fattori predominanti sono le velocità di trasferimento del calore e le velocità cinetiche di reazione. La dimensione delle particelle domina l'influenza del trasferimento di calore, con le particelle piccole e sottili ("sottili" è da intendere da un punto di vista termico) che riscaldano rapidamente e con le particelle più grossolane e spesse (termicamente spesse) che riscaldano più lentamente. La combustione avviene sia nella fase gassosa con la combustione dei materiali volatili rilasciati attraverso la pirolisi del combustibile a seguito del riscaldamento ed eterogeneamente nella fase solida, come ossidazione della sostanza carbonizzata. La combustione dei materiali volatili è generalmente abbastanza rapida e procede alla stessa velocità del rilascio dei materiali volatili stessi, mentre l'ossidazione della sostanza carbonizzata avviene molto più lentamente. Il tempo di residenza della particella all'interno della camera di combustione e l'ambiente in cui viene a trovarsi sono pertanto importanti per la trasformazione totale ottenuta attraverso la combustione, così come le emissioni dal combustore.

Fondamentali alla velocità di combustione sono le velocità della pirolisi del combustibile e l'ossidazione della sostanza carbonizzata. Il metodo standard di misura di tali velocità è l'analisi termogravimetrica dinamica (TGA), tramite la quale un piccolo campione di combustibile (tipicamente 5-15 mg) viene riscaldato a una velocità controllata in condizioni atmosferiche controllate, mentre simultaneamente vengono registrati peso, tempo e temperatura. Vengono impiegate anche altre tecniche. Il risultante termogramma ha una caratteristica forma per la biomassa.

Partendo dalla temperatura ambiente, si osserva il campione mentre asciuga (se il campione contiene umidità - il che normalmente avviene, dato che la biomassa è igroscopica - e nel TGA è necessaria una cura estrema nel maneggiarlo per ottenere un campione secco fino al nucleo), con una piccola perdita di peso fino a circa 150°C. Tra i 200 e i 400°C circa, avviene una perdita di peso molto rapida a causa dell'evoluzione del materiale volatile, il quale in un ambiente ossidante (aria) si accenderà e brucerà. A seguito del rilascio dei materiali volatili, avviene una lenta perdita di peso, mentre la residua sostanza carbonizzata si decompone. La trasformazione di un combustibile da biomassa (paglia di riso) in un ambiente atmosferico inerte (azoto) è rappresentata nella figura 12 quale funzione della temperatura (fare riferimento alla curva sperimentale).

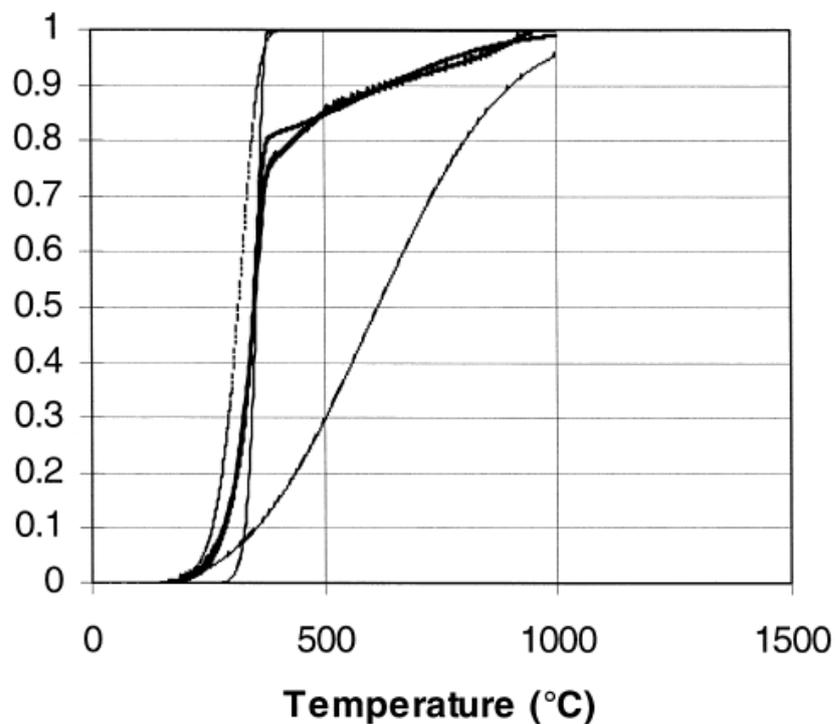


Figura 12 - Conversione della paglia di riso in azoto a 1.7 K s^{-1} in base a TGA. Dati sperimentali (curva spessa tratteggiata), modello a tre componenti (curva spessa continua), componenti individuali (curve strette).

In questo caso, la perdita di peso è stata convertita in una frazione di conversione adimensionale, normalizzando rispetto alla perdita totale di peso che si è avuta nel corso dell'esperienza. La forma del termogramma (o curva di conversione) è funzione di un numero di fattori comprensivi del tipo di combustibile, delle condizioni atmosferiche (ossidative, riducenti, inerti) e della velocità di riscaldamento (per gran parte degli apparati,

questa velocità risulta piuttosto bassa, 2 K s^{-1} o anche di meno, mentre i combustori in scala reale possono riscaldare particelle di combustibile a $100\text{-}1000 \text{ K s}^{-1}$ o anche di più). Dal termogramma possono determinarsi i parametri cinetici, da cui poi è possibile predire la velocità complessiva di reazione (insieme ad appropriati modelli di trasferimento del calore). Rappresentati in figura 12 sono anche i risultati dell'applicazione di un modello cinetico a multi-componenti per la previsione della trasformazione reale. In questo caso, modelli di reazione a tre componenti simultanee che utilizzano le grandezze cinetiche del primo ordine di Arrhenius e che si basano sulle frazioni di massa di emicellulosa, cellulosa e lignina, vengono sovrapposti per fornire la trasformazione totale. Tali modelli a multi-componenti hanno dimostrato di essere molto utili nel predire il comportamento cinetico complessivo di un combustibile da biomassa in condizioni atmosferiche ossidative, riducenti ed inerti, sebbene la tecnica non sia del tutto semplice da adottare. E' noto che i metalli presenti nelle biomasse esercitano un effetto sulle velocità di reazione e siano considerati dei catalizzatori della pirolisi. Ciò è stato recentemente osservato con la paglia lisciviata con acqua, come rappresentato nella figura 13 [24].

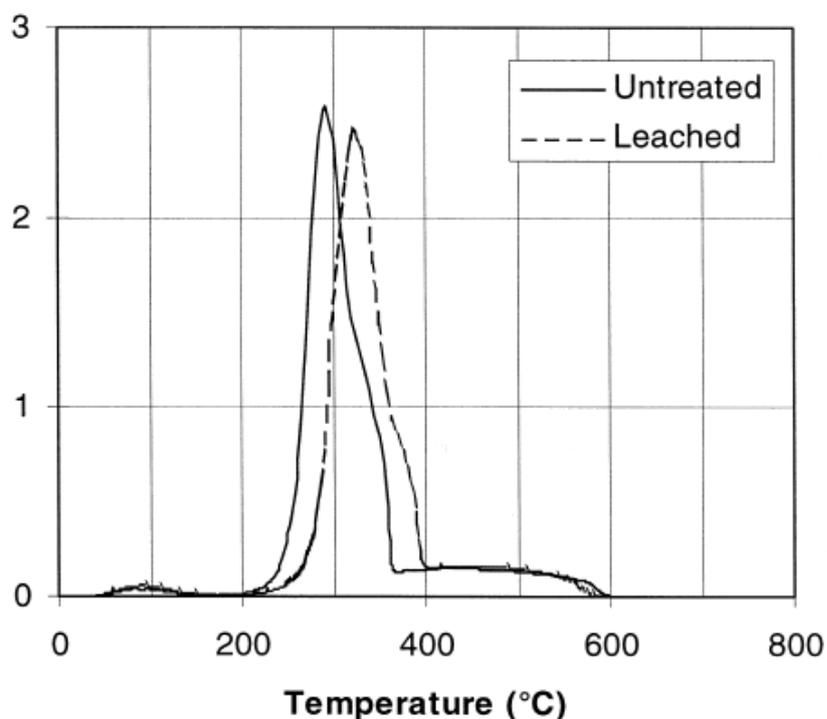


Figura 13 - Andamento della perdita di peso in base a TGA per la paglia di riso in aria a 1.7 K s^{-1} [24]. La paglia lisciviata è stata immersa in acqua distillata per 24 ore.

Diagrammata in figura è la velocità della perdita di peso quale funzione della temperatura. Esiste un definito spostamento cinetico per i materiali lisciviati in confronto alla paglia fresca e non trattata. Sebbene si sia riscontrato che l'energia di attivazione (o energie, dato che in questa regione evolvono due importanti componenti) per il materiale lisciviato risulta inferiore a quella per il materiale non trattato nella fase principale di pirolisi, anche il fattore di frequenza è più basso, fornendo come risultato una velocità globale di reazione più bassa. Tale risultato è coerente con quanto è noto circa gli effetti dei cloruri alcalini sulle velocità di pirolisi della biomassa. Tuttavia, in condizioni di riscaldamento isotermico, si è osservato che per i materiali volatili la velocità di emissione ha termine prima con il materiale lisciviato che con il materiale non trattato. E' stato anche osservato che i requisiti della ignizione sono più bassi per le paglie liscivate che per il materiale non trattato (il che può essere osservato abbastanza prontamente nel caso della paglia di riso, tenendo sospese le paglie stesse verticalmente e accendendole dal basso). E' noto che il cloro ritarda la propagazione della fiamma nei materiali polimerici (ad esempio polivinilcloruro), ponendo fine alle reazioni a catena dei radicali liberi. Il cloro è lisciviato dalla biomassa tramite acqua [2] e i fenomeni di combustione osservati possono essere legati al ruolo del cloro nella soppressione della fiamma. Molto rimane ancora da capire circa la chimica della combustione della biomassa.

6. Emissioni inquinanti

Criticamente legate alle proprietà delle biomasse sono le emissioni inquinanti generate dalla combustione. Gli inquinanti primari formati sono: materiale di particolato (PM), CO, HC, ossidi di azoto (NO_x , principalmente NO e NO_2) e ossidi di zolfo (SO_x , principalmente SO_2). Anche gas acidi come per esempio HCl possono essere emessi, in quanto possono aver luogo ed altri metalli pesanti. CO e HC, comprendenti componenti organici volatili (VOC) e idrocarburi aromatici policiclici (PAH) sono prodotti di combustione incompleta. Queste specie sono largamente controllate dalla stechiometria e dall'umidità del combustibile vero e proprio. I metalli pesanti possono essere presenti in concentrazioni elevate in certi combustibili derivanti da legno urbano e RDF (combustibili derivati da rifiuti), specialmente se sono presenti legni trattati oppure verniciati [25].

PM includono fuliggine, ceneri, fumi condensati (catrami e oli) e materiali irritanti comprendenti VOC e PAH. Gran parte delle particelle generate dalla combustione è inferiore

a particelle aerodinamiche di dimensione di 1 μm . Particelle respirabili di 10 μm o anche più piccole (PM 10) costituiscono un pericolo per la respirazione, dato che rimangono profondamente trattenute all'interno degli alveoli dei polmoni. Materiale particolato generato meccanicamente e comprendente particelle sottili e ceneri tende ad essere paragonato agli aerosol della combustione. La silice di origine biologica presente in alcuni materiali, come per esempio la paglia di riso, viene parzialmente rilasciata come materiale particolato fibroso diventato recentemente di grande preoccupazione per le malattie respiratorie. Anche la silice cristallina, contenente cristobalite, emessa da alcune centrali di potenza che bruciano combustibili ad elevato contenuto di silice - come per esempio cartocci di granturco - rappresenta un pericolo per la respirazione e necessita di un attento controllo.

Emissioni degli ossidi di azoto e zolfo nascono prevalentemente dall'azoto e dallo zolfo contenuti nel combustibile. La maggior parte dei combustori commerciali di biomassa opera a temperature sufficientemente basse a far sì che gli NO_x termici contribuiscano solamente in piccola parte rispetto al totale. Gli NO_x , in combinazione con HC, conducono alla formazione fotochimica dell'ozono, irritante per gli occhi e i polmoni e costituente un grave problema negli ambienti urbani. L'ozono è anche dannoso alle piante. Gli ossidi di zolfo sono irritanti per la respirazione e i loro effetti dannosi sono amplificati dalla presenza di PM, a causa del loro trasporto profondo all'interno dei polmoni. Ossidi di azoto e di zolfo partecipano entrambi alle reazioni che conducono alla formazione delle piogge acide.

Le emissioni incontrollate di NO_x dipendono parzialmente anche dalla stechiometria. In figura 14 vengono riportati alcuni esempi di esperimenti di laboratorio che bruciano legno e paglia di riso [26] a diversi valori del rapporto di equivalenza Φ ($\Phi=1$ rappresenta il rapporto stechiometrico aria-combustibile, valori al di sotto di 1 rappresentano carenza di combustibile).

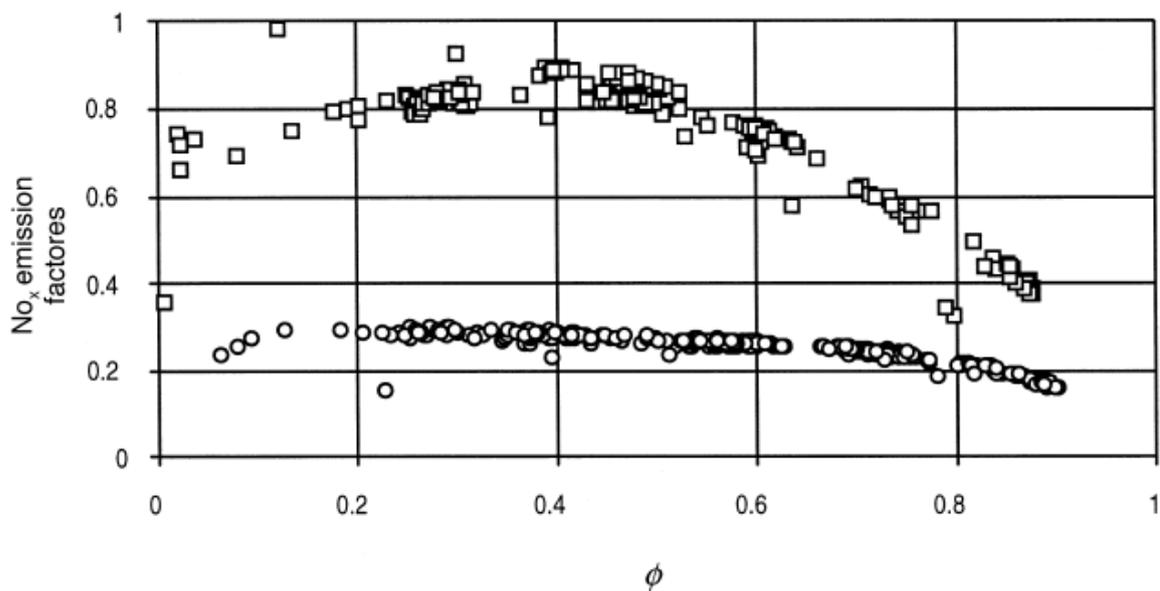


Figura 14 - Fattori di emissione degli NO_x al variare del rapporto di equivalenza; legno (cerchi) e paglia di riso (quadrati).

L'andamento dell'emissione degli NO_x con il rapporto di equivalenza risulta coerente con altri combustibili e con buona parte degli NO_x formati dall'azoto del combustibile. Per i combustibili HC, la formazione di NO dall'azoto del combustibile avviene su scale temporali comparabili all'ossidazione di HC ed è nota la sua sensibilità al variare del rapporto di equivalenza, con condizioni di povertà di combustibile ed elevate produzioni e condizioni di ricchezza di combustibile con basse produzioni [27, 28]. In condizioni di ricchezza di combustibile, la trasformazione relativamente veloce in CO del carbonio presente nel combustibile si contende l'ossigeno, comportando una disponibilità più ridotta di ossigeno per la produzione degli NO_x.

E' stato mostrato che la conversione parziale in NO_x dell'azoto contenuto nel combustibile diminuisce all'aumentare della concentrazione di N del combustibile per i combustibili HC e il carbone [27-29]. La decrescente trasformazione di N in NO è postulata esser dovuta alla formazione di un azoto contenente specie importanti sia per la produzione che per la rimozione di NO. Anche i dati ottenuti da FBC commerciali che impiegano biomassa come combustibile e dagli esperimenti di laboratorio condotti con il legno di abete e betulla [31] suggeriscono una decrescente trasformazione dell'N del combustibile, all'aumentare della concentrazione di N nel combustibile, almeno fino all'1.1%. Diagrammato in figura 15 è l'andamento della produzione relativa per un numero di differenti combustibili.

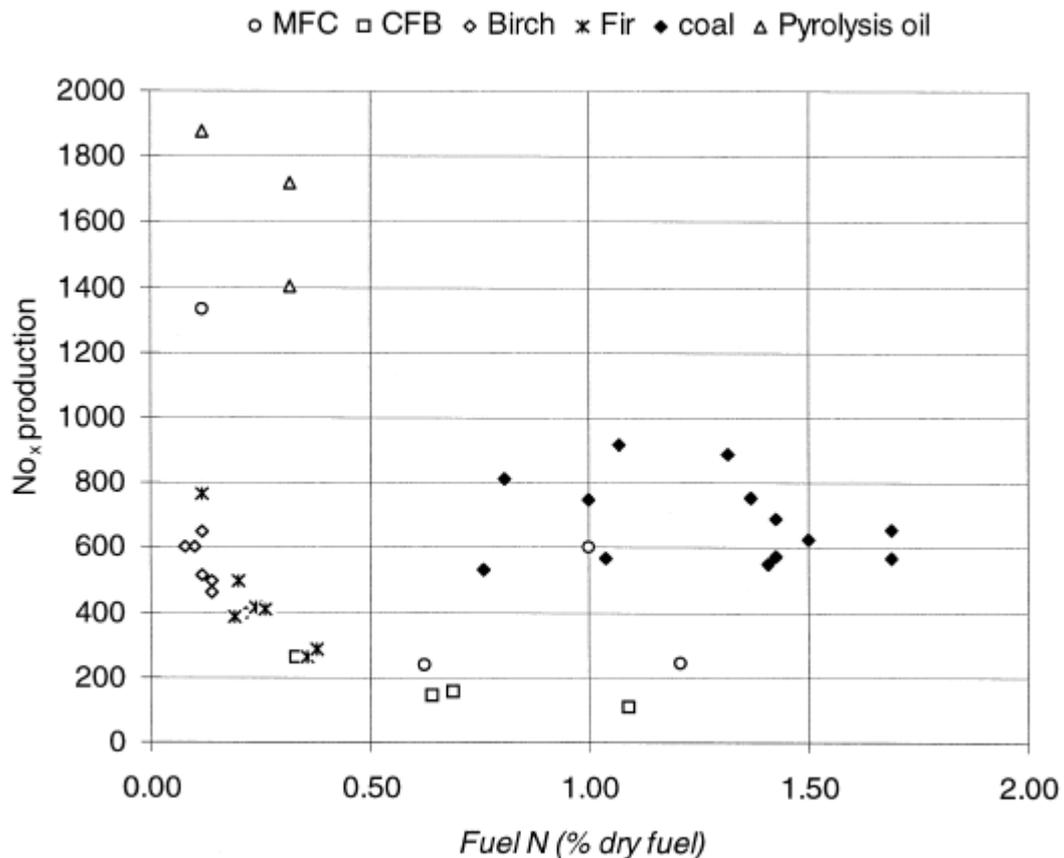


Figura 15 - Produzione relativa di NO_x per le biomasse, combustibili derivanti dalle biomasse e il carbone. MFC si riferisce a combustibili da biomassa impiegati in un combustore di laboratorio multi-combustibile [26]. L'olio della pirolisi è derivato dal legno [40]. I dati relativi al legno di abete e betulla sono presi da Leckner e Karlsson [31]. I dati del carbone sono adottati da Seinfeld [27]. I dati sull'impianto di potenza da biomassa per CFB sono presi da Grass e Jenkins [30].

Per le biomasse, è possibile osservare un caratteristico declino nella produzione relativa degli NO_x all'aumentare dell'N del combustibile. Inoltre, la produzione relativa degli NO_x appare minore di quella del carbone, sebbene questa conclusione sia supportata solo debolmente dai limitati risultati ottenuti per le biomasse. Per queste ultime, le temperature delle camere di combustione, più ridotte se paragonate a quelle per il carbone, influiscono molto su tale differenza.

Le condizioni di combustione e di controllo possono avere un impatto sostanziale sulle emissioni delle specie inquinanti. La tabella 3 fornisce una lista dei fattori dell'emissione inquinante (massa di inquinante emesso per unità di massa di combustibile secco consumato) per tre tipi di combustione della biomassa: combustione incontrollata a cielo aperto [32], combustione controllata in impianti commerciali di produzione di energia con letto fluido a

circolazione [30] ed esperimenti condotti in laboratorio su MFC a flussi forzati, senza un controllo delle emissioni post-combustione [26].

Tabella 3 - Fattori di emissione inquinante (% del combustibile secco) per combustione a cielo aperto, FBC commerciale alimentato da biomassa ed esperimenti di laboratorio che impiegano un combustore multi-combustibile a flussi trascinati (MFC, combustore di laboratorio senza controllo delle emissioni).

	Field burn		CFB ^a	MFC, $\phi = 0.85$	
	Wood	Rice straw		Wood	Rice straw
CO	5.54	3.22	0.002	0.45	0.30
NO _x	0.20	0.28	0.048	0.19	0.40
SO ₂	0.01	0.06	0.01	0.005	0.035
HC	0.89	0.44	0.001	0.04	0.01

^aIncludes ammonia and limestone injection. Fuels composed of urban and agricultural wood fuels with small amounts of fruit pits and nut shells.

I livelli di emissione di NO_x ed SO₂ sono comparabili, con buona approssimazione, a quelli intermedi tra gli incendi aperti e gli esperimenti su MFC. Le emissioni di NO_x dalle unità CFB sono ridotte di circa 4 volte rispetto alle emissioni incontrollate, un risultato, questo, coerente con le efficienze computate di riduzione degli NO_x nelle unità commerciali [30].

7. Considerazioni conclusive

Questo capitolo ha brevemente discusso solo alcune delle proprietà delle biomasse importanti per il progetto e lo sviluppo dei sistemi di combustione e di altri tipi di conversione di energia. La letteratura non risulta pienamente coerente nel riportare tali proprietà e non sono ancora disponibili pratiche standard di ingegneria a cui l'industria può far riferimento. La questione della mancanza di metodi standardizzati di analisi delle biomasse è stata precedentemente indirizzata (si vengano ad esempio [33-35]). Sono stati definiti alcuni protocolli, allo scopo di fornire una base comune per l'analisi ([36-39]), ma questi risultano ancora incompleti in confronto alla serie di proprietà la cui valutazione può o dovrebbe essere raccomandata. Esiste una necessità ancora più grande di una pratica ingegneristica standardizzata nel campionamento e nell'analisi, così come nell'interpretazione dei dati analitici dei combustibili da biomassa. E' incoraggiabile un ulteriore sviluppo in tal senso.

Capitolo IV

Aspetti industriali della combustione di solidi polverulenti con comburente aria o aria arricchita d'ossigeno. Vantaggi e svantaggi delle metodologie utilizzabili.

Chiara ormai la concreta possibilità di un sostanziale recupero d'energia dalle biomasse disponibili nel nostro Paese e chiariti tutti gli aspetti connessi alla combustione di tali combustibili non convenzionali non resta dunque che analizzare tutti gli aspetti industriali legati alla combustione di solidi polverulenti. A tal proposito s'illustreranno le principali metodologie applicate per uno dei combustibili di più ampia diffusione ed adozione: il carbone. Tale combustibile, ampiamente utilizzato in passato nella pratica tecnica, rivive ai giorni nostri una nuova gioventù in funzione di taluni vantaggi rispetto all'adozione di combustibili liquidi e gassosi. Le recenti vicende politiche, infatti, legate al trasporto e alla distribuzione dei combustibili in fase gassosa e/o liquida, unitamente all'esaurimento di dette fonti, ha rinnovato l'interesse verso un combustibile ormai erroneamente ritenuto obsoleto e privo d'alcun interesse. Lo studio, oggetto del presente capitolo, e la simulazione, oggetto dei successivi, di un sistema di combustione alimentato a polverino di carbone consentirà di avere, anche grazie al riscontro con le prove sperimentali dei test di laboratorio e/o di quelli disponibili in letteratura, tutti gli elementi per poter poi concentrare la nostra attenzione verso lo scopo già delineato, oggetto di tutto l'iter di ricerca, delle condizioni ottimali per la combustione dei materiali residuali ad alta granulometria.

1. Il carbone fossile

Il carbone fossile è noto come combustibile fin dall'antichità, ma, com'è accaduto per il petrolio, è solo dal 1700 che è divenuto una fonte primaria d'energia, sostituendo progressivamente il legno soprattutto in Gran Bretagna durante la Rivoluzione Industriale. I carboni sono vere e proprie rocce sedimentarie, costituite dai resti di accumuli vegetali,

modificati da pressioni e temperature che si trovano in profondità nella crosta, e come nel caso del petrolio, anche il carbone nasce attraverso una progressiva eliminazione, dai resti vegetali, di elementi come idrogeno e ossigeno con un conseguente arricchimento indiretto di carbonio che lo portano a diverse litologie a seconda della percentuale di carbonio presente.

Le zone più favorevoli, quindi, per la formazione di depositi organici vegetali sono le pianure costiere, le lagune, gli acquitrini delle alte latitudini, presenti in Russia, Canada, Europa settentrionale, dove il clima freddo rallenta la decomposizione, ma anche in regioni calde umide che favoriscono la crescita di vegetali.

La distribuzione di questo materiale è avvenuta in quei grandi bacini dove l'età delle rocce è molto antica e che adesso sono emersi, come in Australia o come in Antartide, che un tempo doveva essere molto ricca di vegetali e animali, e che ora si ritrovano in depositi di carbone o petrolio. In Italia si trovano solo modesti giacimenti di lignite e, apparentemente, la causa va ricercata nella giovane età delle rocce presenti e delle continue sollecitazioni tettoniche che avvengono nella zona mediterranea, essendo posta tra la zolla Eurasiatica e quella Africana.

Come per il petrolio, anche il carbone è una fonte d'energia non rinnovabile, ma i depositi di questo materiale sono molto superiori a quelli di petrolio e si stima che fino ad ora si sia sfruttato solo il 10% delle scorte iniziali.

Il carbone è quindi il combustibile fossile più abbondante, sicuro sulla terra, inoltre è anche pulito ed economico:

- Abbondante, in quanto enormi riserve di carbone sono presenti in molti Paesi; ed è inoltre estratto in più di 50 Paesi;
- Sicuro in quanto è stabile e pertanto il trasporto, lo stoccaggio e l'uso non implica grossi rischi;
- Affidabile in quanto le abbondanti riserve significano approvvigionamento garantito ad un prezzo competitivo, con la certezza di avere energia elettrica per i fabbisogni domestici ed industriali;
- Pulito perché l'attuale tecnologia consente di bruciarlo con ridotto impatto ambientale;
- Economico perché globalmente è un combustibile competitivo per la generazione d'elettricità, senza la quale l'attuale tipo di vita sarebbe virtualmente impossibile.

L'importanza di altri combustibili fossili, come l'olio combustibile ed il gas, e di fonti energetiche alternative come l'energia nucleare non può essere ignorata. Tuttavia nessuna di loro si presenta come una fonte energetica priva di problemi e conveniente nel lungo periodo. Si stima che le riserve carbonifere dureranno per almeno altri 200 anni (l'olio combustibile ed il gas dureranno sicuramente meno).

Le ragioni del rilancio del carbone su scala mondiale sono di varia natura. Alle motivazioni per così dire "storiche", relative alla sicurezza degli approvvigionamenti sia sotto il profilo geopolitico, sia con riferimento alla durata delle riserve mondiali si aggiungono, infatti, sia motivazioni economiche di carattere contingente (l'impennata dei prezzi petroliferi), sia la consapevolezza che i progressi tecnologici hanno reso il consumo di questa fonte del tutto compatibile con le crescenti esigenze ambientali e sanitarie.

Al rilancio del carbone non può che guardare con interesse anche l'Italia. Attualmente il nostro Paese è in coda alla classifica in Europa: con un consumo di 15,3 milioni di tonnellate equivalenti di petrolio (Mtep) nel 2003 i combustibili solidi hanno rappresentato solo l'8% del fabbisogno nazionale d'energia primaria. Nello scenario dei prossimi anni tale quota è tuttavia destinata a crescere in misura rilevante: ad un maggiore concorso del carbone per la generazione d'energia elettrica puntano, infatti, i maggiori operatori nazionali, che assegnano proprio al carbone la quota più rilevante all'interno del proprio futuro mix produttivo e che stanno conducendo, in direzione di quest'obiettivo, uno sforzo ingente per dotare il Paese di più moderni impianti di generazione. Nuovi impianti sono, infatti, in fase di costruzione e/o progettazione nel nostro Paese, per la combustione ed il trattamento di tale combustibile.

Sotto il profilo economico, inoltre, la scelta del carbone appare estremamente ragionevole. In tal caso, infatti, il costo del kWh è assai più basso di quello prodotto dalle altre fonti fossili. E per un Paese come l'Italia che, unico in Europa, dipende per l'86% dall'estero per l'approvvigionamento di fonti energetiche, questa considerazione non può che assumere una valenza strategica.

2. Produzione d'energia

Fino a pochi anni fa gli impianti producevano energia elettrica bruciando sulla griglia di un forno pezzi di carbone per generare vapore. Impianti moderni sono più efficienti, in quanto utilizzano carbone macinandolo con un polverizzatore in polvere finissima aumentando così

la sua superficie specifica e di conseguenza la velocità di combustione. Il carbone macinato è in seguito insufflato nella camera di combustione di un forno, dove è bruciato a circa 1400°C. Lo schema generale di tale processo è quello riportato in figura 1.

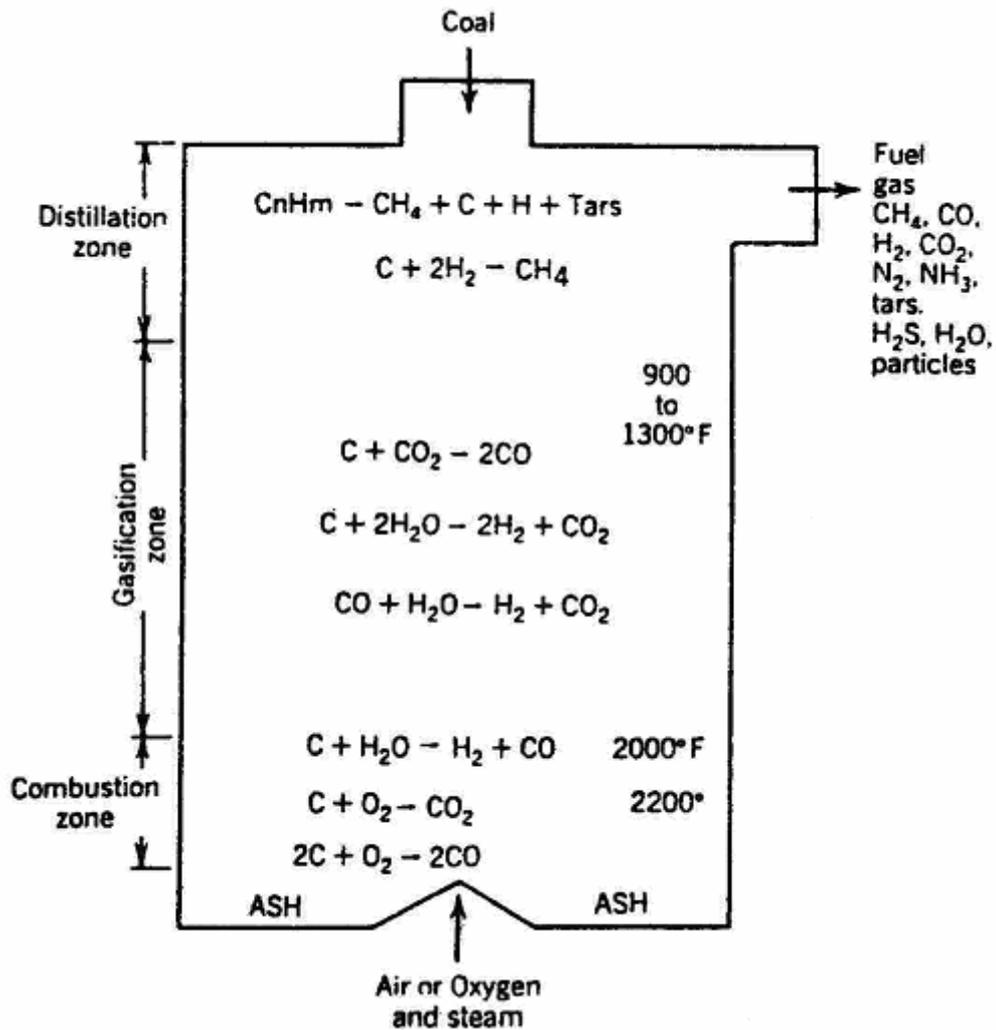


Figura 12- Schema generale di un gassificatore

Ricordiamo, per inciso, che il principio alla base della gassificazione, gli elementi addotti al combustibile ed i prodotti che si ottengono allo scarico sono differenti nel caso della gassificazione, della pirolisi e della combustione, come osservabile dalla figura 2.

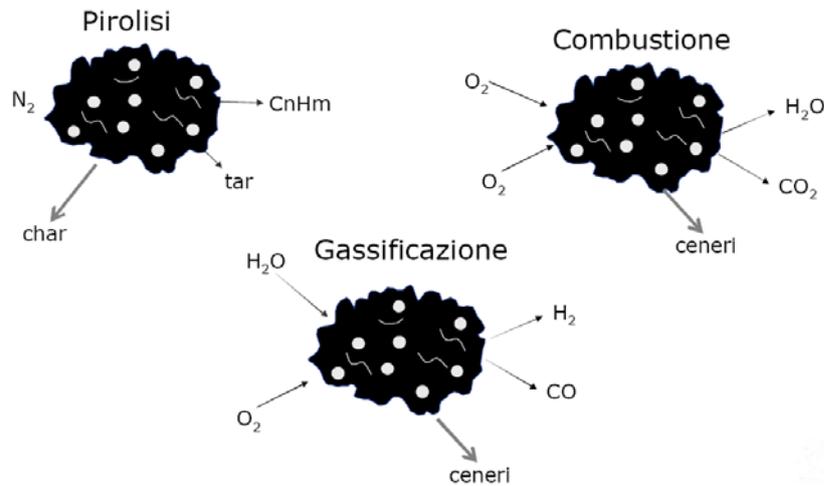


Figura 13 - Schemi di principio per la gassificazione, la combustione e la pirolisi

I gas caldi e l'energia termica prodotta per irraggiamento all'interno del forno consentono il passaggio di fase dell'acqua contenuta nei fasci tuberici presenti all'interno del forno, facendola evaporare. Il vapore ad alta pressione passa in una turbina a vapore. L'espansione del vapore è sfruttata per imprimere il moto rotatorio alle pale della turbina, collegata alla quale vi è un generatore provvisto di una serie di bobine in grado di generare energia elettrica. Il vapore, dopo aver attraversato la girante della turbina, è prima inviato al condensatore e poi al risurriscaldatore. L'energia elettrica è trasformata in voltaggi più elevati (oltre 40.000 volt) per economizzare la trasmissione sulla rete elettrica. L'energia elettrica prima di essere inviata all'utenza, è nuovamente trasformata in voltaggi più bassi e più sicuri (100-250 volt).

3. Stato dell'arte sulle tecnologie di combustione del carbone

Grazie ad un considerevole sforzo tecnologico, le prestazioni ambientali del carbone nella produzione termoelettrica sono oggi confrontabili con quelle degli altri combustibili.

Il contributo del carbone al fabbisogno d'energia primaria dell'Italia è ancora relativamente modesto, pari a circa l'8% della produzione d'elettricità. È invece opportuno, come già accennato, che tale quota cresca, in considerazione della necessità sia di diversificare le fonti energetiche nazionali, sia di ridurre i costi di produzione.

Va considerato, inoltre, che il prezzo del carbone è molto più contenuto rispetto a quello del petrolio e del gas, per effetto della vasta disponibilità e della sua reperibilità in Paesi stabili politicamente ed economicamente.

Nel campo della produzione di energia elettrica, l'utilizzo di tecnologie evolute ha ridotto notevolmente l'impatto ambientale delle centrali a carbone, che è oggi del tutto confrontabile con quello delle altre centrali termoelettriche.

Ma la ricerca di prestazioni ambientali più elevate per le centrali termoelettriche a carbone continua, e sta anzi assumendo valenze dai connotati sempre più strategici nell'attuale scenario di transizione energetica, affinché l'uso del carbone raccolga consensi crescenti.

Nel quinquennio 1996-2000 sono stati effettuati oltre 5.000 miliardi d'investimenti per l'ambientalizzazione delle centrali a carbone.

Questo processo ha portato la produzione d'energia elettrica da carbone in Italia a standard d'eccellenza ambientale, con un rendimento del 39% rispetto al 35% della media europea ed al 25% dell'Europa continentale. Gli ultimi studi dell'Agenzia internazionale dell'energia prevedono nel 2020 un rendimento medio europeo del 40%: si può dire che le centrali italiane hanno raggiunto quest'obiettivo con ben 20 anni d'anticipo.

Per un'effettiva riduzione delle emissioni d'anidride carbonica devono essere migliorate le efficienze energetiche e in questa direzione vanno le attuali tecnologie di combustione del carbone applicate in Italia, offrendo un contributo importante al recupero dell'efficienza e della competitività nella produzione d'energia elettrica.

Le tecnologie utilizzate per il "carbone pulito" sono:

- Combustione a letto fluido (FBC);
- Polverizzazione del carbone (PCC);
- Combustione a letto fluido pressurizzato (PFBC);
- Gassificazione del carbone (IGCC);
- Polverizzazione pressurizzata del carbone (PPCC);
- Gassificazione del carbone "Fuel cell systems" (IGFC).

Si riportano alcune figure in merito alle tecnologie appena enumerate:

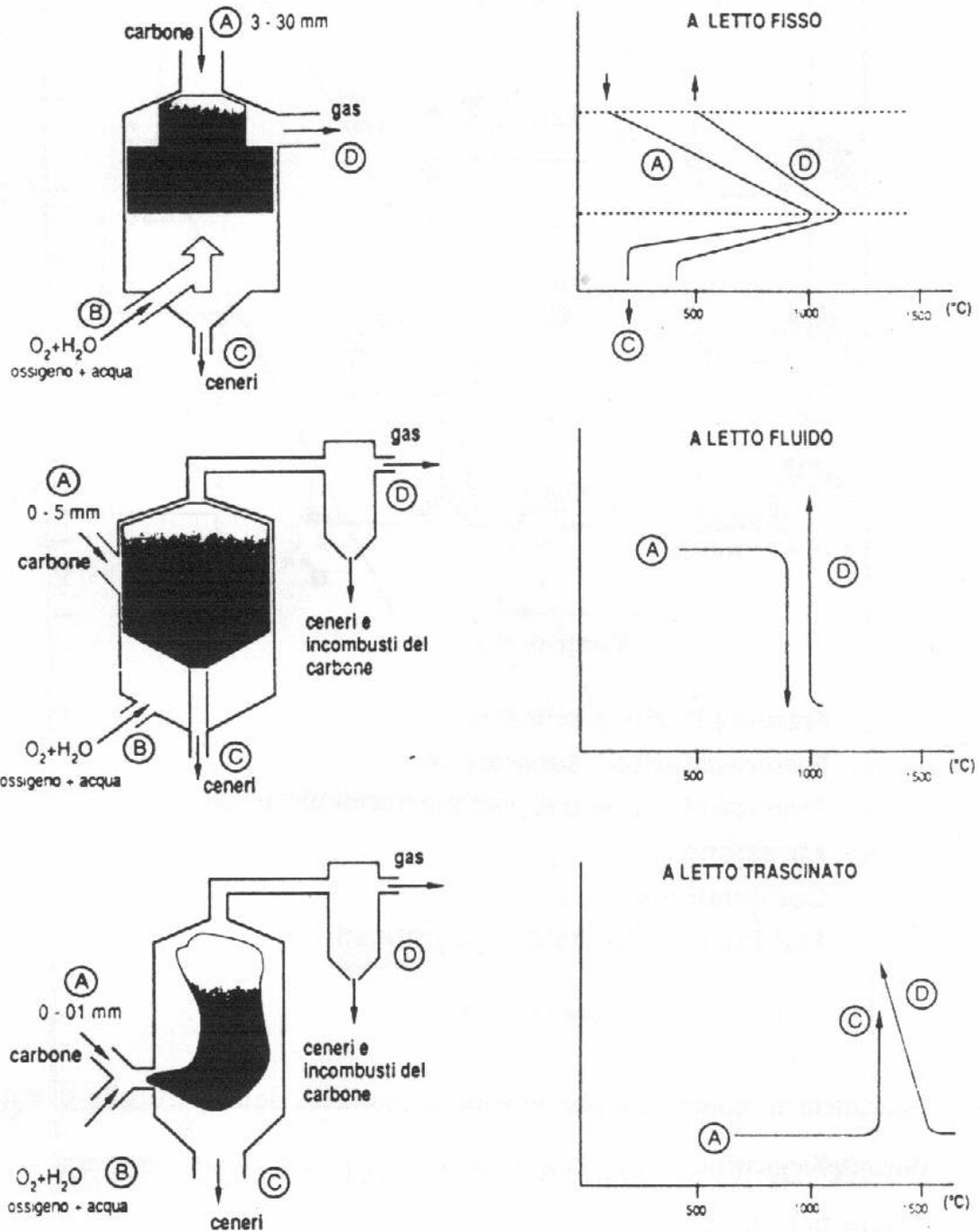


Figura 14 - Forni a letto

I gassificatori a letto fisso sono utilizzati generalmente per impianti di media taglia, si adattano bene a combustibili di granulometria varia (da particelle grandi – biomassa – a molto fini) e possono essere:

- *Updraft*, a tiraggio superiore, detti anche controcorrente
- *Downdraft*, a tiraggio inferiore o equicorrente
- *Crossdraft*, a tiraggio incrociato

Nei gassificatori a letto fluido gassificatori i combustibili solidi sono sospesi (BFB) o circolati (CFB) in un flusso di gas. Se la condizione d'esercizio è pressurizzata (come conviene per l'alimentazione di turbogas) si parla di gassificatori PFB.

Per i BFB, il letto sospeso si comporta (se i tempi di residenza del gas è adeguato; si adotta spesso un ricircolo intensivo) in modo molto simile ad un reattore chimico omogeneo di tipo "perfectly stirred" (zero-dimensionale); la velocità del gas è tipicamente compresa tra 0,7 e 2 m/s; si possono impiegare combustibili dalle dimensioni variabili, che sono sospesi nella colonna di gas ascendente insieme ad un solido inerte che favorisce lo scambio termico all'interno del letto. Il solido inerte è generalmente sabbia silicea, ma possono essere aggiunti catalizzatori opportuni (ad esempio, per limitare la formazione dei tar o modificare la composizione del syngas).

Nei gassificatori a letto fluido circolante (CFB) la miscela bifase gas/solido non è stratificata con due fasi di densità nettamente diversa, ma si ha un progressivo incremento della fase gassosa salendo verso l'alto; la velocità di fluidizzazione è più elevata (3-5 m/s); il gassificatore assume la forma di una lunga colonna ascendente. I CFB sono adatti a potenzialità elevate, ma richiedono una granulometria fine delle particelle solide (inerte e combustibile solido).

I gassificatori a letto trascinato sono adatti per elevate potenzialità, e richiedono combustibile finemente polverizzato (bassi tempi di residenza, trascinamento fluido). I prodotti della gassificazione escono dal gassificatore a temperatura molto elevata, rendendo problematico il recupero termico (necessariamente radiativo) prima della pulizia del gas.

Per quanto concerne l'utilizzo delle biomasse all'interno dei gassificatori appena visti c'è da ricordare che i gassificatori a letto trascinato e quelli a letto fluido sono robusti e versatili ma più difficili da progettare, costruire e far funzionare, più costosi e non adatti per impianti di piccola scala (meno di 1 MW). I gassificatori a letto fluido inoltre richiedono combustibili, come la biomassa legnosa, con un elevato punto di fusione delle ceneri (>1000°C), mentre sono sconsigliabili con la biomassa erbacea, con punto di fusione delle ceneri talvolta inferiore ai 700°C, giacché questo valore rappresenta un limite per la temperatura d'esercizio.

I gassificatori a letto fisso sono i più comuni, specialmente nei paesi meno avanzati, per la semplicità della progettazione e della costruzione, ed insieme per i bassi costi d'investimento iniziale, gestione e mantenimento.

I vantaggi e gli svantaggi dei differenti modelli sono riportati nella tabella seguente.

Tabella 5 - Svantaggi e vantaggi delle differenti tipologie di letto fluido

Gassificatore	Vantaggi	Svantaggi
Letto fisso	Tecnologia semplice Bassi costi di gestione Lavora anche in piccola scala Tollera alta umidità Assenza di C nelle ceneri	Sconsigliabile per grandi scale Bassa efficienza
Letto fluido	Applicabile a grande scala Alti coefficienti di scambio termico Elevate velocità di reazione Temperatura uniforme	Alta produzione di particolato Media produzione di tar Richiede pezzatura fine ed alto pdf ceneri Tecnologia complessa Possibile presenza di carbone nelle ceneri
Letto trascinato	Applicabile a grande scala Grande versatilità Bassissima produzione di tar Completa conversione del carbonio	Alta produzione di scorie Richiede combustibile fine Tecnologia complessa Alti costi di gestione

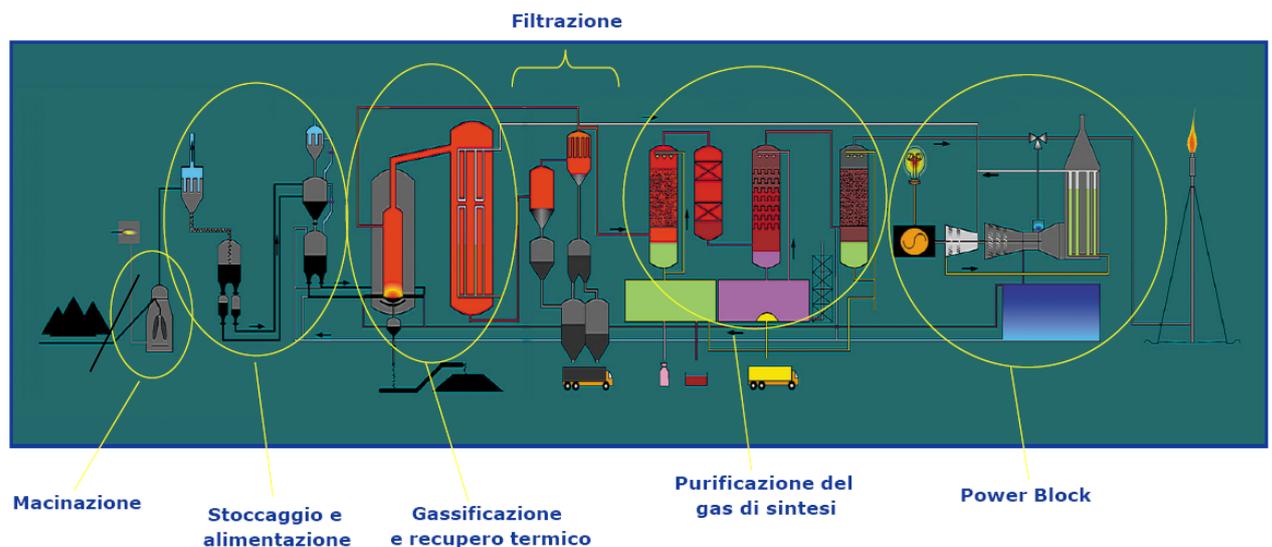


Figura 15 - Impianto di massificazione del tipo IGCC

Il principio della IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle) è di trasformare un combustibile ricco di carbonio come il carbone o i residui del petrolio, attraverso una reazione chimica, in combustibili come gas di sintesi (una miscela di CO e H₂) che possono poi essere bruciati in un ciclo combinato. La tecnologia IGCC è principalmente destinata ad impianti di nuova costruzione, poiché la trasformazione di impianti a polverino di carbone o a gas in un impianto IGCC è complessa. Il funzionamento, da un punto di vista ambientale, di un IGCC è molto simile a quello che un impianto a polverino di carbone offre oggi: le emissioni dopo il trattamento dei contaminanti tradizionali sono comparabili ai migliori impianti con caldaie USC (ultra super critiche). Le emissioni di CO₂ sono anch'esse simili perché questi impianti hanno livelli d'efficienza paragonabili.

La captazione di CO₂ in pre-combustione è la tecnologia adattata agli impianti IGCC. Nella captazione in pre-combustione il carbonio è separato subito dopo la fase di gassificazione prima che il gas di sintesi sia bruciato nella turbina a gas. Questo provoca una reazione da una miscela CO/H₂ a puro idrogeno, seguita dall'assorbimento della CO₂ con un solvente fisico.

Il processo di captazione pre-combustione è di per sé più economico di sistemi disponibili di post-combustione e anche già validato in altre industrie, anche se mai implementato in impianti IGCC. La sfida è non tanto nella captazione in quanto tale, ma nel fatto che il gas di sintesi – dopo la rimozione della CO₂ – contiene essenzialmente solo idrogeno, combustibile d'enorme interesse. La combustione, infatti, di un gas di sintesi ricco d'idrogeno introduce problemi rilevanti per la turbina a gas e rappresenta un problema tecnologico che deve essere ancora risolto pienamente.

Oltre a sfide di lungo termine legate alla CO₂, gli IGCC devono fronteggiare due problemi principali: l'affidabilità (la disponibilità è oggi di parecchi punti percentuali inferiore a quella di impianti con caldaie USC) ed il suo costo (oggi circa 30% più caro della tecnologia USC e ancora circa 10% più caro anche con captazione futura di CO₂).

Gli investimenti in "tecnologie pulite" hanno consentito quindi una rapida e significativa riduzione di tutte le emissioni inquinanti rispetto al 1987 ed hanno permesso di conseguire i seguenti obiettivi:

- 80% in meno di emissioni di anidride solforosa;
- 75% in meno di emissioni di polveri;
- 60% in meno di ossidi di azoto;
- Recupero del 100% delle ceneri e dei gessi.

Il principale impatto ambientale causato dalla combustione del carbone è costituito dalle emissioni d'anidride solforosa (SO_2), d'ossidi d'azoto (NO_x) e di polveri presenti nei fumi della combustione.

Per questo, negli ultimi anni, i sistemi per ridurre le emissioni si sono profondamente evoluti rispetto al metodo iniziale che si basava sulla dispersione dei fumi con alti camini.

Oggi s'interviene su due fronti:

- abbattimento delle emissioni di inquinanti, con sistemi di trattamento dei fumi sempre più sofisticati, quali i desolforatori, i denitrificatori, i depolverizzatori;
- prevenzione della loro formazione, per abbattere all'origine la produzione di emissioni inquinanti con tecniche e processi innovativi che migliorano le efficienze energetiche.

4. Meccanismi di formazione degli NO_x

I più importanti composti azotati presenti in aree urbane sono il monossido di azoto (NO) e il biossido di azoto (NO_2), indicati comunemente come NO_x e riconducibili quasi completamente a sorgenti antropiche.

Altri composti azotati come N_2O , N_2O_3 , e N_2O_4 non sono presenti in quantità significative, anche se sostanze quali il pentaossido di azoto (N_2O_5), il triossido di azoto (NO_3), l'acido nitrico (HNO_3) e l'acido nitroso (HNO_2) possono essere importanti, soprattutto nella chimica atmosferica, per episodi di inquinamento che si sviluppano su scala temporale più ampia.

I quantitativi maggiori di composti dell'azoto rilasciati dai processi tecnologici o dai trasporti sono rappresentati dalle emissioni di NO , gas incolore, inodore, insapore che viene prodotto durante il processo di combustione a causa della elevata affinità ad alta temperatura dell'azoto molecolare nei confronti dell'ossigeno. Se l' NO così formato ha sufficiente tempo per reagire allora si forma, già all'interno della camera di combustione, il molto più nocivo NO_2 . Una volta rilasciato in ambiente, poi, tutto l' NO viene quindi lentamente ossidato ad NO_2 ed il quantitativo massimo residuo viene determinato dalla concentrazione locale dell'ozono. L' NO non ha effetti particolarmente dannosi, l' NO_2 , invece, si presenta come un gas di colore rosso bruno caratterizzato da un odore pungente ed è uno degli inquinanti più pericolosi a causa

dell'azione irritante e corrosiva esercitata sull'ambiente; anch'esso proviene da sorgenti sia naturali (decadimento biologico) che artificiali (processi di combustione) e si presenta sotto forma di inquinante primario o secondario.

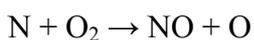
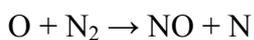
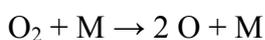
Particolare attenzione si è rivolta quindi negli ultimi anni all'NO₂, non solo per il suo effetto tossico, oggetto di una direttiva dell'Unione Europea (EEC, 1985), ma soprattutto per l'importante ruolo che riveste nella formazione di altri ossidanti fotochimici (l'ozono) e per l'azione di precursore nei confronti di altre specie inquinanti, quali l'HNO₃ e gli aerosol (NO₃) responsabili dell'acidificazione ambientale. La rimozione degli NO_x dall'atmosfera avviene mediante deposizione sia umida (pioggia) che asciutta (assorbimento del terreno).

Nei metodi di combustione tradizionali, vi sono tre meccanismi che portano alla formazione di NO ed NO₂:

- “thermal” NO_x: strettamente legato alle alte temperature che attivano le reazioni chimiche caratteristiche;
- “fuel” NO_x: funzione della percentuale di azoto contenuto nel combustibile che varia considerevolmente da combustibile a combustibile;
- "prompt" NO_x; dipende dalla capacità dell'azoto di reagire con componenti terzi in prossimità della zona di fiamma ed è influenzato, anche se in misura minore, dalla temperatura ma soprattutto dal valore locale del rapporto aria-combustibile.

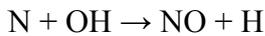
Thermal NO_x

La chimica inerente la formazione del “thermal” NO_x può essere sintetizzata nelle seguenti reazioni chiave che avvengono tra azoto e ossigeno a temperature elevate dell'ordine di migliaia di kelvin secondo lo schema proposto da Zeldovich (1946):



La prima è semplicemente la reazione di dissociazione–riassociazione dell'ossigeno che avviene per temperature superiori a 1300 °C, mentre le altre sono reazioni di scambio che portano alla formazione di quantitativi di NO con velocità crescente con la temperatura. Nella

prossimità della fiamma, nelle zone particolarmente ricche di combustibile, può inoltre avere luogo la seguente reazione:



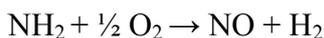
anch'essa con produzione di NO.

L'ammontare di NO che si forma a causa di questo meccanismo è funzione dei seguenti fattori:

- il rapporto aria-combustibile; la concentrazione di NO è massima in corrispondenza di valori di tale rapporto leggermente superiori a quello stechiometrico;
- l'elevata temperatura che caratterizza i gas combusti che favorisce la dissociazione dell'azoto ed influenza il valore della velocità con cui l'azoto si combina con l'ossigeno;
- il tempo di residenza dei gas combusti in tali condizioni.

Fuel NOx

L'olio combustibile così come il carbone contiene composti organici che contengono azoto quali le ammine R—NH e gli amidi R—CO—NH₂, e altri tipi di composti organici contenenti azoto quali il nitrobenzene (C₆H₅NO₂). L'olio combustibile contiene un quantitativo di azoto pari allo 0.1÷0.6%, mentre il carbone ne contiene lo 0.8÷1.5%. L'ossidazione di questi composti è, come detto, meno dipendente dalla temperatura potendosi realizzare anche a temperature relativamente basse e aumenta all'aumentare del contenuto di ossigeno dell'aria. Ad esempio una reazione tipo è la seguente:



Globalmente il quantitativo di NO prodotto è funzione della percentuale di azoto contenuto nel combustibile utilizzato e varia da combustibile a combustibile. L'azoto contenuto nel combustibile rappresenta in ordine di importanza il secondo contributo alle emissioni di ossidi di azoto.

Prompt NO_x

La produzione di prompt NO_x è meno influenzata dalla temperatura, ma dipende strettamente dal valore del rapporto aria combustibile che si realizza nelle prossimità della fiamma; l'azoto atmosferico viene ossidato dagli idrocarburi presenti nella reazione di fiamma con formazione di composti intermedi che portano alla formazione di NO.

Il meccanismo è rilevante solo nel caso di combustione di miscele ricche, quali quelle che si realizzano con l'utilizzo di olio combustibile o carbone, e rappresentano fino al 25% del quantitativo di NO_x totalmente emesso per temperature superiori al 1500 °C.

5. Pulverised coal combustion (PPC)

Col termine Clean Coal Technology si intende una tecnologia finalizzata all'utilizzo del carbone, in qualità di combustibile, in modo efficiente e allo stesso tempo nel rispetto dell'ambiente: pertanto l'obiettivo principale è quello di rispettare i vincoli normativi vigenti sulle emissioni inquinanti in modo più stringente rispetto ad altre tecnologie.

Il PCC è una metodologia largamente utilizzata negli impianti di produzione d'energia. La sua affidabilità si basa sull'esperienza maturata nel corso di molti decenni. La pressione operativa è all'incirca quella atmosferica, in modo da facilitare il passaggio dei materiali attraverso i vari stadi dell'impianto.

I principali benefici ottenuti sono:

- Miglioramento dell'efficienza termica dell'impianto, grazie all'aumento della temperatura e della pressione del vapore in uscita dalla caldaia ed in ingresso alla turbina a vapore;
- Alimentazione supplementare delle varie unità presenti nel ciclo tecnologico;
- Rispetto dei limiti sulle emissioni e dei requisiti ambientali.

Con tale tecnologia il carbone è macinato ad una granulometria molto fine (per il carbone bituminoso un'aliquota inferiore al 2% supera i 300 µm e il 70-75% è inferiore ai 75 µm); il polverino di carbone è insufflato assieme ad una parte dell'aria comburente all'interno della

caldaia attraverso gli ugelli del bruciatore. E' possibile, come vedremo, aggiungere aria secondaria e terziaria. La combustione avviene a circa 1300-1700°C, in base alla tipologia di carbone impiegato. Il vapore generato nella caldaia è inviato all'ingresso della turbina. Il tempo di permanenza delle particelle nella caldaia varia dai 2 ai 5 secondi e le loro dimensioni devono essere sufficientemente piccole per ottenere un'efficiente combustione: infatti è noto che ciò accade se si verifica un "intimo" contatto ed un appropriato mescolamento tra combustibile e comburente.

Il PCC è un processo molto diffuso e ben si adatta alle diverse tipologie di carbone, sebbene sia penalizzato quando si utilizzino varietà di carbone ad elevato contenuto di cenere.

L'aumento dell'efficienza termica rappresenta il metodo migliore per ridurre le emissioni inquinanti. Nel caso specifico si possono adottare alcuni accorgimenti per conseguire il suddetto risultato:

- La riduzione del rapporto dell'aria in eccesso dal 25% al 15% comporta un leggero aumento di efficienza;
- La riduzione di 10 K della temperatura relativa al gas in uscita dal camino, e il conseguente recupero di calore sensibile, comporta un leggero aumento di efficienza;
- L'aumento della pressione e della temperatura del vapore di processo da 25 MPa/540°C a 30 MPa/600°C determina un aumento dell'efficienza pari a circa 2 punti percentuali;
- L'utilizzo di un secondo stadio di riscaldamento determina un aumento dell'efficienza pari a circa 1 punto percentuale;
- La riduzione della pressione del condensatore da 0.0065 MPa a 0.003 MPa comporta un leggero aumento dell'efficienza.

Come spesso succede quando ci si trova dinanzi a scelte tecniche tra loro competitive, anche in questo caso è necessario trovare un compromesso (ottimizzazione) tra i costi previsti (costi di investimento iniziale) e i costi operativi, il rischio connesso a ciascuna alternativa e la quantità supplementare di energia recuperata.

Molti dei suddetti metodi sono noti da alcuni decenni. In alcuni casi essi sono stati oggetto di ripensamento negli anni '50 e '60 e furono addirittura abbandonati o per mancanza di adeguati materiali da costruzione o per i modici prezzi dell'epoca di acquisto dell'energia. Ciò

determinò la mancanza di stimoli e d'incentivi a ricercare nuove metodologie per l'incremento dell'efficienza termica. Negli anni '50 furono costruiti piccoli impianti a carica minima, i quali sfruttavano il vapore a 35 MPa e 650°C.

Il preriscaldamento rigenerativo dell'acqua di alimentazione fu introdotto molto tempo fa, nel 1920. Il riscaldamento ripetuto del vapore risale agli anni '50, mentre il doppio riscaldamento ripetuto agli anni '60. Le opzioni più costose cominciarono ad essere trascurate nei periodi in cui il petrolio aveva un prezzo basso, e successivamente quando l'energia nucleare sostituì in molti Paesi quella prodotta dagli impianti di piccola taglia. L'aumento della pressione e della temperatura del vapore richiede l'utilizzo di acciai austenitici in varie parti del sistema. L'uso di tubazioni in acciaio austenitico a parete sottile per la costruzione del surriscaldatore e dello scambiatore di calore a doppio scambio determina una elevata flessibilità operativa. In alcuni impianti vecchi l'utilizzo di tubazioni e di giunzioni in acciaio austenitico a parete spessa ha però determinato l'aumento dei tempi di avviamento, con le perdite ad esso connesse.

Il controllo dell'aria in eccesso è molto importante nel funzionamento della caldaia, ma richiede un'ottimizzazione fra elementi contrastanti. Le caldaie di solito sono tarate in modo da operare col minimo eccesso di aria comburente, ma bisogna tenere conto dell'aria necessaria alla completa combustione di tutto il carbone alimentato. Oggi i modelli moderni di caldaie e una pratica operativa diffusa spingono verso un controllo della portata di aria, al fine di minimizzare la formazione degli ossidi di azoto.

Le considerazioni qualitative illustrate finora sono fortemente legate alla tipologia ed alla qualità del carbone utilizzato. Per esempio attualmente sono in fase di costruzione alcuni impianti in Germania, i quali saranno alimentati da lignite: l'efficienza massima prevista è intorno al 42%, minore del 45% ottenibile con un impianto equivalente ma alimentato con carbone bituminoso.

Si prevede di raggiungere efficienze intorno al 45-47%, con l'utilizzo di vapore al di sopra del punto critico, di materiali di ultima concezione e di carbone bituminoso.

Per punto critico di una sostanza pura si intende la massima temperatura e la massima pressione a cui essa si trova all'equilibrio liquido-vapore (per l'acqua la temperatura critica è pari a 647,3 K e la pressione critica pari a 220,5 bar). Al di sopra del punto critico, non può più esistere l'equilibrio liquido-vapore e si entra nel campo di esistenza dei gas, i quali non condensano per semplice compressione.

Nuove leghe resistenti alle alte temperature sono in fase di studio, al fine di consentire l'utilizzo di vapore a 700°C, con un conseguente aumento dell'efficienza fino al 50%.

Per quanto riguarda i residui, essi sono formati per l'80-90% di ceneri volanti sottili a basso tenore di carbonio (in media lo 0.5%).

6. Emissioni inquinanti

Una delle più grandi sfide ambientali che ha coinvolto l'utilizzo del carbone è la riduzione degli ossidi di azoto (NO_x), formati durante la combustione. Il metodo più economico di abbattimento degli NO_x nella combustione del carbone è attraverso le modificazioni del bruciatore. Tecniche di air-stage sono state ampiamente utilizzate nello sviluppo di bruciatori di carbone polverizzato a basso NO_x promuovendo la conversione di questo in N_2 mediante il ritardo della miscelazione nella zona ricca di combustibile, vicino l'ingresso del bruciatore.

Allo stato attuale i bruciatori a polverino di carbone a bassa emissione di NO_x si distinguono in due tipologie a doppia zona d'aria o a tripla zona d'aria, i quali ottengono migliori risultati di efficienza se accompagnati con un overfire air system (OFA).

Formazione e controllo degli NO_x

La formazione di NO_x durante il processo di combustione avviene principalmente attraverso l'ossidazione dell'azoto nell'aria di combustione (thermal NO_x) e l'azoto presente nel combustibile (fuel NO_x). La formazione del NO_x termico durante la combustione è stata facilmente compresa ed è stata adeguatamente descritta, dal già citato, meccanismo di Zeldovich. Esso viene soppresso dalla riduzione della temperatura della fiamma e da concentrazioni basse di ossigeno. La formazione del fuel NO_x è un processo più complesso che coinvolge la concentrazione locale di ossigeno e azoto ed è ridotta dalla diminuzione della disponibilità di ossigeno durante varie fasi del processo di combustione. I bruciatori a basso NO_x provvedono alla divisione in fasi del processo di combustione controllando il processo di miscelazione e la temperatura di picco. L'efficacia del processo di controllo del NO_x è dipendente dalla tipologia di carbone bruciato, con emissioni più basse di NO_x se il contenuto di azoto del combustibile è piccolo e presenta bassi rapporti di materia solida su materia volatile (cioè una più alta reattività). La geometria della zona di combustione è molto importante, soprattutto in caso di adattamento di bruciatore ad impianti preesistenti. Se il

bruciatore risulta essere di diametro più piccolo o troppo corto o la lunghezza della fiamma troppo breve, le emissioni di NO_x ne risentiranno negativamente.

L' NO_x può essere anche ridotto mediante la deviazione di una porzione dell'aria di combustione dai bruciatori (tipicamente dal 10% al 25%) e introdurla a valle attraverso aperture chiamate "overfire air" (OFA) per completare il processo di combustione. La riduzione di NO_x raggiunta è dipendente dalla quantità di OFA, dalle proprietà del combustibile e il tempo di residenza fra i bruciatori e gli OFA.

I principali svantaggi di questi sistemi sono: l'altezza della fornace sulla zona del bruciatore (tempo di residenza), svantaggi fisici/meccanici e la propensione del carburante utilizzato ad essere corrosivo (cioè il contenuto di ferro e zolfo del carbone). L'aggiunta di aperture OFA a bruciatori a bassi NO_x può notevolmente aumentare la riduzione di NO_x dal 10% al 25%.

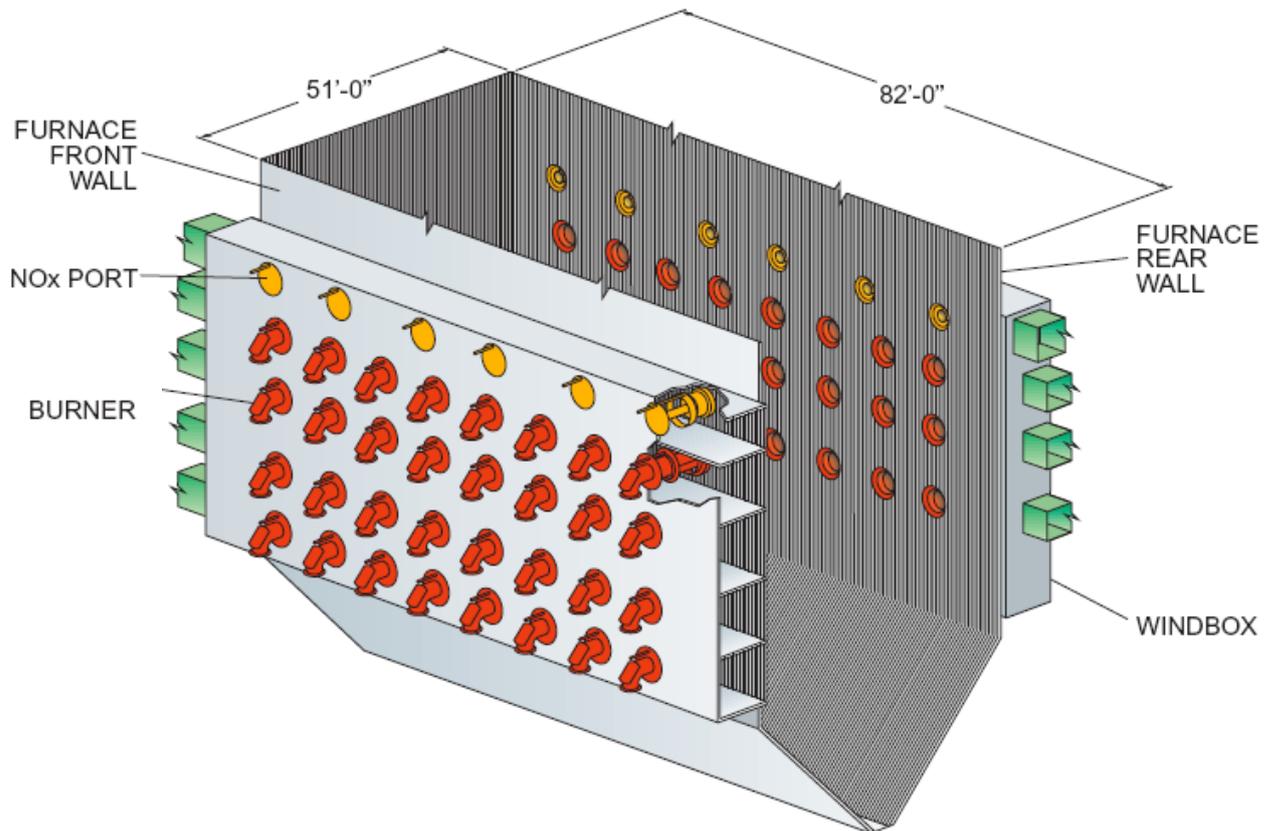


Figura 16 - Esempio di camera di combustione servita da bruciatori a bassa emissione di NO_x , alimentati a carbone, e da OFA

Bruciatori a bassa emissione di NO_x con doppia zona d'aria

Le caratteristiche aerodinamiche del bruciatore a doppia zona d'aria riducono la disponibilità di ossigeno durante i primi stadi della combustione. Una porzione dell'aria secondaria è

ridiretta verso la fornace per completare la combustione del char. Il design di un bruciatore prevede una regione ad alta temperatura appena a valle dell'uscita del nozzle per promuovere la conversione dell'azoto del combustibile ad azoto volatile e quindi minimizzare la quantità di azoto del combustibile trattenuta nel char. Un bruciatore di questo tipo è equipaggiato con un set di pale multiple fisse (fixed spin vanes) localizzate nella zona d'aria più esterna per ottenere la distribuzione d'aria desiderata intorno alla periferia del bruciatore.

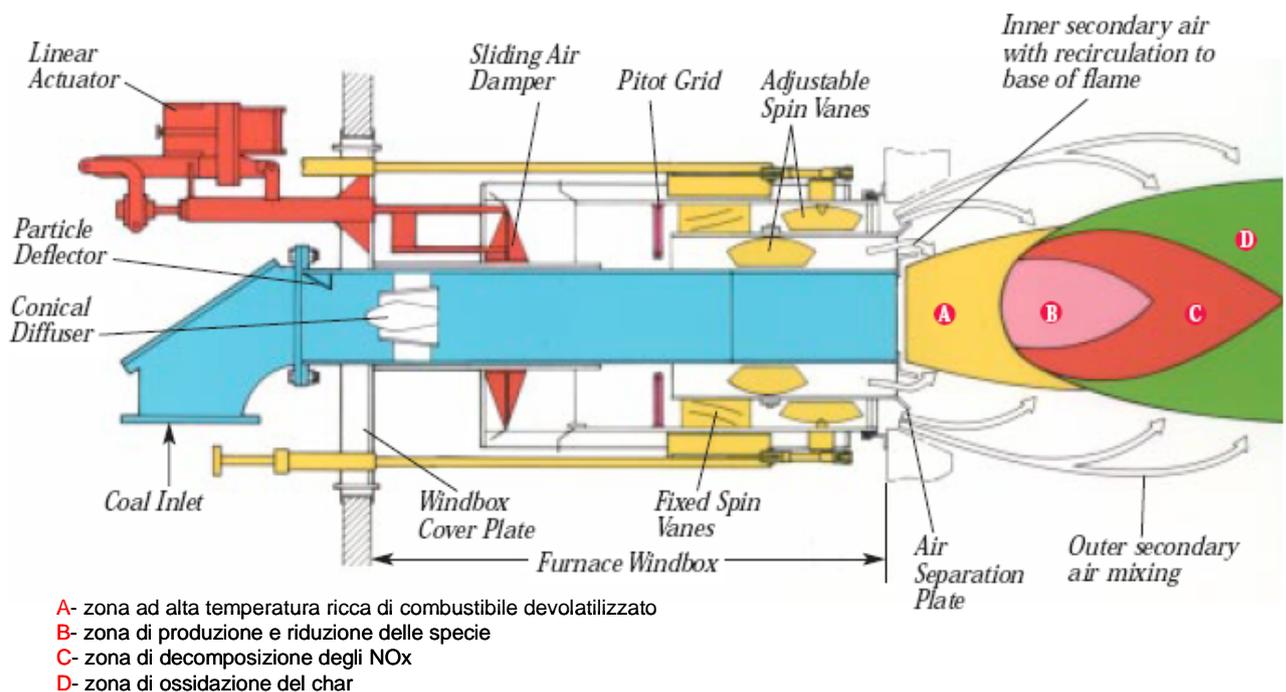


Figura 17 - Bruciatore a doppia zona d'aria

Pale regolabili (adjustable spin vanes) sono localizzate sia nelle zone d'aria più interna che in quella più esterna per impartire una giusta rotazione all'aria secondaria, per garantire la stabilità della fiamma e un'ottima miscelazione di combustibile comburente. L'aria secondaria, sia verso le zone interne che esterne, è controllata indipendentemente dalla rotazione da un disco mobile regolabile (adjustable sliding disk). Quest'ultimo dà un controllo attendibile del flusso d'aria ad ogni bruciatore e facilita il bilanciamento dell'aria fra combustore e combustore, senza influenzare gli schemi di swirl dell'aria. Un attuatore lineare regolabile arbitrariamente permette di operare sul disco mobile. Un bruciatore a doppio strato d'aria è anche generalmente equipaggiato con un dispositivo di misura della portata d'aria.

Questo dispositivo è un riarrangiamento del tubo di Pitot o ad impact-suction o di tipo inverso, consistente in due separati tubi di impact-suction radiali collegati attraverso un collettore (Pitot grid). Questa griglia, che media in più punti, dà un'indicazione relativa del flusso d'aria al bruciatore, mediante la misurazione del differenziale di pressione. Durante il suo funzionamento, questo sistema compie il monitoraggio dell'aria, che è utile nel rilevare squilibri nel flusso da bruciatore a bruciatore, all'interno della comune wind-box (collettore dell'aria). Questi dati sono utilizzati per stabilire la posizione a pieno carico di ogni disco mobile dei bruciatori e per ottenere un flusso d'aria secondaria ben bilanciato.

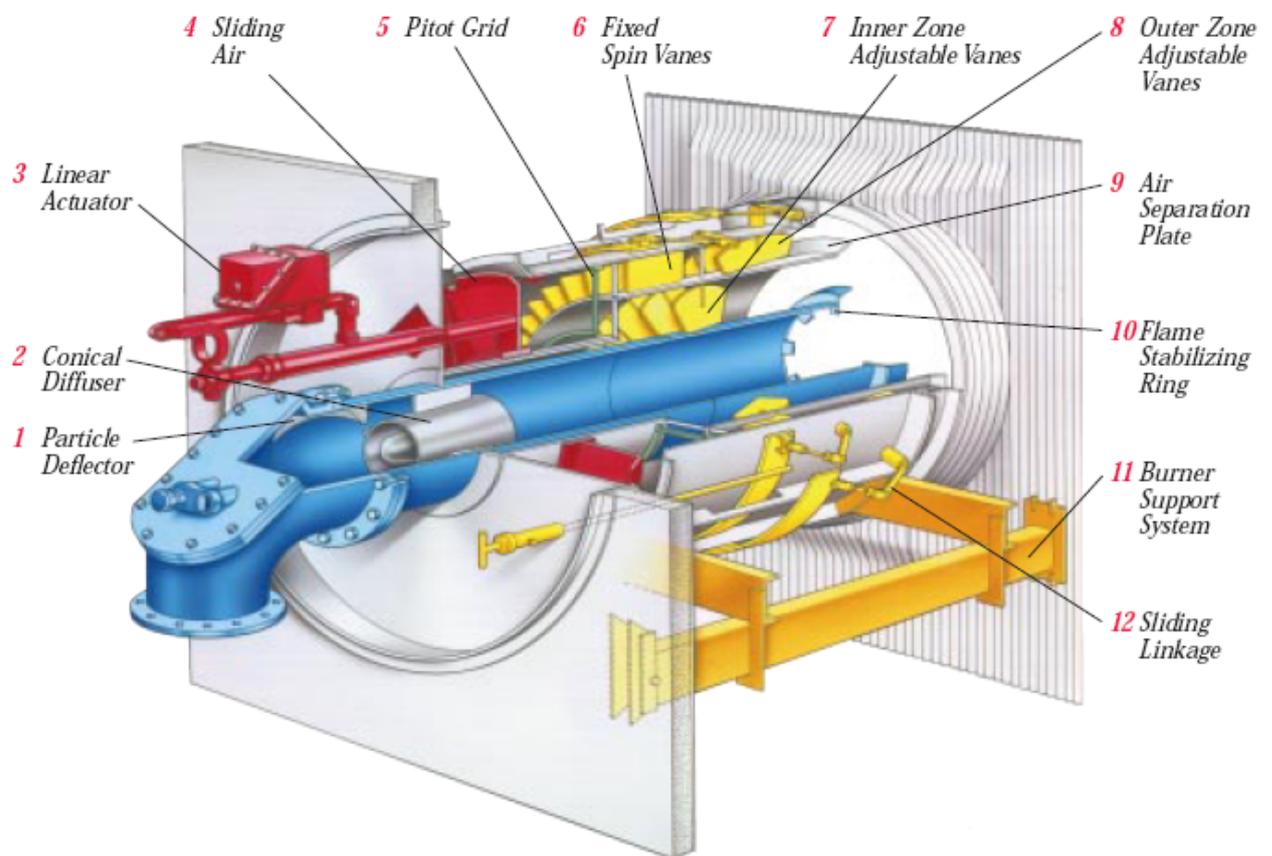


Figura 18 - Elementi costruttivi di un bruciatore a doppia zona d'aria

Tabella 6- Caratteristiche delle componenti meccaniche di un bruciatore a bassa emissione di NOx

Componenti	Caratteristiche funzioni
1-2 Deflettore del particolato	Interruzione e redistribuzione del flusso di carbone nell'anello ricco di carburante vicino la parete del nozzle.
3 Attuatore lineare	Regola facilmente la posizione della valvola a tiraggio mobile dell'aria secondaria per lo spegnimento, il pieno carico e il raffreddamento.
4 Valvola a tiraggio di aria mobile	Controlla il flusso dell'aria secondaria verso zone d'aria più interne o più esterne del bruciatore in maniera indipendente dallo swirl.
5 Griglia Pitot	Da una indicazione relativa del flusso d'aria con un dispositivo a 30 punti di impact/suction, per bilanciare il flusso d'aria fra i bruciatori.
6 Pale a rotazione bloccata per la zona d'aria esterna	Migliora la distribuzione dell'aria periferica all'interno del bruciatore riduce la caduta di pressione.
7 Pale a rotazione variabile per la zona d'aria più interna	Stabilizza la fiamma all'estremità del nozzle.
8 Pale a rotazione variabile per la zona d'aria più esterna	Da una appropriata miscelazione dell'aria secondaria alla fine della fiamma.
9 piastra di separazione dell'aria	Devia il flusso dell'aria secondaria, in maniera che questa ricopra tutta la fiamma.
10 anello stabilizzatore della fiamma	Ancora la fiamma alla fine del nozzle, ne promuove la stabilità, nonché la rapida volatilizzazione del combustibile.
11 Sistema di supporto del bruciatore	Asseconda le dilatazioni termiche.
12 collegamento mobile	Braccio leva mobile che permette il controllo e settaggio della rotazione delle pale mobili.

Bruciatori a bassa emissione di NO_x a tripla zona d'aria

La caratteristiche tre zone d'aria di questa tipologia di bruciatori sono mostrate in figura 8 e 9:

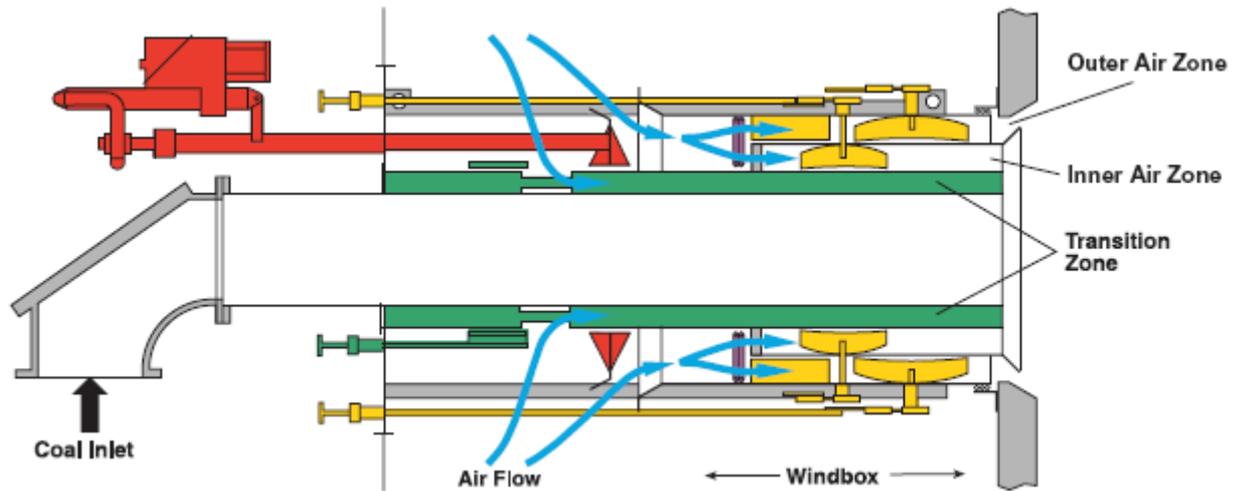


Figura 19 - Sezione laterale di un bruciatore a tripla zona d'aria

I bruciatori a bassa emissione di NO_x degli anni '90 sono stati sviluppati utilizzando zone d'aria singole o doppie. I bruciatori a tripla zona d'aria hanno superato questo concetto di design con l'aggiunta di una terza zona d'aria. Questa terza zona d'aria, di transizione, è localizzata vicino al nozzle del carbone. La zona di transizione agisce come un cuscinetto fra il core della fiamma ricco di combustibile e le strisce di aria secondaria più interne e più esterne. Il campo di flusso prodotto dalla zona di transizione guida i gas dalle porzioni più esterne della fiamma verso il core della fiamma. L'NO_x formato nella regione della fiamma più esterna ricca di ossigeno è ridotta ad azoto durante il processo, come mostrato in figura 9.

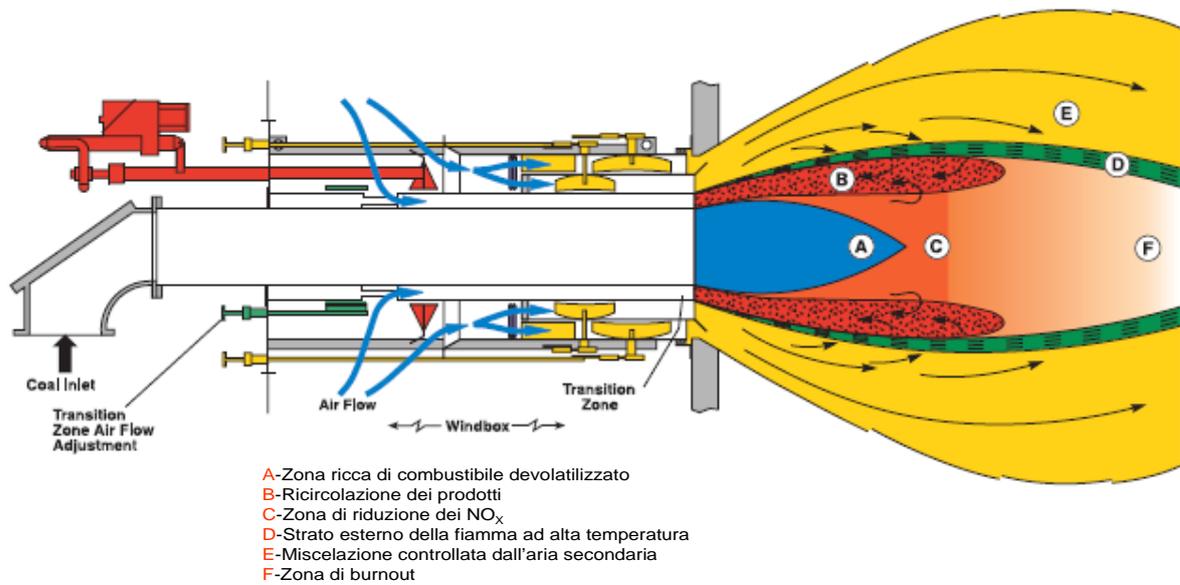


Figura 20 - La zona di transizione agisce come un cuscinetto fra le zone più esterne e il core della fiamma ricco di combustibile

Questo nuovo design porta ad un abbassamento significativo di NO_x rispetto a quello che è raggiungibile con i tradizionali bruciatori a singola o a doppia zona.

Tutti i bruciatori a bassa emissione di NO_x sono costruiti, nelle zone esposte alle alte temperature, con una piastra di acciaio inossidabile pesante e di alta qualità. Questa è combinata con un sistema di sostegni per mantenere l'integrità strutturale assecondando l'espansione termica.

Pale girevoli e regolabili permettono la regolazione online. Ogni bruciatore ha una propria capacità di controllo del flusso dell'aria mediante una valvola mobile regolabile manualmente. La misurazione relativa del flusso d'aria per ogni bruciatore è effettuata da una griglia di Pitot multi-punto. Il bruciatore è assemblato in officina come unità pronta ad essere trasportata ed installata con le apposite apparecchiature.

Sistemi OFA (overfire air system)

Nel progettare un sistema avanzato per avere una combustione secondaria risulta complesso il dimensionamento delle gole delle aperture OFA per un'ottima penetrazione e miscelazione dell'aria con il combustibile.

Gli OFA sono progettati per dare un'ottima miscelazione dell'aria nella seconda parte della combustione. Il design assicura una adeguata penetrazione del getto come indicato dai

rapporti fra flusso di massa e flusso della quantità di moto. La corona circolare più esterna della apertura è equipaggiata con pale rotanti e regolabili manualmente, progettate per dare una sufficiente dispersione dell'aria garantendo la miscelazione vicino alle pareti della fornace. La zona d'aria più interna assicura che la penetrazione sia sufficiente a promuovere la miscelazione più vicina al centro della fornace. Una valvola di tiraggio mobile controlla il flusso d'aria nella zona più vicina all'apertura. Il flusso totale d'aria alla apertura OFA è controllata da una valvola di tiraggio individuale ed un'unità di guida. La guida della apertura OFA è dello stesso tipo dell'attuatore elettrico usato per i bruciatori. La valvola di controllo del flusso dell'OFA effettua il controllo con il carico al contrario di quella dei bruciatori che è fissata nella posizione operativa.

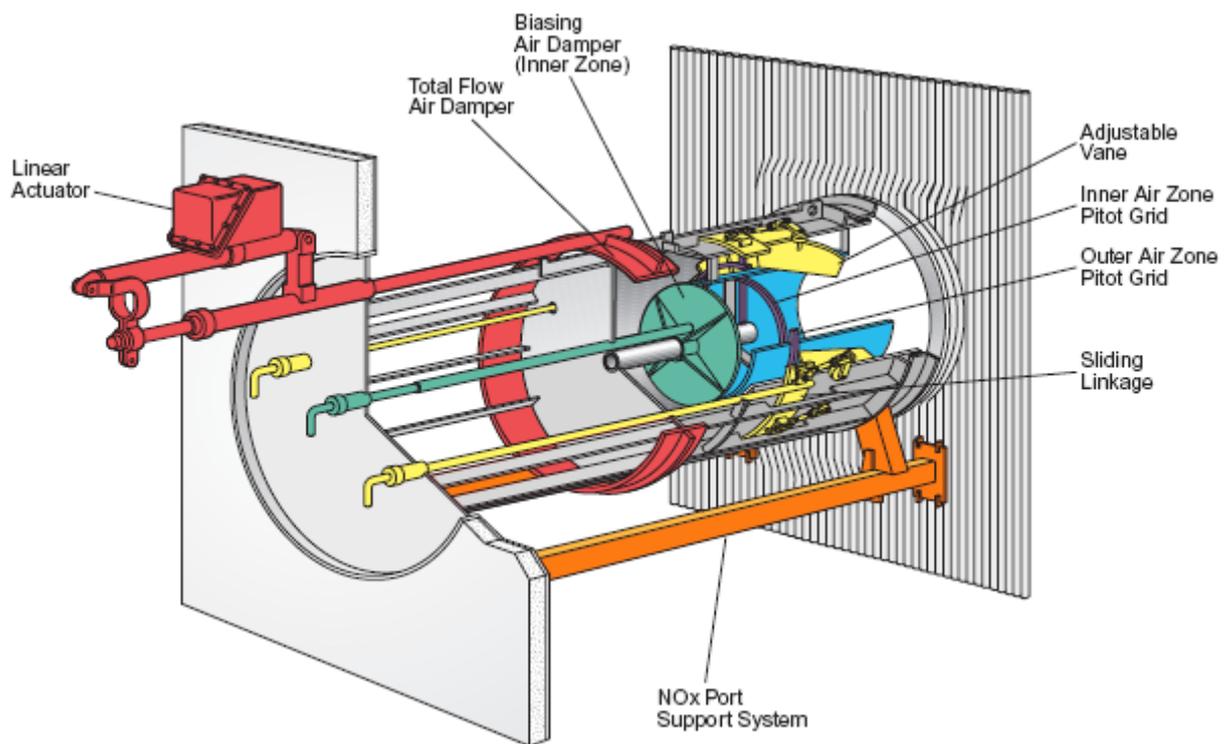


Figura 21 - Apertura del sistema OFA

Ogni apertura è equipaggiata con un manicotto a valvola a tiraggio, per regolare il flusso d'aria. È presente una griglia di Pitot per indicare localmente il flusso d'aria per ogni apertura. Una valvola a tiraggio dell'aria centrale, regolabile manualmente, controlla direttamente il flusso diretto nella zona più interna dell'apertura. La valvola a tiraggio centrale permette che una specifica quantità di aria di combustione abbia sufficiente penetrazione nella fornace.

L'aria verso l'apertura è introdotta con uno swirl per migliorare la miscelazione con il combustibile. Lo swirl è regolato da pale controllabili manualmente nella zona esterna. Il progetto globale ottimizza la miscelazione dell'aria e del gas combusto in una fornace superiore. La miscelazione ben progettata e controllata migliora la combustione e permette di completare il processo limitando le emissioni di CO.

In figura 11 viene riportato un diagramma, con i risultati ottenuti nell'abbattimento degli NO_x al variare della configurazione della camera di combustione.

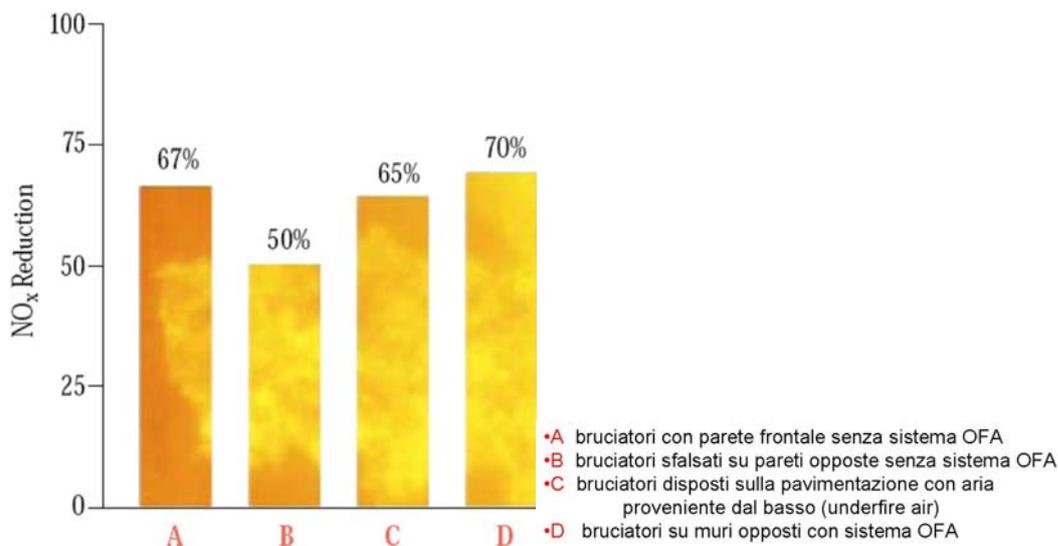


Figura 22 - Riduzione degli NOX al variare della configurazione della camera di combustione

I sistemi di preparazione del combustibile, ed in particolare dei polverizzatori di carbone, sono dunque elementi critici per ridurre costi operativi, venire incontro ai requisiti di controllo delle emissioni inquinanti e provvedere alla flessibilità del sistema caldaia, specialmente quando viene coinvolto un cambiamento di carburante.

L'installazione di bruciatori a bassa emissione di NO_x per ridurre gli inquinanti o il passaggio ad un carbone meno volatile comportano un aumento degli incombusti, a meno di non avere una più spinta sottigliezza delle polveri.

Il cambiamento ad un carbone a più basso costo o a più basso contenuto di zolfo può limitare la capacità di un polverizzatore in quanto il nuovo carbone è più difficile da macinare o ha un più basso potere calorifico. Questa ultima diminuzione risulta dagli aumenti della portata massica di carbone attraverso il polverizzatore (una macchina a flusso di massa) per un'invariata quantità di calore in ingresso alla caldaia (una macchina a flusso di calore).

Nuove metodologie possono richiedere carichi più bassi del polverizzatore dove diventano importanti i fenomeni vibratorii.

Una buona varietà di aggiornamenti sono stati sviluppati per estendere l'attività dei polverizzatori aumentandone il carico di macinazione, e migliorandone la sminuzzatura con una ridotta perdita di pressione. Il progetto meccanico utilizza due fasi separate: riduce le polveri ricircolate nella zona di macinazione, ed aumenta la capacità di sminuzzamento. Questa caratteristica permette un compromesso fra la portata di carbone trasportato al bruciatore e la sottigliezza della polvere. Test sul campo indicano che è possibile un aumento dal 10% al 15% in capacità o dal 70% al 90% in sottigliezza del carbone passando attraverso uno schermo a 200 mesh. Può essere ottenuta, a seconda del carico, una riduzione del 20% della pressione di macinazione.

La più spinta macinazione delle polveri mitiga gli aumenti degli incombusti spesso associato ad una conversione da un bruciatore normale ad uno a bassa emissione di NOx.

Una riduzione di carico dei grandi polverizzatori, generalmente associata ad un cambio di combustibile, può essere attuata installando un sistema a carico variabile di elementi di macinazione. Questo permette una superiore riduzione di carico, senza dover assistere alla comparsa delle eccessive vibrazioni, tipiche di quando il carico di carbone è insufficiente a mantenere uno stato stabile fra gli elementi di macinazione.

La manutenzione può essere ridotta utilizzando elementi della macina in ceramica resistente all'usura.

Infine nei sistemi di polverizzazione è presente un sistema per inertizzare l'ambiente interno alla macchina al fine di evitare esplosioni dovute alla alta volatilità della polvere di carbone.

7. Considerazioni conclusive

Si sono brevemente trattate la genesi, le proprietà e le caratteristiche peculiari degli impianti a polverino di carbone. Nell'ambito di questa tesi sarà eseguita un'analisi, attraverso simulazione numerica, del funzionamento di un bruciatore per la combustione di polverino di carbone a basse emissioni di NOx con tecnologia PCC, di cui si è appena fornito un dettagliato schema di funzionamento. Lo studio di tale tipologia di combustore consentirà di analizzare la maggior parte delle problematiche cui dover far fronte in un impianto alimentato con materiali residuali ad alta granulometria. A tal fine saranno forniti, nel capitolo seguente,

tutti gli elementi teorici per la modellazione e la simulazione termofluidodinamica di un generico sistema di combustione, entrando nel dettaglio della teoria che è posta alla base dei più moderni codici di calcolo commerciali.

Capitolo V

Simulazione numerica di una fornace. Calcolo delle condizioni operative e dei flussi termici ottenibili alle pareti.

Anticipate e descritte le problematiche principali inerenti la combustione e gli impianti alimentati a polverino di carbone non resta che studiare più nel dettaglio le fenomenologie che si presentano in camera di combustione. Per far ciò sarà d'ausilio uno strumento oggi giorno utilizzatissimo: la fluidodinamica computazionale. I moderni calcolatori ed i codici commerciali in commercio consentono ormai la simulazione e la determinazione con una certa precisione delle prestazioni di svariate tipologie di sistema e, nella fattispecie, consentono di indagare anche in campi in cui in passato era ritenuto impensabile poter approcciare ad uno studio senza la relativa sperimentazione. L'adozione della CFD sarà però introdotta dalla teoria posta alla sua base. Successivamente saranno mostrati i risultati delle simulazioni condotte preventivamente su una camera di combustione alimentata con combustibili in fase gassosa. Ciò poiché, prima di addentrarci nella vera e propria simulazione della combustione con materiali ad alta granulometria, è necessario verificare che lo strumento utilizzato sia in grado di fornire risultati sufficientemente aderenti alla realtà fisica. Una volta certi della corretta impostazione del codice di calcolo sarà vagliato l'andamento della combustione del polverino di carbone.

1. La combustione turbolenta

Lo studio della combustione in flussi turbolenti coinvolge un gran numero di complessi problemi.

Nell'ambito di questa trattazione non potremo considerarli tutti, ed introdurremo ben presto numerose ipotesi semplificative. Riteniamo comunque utile, al fine di acquisire coscienza dei limiti intrinseci dei modelli che descriveremo, citare alcuni tra i principali problemi.

La combustione avviene sempre in fase gassosa; qualora il combustibile sia iniettato in camera di combustione in fase condensata (liquido o solido), sarà quindi necessaria dapprima una transizione di fase fino allo stato vapore o gas. Se il combustibile è in fase liquida, occorre disperderlo in goccioline mediante iniettori di disegno appropriato, per aumentare la superficie a disposizione per il cambiamento di fase; la transizione di fase avviene quindi per evaporazione sulla superficie delle goccioline stesse, le quali di conseguenza si riducono progressivamente di diametro. In questo processo gioca evidentemente un ruolo importante lo scambio di calore tra le due fasi. Molti combustibili liquidi evaporano facilmente, come i combustibili criogenici (p. es. idrogeno liquido) e gli idrocarburi leggeri, quali le benzine ed il kerosene; nel caso di turbine a gas, l'evaporazione delle goccioline è facilitata dal riscaldamento che l'aria subisce nel compressore. In queste condizioni si può approssimativamente ipotizzare che il combustibile vaporizzi non appena iniettato in camera, e trattare quindi la combustione in fase gassosa; tale approssimazione tuttavia è lecita solo nel funzionamento a piena potenza, mentre nel funzionamento a potenza ridotta gli effetti dovuti alla presenza di due fasi non sono trascurabili. Incidentalmente, i motori aeronautici generalmente operano a piena potenza per non più di 40 s (durante la fase di rullaggio e decollo), poi la potenza viene ridotta a circa l'85% del massimo per circa due minuti, e successivamente ulteriormente ridotta fino ad attestarsi a non più del 30% del massimo in fase di volo di crociera. Questo per limitare le sollecitazioni termiche sulle palette della turbina; è noto infatti che la spinta specifica di una turbina a gas cresce con l'aumentare della temperatura massima del ciclo (quindi al decollo, quando è richiesta la massima spinta, il motore opera con rapporto aria/combustibile più prossimo allo stechiometrico, innalzando quindi la temperatura all'ingresso della turbina). Gli olii pesanti presentano invece una bassa volatilità, per cui la fase liquida persiste più a lungo. Negli endoreattori a propellenti liquidi anche l'ossidante può essere in fase liquida. Nel caso di combustibili solidi, come il carbone ed i grani di endoreattori a propellenti solidi, la combustione richiede la pirolisi e/o sublimazione del combustibile o del grano, processo anch'esso strettamente collegato allo scambio di calore interfase. In endoreattori a propellenti solidi addizionati con polvere metalliche (p. es. alluminio), quest'ultime ossidandosi danno luogo a prodotti che restano allo stato di goccioline o particelle anche alle elevate temperature che prevalgono nella camera di combustione. Particelle solide (cenere) sono generate anche nella combustione del carbone. In molti casi quindi la combustione coinvolge un flusso bifase.

Tuttavia, anche quando il combustibile è iniettato in camera di combustione già in forma gassosa, possono generarsi particelle solide per effetto della combustione. Tutti gli idrocarburi infatti generano *soot* (articolato, o fuliggine, visibile come fumo), cioè particelle incombuste composte prevalentemente dagli elementi idrogeno e carbonio. Anche in questo caso si ha quindi a rigore un flusso bifase; inoltre il *soot* è strettamente associato con lo scambio termico per radiazione. La produzione di *soot* è relativamente limitata nella combustione del metano, ma risulta importante per tutti gli altri idrocarburi.

A causa delle elevate temperature associate con la combustione, lo scambio termico per radiazione (che, per emissione da corpo nero, è legato alla quarta potenza della temperatura) è particolarmente attivo. Esso può essere dovuto a due cause. La prima è legata all'eccitazione dei livelli energetici delle molecole; tornando negli stati energetici più bassi, la molecola emette quanti di energia di ben determinata frequenza (o lunghezza d'onda); si parla quindi di *emissione per bande* del gas. La seconda causa è legata alla presenza di una fase condensata (*soot* nel caso di combustione di idrocarburi, oppure ossido di alluminio in endoreattori a propellenti solidi addizionati con polvere di alluminio) che emette energia per radiazione in modo simile ad un corpo nero, con uno spettro *continuo* secondo la legge di Planck. La radiazione per bande è importante da parte soprattutto delle molecole di H_2O e CO_2 ; un minore contributo danno le specie CO e CH_4 . Quando si ha solo radiazione in bande da gas, si parla di fiamme *non luminose*; quando si ha anche il contributo continuo da *soot*, di fiamme *luminose*.

In tutti i sistemi reagenti si ha un numero spesso elevato di specie chimiche, e si ha quindi una *diffusione multicomponente* (ciascuna specie chimica diffonde in ciascuna delle altre specie presenti nel sistema, con uno specifico tasso di diffusione), descrivibile mediante coefficienti di scambio multicomponente, di valutazione alquanto complessa; anche la viscosità e la conducibilità termica della miscela gassosa dipendono in maniera complessa dalla composizione e dalla temperatura.

La cinetica chimica della miscela reagente è molto spesso reagente, ed è descrivibile solo in via approssimata. Le costanti di reazione che appaiono nell'espressione di Arrhenius sono ricavate per via sperimentale, ma differenti metodi sperimentali portano a differenti valori; molto spesso diversi autori adottano per la stessa reazione valori delle costanti che differiscono di diversi ordini di grandezza. Per alcune reazioni, determinazioni recenti hanno portato a valori delle costanti di reazione che differiscono di molti ordini di grandezza rispetto a quelli finora accettati. Queste "costanti" inoltre spesso non sono tali se non in un limitato

campo di temperatura. Infine, è da dire che alcune reazioni esibiscono un comportamento non descrivibile secondo l'espressione di Arrhenius [2, 3].

Per effetto delle escursioni di temperatura che si verificano in flussi reagenti, i calori specifici delle singole specie chimiche variano. Se prevale l'equilibrio vibrazionale, il calore specifico della singola specie è esprimibile come una funzione della temperatura; tuttavia il calore specifico tende al valore di equilibrio alla temperatura data con un tempo finito, a causa di processi di *rilassamento vibrazionale*. Tali processi sono descrivibili introducendo equazioni per l'energia vibrazionale, nelle quali compare un tempo di rilassamento, funzione della temperatura e della pressione, esprimibile attraverso il modello di Landau e Teller [4]. Esso tiene in conto dei processi di interazione tra le molecole delle diverse specie chimiche, per cui p. es. una molecola della specie i può eccitarsi (o de-eccitarsi) vibrazionalmente attraverso una collisione con le molecole della specie j . Si avrà quindi un meccanismo di eccitazione, analogamente al meccanismo di reazione che abbiamo discusso per le reazioni chimiche. Anche in questi modelli compaiono costanti, la cui determinazione pone problemi qualitativamente simili a quelli esposti per le costanti dell'espressione di Arrhenius.

La turbolenza è poi considerata uno degli ultimi problemi irrisolti della fisica. Come vedremo, per una trattazione ingegneristica dei flussi turbolenti occorre ricorrere a *modelli di turbolenza*, dei quali ne esistono molti; essi possono essere suddivisi in differenti livelli di complessità. Quelli di corrente uso applicativo sono i più semplici; questi presentano tuttavia notevoli limiti, in particolare (ma non solo) per quanto riguarda il trasporto di grandezze scalari (come le concentrazioni delle specie chimiche, l'entalpia o la temperatura, cioè proprio le grandezze tipiche dei flussi reagenti). Se poi prendiamo in considerazione lo scambio termico convettivo in flussi turbolenti, possiamo dire che esso rappresenta l'aspetto più difficile da modellare.

E' necessario sottolineare che l'assoluta maggioranza dei flussi in applicazioni industriali, nonché in geofisica, sono turbolenti (per esempio, nella camera di combustione di una turbina a gas il numero di Reynolds assume tipicamente valori dell'ordine delle centinaia di migliaia). I flussi laminari sono piuttosto l'eccezione; quelli poi che possono essere approssimati come inviscidi sono ancora più rari. La combustione in flussi turbolenti assomma tutte le difficoltà sopra riportate; inoltre, i vari aspetti della combustione e della turbolenza interagiscono fra loro in modo complesso, moltiplicando la difficoltà di descrizione del problema.

Dalle considerazioni esposte si evince che, per problemi applicativi, bisognerà accontentarsi di risolvere un *modello* del flusso considerato, che necessariamente tratterà in maniera

approssimata alcuni aspetti, più che le equazioni “esatte”. Tali modelli non hanno in generale validità universale, ma sono al contrario limitati nel loro campo di applicazione. Per consentire di introdurre il lettore agli strumenti modellistica fondamentali che mirano a descrivere i flussi turbolenti reagenti, riportiamo in queste note alcuni modelli che possono essere applicati con ragionevole approssimazione in alcuni casi di interesse pratico. Tali modelli, una volta implementati in adatti codici di calcolo fluidodinamica, possono essere usati per prevedere il campo di flusso in fiamme e camere di combustione.

A causa della vastità del tema, adottiamo alcuni punti di vista restrittivi. Consideriamo solo reazioni in fase gassosa (trascorrendo quindi del tutto eventuali fenomeni di flusso bifase) e ci concentreremo su metodi di provata applicabilità pratica, accennando appena ad approcci più avanzati che attraggono l'interesse in vista delle loro potenziali capacità, ma non sono ancora ampiamente adottati nelle applicazioni pratiche.

Come si può facilmente comprendere sulla base delle considerazioni sopra esposte, la previsione dei flussi turbolenti è affetta da grandi incertezze, e la combustione aggiunge un importante contributo. Questo deve essere tenuto in mente quando si confrontano i risultati delle previsioni numeriche con i risultati di esperimenti. Questi ultimi, a loro volta, sono anch'essi oggetto di grandi incertezze, in particolare per flussi turbolenti reagenti. In queste note cercheremo di elaborare commenti, introducendo i vari modelli, sulle incertezze ed i limiti ad essi associati, e sulle implicazioni delle approssimazioni sulle quali esse si basano. Menzioneremo anche le aree in cui mancano tuttora modelli appropriati.

2. Equazioni di Navier-Stokes in forma mediata

Ci occuperemo delle equazioni di conservazione per flussi reagenti gassosi, sotto l'ipotesi di equilibrio vibrazionale (per cui il calore specifico di ogni singola specie è esprimibile come una funzione della temperatura), e delle difficoltà associate con la loro soluzione numerica per flussi turbolenti. Quindi, è presentata la procedura di media che forma la base dei successivi sviluppi.

2.1. Equazioni di conservazione

Sono qui riassunte le equazioni di conservazione per una miscela gassosa reagente. Per una derivazione completa vedi p. es. [5].

L'aspetto saliente delle miscele gassose reagenti è che la densità, data (per miscele di gas termicamente perfetti) dall'equazione termica di stato

$$\rho = \frac{pW}{R^0 T} \quad (1)$$

varia ampiamente nel campo di moto per l'effetto combinato di variazioni di temperatura e variazioni di composizione, le quali ultime influenzano il peso molecolare della miscela W ; in flussi ad alta velocità anche la pressione può avere un ruolo. La composizione della miscela può essere espressa o in termini delle frazioni di massa delle singole specie (essendo Y_i la massa della specie i riferita ad una massa unitaria di miscela) oppure delle frazioni molari (essendo X_i le moli della specie i contenute in una mole di miscela). Il peso molecolare della miscela è allora legato alla composizione in termini di frazioni molari dalla

$$W = \sum_{i=1}^N X_i W_i \quad (2)$$

dove N è il numero di specie chimiche presenti nel sistema, e W_i è il peso molecolare della specie i ; infatti una mole di miscela (di massa W) è costituita da X_1 moli della specie 1 (la cui massa per mole è W_1), X_2 moli della specie 2, etc. La W può anche essere espressa in termini di frazioni di massa; occorre premettere che le frazioni molari e di massa sono legate dalla relazione

$$Y_i = \frac{X_i W_i}{W} \quad (3)$$

in quanto su una mole di miscela (di massa W) la massa della specie i è data da $X_i W_i$.

Esplicitando la X_i dalla (3)

$$X_i = \frac{Y_i W}{W_i} \quad (4)$$

e sommando questa espressione rispetto all'indice i , si ottiene (il primo membro della sommatoria essendo evidentemente uguale all'unità)

$$W = \left[\sum_{i=1}^N \frac{Y_i}{W_i} \right]^{-1} \quad (5)$$

L'equazione termica di stato può pertanto essere scritta come

$$\rho = \frac{p}{R^0 T \sum_{i=1}^N \frac{Y_i}{W_i}} \quad (6)$$

Questa premessa evidenzia il fatto che il sistema di equazioni di conservazione richiesto per descrivere flussi reagenti comprende, oltre alle equazioni di continuità e della quantità di moto, equazioni per la conservazione dell'energia e per l'evoluzione della concentrazione delle N specie chimiche. Vedremo fra breve che questo implica, quando si considerano flussi turbolenti, difficoltà di una natura specifica che si aggiungono a quelle già presenti nei flussi inerti.

Nello scrivere le equazioni di conservazione, adotteremo un gran numero di ipotesi semplificative per rendere il problema suscettibile di successivo trattamento matematico. Oltre alle assunzioni ampiamente stabilite che la viscosità sia newtoniana, che la conduzione di calore sia descritta dalla legge di Fourier e che la diffusione delle specie sia descritta dalla legge di Fick, trascureremo alcuni termini nelle equazioni della quantità di moto, dell'energia e delle specie. Più precisamente, nelle equazioni della quantità di moto trascuriamo la viscosità di volume (normalmente piccola per gas). Nell'equazione dell'energia trascuriamo il lavoro delle forze di volume (il che esclude flussi dominati dal galleggiamento come gli incendi). Trascuriamo ancora nell'equazione dell'energia i termini di Dufour (diffusivi-termometrici): Similmente trascuriamo nelle equazioni delle specie i termini di Soret (termo-diffusivi) ed il contributo alla diffusione dovuto ai gradienti di pressione; inoltre in queste equazioni supponiamo che la diffusione avvenga prevalentemente contro un gas "di sfondo" presente in proporzione decisamente prevalente (come è p. es. il caso dell'azoto nell'aria atmosferica), il che consente di rimpiazzare con accettabile approssimazione i coefficienti di

diffusione multicomponente (indicati con D_{ij} , coefficiente di diffusione della specie i nella specie j) con coefficienti binari D_i (coefficiente di diffusione della specie i nel gas sfondo); è anche possibile utilizzare coefficienti di diffusione rappresentativi cosiddetti “mediati sulla miscela”, dati dall’espressione [6]

$$D_i = (1 - Y_i) / \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i}}^N \frac{X_m}{D_{mi}} \quad (7)$$

La validità di tale espressione tuttavia è discutibile in presenza di idrogeno [7], il quale peraltro compare in quasi tutti i processi di combustione.

Per quanto concerne la notazione, adottiamo notazione sensoriale cartesiana, con la convenzione che gli indici k ed l siano riservati per indicare sommatoria sulle tre direzioni coordinate. Le equazioni di continuità, quantità di moto, energia e delle specie assumono quindi la forma seguente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k u_i) = & - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ik} \right] + \rho g_i \quad i = 1, 2, 3 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h_0) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k h_0) = \\ = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_k} + \sum_{j=1}^N \left(\rho D_j - \frac{\lambda}{c_p} \right) h_j \frac{\partial Y_j}{\partial x_k} \right] + \Phi - \frac{\partial q_k^R}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k Y_i) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho D_i \frac{\partial Y_i}{\partial x_k} \right) + w_i \quad i = 1, 2, \dots, N \end{aligned} \quad (11)$$

δ_{ik} denota il delta di Kronecker, e g_i la componente dell’accelerazione di gravità nella direzione i . Nell’equazione dell’energia h e h_0 indicano rispettivamente l’entalpia statica e di ristagno. Si noti che in questa equazione il termine diffusivo è somma di due contributi, di cui il primo è relativo alla conduzione del calore secondo la legge di Fourier

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x_k} \quad (12)$$

La derivata della temperatura può essere espressa in termini di entalpia e concentrazioni attraverso l'equazione calorica di stato

$$h = \sum_{i=1}^N Y_i h_i(T) \quad (13)$$

dove h_i , l'entalpia statica della specie i (per unità di massa), è una funzione nota della temperatura (sotto l'ipotesi di equilibrio vibrazionale):

$$h_i = \Delta h_{i,f}^0 + \int_{T^0}^T c_{p,i}(T) dT \quad (14)$$

$\Delta h_{i,f}^0$ è l'entalpia di formazione della specie i alla temperatura di riferimento T^0 .

Differenziando la (13) si ha quindi

$$dh = \sum_{i=1}^N Y_i \frac{dh_i}{dT} dT + \sum_{i=1}^N h_i dY_i = \sum_{i=1}^N c_{pi}(T) Y_i dT + \sum_{i=1}^N h_i dY_i = c_p dT + \sum_{i=1}^N h_i dY_i \quad (15)$$

essendo c_p il calore specifico della miscela (a composizione "congelata", cioè supposta fissa nonostante l'incremento di temperatura)

$$c_p(T, Y_1, Y_2, \dots, Y_N) = \sum_{i=1}^N c_{pi}(T) Y_i \quad (16)$$

Dalla (15) il differenziale della temperatura può essere espresso come

$$dT = \frac{1}{c_p} \left(dh - \sum_{i=1}^N h_i dY_i \right) \quad (17)$$

Questa espressione può essere utilizzata nella legge di Fourier (12), che pertanto si scompone in un termine dell'entalpia statica, ed N termini nei gradienti delle frazioni di massa delle specie.

Il secondo contributo al termine diffusivo dell'energia è dovuto al fatto che ciascuna specie chimica, diffondendo secondo la legge di Fick, apporta un contributo energetico all'elemento di volume proporzionale a

$$\rho D_j h_j \frac{\partial Y_j}{\partial x_k} \quad (18)$$

Continuando l'esame dell'equazione dell'energia (10), Φ è il termine di dissipazione viscosa (dovuto al lavoro delle forze viscosi)

$$\Phi = \frac{\partial}{\partial x_k} \left\{ \mu \left[u_l \left(\frac{\partial u_l}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_l} \right) - \frac{2}{3} u_k \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right] \right\} \quad (19)$$

e q^R è il vettore del flusso di calore per radiazione. L'espressione di quest'ultimo è particolarmente complessa; essa implica la risoluzione di un'equazione per l'intensità radiativa I (energia che passa attraverso la superficie unitaria per unità di tempo, incanalata in un angolo solido unitario). Questa equazione ha una forma integro-differenziale [11], in quanto un elementino di volume scambia energia per radiazione con tutto lo spazio ad esso visibile. Le proprietà ottiche della miscela gassosa dipendono tuttavia (oltre che dalla sua temperatura e composizione chimica) dalla lunghezza d'onda della radiazione, per cui è in realtà necessario raffinare questa analisi introducendo un'intensità radiativa spettrale I_ν (per unità di frequenza, o equivalentemente I_λ , per unità di lunghezza d'onda). Si ha quindi un'equazione (detta RTE, Radiative Transfer Equation) con 7 variabili indipendenti (tempo, tre coordinate spaziali, due coordinate direzionali, e la frequenza della radiazione), chiaramente di onerosa risoluzione. Tale equazione, a differenza di quelle del moto che sono integrate sulla griglia di calcolo, deve essere integrata su *linee di vista*.

Nell'equazione delle specie (11) ω_i è il termine sorgente delle specie:

$$w_i = W_i \sum_{j=1}^M \Delta \nu_{i,j} \omega_j \quad (20)$$

dove ω_j è il tasso di reazione della reazione j ($=1,2,\dots,M$). Le reazioni sono indicate simbolicamente come



dove $\nu'_{i,j}$ e $\nu''_{i,j}$ sono i coefficienti stechiometrici della specie i come reagente e prodotto, rispettivamente, con $\Delta \nu_{i,j} = \nu''_{i,j} - \nu'_{i,j}$. La forma (21) tiene conto esplicitamente dei passi di

reazione diretto ed inverso; a volte invece questi passi sono considerati separatamente per cui si adotta la notazione

$$\sum_{i=1}^N \nu'_{i,j} M_i \rightarrow \sum_{i=1}^N \nu''_{i,j} M_i \quad (22)$$

Quando si adotta la forma (21) si parla di *reazioni reversibili*, quando si adotta la (22) di *passi elementari di reazione*; ovviamente, nel secondo caso il numero di reazioni M da considerare è il doppio che nel primo. Definiamo inoltre la *molecolarità* (cioè il numero di molecole che devono incontrarsi per far avvenire la reazione) dei passi di reazione diretto ed inverso come

$$m_j = \sum_{i=1}^N \nu'_{i,j} \quad n_j = \sum_{i=1}^N \nu''_{i,j} \quad (23)$$

Il tasso di reazione del j -esimo passo elementare può essere espresso attraverso la legge di Arrhenius come

$$\omega_j = B_j T^{\alpha_j} \exp\left(-\frac{E_j}{R^0 T}\right) \rho^{m_j} \cdot \prod_{i=1}^N \left(\frac{Y_i}{W_i}\right)^{\nu'_{i,j}} \quad j = 1, 2, \dots, M \quad (24)$$

In questa espressione B_j , α_j e E_j possono in prima approssimazione essere prese come costanti, per quanto una descrizione più accurata richiede che siano prese costanti a tratti in appropriati intervalli di temperatura. Quando invece si adotta la forma (21), il tasso di reazione della reazione j è dato dalla differenza tra i tassi dei passi diretto ed inverso, legati (in condizioni di equilibrio vibrazionale) dalla “costante” di equilibrio $K_{p,j}$:

$$K_{p,j} = \exp\left(-\frac{1}{R^0 T} \sum_{i=1}^N \Delta\nu_{i,j} W_i \mu_i^0\right) \quad (25)$$

μ_i^0 denota il potenziale chimico per unità di massa della specie i alla pressione di riferimento p^0 (quindi, tanto μ_i^0 che $K_{p,j}$ sono funzioni della temperatura). Con tali premesse, il tasso di una reazione reversibile può essere espresso come

$$\omega_j = B_j T^{\alpha_j} \exp\left(-\frac{E_j}{R^0 T}\right) \rho^{m_j} \cdot \prod_{i=1}^N \left(\frac{Y_i}{W_i}\right)^{\nu'_{i,j}} \left[1 - \frac{(pW/p^0)^{n_j - m_j}}{K_{p,j}} \prod_{n=1}^N \left(\frac{Y_n}{W_n}\right)^{\Delta\nu_{n,j}}\right] \quad j = 1, 2, \dots, M \quad (26)$$

Questa presentazione dà una prima idea delle difficoltà associate a flussi reagenti, specialmente se si considera che, anche per sistemi reagenti apparentemente semplici, il numero delle specie N ed il numero delle reazioni M possono essere molto grandi a causa della presenza di molti intermediari di reazione ed al verificarsi di molti passi di reazione. La reazione di idrogeno in ossigeno puro implica la considerazione di *almeno* 6 specie e 7 reazioni (reversibili), mentre per una descrizione dettagliata della combustione di un idrocarburo, anche se estremamente semplice come il metano (CH_4), in aria, possono essere richieste da 15 fino a 39 specie, e da 18 a 128 reazioni [X12], a seconda del livello di approssimazione ricercato. Se poi consideriamo idrocarburi complessi, può essere necessario considerare, per esempio, 200 specie e 4000 reazioni.

Una qualche ulteriore semplificazione delle eq. (9, 10) è perciò giustificata, specie in vista della loro successiva applicazione a flussi reagenti. I coefficienti di diffusione delle specie possono essere presi uguali per tutte le specie

$$D_i = D \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (27)$$

senza introdurre un grosso errore, eccetto che per l'idrogeno che ha una mobilità sensibilmente maggiore delle altre specie. Tuttavia, come vedremo ad alto numero di Reynolds i flussi dovuti al trasporto molecolare risultano molto più piccoli dei flussi turbolenti, perciò l'assunzione di cui sopra comporta comunque un errore trascurabile. Effetti significativi invece nascono in fiamme laminari per effetto della "diffusione differenziale", cioè di diversi coefficienti di diffusione delle differenti specie. Possiamo poi introdurre i numeri adimensionali di Prandtl, Schmidt e Lewis

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}, \quad Sc = \frac{\mu}{\rho D}, \quad Le = \frac{Sc}{Pr} \quad (28)$$

che consentono di scrivere il termine dell'eq. (10) che coinvolge gradienti di concentrazione come

$$\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \left(\frac{1}{Sc} - \frac{1}{Pr} \right) \sum_{j=1}^N h_j \frac{\partial Y_j}{\partial x_k} \right] \quad (29)$$

Per la maggior parte delle specie gassose (ancora con l'eccezione dell'idrogeno) risulta $Le \approx 1$, cioè $Pr \approx Sc$; indichiamo con σ questo numero di Prandtl/Schmidt: E' evidente che grazie all'assunzione di numero di Lewis unitario il termine citato sopra viene eliminato

dall'equazione dell'energia. Per quanto riguarda il termine radiativi, osserviamo che esso normalmente non gioca un ruolo importante nelle applicazioni propulsive *dal punto di vista energetico*, in quanto la potenza termica scambiata con le pareti è dell'ordine di qualche punto percentuale al massimo. Occorre invece ovviamente tenerne conto qualora si intenda calcolare la distribuzione di temperatura sulle pareti della camera, e progettare un sistema per la loro refrigerazione; può inoltre avere un effetto significativo sulle emissioni dell'inquinante NO, estremamente sensibile al campo di temperatura. Notiamo che il termine radiativo è invece centrale in altre applicazioni, come p. es. nei generatori di vapore ove oltre il 95% dell'energia generata in camera di combustione è trasferita ai fasci tuberi per radiazione. Allora, con le ipotesi limitative introdotte, le eq. (10, 11) possono quindi essere riscritte come

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_0) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k h_0) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\mu}{\sigma} \frac{\partial h}{\partial x_k} \right] + \Phi \quad (30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k Y_i) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu}{\sigma} \frac{\partial Y_i}{\partial x_k} \right) + w_i \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (31)$$

Le equazioni (8, 9, 30, 31) costituiscono un sistema di $5 + N$ equazioni nelle variabili u_i ($i=1,2,3$), p , h_0 , Y_i ($i = 1, 2, \dots, N$). L'entalpia statica della miscela è $h = h_0 - u_k u_k / 2$; la densità può essere ottenuta attraverso l'equazione termica di stato (1). La temperatura (richiesta da quest'ultima equazione, ed anche necessaria, insieme con le concentrazioni, per valutare i tassi di reazione ed i coefficienti di diffusione μ , λ , D_{ij} , vedi per esempio [13, 14]) può essere ottenuta invertendo l'equazione calorica di stato (13). Il sistema è perciò *chiuso*, e quindi fornisce una descrizione completa dei flussi reagenti, sebbene con qualche assunzione semplificativa. E' importante qui sottolineare che esso descrive l'evoluzione dei valori *istantanei* delle varie grandezze.

Quando si cerca di risolvere le equazioni riportate sopra mediante un codice CFD (*Computational Fluid Dynamics* – fluidodinamica computazionale), i passi di discretizzazione (sia spaziali che temporali) devono essere scelti in modo tale da essere rappresentativi della scala dei fenomeni che avvengono nel flusso considerato. Come primo esempio riportiamo in fig. 1 il caso di un flusso intorno ad un gradino; è chiaro che adottando una griglia di calcolo del tipo di quella schematizzata a linea tratteggiata in fig. 1a, le cui maglie hanno dimensioni superiori a quelle che caratterizzano il gradino, si ottiene sì una soluzione, ma essa non sarà in grado di dare informazioni di alcuna utilità sulla configurazione di flusso indotta dalla presenza del gradino.

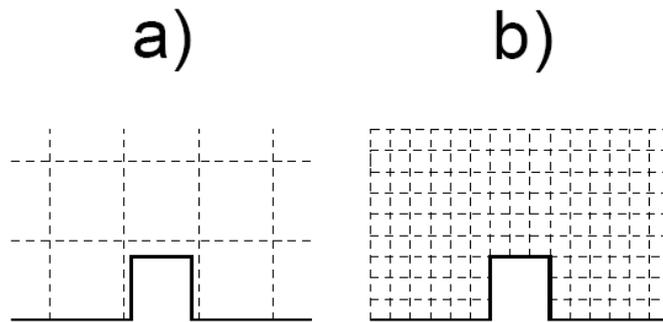


Figura 23 - Flusso intorno ad un gradino: a) griglia di calcolo eccessivamente larga, b) griglia di calcolo in grado di risolvere adeguatamente il flusso

Occorrerà quindi usare una griglia di calcolo del tipo indicato in fig. 1b, con dimensioni delle maglie inferiori alle dimensioni del gradino, ed in grado quindi di descriverlo compiutamente. Mentre questa non è una restrizione troppo pesante per flussi laminari, essa praticamente preclude l'integrazione diretta delle equazioni citate per flussi turbolenti. Infatti, questi esibiscono fluttuazioni (sia temporali che spaziali) di tutte le grandezze che si estendono fino a scale molto piccole. Consideriamo per esempio un flusso in un canale (fig. 2); se il flusso è laminare, il profilo di velocità ha il tipico andamento parabolico indicato in a).

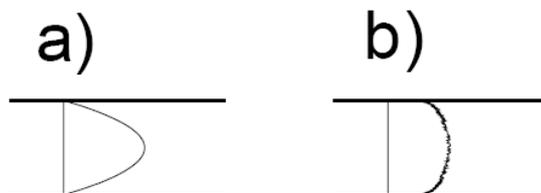


Figura 24 - Profili trasversali di velocità in un canale: a) flusso laminare, b) flusso turbolento (valori istantanei)

Nel caso b) di flusso turbolento, invece, il profilo istantaneo di velocità è caratterizzato da fluttuazioni casuali sia spaziali che temporali, che danno luogo a strutture di flusso caratterizzate da scale molto piccole rispetto alla dimensione del canale. La griglia di calcolo, per poter rappresentare adeguatamente questi flussi, dovrà perciò avere maglie la cui dimensione sia inferiore (o al più uguale) a quella della più piccola scala della turbolenza.

Per flussi *inerti* (senza reazioni chimiche) in particolare, i passi spaziali devono essere scelti in modo tale da essere comparabili con la più piccola lunghezza caratteristica della turbolenza, la lunghezza di Kolmogorov l_K , che è inversamente proporzionale a $Re^{3/4}$. Ciò significa che il numero di punti necessario a risolvere adeguatamente il moto del fluido nella direzione x è proporzionale a $Re^{3/4}$; un numero di punti dello stesso ordine di grandezza è richiesto nelle altre direzioni coordinate (le fluttuazioni turbolente avvengono sempre in tutte e tre le direzioni spaziali, anche nel caso in cui il moto *medio* abbia una dimensione minore, vedi p. es. [16]). Perciò il numero totale di punti di griglia necessari sarà

$$N_{xyz} = N_x N_y N_z = \mathcal{O}(Re^{2.25}) \quad (32)$$

Quando si considera che il valore tipico di Re per camere di combustione di turbine a gas ed autoreattori è dell'ordine delle centinaia di migliaia, risulta chiaro che l'integrazione numerica diretta delle equazioni di Navier-Stokes (denominata DNS, *Direct Numerical Simulation*) nella forma riportata sopra non è una strada percorribile per flussi turbolenti di interesse pratico. Per quanto riguarda la discretizzazione temporale, in flussi turbolenti *inerti* il più piccolo tempo caratteristico, il tempo di Kolmogorov t_K , è inversamente proporzionale a $Re^{1/2}$, con il risultato che il numero di passi temporali necessari per risolvere adeguatamente il flusso nel tempo sarà

$$N_t = \mathcal{O}(Re^{1/2}) \quad (33)$$

Quindi, il tempo computazionale richiesto per risolvere flussi inerti turbolenti è *almeno* proporzionale a $Re^{2.75}$ (una dipendenza più forte può sorgere a causa dell'algoritmo di soluzione adottato): Tuttavia, la situazione è ancora alquanto più critica per flussi *reagenti*. Infatti, in flussi reagenti dobbiamo considerare, oltre alle scale temporali e spaziali fluidodinamiche appena definite, altre scale caratteristiche. Innanzitutto, le scale dei tempi delle reazioni chimiche, che sono generalmente parecchi ordini di grandezza più piccole delle precedenti, richiedendo perciò un corrispondente incremento di N_t e N_{xyz} ; poi, le scale dei fenomeni di rilassamento vibrazionale, che sono generalmente assai brevi. Ma la scala dei tempi più breve è quella associata con i fenomeni radiativi, in quanto essi si propagano alla velocità della luce. Riportiamo a titolo indicativo che è stato stimato [17] che il rapporto tra la più grande e la più piccola scala spaziale in un fenomeno di combustione turbolenta è

approssimativamente dell'ordine di 10^9 . Per discretizzare adeguatamente il flusso nelle tre dimensioni, risolvendo tutte le scale, sarebbero quindi necessari almeno

$$N_{xyz} = \mathcal{O}(10^{27}) \quad (34)$$

nodi di calcolo. A tutt'oggi, le griglie più fini utilizzate sui supercalcolatori più avanzati arrivano al più a circa 10^{10} (2048^3) nodi, e questo pur considerando un numero di specie chimiche molto limitato (p. es. quattro specie "passive", cioè che non influenzano significativamente la densità); l'obiettivo indicato dalla (34) è quindi chiaramente fuori portata. Per quanto riguarda la discretizzazione temporale, si stima ancora [17] che il rapporto tra la più grande e la più piccola scala temporale sia dell'ordine di 10^5 , per cui occorreranno

$$N_t = \mathcal{O}(10^5) \quad (35)$$

passi temporali per seguire l'evoluzione del flusso. Per completare il quadro, si deve notare che al fine di ottenere informazioni statistiche utili dalla DNS l'integrazione numerica deve essere ripetuta un significativo numero di volte (diciamo qualche decina) con condizioni al contorno lievemente cambiate. I flussi ad alto numero di Reynolds, infatti, sono estremamente sensibili a variazioni anche minime delle condizioni al contorno; e queste; p. es. la velocità dell'ossidante in ingresso in camera di combustione; non avranno mai esattamente il valore nominale, pur risultando molto vicine ad esso.

E ovviamente da tenere presente che i calcolatori diventeranno sempre più veloci in futuro, ma le previsioni attuali indicano che nel 2010 i processori presumibilmente disponibili raggiungeranno frequenze intorno a 10-15 GHz [18], contro i 3.4 GHz attuali, con un vantaggio quindi di non più di un ordine di grandezza; mentre nel 2050 saranno presumibilmente circa un milione di volte più veloci di oggi; ma pur sempre troppo lenti per consentire una DNS di flussi turbolenti reagenti. Ad ogni modo, anche se si riuscisse ad integrare numericamente le equazioni di Navier-Stokes, la soluzione sarebbe pur sempre la soluzione di un *modello* (per quanto accurato) del flusso considerato, per le incertezze associate per esempio con la determinazione delle costanti di reazione, discusse nella sez. I.

Le considerazioni riportate sopra escludono l'uso della DNS come mezzo per ricavare previsioni di flussi turbolenti reagenti ad alto Re con i calcolatori di oggi, come pure con quelli che potranno essere sviluppati nel prevedibile futuro. Occorre quindi abbandonare ogni tentativo di risolvere le equazioni di Navier-Stokes per i valori istantanei delle grandezze: possiamo ottenere tuttavia informazioni statistiche sul campo di moto mediando e risolvendo tali equazioni. Ciò condurrà ad equazioni per il valore *medio* delle varie grandezze e per l'*intensità*, delle loro fluttuazioni. Ovviamente, questa informazione è alquanto più limitata

rispetto a quella che può essere ottenuta con la DNS, ma questo approccio consente un'enorme riduzione del tempo di calcolo e della memoria richiesti; poiché le scale del ruoto *medio* sono molto più grandi di quelle delle fluttuazioni turbolente.

2.2. Note sull'equilibrio chimico

In alcuni modelli, in particolare per combustione non premiscelata, vedi il par.5, risulta possibile applicare l'ipotesi di chimica in equilibrio, la quale consente una notevole semplificazione.

In generale la densità (istantanea) è una funzione di N+2 variabili di stato, come appare dall'equazione termica di stato (6).

In condizioni di *equilibrio chimico* invece ogni grandezza di stato può essere espressa in funzione di *due sole* altre variabili di stato; come noto dalla chimica (regola delle fasi) [10].

Richiamiamo la nozione di equilibrio per una generica reazione, che a partire dai reagenti A e B porta alla formazione dei prodotti C e D (e viceversa), con coefficienti stechiometrici α , β , γ , δ :



La condizione di equilibrio della reazione implica che le pressioni parziali delle specie obbediscono alla relazione:

$$K_p = \frac{p_C^\gamma p_D^\delta}{p_A^\alpha p_B^\beta} \quad (37)$$

dove la costante d'equilibrio della reazione è una funzione della sola temperatura:

$$K_p = K_p(T) \quad (38)$$

Poiché le pressioni parziali sono legate alla pressione totale tramite le frazioni molari delle specie

$$p_i = X_i p \quad (39)$$

Possiamo riscrivere la (37) in termini di frazioni molari

$$K_p = \frac{X_C^\gamma X_D^\delta}{X_A^\alpha X_B^\beta} p^{\gamma+\delta-\alpha-\beta} \quad (40)$$

e quindi definire una costante d'equilibrio in termini di frazioni molari

$$K_X = \frac{X_C^\gamma X_D^\delta}{X_A^\alpha X_B^\beta} \quad (41)$$

che quindi risulta

$$K_X = K_p p^{-\gamma-\delta+\alpha+\beta} \quad (42)$$

e sarà perciò in generale una funzione della temperatura e della pressione (tranne il caso particolare $\gamma + \delta = \alpha + \beta$):

$$K_X = K_X(T, p) \quad (43)$$

Di relazioni del tipo (41,43) ne possono esserne scritte tante quante sono le reazioni che avvengono nel sistema, quindi; adottando la più generale notazione (21) per le reazioni; si ha

$$\prod_{i=1}^N X_i^{\Delta\nu_{i,j}} = K_{X,j}(T, p), \quad j = 1, 2, \dots, M \quad (44)$$

Queste relazioni consentono in linea di principio di determinare le frazioni molari delle specie che partecipano alla reazione. per ogni valore dalla coppia (T, p), cioè:

$$X_i = X_i(T, p) \quad (45)$$

anche se la loro risoluzione è tutt'altro che, semplice. a causa della loro non linearità. per cui sono necessari codici di calcolo dedicati [20. 21] E poi immediato risalire al peso molecolare mediato attraverso la (2), ed alle frazioni di massa attraverso la (3).

In queste condizioni di equilibrio chimico è quindi possibile esprimere ogni grandezza di Stato in funzione di due sole altre variabili di stato. una volta specificata la proporzione relativa dei reagenti (vedi oltre). Per esempio possiamo scrivere, supponendo di aver fissato la proporzione relativa dei reagenti

$$\rho = \rho(p, T) \quad (46)$$

Oppure

$$\rho = \rho(p, h) \quad (47)$$

Ancora potremmo per esempio scrivere

$$\rho = \rho(p, s), \quad \rho = \rho(p, Y_{H_2O}) \quad (48)$$

$$Y_i = Y_i(h, s), \quad Y_i = Y_i(p, h) \quad (49)$$

e simili. Va tuttavia sottolineato che la forma della relazione è determinata solo una volta che sia specificata la proporzione dei reagenti, cioè le quantità di combustibile ed ossidante nelle condizioni prima della reazione. Se per esempio consideriamo una miscela ottenuta facendo reagire idrogeno ed aria la cui densità può essere espressa in funzione di due grandezze di stato, per esempio secondo la (46), però è evidente (le la forma della relazione sarà diversa a seconda del valore del rapporto di equivalenza, definito come

$$\varphi = \frac{(F/O)}{(F/O)_{st}} \quad (50)$$

cioè come rapporto in massa combustibile/ossidante, riferito al valore stechiometrico. La fig. 3 riporta la densità ρ in funzione della temperatura T , con la pressione p come parametro, per tre valori del rapporto di equivalenza, $\varphi = 0.5$ (miscela povera di combustibile), $\varphi = 1$ (miscela stechiometrica), e $\varphi = 2$ (miscela ricca).

ρ (kg / m³)

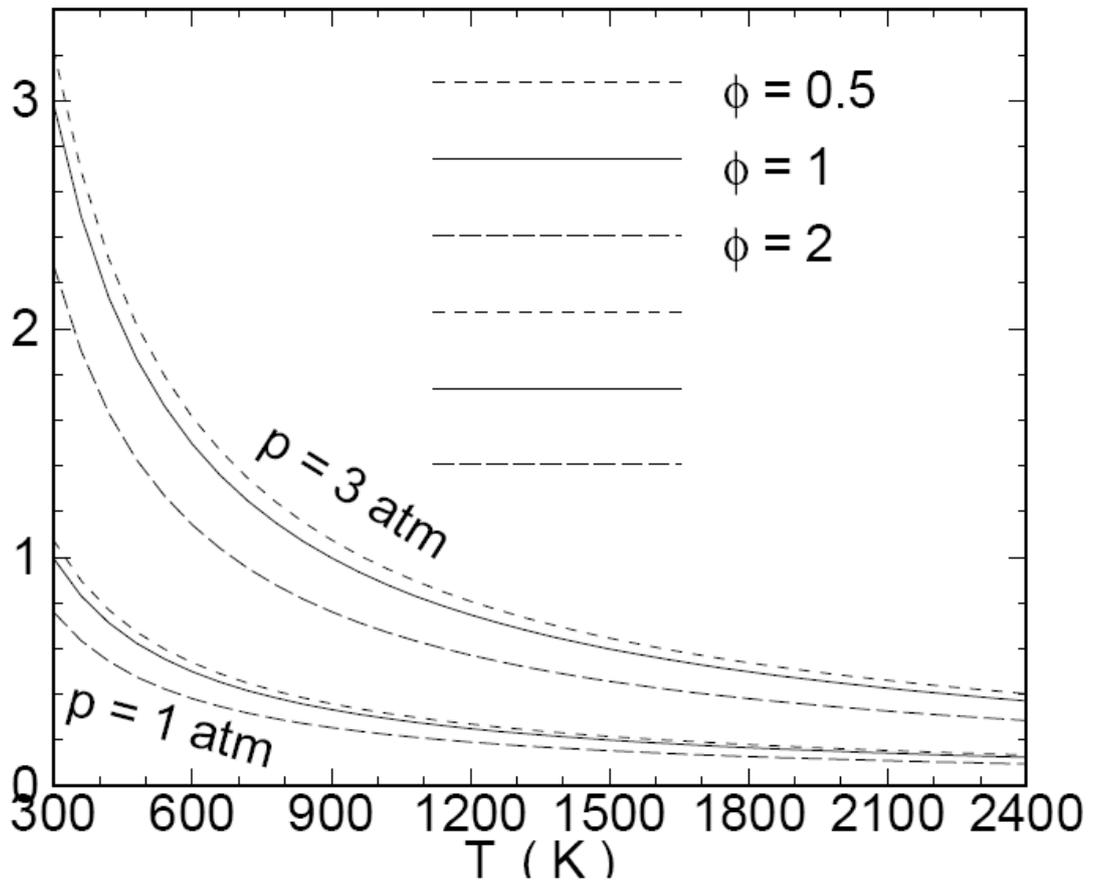


Figura 25 - Densità di una miscela reagente idrogeno aria in equilibrio chimico

Si può notare che la densità decresce con la temperatura e cresce con la pressione, secondo l'equazione termica di stato (1). Un aumento del rapporto di equivalenza porta ad un aumento del contenuto di idrogeno (leggero) nella miscela, per cui il peso molecolare T_i decresce e con esso anche la densità. Occorre quindi, per identificare le condizioni di equilibrio in funzione di due variabili, specificare la proporzione relativa dei reagenti nella miscela, per esempio assegnando il valore (o il rapporto di equivalenza (oppure un'altra grandezza di analogo significato)). Dobbiamo perciò riscrivere più correttamente le (47,49) nella forma

$$\rho = \rho(p, h; \varphi) \tag{51}$$

$$Y_i = Y_i(p, h; \varphi) \tag{52}$$

ed analogamente per le altre espressioni riportate sopra. Sotto l'ipotesi di chimica in equilibrio non è perciò necessario risolvere le N equazioni delle specie (le concentrazioni delle specie e la densità possono essere espresse direttamente tramite relazioni di stato del tipo (52,51)) per quanto occorra pur sempre un'equazione (che però comporta un termine di produzione) per individuare il valore del rapporto di equivalenza.

È importante osservare che il rapporto di equivalenza va inteso, nelle considerazioni che seguono, come una grandezza definita a livello puntuale. La definizione (50) appare di immediata applicazione quando si conoscono; nel punto considerato, le concentrazioni in massa di combustibile ed ossidante *prima* della reazione. È possibile tuttavia identificare il rapporto di equivalenza anche a reazione avvenuta, immaginando di poter 'marcare', tra i prodotti di reazione contenuti nel volumetto infinitesimo intorno al punto considerato, quegli atomi che originano da atomi contenuti nel combustibile, e determinarne la frazione in massa rispetto alla massa contenuta nel volumetto. La frazione in massa dell'ossidante (ancorché combinato nei diversi prodotti) sarà il complemento ad uno di questa, per cui risulta ancora possibile individuare il rapporto di equivalenza (locale) attraverso la (50).

È poi opportuno sottolineare che in generale, sotto l'ipotesi di equilibrio chimico, i termini sorgenti di produzione delle specie per reazione chimica *non* sono nulli. Tali termini possono essere espressi riscrivendo la (31) come

$$w_i = \frac{\partial}{\partial t} [\rho(p, h, \varphi) Y_i(p, h, \varphi)] + \frac{\partial}{\partial x_k} [\rho(p, h, \varphi) u_k Y_i(p, h, \varphi)] - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\mu(p, h, \varphi)}{\sigma} \frac{\partial Y_i(p, h, \varphi)}{\partial x_k} \right] \quad (53)$$

dove le u_k, p e h sono ricavate dalla risoluzione del sistema delle equazioni del moto (escluse appunto le equazioni di conservazione delle specie, per quanto sia pur sempre necessario individuare il rapporto di equivalenza con una grandezza di analogo significato). Dalla (53) si trae conferma che in condizioni di equilibrio chimico il termine sorgente delle specie *non* è nullo. Unica eccezione è il caso di sistemi *zero-dimensional* (in cui cioè il flusso è spazialmente omogeneo) a stazionario, nei quali, annullandosi tutte le derivate a secondo membro, si annulla anche il primo membro.

Passando poi a considerare l'espressione di Arrhenius, in condizioni di equilibrio chimico è possibile vedere che nella (26) il termine tra parentesi quadre si annulla. Tuttavia, come abbiamo detto, il tasso di produzione delle specie non si annulla. Infatti, assumere chimica in equilibrio significa assumere reazioni infinitamente veloci; cioè che le costanti di reazione B_j tendono all'infinito. L'espressione di Arrhenius (26) assume perciò la forma indeterminata

$\infty \cdot 0$, e perciò non è utilizzabile in condizioni di equilibrio chimico. D'altronde, come già osservato, in equilibrio le equazioni di conservazione delle specie sono ovviamente inutili, in quanto le concentrazioni sono espresse da relazione del tipo (52).

2.3. Equazioni mediate e modelli di turbolenza

In luogo della risoluzione esatta delle equazioni di Navier-Stokes, come anticipato, è possibile utilizzare il metodo delle medie di Reynolds. In tal modo si introducono termini aggiuntivi nelle equazioni generali che hanno bisogno di essere modellati per ottenere un numero sufficiente di equazioni. Il metodo di Reynolds è adoperato dal modello $k-\varepsilon$ e dalle sue varianti.

Nel seguito descriveremo il classico approccio al modello di flussi turbolenti. Le equazioni generali che governano il moto di un fluido sono:

1. continuità della massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0$$

2. conservazione della quantità di moto (flusso incompressibile):

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_k} (u_k u_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i \quad (54)$$

dove u_i è la generica componente di velocità, ρ è la densità, P è la pressione istantanea, μ è la viscosità. Utilizzando la decomposizione di Reynolds per la velocità, nelle componenti medie e fluttuanti:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i$$

e sostituendo nell'equazione della quantità di moto, mediando i termini secondo le regole di Reynolds, si ottiene:

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k \bar{u}_i) \right] = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} - \overline{\rho u'_i u'_k} \right) \quad (55)$$

Sottraendo l'ultima dalla (54), si ricava l'equazione di trasporto per la quantità di moto fluttuante:

$$\rho \left[\frac{\partial u'_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k u'_i) \right] = -\rho u'_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u'_i - \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u'_i u'_k - \overline{\rho u'_i u'_k})$$

La quantità:

$$-\overline{\rho u'_i u'_k}$$

è una delle componenti del tensore simmetrico degli sforzi di Reynolds. Se si considerano le tre equazioni definite dalla (55) e l'equazione di continuità, si ha a disposizione un set di quattro equazioni nelle incognite velocità medie e pressione media, più i sei sforzi di Reynolds: il problema è dunque indeterminato. È necessario quindi sviluppare delle equazioni di trasporto per gli stress di

Reynolds. Moltiplicando l'equazione di trasporto della quantità di moto fluttuante per la componente di velocità fluttuante u_j :

$$\rho u'_j \left[\frac{\partial u'_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k u'_i) \right] = -\rho u'_j u'_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} - u'_j \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu u'_j \nabla^2 u'_i - u'_j \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u'_i u'_k - \overline{\rho u'_i u'_k})$$

e scambiando gli indici i e j si ha:

$$\rho u'_i \left[\frac{\partial u'_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k u'_j) \right] = -\rho u'_i u'_k \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} - u'_i \frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu u'_i \nabla^2 u'_j - u'_i \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u'_j u'_k - \overline{\rho u'_j u'_k})$$

sommiamo le due equazioni precedenti, considerando che:

$$u'_j \frac{\partial p}{\partial x_i} + u'_i \frac{\partial p}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} (p u'_i \delta_{jk} + p u'_j \delta_{ik}) - 2 p s_{ij}$$

$$u'_i \frac{\partial u'_j}{\partial t} + u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \overline{u'_i u'_j}$$

$$u'_j \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k u'_i) + u'_i \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k u'_j) = \frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k u'_i u'_j)$$

in cui:

$$\overline{u'_i \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_j u'_k)} = \overline{u'_j \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_i u'_k)} = 0$$

$$s_{ij} = \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) / 2$$

$$u'_i \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_j u'_k) + u'_j \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_i u'_k) = \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_i u'_j u'_k)$$

$$u'_i \nabla^2 u'_j + u'_j \nabla^2 u'_i = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(u'_i \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} + u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \right) - 2 \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} = \nabla^2 u'_i u'_j - 2 \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}$$

si ottiene:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_k \rho u'_i u'_j}) = & - \left(\overline{\rho u'_i u'_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} + \overline{\rho u'_j u'_k} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{\rho u'_i u'_j u'_k}) - \\ & - \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{p u'_i \delta_{jk}} + \overline{p u'_j \delta_{ik}}) + 2 \overline{p s_{ij}} + \mu \nabla^2 \overline{u'_i u'_j} - 2 \mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \end{aligned}$$

L'equazione di trasporto per l'energia cinetica turbolenta, definita come:

$$k = \overline{u'_i u'_i} / 2$$

può ottenersi dall'ultima equazione ponendo $i=j$:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_k k}) = - \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i u'_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{p u'_k}{\rho} \right) + \nu \nabla^2 k - \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}$$

I termini dell'equazione hanno una interpretazione fisica.

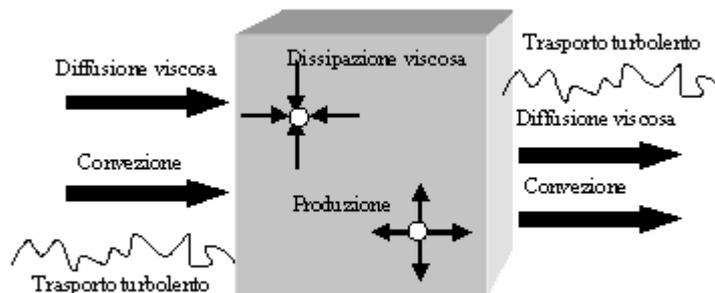


Fig. 4 - Bilancio di energia cinetica turbolenta.

Il secondo termine a primo membro rappresenta l'energia cinetica turbolenta trasportata all'interno e all'esterno del volume di controllo dal moto medio. Il primo termine a secondo membro rappresenta la produzione di energia cinetica turbolenta: in genere si tratta di una

quantità positiva (sorgente). Il secondo termine individua il trasporto di energia dalle fluttuazioni: se il flusso netto attraverso il volume di controllo è zero, questo contributo determina la redistribuzione dell'energia al suo interno. Il terzo termine rappresenta il lavoro delle forze di pressione fluttuanti, il quarto la diffusione viscosa e il quinto la dissipazione di energia in calore (ε).

L'ipotesi di Boussinesq permette di legare gli sforzi di Reynolds ai gradienti medi di velocità:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij}$$

Avendo eliminato il soprasedgno per le componenti medie.

L'ipotesi di Boussinesq è utilizzata dal modello k - ε . Il vantaggio di questo approccio sta nel basso costo computazionale della viscosità turbolenta μ_t . Nel caso del modello k - ε due equazioni aggiuntive di trasporto sono richieste per k e per ε e μ_t è valutata in funzione di queste. Lo svantaggio derivante dall'adozione dell'ipotesi di Boussinesq consiste nell'assumere che μ_t sia una grandezza isotropa, il che non è strettamente vero. Comunque i modelli che si basano sull'ipotesi di Boussinesq danno risultati in generale abbastanza buoni, non giustificando nella maggior parte dei casi l'adozione di altre teorie. Le principali differenze tra le varianti analizzate del k - ε riguardano:

- Il metodo di calcolo della viscosità turbolenta.
- Il numero di Prandtl turbolento.
- I termini di produzione e distruzione nell'equazione di ε .

Il modello di turbolenza k - ε attraverso la soluzione di due equazioni aggiuntive, permette di determinare velocità e scale caratteristiche in maniera indipendente. Negli anni è divenuto quello maggiormente utilizzato in ambito industriale per le sue doti di robustezza, economicità e accuratezza per una vasta gamma di situazioni. Si tratta di un modello semiempirico, basato sulle equazioni di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k e della sua velocità di dissipazione ε . La prima è una equazione esatta mentre la seconda è ottenuta empiricamente, da considerazioni di carattere fenomenologico. Si assume che il flusso sia completamente turbolento e che la viscosità molecolare sia trascurabile. Ne esistono due varianti: il modello *RNG* e il *k - ε realizable*.

Il modello *RNG* deriva dall'applicazione di una rigorosa tecnica statistica chiamata teoria di rinormalizzazione di gruppo. È simile nella forma al modello standard, ma include i seguenti affinamenti:

- L'equazione di ε presenta un termine aggiuntivo che migliora l'accuratezza del modello per flussi rapidamente stirati.
- È prevista la presenza di swirl.
- Per il numero di Prandtl viene fornita una formula analitica, piuttosto che valori costanti, come avviene nel modello standard.

Mentre il modello standard è indirizzato ai casi che presentano alti numeri di Reynolds, il modello *RNG* fornisce una formula differenziale analitica per la viscosità effettiva, che dà conto degli effetti dei numeri di Reynolds più bassi.

Il modello *k- ε realizable* è relativamente recente e differisce da quello standard per due aspetti:

- Contiene una nuova formulazione per la viscosità turbolenta.
- Introduce una nuova equazione per ε .

Il termine *realizable* significa che il modello è capace di risolvere alcuni problemi di inconsistenza fisica circa gli sforzi di Reynolds.

Il modello *k- ω* contiene delle modifiche per i casi a bassi numeri di Reynolds, compressibilità etc.. Una variante di quest'ultimo è il modello *SST k- ω* per armonizzare l'accuratezza del *k- ω* in vicinanza delle pareti, con quella del *k- ε* per il flusso a distanza dalle pareti. Include le seguenti modifiche rispetto al modello standard:

- il modello *k- ω standard* e il modello *k- ε* sono entrambi moltiplicati per una funzione che vale uno nelle regioni in corrispondenza delle pareti, attivando così il *k- ω* e zero altrove, attivando il *k- ε* .
- l'equazione per ω è modificata
- c'è una diversa formulazione per la viscosità turbolenta
- le costanti sono differenti.

Queste modifiche lo rendono più versatile rispetto al modello standard.

Il modello degli *stress di Reynolds* è uno dei più elaborati. Abbandonando l'ipotesi di turbolenza isotropa, il modello chiude le equazioni di Navier-Stokes risolvendo le equazioni per gli stress di Reynolds, insieme all'equazione per la velocità di dissipazione. Ciò significa

quindi risolvere sette equazioni in più. Siccome questo modello tiene conto degli effetti di curvatura, swirl, rotazione e rapide variazioni dello strain rate, offre grosse prestazioni per flussi complessi.

Il modello risolve le equazioni di trasporto per le grandezze medie, mentre tutte le scale di turbolenza sono modellate. Ciò riduce fortemente lo sforzo computazionale.

Il modello *LES* “Large eddy simulation”, fornisce un approccio alternativo, in cui i vortici più grossi sono calcolati e non modellati, utilizzando un set di equazioni filtrate. Il filtraggio è essenzialmente una manipolazione delle equazioni di Navier-Stokes, al fine di rimuovere solo i vortici più piccoli della dimensione del filtro, assunto solitamente pari alla dimensione della mesh. Il processo di filtraggio introduce termini incogniti addizionali, che necessitano di essere modellati per ottenere la chiusura delle equazioni. Calcolando sempre di più la turbolenza e modellandone sempre di meno, l’errore introdotto si riduce (fig. 5). Bisogna tenere inoltre in considerazione il fatto che è più semplice modellare la turbolenza su piccola scala, in quanto tende ad essere più isotropa rispetto alle scale più grandi. Il modello *LES* appare un approccio molto promettente per gli studi di combustione. Molti flussi reagenti esibiscono instabilità dovute all’accoppiamento tra il rilascio di calore, il flusso e le onde acustiche, che questo modello riesce a cogliere. Permette allora una migliore descrizione dell’interazione combustione-turbolenza. Lo svantaggio è che richiede simulazioni tridimensionali e comporta un maggiore costo computazionale.

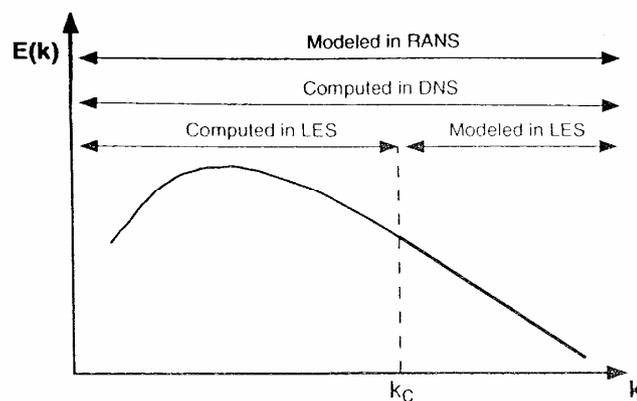


Fig. 5 - Spettro di energia cinetica turbolenta.

2.4 Modello delle Laminar flamelets

Per flussi caratterizzati da alti numeri di Reynolds, l'ipotesi che si svolga un processo di rottura dei vortici più grandi in vortici di dimensioni minori, con trasferimento costante di energia, fino all'estinzione di questi a causa delle forze viscosi, costituisce la base per la chiusura dei modelli di turbolenza. La combustione richiede che combustibile e comburente siano miscelati a livello molecolare. Come questo avvenga, dipende dal meccanismo di miscelamento. Durante il processo di rottura dei vortici si verifica un aumento del gradiente di concentrazione all'interfaccia tra i reagenti e aumenta l'interdiffusione molecolare tra i vortici più piccoli. È meno chiaro invece come la combustione influenzi tale processo: siccome si concentra in strati più sottili della scala di Kolmogorov, si può assumere che questa non influenzi il flusso.

La combustione è la conversione dell'energia chimica in calore. Si consideri una miscela di n specie chimiche reagenti e si assuma che sia valida la legge dei gas ideali. La base per alcuni modelli di combustione sono le equazioni di bilancio dell'energia e delle specie chimiche. L'equazione di bilancio per la frazione massica delle specie i è:

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} + \rho \mathbf{v} \cdot \nabla Y_i = -\nabla \cdot \mathbf{j}_i + \omega_i \quad (56)$$

dove $i=1,2,\dots,n$. In queste equazioni i termini sulla sinistra rappresentano la variazione nel tempo di Y_i e il termine convettivo. Il flusso diffusivo è il primo termine del secondo membro, ed è denotato da \mathbf{j}_i e l'ultimo termine ω_i è il termine di sorgente chimica. Il modo più semplice per esprimere il flusso diffusivo è:

$$\mathbf{j}_i = -\rho D_i \nabla Y_i \quad (57)$$

dove D_i è il coefficiente di diffusione di massa delle varie specie. Per semplicità si assume che D_i sia proporzionale alla diffusività termica:

$$D = \lambda / \rho c_p \quad (58)$$

in modo che il numero di Lewis:

$$Le_i = \lambda / (\rho c_p D_i) = D / D_i \quad (59)$$

sia costante. L'entalpia h viene definita come:

$$h = \sum_{i=1}^n Y_i h_i \quad (60)$$

Per gas ideali si può scrivere:

$$h_i = h_{i,ref} + \int_{T_{ref}}^T c_{pi}(T) dT \quad (61)$$

L'equazione di bilancio per l'entalpia si può ottenere dalla prima legge della termodinamica:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho \mathbf{v} \cdot \nabla h = \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla p - \nabla \cdot \mathbf{j}_q + q_r \quad (62)$$

Qui i termini sulla sinistra rappresentano rispettivamente la variazione locale nel tempo di entalpia e il termine convettivo. È stato trascurato il termine di calore prodotto per dissipazione viscosa, a causa del flusso a bassa velocità. Non verrà considerato il secondo termine al secondo membro, in quanto siamo interessati ad esso solo nel caso di bassi numeri di Mach. Il primo termine del secondo membro può essere trascurato in fiamme aperte, dove la pressione è approssimativamente costante ed uguale alla pressione atmosferica. Il flusso di calore \mathbf{j}_q include l'effetto del trasporto di entalpia dal flusso diffusivo \mathbf{j}_i :

$$\mathbf{j}_q = -\lambda \nabla T + \sum_{i=1}^n h_i \mathbf{j}_i \quad (63)$$

L'ultimo termine rappresenta il calore trasmesso per irraggiamento. La pressione statica è ottenuta dall'equazione dei gas ideali.

$$p = \rho \frac{RT}{W} \quad (64)$$

R è la costante universale dei gas e W è il peso medio molecolare:

$$W = \left(\sum_{i=1}^n \frac{Y_i}{W_i} \right)^{-1} \quad (65)$$

Il peso molecolare delle specie i è denotato da W_i . Per completezza, la frazione molare X_i può essere convertita nella frazione massica Y_i usando:

$$Y_i = \frac{W_i}{W} X_i \quad (66)$$

Differenziando la (60) si ottiene:

$$dh = c_p dT + \sum_{i=1}^n Y_i dh_i \quad (67)$$

dove le (61) e (62) sono state usate. Se le (63), (67) e (57) sono inserite nell'equazione dell'entalpia (62) con il termine $v \cdot \nabla p$ rimosso, essa prende la forma:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla h = \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{c_p} \nabla h \right) + q_r - \sum_{i=1}^n h_i \nabla \cdot \left[\left(\frac{\lambda}{c_p} - \rho D_i \right) \nabla Y_i \right] \quad (68)$$

L'ultimo termine scompare, se tutti i numeri di Lewis sono unitari. Ancora un'altra forma dell'equazione dell'energia è quella in termini della temperatura. Inserendo le (56), (63) e (67) nella (62) si ottiene:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p v \cdot \nabla T = \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \sum_{i=1}^n c_{p,i} j_i \cdot \nabla T - \sum_{i=1}^n h_i \omega_i + q_r \quad (69)$$

Se, per semplicità, i calori specifici $c_{p,i}$ sono tutti assunti uguali e costanti, la pressione costante e il calore trasferito per radiazione è trascurato, l'equazione della temperatura diventa:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\rho D \nabla T) + \omega_T \quad (70)$$

Qui è stata utilizzata la (58) e il rilascio di calore dovuto alle reazioni chimiche è scritto come:

$$\omega_T = - \frac{1}{c_p} \sum_{i=1}^n h_i \omega_i \quad (71)$$

Questa forma dell'equazione della temperatura è simile a quella per le frazioni massiche delle specie i , che diventa con l'approssimazione (59):

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla Y_i = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla Y_i) + \omega_i \quad (72)$$

Quindi in seguito utilizzeremo il termine “scalare reattivo” per la frazione massica di tutte le specie reattive e la temperatura:

$$\psi = (Y_1, Y_2, \dots, Y_n, T) \quad (73)$$

Qui n è il numero di specie reattive. Per semplicità di notazione, l'equazione di bilancio per lo scalare reattivo ψ_i sarà scritta come:

$$\rho \frac{\partial \psi_i}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla \psi_i = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla \psi_i) + \omega_i \quad (74)$$

dove $i=1,2,\dots,n+1$. La diffusività D_i ($i=1,2,\dots,n$) è la diffusività di massa per le specie e la diffusività termica D è D_{n+1} . Similmente, ω_{n+1} è definito come ω_T . Il termine di sorgente chimica sarà scritto come:

$$\omega_i = \rho S_i \quad (75)$$

La velocità di reazione k in un meccanismo contenente r reazioni chimiche è:

$$\omega_k = k_{fk} \prod_{j=1}^n \left(\frac{\rho Y_j}{W_j} \right)^{v'_{jk}} - k_{bk} \prod_{j=1}^n \left(\frac{\rho Y_j}{W_j} \right)^{v''_{jk}} \quad (76)$$

Qui k_{fk} e k_{bk} sono rispettivamente i coefficienti di velocità della reazione verso destra e sinistra. In generale essi sono dipendenti dalla temperatura e possono anche essere dipendenti dalla pressione.

Gli esponenti v'_{jk} e v''_{jk} sono rispettivamente i coefficienti stechiometrici della reazione k nella direzione di avanzamento e arretramento. Il termine di sorgente chimica ω_i , che è la massa della specie i prodotta per unità di volume e di tempo, è la somma di tutte le k velocità del meccanismo:

$$\omega_i = W_i \sum_{k=1}^r v_{ik} \omega_k \quad (77)$$

Dove $v_{ik} = v'_{ik} - v''_{ik}$. La somma di tutti i termini di sorgente chimica si annulla:

$$\sum_{i=1}^n \omega_i = 0 \quad (78)$$

Usando la (77), la quantità di calore rilasciata in (69) può essere trasformata in:

$$-\sum_{i=1}^n h_i \omega_i = -\sum_{k=1}^r \sum_{i=1}^n v_{ik} W_i h_i \omega_k = \sum_{k=1}^r Q_k \omega_k \quad (79)$$

dove:

$$Q_k = -\sum_{i=1}^n v_{ik} W_i h_i \quad (80)$$

è il calore della reazione k . Segue che la quantità di calore rilasciata (71) può anche essere espressa come la somma del calore di tutte le reazioni chimiche:

$$\omega_T = \frac{1}{c_p} \sum_{k=1}^r Q_k \omega_k \quad (81)$$

Se è usato un meccanismo di reazioni elementari, il termine di sorgente chimica ω_i contiene i contributi di molte reazioni veloci. Questo conduce ad un sistema difficile di equazioni non lineari, la cui diretta integrazione in un modello di combustione turbolento è spesso ritenuto proibitivo. Per tale motivo c'è la necessità di semplificare il meccanismo cinetico, comunque,

senza smarrire le più importanti informazioni chimiche contenute in esso. Parecchi metodi sono stati sviluppati in passato per ridurre il peso dei calcoli chimici da realizzare. Spesso è stato usato il modello della reazione globale ad uno-step fra combustibile e ossigeno:



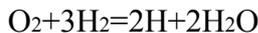
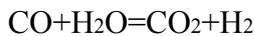
Con la velocità di reazione scritta come:

$$\omega = A \left(\frac{\rho Y_F}{W_F} \right)^{n_F} \left(\frac{\rho Y_{O_2}}{W_{O_2}} \right)^{n_{O_2}} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad (83)$$

dove A è il fattore pre-esponenziale, n_F e n_{O_2} sono ordini di reazione, ed E è l'energia di attivazione. Tutte queste quantità sono scelte empiricamente o sono semplicemente assegnate. Le equazioni dei termini di sorgente termica e chimica sono:

$$\omega_T = \frac{Q}{c_p} \omega \quad , \quad \omega_i = \nu_i W_i \omega \quad (84)$$

Un modello chimico più accurato per esempio considera un meccanismo di combustione aria metano ridotto a quattro step, proposto da Peters e Williams. Questo è stato ottenuto introducendo le ipotesi di stato stazionario e parziale equilibrio nelle prime 17 reazioni elementari dello schema elaborato da Smooke. Le 4 reazioni globali sono:

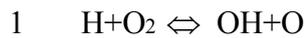


Le principali velocità che governano queste equazioni sono:

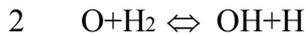
$$\omega_I = \omega_{11} \quad , \quad \omega_{II} = \omega_9 \quad , \quad \omega_{III} = \omega_5 \quad , \quad \omega_{IV} = \omega_1$$

che corrispondono alle reazioni elementari:





Siccome OH e O compaiono nelle velocità di queste reazioni, c'è bisogno di esprimere questi radicali in funzione delle specie rimanenti del meccanismo a 4 step. Attraverso l'assunzione di equilibrio parziale delle reazioni 2 e 3:



si ha:

$$[\text{O}] = \frac{[\text{H}][\text{OH}]}{K_2[\text{H}_2]} \quad [\text{OH}] = \frac{[\text{H}_2\text{O}][\text{H}]}{K_3[\text{H}_2]}$$

In definitiva le velocità delle 4 reazioni principali sono:

$$\omega_I = k_{11}[\text{CH}_4][\text{H}]$$

$$\omega_{II} = \frac{k_{9f}}{K_3} \frac{[\text{H}]}{[\text{H}_2]} \left\{ [\text{CO}][\text{H}_2\text{O}] - \frac{1}{K_{II}} [\text{CO}_2][\text{H}_2] \right\}$$

$$\omega_{III} = k_5[\text{H}][\text{O}_2][\text{M}]$$

$$\omega_{IV} = k_{1f} \frac{[\text{H}]}{[\text{H}_2]^3} \left\{ [\text{O}_2][\text{H}_2]^3 - \frac{1}{K_{IV}} [\text{H}]^2[\text{H}_2\text{O}]^2 \right\}$$

La variabile frazione di miscelamento

Una quantità molto importante nella descrizione della combustione non premiscelata è la "frazione della miscela" Z . Scriviamo l'equazione di reazione nel caso della completa combustione dell'idrocarburo C_mH_n :



i coefficienti di combustibile e ossigeno vengono definiti rispettivamente come ν'_F e $\nu'_{O_2} = (m+n/4)\nu'_F$. L'equazione di reazione lega la variazione della frazione di massa di ossigeno a quella di combustibile secondo:

$$\frac{dY_{O_2}}{v'_{O_2} W_{O_2}} = \frac{dY_F}{v'_F W_F} \quad (86)$$

dove i W_i sono i pesi molecolari. Per un sistema omogeneo questa equazione può essere integrata in:

$$vY_F - Y_{O_2} = vY_{F,u} - Y_{O_2,u} \quad (87)$$

dove $v = v'_{O_2} W_{O_2} / v'_F W_F$ è il rapporto stechiometrico di massa tra combustibile e ossigeno e il pedice u denota la condizione iniziale nella miscela incombusta. Le frazioni di massa Y_F e Y_{O_2} corrispondono al generico stato di combustione. Se le diffusività di ossigeno e combustibile sono uguali, la (87) è valida anche per sistemi disomogenei come le fiamme diffuse. Le condizioni stechiometriche richiedono che il rapporto delle concentrazioni $[X_i] = \rho Y_i / W_i$ sia uguale al rapporto dei coefficienti stechiometrici:

$$\frac{[X_{O_2}]_u}{[X_F]_u} \Big|_{st} = \frac{v'_{O_2}}{v'_F} \quad (88)$$

o in termini di frazioni di massa:

$$\frac{Y_{O_2,u}}{Y_{F,u}} \Big|_{st} = \frac{v'_{O_2} W_{O_2}}{v'_F W_F} = v \quad (89)$$

In un sistema a due alimentazioni, la frazione di miscela è definita come il rapporto locale del flusso di massa originato dall'alimentazione di combustibile e quello totale:

$$Z = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (90)$$

Sia il flusso di massa di combustibile che quello di ossidante contengono inerti. Se il sistema è omogeneo o si assumono diffusività uguali in un sistema disomogeneo, la frazione locale di massa $Y_{F,u}$ di combustibile nella miscela incombusta è la stessa frazione di Z come nel flusso iniziale:

$$Y_{F,u} = Y_{F,1} Z \quad (91)$$

dove $Y_{F,1}$ denota la frazione di massa di combustibile nel flusso iniziale. Allo stesso modo per l'ossigeno si può scrivere:

$$Y_{O_2,u} = Y_{O_2,2} (1 - Z) \quad (92)$$

sostituendo (91) e (92) nella (87) si ottiene:

$$Z = \frac{\nu Y_F - Y_{O_2} + Y_{O_2,2}}{\nu Y_{F,1} + Y_{O_2,2}} \quad (93)$$

in condizioni stechiometriche si ha:

$$\nu Y_F - Y_{O_2} = 0 \quad (94)$$

quindi la frazione di miscela diventa:

$$Z_{st} = \left[1 + \frac{\nu Y_{F,1}}{Y_{O_2,2}} \right]^{-1} \quad (95)$$

Esiste un modo più generale per definire una frazione di miscela. Mentre la massa delle specie chimiche varia a seguito della reazione, la massa degli elementi si conserva. Indicando con a_{ij} il numero di atomi dell'elemento j nella molecola i , la massa complessiva dell'atomo j nel sistema è:

$$m_j = \sum_{i=1}^n \frac{a_{ij} W_j}{W_i} m_i \quad (96)$$

quindi la frazione in massa dell'elemento j è:

$$Z_j = \frac{m_j}{m} = \sum_{i=1}^n \frac{a_{ij} W_j}{W_i} Y_i, \quad j = 1, 2, \dots, n_e \quad (97)$$

sommando la (56) per tutte le frazioni massiche Y_i si ottiene:

$$\rho \frac{\partial Z_j}{\partial t} + \rho \mathbf{v} \cdot \nabla Z_j = -\nabla \cdot \left(\sum_{i=1}^n \frac{a_{ij} W_j}{W_i} \mathbf{j}_i \right) \quad (98)$$

dove il termine di sorgente chimica si elimina:

$$\sum_{i=1}^n a_{ij} W_i \nu_{ik} = 0 \quad (99)$$

Pertanto la frazione in massa dell'elemento si conserva durante la combustione. Se si utilizza il coefficiente di diffusione binario e tutte le diffusività sono assunte uguali, $D_i=D$, l'equazione precedente diventa:

$$\rho \frac{\partial Z_j}{\partial t} + \rho \mathbf{v} \cdot \nabla Z_j = \nabla \cdot (\rho D \nabla Z_j) \quad (100)$$

Definiamo Z_C , Z_H e Z_O le frazioni di massa degli elementi C , H e O , e W_C , W_H e W_O i pesi molecolari. Assumendo per semplicità di notazione il coefficiente stechiometrico della reazione globale (95) ν_F uguale ad uno, le frazioni di massa degli elementi sono:

$$\frac{Z_C}{m W_C} = \frac{Z_H}{n W_H} = \frac{Y_{F,u}}{W_F}, \quad Z_O = Y_{O_2,u} \quad (101)$$

Dalla (94) segue che la funzione:

$$\beta = \frac{Z_C}{mW_C} + \frac{Z_H}{nW_H} - 2 \frac{Z_O}{v'_{O_2} W_{O_2}} \quad (102)$$

si annulla in condizioni stechiometriche. Se si definisce Z nella forma normalizzata, tale che vari tra 0 e 1:

$$Z = \frac{\beta - \beta_1}{\beta_1 - \beta_2} \quad (103)$$

e si assume che le diffusività siano uguali, utilizzando le (100), (102) e (103), segue che l'equazione di bilancio di Z diventa:

$$\rho \frac{\partial Z}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla Z = \nabla \cdot (\rho D \nabla Z) \quad (104)$$

2.5 Struttura e equazione delle flamelets

Le flamelets sono sottili strati reattivi-diffusivi racchiusi all'interno di un campo di flusso turbolento non reagente. Il ramo inferiore della curva in fig. 6 corrisponde ad uno stato reattivo lento della combustione prima dell'ignizione, con un tempo di residenza piccolo. Se il tempo di residenza incrementa per un abbassamento della velocità, il numero di Damköhler (tempo caratteristico di flusso/tempo caratteristico chimico) incrementa fino all'ignizione nel punto **I**. Per valori più grandi di Da si verifica un passaggio immediato sul ramo superiore, rappresentativo delle condizioni di equilibrio. Se a questo punto si realizza un decremento del numero di Da , si giunge allo spegnimento rappresentato dal punto **Q**. Il ramo compreso tra i punti **I** e **Q** è caratteristico di condizioni di instabilità.

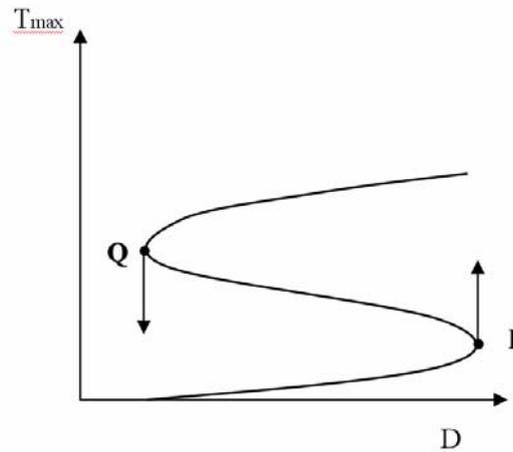


Figura 6 – Ignizione e Quenching

Se si confronta lo spessore della zona di reazione con la dimensione di Kolmogorov, si intuisce come il regime di moto all'interno sia laminare. Se al contrario, la turbolenza è molto intensa, i vortici di Kolmogorov diventano più piccoli dello strato di reazione, distruggendo la struttura della flamelet. Sotto queste condizioni l'intera fiamma si estingue. L'equazione della flamelet descrive la struttura dello strato reattivo-diffusivo nella vicinanza della superficie della fiamma in funzione della frazione di miscela Z . Per la sua formulazione si parte da una trasformazione di coordinate, applicata alla superficie di fiamma che si suppone essere individuata dalla condizione $Z(x,t)=Z_{st}$. Nella trasformazione di coordinate come appare in fig. 7 la coordinata x_1 , definita come la normale alla superficie di fiamma, è rimpiazzata da una nuova variabile indipendente Z , e le coordinate x_2 e x_3 sono sostituite da Z_2 e Z_3 .

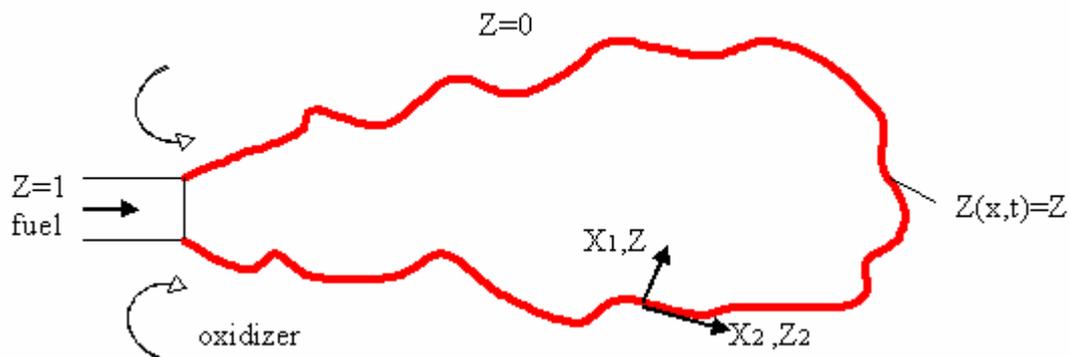


Fig. 7 - Superficie di fiamma.

Il passo successivo, è quello di poter descrivere la zona di reazione, attraverso la sola coordinata normale Z , grazie al fatto che le derivate degli scalari reattivi nelle direzioni tangenziali sono trascurabili se confrontati con quelle nella direzione ortogonale alla superficie. Il modello delle flamelets per combustione non premiscelata, ha come punto di partenza la formulazione dell'equazione della frazione di miscela che determina il luogo della superficie di fiamma: questa equazione è la (104). Una volta conosciuta la soluzione di quest'ultima, la superficie di fiamma, si ottiene da:

$$Z(x, t) = Z_{st} \quad (105)$$

come appare in fig. 7. La struttura reattiva nella vicinanza della superficie di fiamma può essere descritta dall'equazione delle flamelets:

$$\rho \frac{\partial \psi_i}{\partial t} = \frac{\rho}{Le_i} \frac{\chi}{2} \frac{\partial^2 \psi_i}{\partial Z^2} + \omega_i \quad (106)$$

In questa equazione la velocità istantanea di dissipazione scalare è definita come:

$$\chi = 2D|\nabla Z|^2 \quad (107)$$

Sulla superficie di fiamma essa assume il valore χ_{st} . Il rapporto di dissipazione scalare gioca un ruolo molto importante nella combustione turbolenta non premiscelata. Esso ha le dimensioni dell'inverso di un tempo e perciò rappresenta l'inverso di un tempo di diffusione caratteristico. Consideriamo il luogo dei punti in cui $Z=Z_{st}$. Se la flamelet brucia, un incremento di χ_{st} , determina un aumento della cessione di calore per conduzione, da entrambi i lati, la conseguente diminuzione di temperatura e lo spostamento della zona di reazione verso valori più alti di Z (fig. 8). Se χ_{st} aumenta oltre un valore critico χ_q , la maggiore quantità di calore trasferita verso l'esterno non è bilanciata dal calore prodotto dalla reazione chimica e la flamelet si spegne. Questo comportamento è illustrato sempre in fig. 8. La combustione corrisponde al ramo superiore della curva, lo smorzamento è individuato dal punto Q, mentre il punto I individua la condizione di reignizione, ma che difficilmente si raggiunge nelle fiamme diffuse, in quanto il tempo di residenza dovrebbe essere troppo elevato (χ_{st} molto piccolo). In ogni caso sia l'ignizione iniziale che la reignizione necessitano di una sorgente. Il parametro χ_q si può interpretare come una grandezza cinetica descrivente gli effetti del non equilibrio nelle fiamme diffuse e in particolare individua una condizione di bilanciamento tra velocità di reazione e diffusione. Le equazioni delle flamelets sono valide

nel caso che si svolga la combustione, in modo che la temperatura sia sufficientemente alta, che i radicali siano presenti e che lo strato di consumazione di combustibile sia sottile, ma anche per gli strati non reattivi, dove la velocità di reazione è nulla. Durante le rapide transizioni tra questi due stati, corrispondenti all'ignizione e all'estinzione, il termine instazionario bilancia la velocità di reazione, mentre il termine di diffusione molecolare è trascurabile.

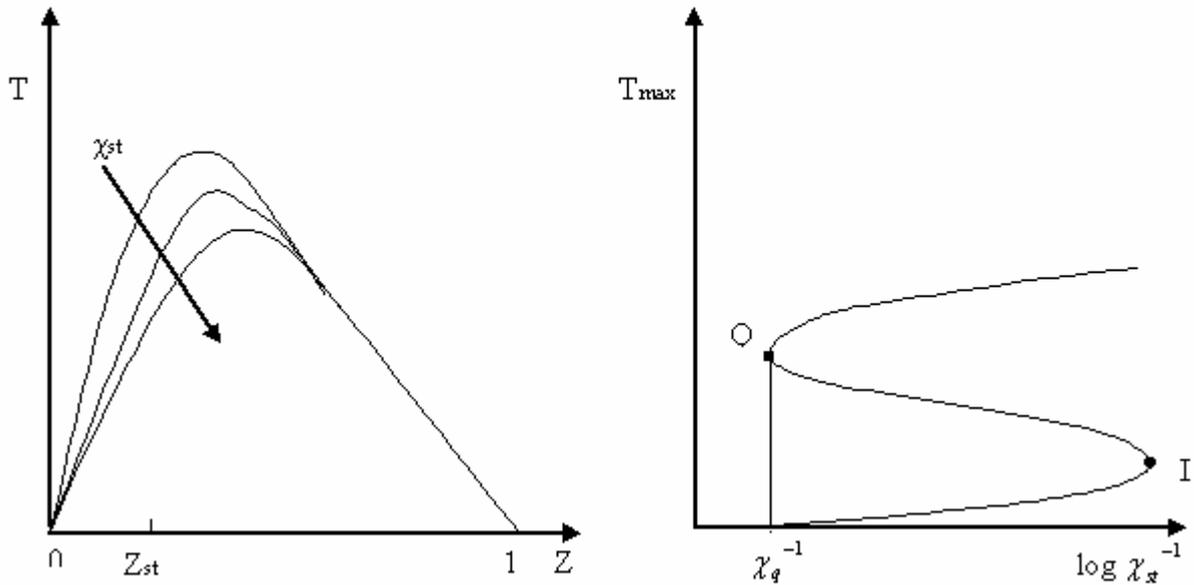


Figura 8 – profilo di temperatura in funzione di χ

Sia la frazione di miscela che la velocità di dissipazione scalare sono grandezze fluttuanti, pertanto occorre considerarne la distribuzione statistica. Se la probabilità congiunta:

$$\tilde{P}(Z, \chi_{st})$$

è nota e le equazioni stazionarie delle flamelets sono state risolte allo scopo di ricavare ψ_i in funzione di Z e di χ_{st} , la media di Favre di ψ_i si può ottenere come:

$$\tilde{\psi}_i(x, t) = \int_0^1 \int_0^\infty \psi_i(Z, \chi_{st}) \tilde{P}(Z, \chi_{st}; x, t) d\chi_{st} dZ \quad (108)$$

Se il termine instazionario non può essere trascurato la descrizione statistica diventa impraticabile. Per questi motivi le equazioni sono mediate rispetto a tutti i possibili valori di χ_{st} , utilizzando il suo valore medio condizionato. In luogo di χ_{st} , essendo χ funzione di Z e considerando la media di Favre, per Z e t fissati, si ha:

$$\tilde{\chi} = \frac{\langle \rho \chi | Z \rangle}{\langle \rho | Z \rangle} \quad (109)$$

Per cui l'equazione assume la forma:

$$\rho \frac{\partial \psi_i}{\partial t} = \frac{\rho}{Le_i} \frac{\tilde{\chi}_Z}{2} \frac{\partial^2 \psi_i}{\partial Z^2} + \omega_i \quad (110)$$

che risolta fornisce la soluzione:

$$\psi_i(Z, \tilde{\chi}_Z, t)$$

la cui media di Favre può essere ottenuta in ogni punto e per ogni istante da:

$$\tilde{\psi}_i(x, t) = \int_0^1 \psi_i(Z, \tilde{\chi}_Z, t) \tilde{P}(Z, x, t) dZ \quad (111)$$

I modelli di combustione non premiscelata turbolenta sono spesso basati sulla forma presunta della funzione di probabilità, definita funzione β :

$$\tilde{P}(Z; x, t) = \frac{Z^{\alpha-1} (1-Z)^{\beta-1}}{\int Z^{\alpha-1} (1-Z)^{\beta-1} dZ} \quad (112)$$

I due parametri α e β sono relazionati alla media e varianza di Z :

$$\alpha = \tilde{Z} \left[\frac{\tilde{Z}(1-\tilde{Z})}{\tilde{Z}'^2} - 1 \right] \quad (113)$$

$$\beta = (1-Z) \left[\frac{\tilde{Z}(1-\tilde{Z})}{\tilde{Z}'^2} - 1 \right] \quad (114)$$

Come risulta dalle formule espresse è richiesta la conoscenza della media e della varianza di Z . Mediando la (104) si può scrivere:

$$\bar{\rho} \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial t} + \bar{\rho} \tilde{v} \cdot \nabla \tilde{Z} = -\nabla \cdot (\bar{\rho} v'' Z'') \quad (115)$$

La diffusività molecolare D nella (104) è molto più piccola rispetto a quella turbolenta D_t , e perciò può essere trascurata nella (115). Siccome Z è uno scalare non reattivo, è valida l'assunzione che:

$$v'' Z'' = -D_t \nabla^2 \tilde{Z} \quad (116)$$

L'equazione per la varianza è la seguente:

$$\bar{\rho} \frac{\partial Z'^{12}}{\partial t} + \bar{\rho} \mathbf{v} \cdot \nabla \tilde{Z}'^{12} = -\nabla \cdot (\bar{\rho} \mathbf{v}' Z'^{12}) + 2\bar{\rho} D_t (\nabla \tilde{Z})^2 - \bar{\rho} \tilde{\chi} \quad (117)$$

con:

$$\tilde{\rho}^{-1} = \frac{1}{\bar{\rho}} = \int_0^1 \rho^{-1}(Z) \tilde{P}(Z) dZ \quad (118)$$

Nella (117) il rapporto di dissipazione scalare medio è definito come:

$$\tilde{\chi} = 2D |\nabla \tilde{Z}'|^2 \quad (119)$$

E viene modellato come:

$$\tilde{\chi} = c_\chi \frac{\tilde{\varepsilon}}{k} \tilde{Z}'^{12} \quad (120)$$

dove c_χ è una costante. Una formulazione dell'equazione dell'entalpia che tenga conto del calore trasmesso per irraggiamento o della variazione di pressione, può essere ottenuta mediando la (68):

$$\bar{\rho} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} + \bar{\rho} \mathbf{v} \cdot \nabla \tilde{h} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} D_t \nabla \tilde{h}) + \bar{q}_R \quad (121)$$

2.8 Teoria di percolazione

La frazione di flumelets bruciabili, cioè caratterizzate da $\chi_{st} < \chi_q$, è data da:

$$p_b = \int_0^{\chi_q} \tilde{P}_\chi(\chi_{st}) d\chi_{st} \quad (122)$$

Mentre la frazione di volume in cui $Z < Z_{st}$ è espressa dalla relazione:

$$p_c = \int_0^{Z_{st}} \tilde{P}(Z) dZ \quad (123)$$

In cui P è la densità di probabilità. La probabilità p_b misura la capacità delle flumelets di bruciare se è disponibile una sorgente di ignizione. Ci si aspetta allora che oltre alle flumelets che bruciano ce ne siano altre potenzialmente bruciabili ma distaccate dalle prime e

incombuste. Una teoria che tiene conto di questa situazione è quella di percolazione, che descrive la conduzione di corrente tra due piani affacciati, connessi da una rete elettrica. Quando aumenta in maniera casuale il numero di interruzioni lungo la rete, fino ad un valore di probabilità critica, (pari a 0,25 per un sistema tridimensionale e 0,5 per uno bidimensionale) non vi è globalmente passaggio di corrente. Seguendo tali ragionamenti è possibile spiegare lo spegnimento delle flamelets. La superficie caratterizzata da $Z=Z_{st}$ è un sistema bidimensionale. Lo spegnimento locale avviene quando $\chi_{st} > \chi q$. Nei punti in cui ciò si verifica si creano delle buche nella fiamma distribuite in maniera casuale. Per un sistema così fatto si è calcolato $p_{crit}=0,718$. In definitiva, la propagazione della fiamma lungo la superficie stechiometrica è possibile se la frazione di flamelets bruciabili pb è maggiore di p_{crit} . La teoria della percolazione considera sistemi omogenei in quiete. In un flusso turbolento, quando la velocità del fluido supera quella di propagazione della fiamma, che si muove in direzione opposta, si ha un effetto di spegnimento locale, che si può considerare come una nuova buca nella rete.

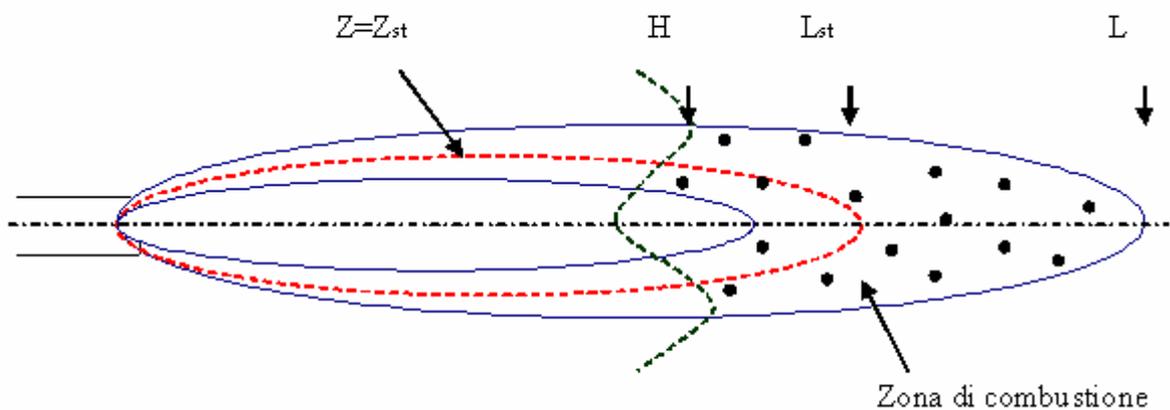


Figura 9

Il verificarsi di tale evento è caratterizzato da una probabilità pu . In conclusione la fiamma rimane stabile se $pbpu > p_{crit}=0,718$. Tenendo conto del fatto che χ cresce fino a $x/d \sim 10$ e poi decresce come $(x/d)^{-4}$, un comportamento analogo è da aspettarsi per pb . La velocità del fluido decresce come $(x/d)^{-1}$ per cui pu segue lo stesso andamento. La probabilità pc è vicina a uno nella zona ricca di combustibile e decresce fino a zero oltrepassando $Z=Z_{st}$. In fig. 9 la curva ondulata tratteggiata individua la condizione $pbpu=0,718$, le due curve solide $pc=0,25$ e $0,75$. L'intersezione delle tre curve determina la zona di combustione. L'altezza di

sollevamento è essenzialmente individuata dallo smorzamento locale delle flamelets, mentre la parte di fiamma rimanente si spiega con la teoria della percolazione. All'interno della regione della combustione pbu e pc non sono uguali ad uno e quindi esistono gruppi di flamelets incombuste. Questo effetto aumenta all'aumentare della velocità del flusso e l'altezza di stabilizzazione si sposta più a valle. L'abbassamento della temperatura agisce sulla densità e su Z , conducendo la lunghezza di fiamma ad un valore minimo. Il blowout completo avviene quando la regione combustibile si riduce eccessivamente. Tutto dipende dalle fluttuazioni di Z intorno a Z_{st} e da χ_{st} . Occorre preventivamente introdurre il concetto di abbassamento della temperatura nella zona di reazione.

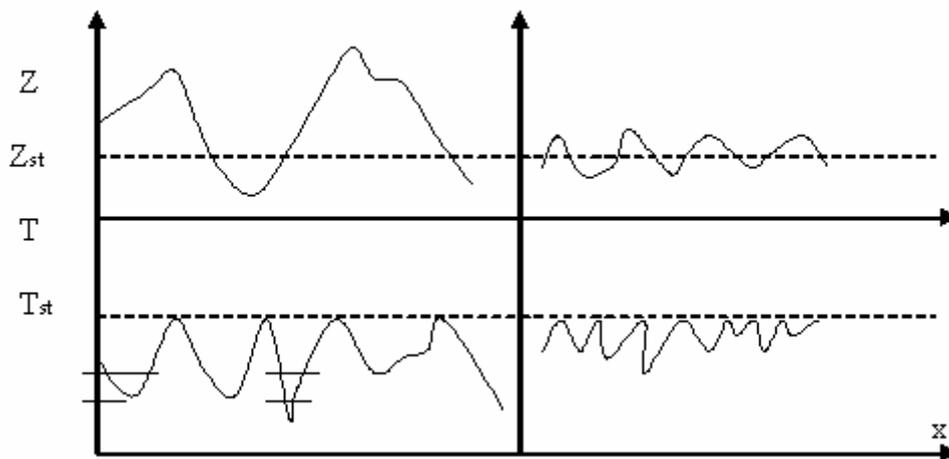


Figura 10 – Fluttuazioni di temperatura e di Z

Osservando la fig. 10 si nota come, a parità di χ_{st} , se le fluttuazioni di Z sono elevate (varianza grande Z'^2), pure le fluttuazioni di temperatura sono elevate e localmente si scende al disotto di un valore di temperatura caratteristico (crescente con χ_{st}), con la conseguente separazione delle flamelets. Viceversa, se le fluttuazioni sono piccole, la zona di reazione si presenta continua e del tipo premiscelato (fig. 11). Per concludere, si vede che Z'^2 e χ_{st} decrescono a partire da $x/d \sim 10$, perciò è plausibile una struttura di fiamma del tipo flamelets più a monte e del tipo premiscelato più a valle. Nella combustione non premiscelata, al contrario di quella premiscelata, non esiste una velocità di combustione caratteristica e quindi uno spessore di fiamma che individui una lunghezza caratteristica. Esiste comunque una

velocità di deformazione a , localmente imposta dal flusso, che rappresenta l'inverso di un tempo caratteristico.

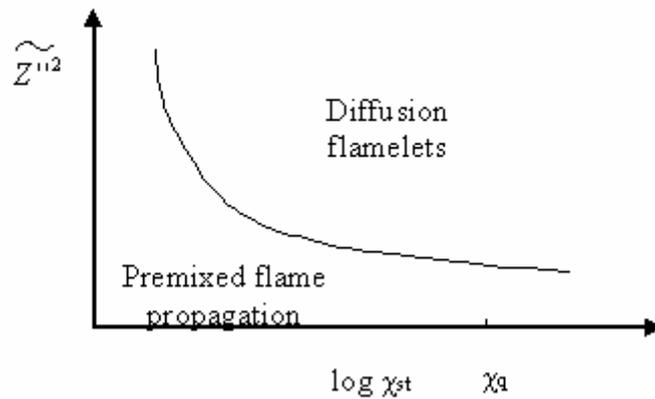


Figura 11

Questa può essere utilizzata insieme al coefficiente di diffusione D_{st} per definire uno spessore di diffusione locale:

$$l_D = \left(\frac{D_{st}}{a} \right)^{1/2} \quad (124)$$

Esiste inoltre il gradiente della frazione di miscela $|\nabla Z|_{st}$ che lega l_D , definito nello spazio fisico, allo spessore di diffusione $(\Delta Z)_F$ definito nello spazio della frazione di miscela:

$$(\Delta Z)_F = |\nabla Z|_{st} l_D \quad (125)$$

Utilizzando la definizione:

$$\chi_{st} = 2 D_{st} |\nabla Z|_{st}^2 \quad (126)$$

è possibile porre:

$$(\Delta Z)_F = \left(\frac{\chi_{st}}{2a} \right)^{1/2} \quad (127)$$

In aggiunta a $(\Delta Z)_F$ definiamo lo spessore della zona di reazione $(\Delta Z)_R$, immaginando che sia formato dall'insieme dello strato di consumazione del combustibile e da quello di ossidazione. Siccome l'ultimo è molto più grande, è in definitiva quello che determina $(\Delta Z)_R$. Si dimostra che:

$$\frac{(\Delta Z)_R}{(\Delta Z)_F} = \varepsilon_q \left(\frac{\chi_{st}}{\chi_q} \right)^{1/4} \quad (128)$$

con $\varepsilon_q=0,16$. Possiamo considerare un criterio di validità del concetto laminar flamelet per le fiamme diffuse turbolente. A questo scopo occorre che lo spessore di reazione sia di dimensioni più piccole della scala di Kolmogorov $\eta=(\nu^3/\varepsilon)^{1/4}$:

$$l_R = \frac{(\Delta Z)_R}{|\nabla Z|_{st}} < \eta \quad (129)$$

Inoltre poiché:

$$\chi_q = \frac{Z_{st}^2(1-Z_{st})^2}{t_F} \quad (130)$$

$$D_{st}t_F = l_F^2 \quad (131)$$

trascurando Z_{st} rispetto all'unità e ponendo $(\Delta Z)_F=2Z_{st}$, si ha:

$$\varepsilon_q l_F \left(\frac{8}{at_F} \right)^{1/4} < \eta \quad (132)$$

È appropriato per questa stima porre la velocità di deformazione pari al tempo caratteristico di Kolmogorov t_η per ottenere:

$$8\varepsilon_q^4 Ka < 1 \quad (133)$$

$$Ka = t_F / t_n = l_F^2 / \eta^2 \quad (134)$$

3 Applicabilità del modello e vantaggi

Nei modelli di combustione dove gli effetti di non equilibrio sono importanti, l'assunzione di equilibrio locale può portare a risultati non realistici. Rientrano in questa tipologia di casi, la

modellazione delle zone ricche di combustibile, dei fenomeni di sollevamento e spegnimento della fiamma. Il vantaggio del modello delle fiamme laminari è che può essere considerata una cinetica chimica molto dettagliata ed il fatto che tutti i fenomeni chimici coinvolti possono essere preprocessati e tabulati, offre incredibili risparmi in termini di costi computazionali. Siccome si assume che la fiamma risponda istantaneamente allo strain imposto dal flusso, il modello non riesce a descrivere adeguatamente fenomeni fortemente di non equilibrio, quali ignizione, estinzione e chimica molto lenta (formazione di NOx).

4 Modelli radiativi

Nelle simulazioni effettuate in condizioni non adiabatiche si è fatto uso del modello radiativo delle ordinate discrete. Si procede pertanto ad una breve descrizione di tale modello. L'equazione di trasferimento radiativo (RTE) per un mezzo assorbente, emittente o disperdente nella posizione \mathbf{r} lungo la direzione \mathbf{s} è:

$$\frac{d I(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} + (a + \sigma_s) \cdot I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \cdot \Phi(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}') \cdot d\Omega' \quad (135)$$

dove:

\mathbf{r} = vettore posizione

\mathbf{s} = vettore direzione

\mathbf{s}' = vettore direzione disperdente

s = lunghezza del percorso

a = coefficiente d'assorbimento

n = indice di rifrazione

σ_s = coefficiente di dispersione

σ = costante di Stefan-Boltzmann ($5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

I = intensità radiativa totale, che dipende dalla posizione (\mathbf{r}) e direzione (\mathbf{s})

T = temperatura locale

Φ = funzione di fase

Ω' = angolo solido

$(a+\sigma_s)$ è lo spessore ottico o l'opacità del mezzo. L'indice di rifrazione n è importante quando si considera l'irraggiamento in un mezzo semi-trasparente. L'equazione 135 viene fuori da un bilancio energetico, a tale proposito si guardi la figura 12 che illustra il processo di trasferimento di calore per irraggiamento. Il primo termine a primo membro rappresenta l'aliquota di variazione dell'intensità radiativa totale, mentre il secondo termine rappresenta l'aliquota di intensità assorbita dal mezzo. Il primo termine a secondo membro invece rappresenta l'intensità rifratta dal mezzo, infine il secondo termine è l'intensità dispersa.

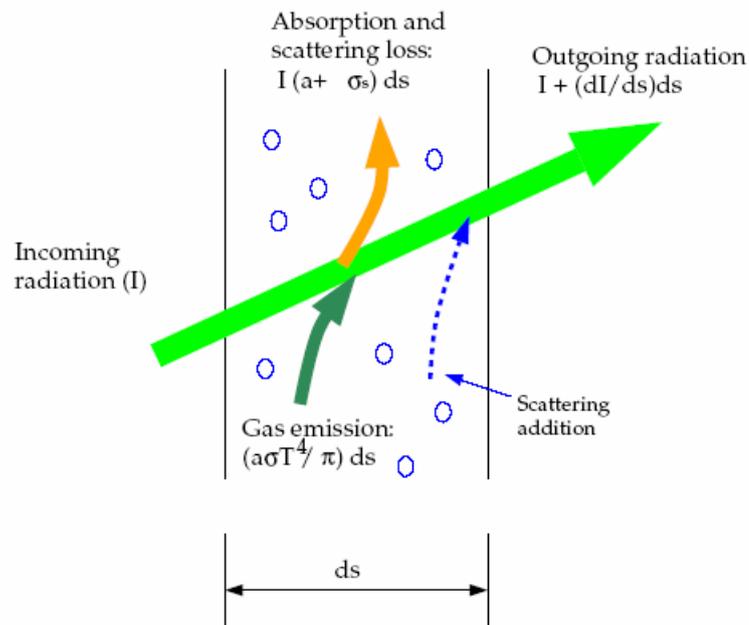


Figura 12 - Bilancio di energia

I modelli radiativi richiedono il coefficiente di assorbimento a come dato d'ingresso. Il coefficiente di assorbimento a e quello di dispersione σ_s possono essere costanti, il coefficiente di assorbimento a può anche essere funzione della concentrazione locale di H_2O e CO_2 , della lunghezza del percorso e della pressione totale. E' possibile avere anche un modello che prevede la somma pesata di gas grigi per la determinazione di un coefficiente di assorbimento variabile. L'implementazione del modello delle ordinate discrete può trattare le radiazioni in un mezzo semi-trasparente.

4.1 Modello radiativo delle ordinate discrete (DO)

Il modello radiativo delle ordinate discrete risolve le equazioni per il trasferimento radiativo (RTE) per un numero finito di angoli solidi discreti, ciascuno collegato a un vettore direzione s fisso nel sistema di riferimento Cartesiano (x,y,z) . La precisione nella scelta della discretizzazione angolare è fatta dall'utente. Il modello *DO* non calcola il tracciato dei raggi, però utilizza le equazioni di trasporto per ottenere l'intensità di radiazione nelle coordinate spaziali (x,y,z) . Tale modello risolve tante equazioni di trasporto per quante sono le direzioni s . Il metodo di soluzione è identico a quello usato per le equazioni del flusso e dell'energia.

L'implementazione nel software utilizzato sfrutta una variante conservativa del modello delle ordinate discrete, chiamato schema dei volumi finiti, e la sua estensione alle maglie non strutturate.

Il modello *DO* abbraccia l'intero intervallo di spessori ottici e permette di risolvere problemi che spaziano da radiazioni tra superfici fino ai problemi di irraggiamento presenti nella combustione. Esso permette anche di ottenere la soluzione in un mezzo semi-trasparente. Il costo computazionale è modesto per discretizzazioni angolari tipiche e la quantità di memoria richiesta è modesta.

L'implementazione è limitata o alle radiazioni grigie o a quelle non grigie usando un modello a banda grigia. Risolvere un problema con una fitta discretizzazione angolare può comportare un intenso lavoro del CPU.

Il modello *DO* permette di includere gli effetti di una seconda fase discreta sulle radiazioni. In questo caso, si trascureranno tutte le altre sorgenti di dispersione nella fase gassosa.

Il contributo della fase relativa al particolato appare nella RTE (equazione di trasferimento radiativo) come:

$$\frac{d(I s_i)}{dx_i} + (a + a_p + \sigma_p) I(r, s) = a n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + E_p + \frac{\sigma_p}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \Phi(s \cdot s') d\Omega' \quad (136)$$

dove a_p è il coefficiente di assorbimento equivalente dovuto alla presenza del particolato ed è dato dall'equazione:

$$a_p = \lim_{V \rightarrow 0} \sum_{n=1}^N \epsilon_{pn} \frac{A_{pn}}{V} \quad (137)$$

ε_{pn} e A_{pn} sono rispettivamente l'emittenza e l'area proiettata. La sommatoria è sulle N particelle presenti nel volume V .

L'emittenza equivalente E_p è data dall'equazione:

$$E_p = \lim_{V \rightarrow 0} \sum_{n=1}^N \varepsilon_{pn} A_{pn} \frac{\sigma T_{pn}^4}{\pi V} \quad (138)$$

dove T_{pn} è la temperatura delle particelle n.

Il software permette di realizzare un modello radiativo non-grigio usando un modello a banda grigia. Le RTE per l'intensità spettrale $I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})$ possono essere scritte come:

$$\frac{dI_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} + (a_\lambda + \sigma_s) I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}') d\Omega' \quad (139)$$

dove λ è la lunghezza d'onda, a_λ è il coefficiente di assorbimento spettrale e $I_{b\lambda}$ è l'intensità del corpo nero data dalla funzione di Planck. Si assume che il coefficiente di dispersione, la funzione di fase di dispersione e l'indice di rifrazione n siano indipendenti dalla lunghezza d'onda nella presente implementazione.

L'implementazione DO non-grigia divide lo spettro di radiazioni in N bande di lunghezza d'onda, che non è necessario che siano contigue o uguali in ampiezza. Gli intervalli di lunghezza d'onda sono forniti dall'utente e corrispondono a valori nel vuoto ($n=1$). L'RTE è integrata lungo ciascun intervallo di lunghezze d'onda, portando alle equazioni di trasporto per la quantità $I_\lambda \Delta\lambda$, che è l'energia radiante contenuta nella banda di lunghezza $\Delta\lambda$. Si assume che il comportamento in ciascuna banda sia grigio.

L'emissione del corpo nero nella banda di lunghezza d'onda per unità di angolo solido è scritta come:

$$F(0 \rightarrow n\lambda_2 T) - F(0 \rightarrow n\lambda_1 T) n^2 \sigma T^4 / \pi \quad (140)$$

dove $F(0 \rightarrow n\lambda T)$ è la frazione di energia radiante emessa da un corpo nero nell'intervallo di lunghezze d'onda da 0 a λ alla temperatura T in un mezzo di indice di rifrazione n , λ_1 e λ_2

sono le lunghezze d'onda ai confini della banda. Il software allora risolve $4N_\theta \times N_\phi \times N$ equazioni di intensità in due dimensioni e $8N_\theta \times N_\phi \times N$ equazioni di intensità in tre dimensioni (con N_θ e N_ϕ , numero di suddivisioni azimutale e orizzontale). I problemi relativi alla discretizzazione angolare e alla pixelation restano gli stessi del caso grigio.

Quindi l'intensità totale $\mathbf{I}(\mathbf{r}, \mathbf{s})$ in ogni direzione \mathbf{s} nella posizione \mathbf{r} è computata usando l'equazione:

$$I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = \sum_k I_{\lambda_k}(\mathbf{r}, \mathbf{s}) \Delta \lambda_k \quad (141)$$

dove la sommatoria è sulle bande di lunghezza d'onda.

L'implementazione non grigia nel programma di calcolo è rivolta all'impiego con un mezzo interposto con un coefficiente d'assorbimento spettrale a_λ che varia in modo graduale lungo le bande spettrali, ma varia poco all'interno della banda. Il vetro, per esempio, mostra un comportamento di banda di questo tipo. La corrente implementazione non modella il comportamento dei gas come il biossido di carbonio o il vapore d'acqua, che assorbono ed emettono energia a numeri d'onda distinti. La modellazione d'irraggiamento di gas non-grigio è ancora un campo in evoluzione. Comunque, alcuni ricercatori hanno usato modelli a banda-grigia per descrivere il comportamento dei gas approssimando i coefficienti d'assorbimento all'interno di ciascuna banda come valori costanti. L'implementazione non-grigia è compatibile con tutti i modelli con i quali quella grigia del modello *DO* può essere usata. Così, è possibile includere dispersione, anisotropia, mezzo semitrasparente e effetti del particolato. La somma pesata di gas-grigi (*WSGGM*) non può essere usata per specificare il coefficiente d'assorbimento in ogni banda. L'implementazione permette di specificare l'emittenza spettrale alle pareti: si assume che l'emittenza sia costante all'interno di ciascuna banda.

4.2 Modello per il coefficiente d'assorbimento

Il modello di somma pesata di gas-grigi (*WSGGM*) è un ragionevole compromesso fra il modello super semplificato di gas-grigio e un modello completo che tiene conto delle bande

d'assorbimento particolari. L'ipotesi di base del *WSGGM* è che l'emittenza totale lungo il percorso s possa essere scritta come:

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^I a_{\varepsilon,i}(T)[1 - \exp(-k_i ps)] \quad (142)$$

dove gli $a_{\varepsilon,i}$ sono i fattori di emittenza pesati per gli i esimi gas-grigi fittizi, la quantità in parentesi è la i esima emittenza del gas-grigio fittizio, k_i è il coefficiente d'assorbimento dell' i esimo gas grigio, p è la somma delle pressioni parziali di tutti i gas assorbenti e s è la lunghezza del percorso. I valori di $a_{\varepsilon,i}$ e k_i dipendono dalla composizione del gas, e $a_{\varepsilon,i}$ dipende anche dalla temperatura. Quando la pressione totale non è uguale a 1 atm, regole di scala sono usate per k_i (si veda l'equazione 148).

Per $i=0$ al coefficiente d'assorbimento è assegnato un valore pari a zero per tenere conto delle finestre nello spettro fra le regioni spettrali di alto assorbimento ($\sum_{i=1}^I a_{\varepsilon,i} \leq 1$) e il fattore di peso per $i=0$ è valutato da:

$$a_{\varepsilon,0} = 1 - \sum_{i=1}^I a_{\varepsilon,i} \quad (143)$$

La dipendenza dalla temperatura di $a_{\varepsilon,i}$ può essere approssimata da una funzione qualsiasi, ma la più comune approssimazione è:

$$a_{\varepsilon,i} = \sum_{j=1}^J b_{\varepsilon,i,j} T^{j-1} \quad (144)$$

I coefficienti $b_{\varepsilon,i,j}$ e k_i sono stimati sulla base di risultati sperimentali. Il coefficiente d'assorbimento α della parete può essere approssimato in un modo simile, ma per semplificare il problema, si assume che $\varepsilon = \alpha$. Questa ipotesi è valida a meno che il mezzo sia otticamente spesso e la temperatura della parete differisca considerevolmente dalla temperatura del gas.

Dal momento che i coefficienti $b_{\varepsilon,i,j}$ e k_i sono funzioni lentamente variabili di ps e T , si possono assumere costanti per un ampio intervallo di valori di questi parametri. Questi coefficienti costanti sono tabellati per diverse pressioni relative del CO_2 e H_2O vapore, assumendo che la pressione totale p_T sia 1 atm. I valori di questi coefficienti in tali tabelle sono validi per $0.001 \leq ps \leq 10.0$ atm-m e $600 \leq T \leq 2400$. Per $T \geq 2400$ K si utilizzano altri tipi di tabelle. Se $k_i ps$ è molto minore di uno per tutte le i , l'equazione (142) si semplifica così:

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^I a_{\varepsilon,i} k_i ps \quad (145)$$

Confrontando l'equazione (145) con il modello di gas-grigio con coefficiente d'assorbimento a , si può vedere che lo scambio d'intensità di radiazioni lungo il percorso s nel *WSGGM* è esattamente lo stesso di quello nel modello di gas-grigio dove il coefficiente d'assorbimento per il *WSGGM* è:

$$a = \sum_{i=0}^I a_{\varepsilon,i} k_i p \quad (146)$$

che non dipende da s . Nel caso generale a è stimato come:

$$a = -\ln(1 - \varepsilon)/s \quad (147)$$

dove l'emittenza ε per il *WSGGM* è computata usando l'equazione (142), e a è computato come definito dall'equazione (147) e dipende da s , rispecchiando la natura non-grigia dell'assorbimento delle radiazioni termiche nei gas molecolari. L'equazione (146) è usata quando $s \leq 10^{-4}$ m e l'equazione (147) è usata per $s \geq 10^{-4}$ m. Si noti che per $s \approx 10^{-4}$, i valori di a previsti dalle equazioni (146) e (147) sono praticamente identici (poiché l'equazione (147) si riduce all'equazione (146) al limite di s tendente ad un valore molto piccolo).

Il software permette di specificare s come grandezza caratteristica di cella o come lunghezza media del fascio. Il modello basato sulla lunghezza media del fascio è adatto se si ha un

mezzo quasi omogeneo e si è interessati maggiormente allo scambio radiativo fra pareti e zona racchiusa. Si può specificare la lunghezza media del fascio o farlo computare dal programma. Se si è principalmente interessati allo scambio di calore radiativo fra celle adiacenti (ad esempio la distribuzione di radiazioni nelle vicinanze di un calorifero), che è molto comune per mezzi otticamente spessi, la dimensione caratteristica di cella risulta più adatta. Si noti che il valore di a previsto dal *WSGGM* basato sulla dimensione di cella caratteristica può essere dipendente dalla griglia, se s è piccolo. Tale dipendenza, comunque, non influenzerà necessariamente la distribuzione di temperatura prevista poiché l'energia radiativa è proporzionale a T^4 . L'approccio con dimensioni di celle caratteristiche può dare una migliore distribuzione di temperatura, mentre l'approccio con la lunghezza media del fascio può dare flussi più accurati ai contorni.

Quando $p_T \neq 1$ atm il *WSGGM*, come detto prima, assume che p_T -pressione totale (statica) del gas sia uguale a 1 atm. Nei casi in cui p_T sia diverso da uno (combustione ad alte temperature) vi sono delle regole per introdurre delle correzioni. Quando $p_T \leq 0.9$ atm o $p_T \geq 1.1$ atm i valori di k_i nelle equazioni (146) e (147) sono così riscritti:

$$k_i \rightarrow k_i p_T^m \quad (148)$$

dove m è un termine dimensionale, che dipende dalle pressioni parziali e dalle temperature T dei gas assorbenti, così come per p_T

4.3 Vantaggi e limiti del modello DO

Riassumendo, il modello *DO* abbraccia l'intero intervallo di spessori ottici (aL) e permette di risolvere problemi che spaziano da radiazioni tra superfici fino a problemi di irraggiamento presenti nella combustione. Permette anche di ottenere la soluzione in un mezzo semi-trasparente. Il costo di calcolo è modesto per discretizzazioni angolari tipiche. Risolvere un problema con una fitta discretizzazione angolare può provocare un intenso lavoro del CPU.

L'implementazione è limitata o alle radiazioni grigie o a quelle non grigie usando un modello a banda grigia

4.4 Modello radiativo del trasferimento discreto (DTRM)

La maggiore ipotesi del *DTRM* è che la radiazione uscente da un elemento di superficie in una certa ampiezza di angolo solido possa essere approssimata da un singolo raggio.

Il vantaggio del *DTRM* è triplice: si tratta di un modello relativamente semplice, si può aumentare la precisione incrementando il numero di raggi e si applica ad un vasto range di spessori ottici. Presenta però le seguenti limitazioni:

- Il *DTRM* assume che tutte le superfici siano diffuse, ciò significa che la riflessione della radiazione incidente sulla superficie è isotropa rispetto all'angolo solido.
- Non sono inclusi gli effetti della dispersione
- L'implementazione assume radiazione grigia
- Risolvere un problema con un grosso numero di raggi è un grosso lavoro per il CPU.

L'equazione per lo scambio d'intensità radiativa del *DTRM*, dI , lungo un percorso ds può essere scritta come:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi} \quad (149)$$

dove:

a = coefficiente d'assorbimento del gas

I = intensità

T = temperatura locale del gas

σ = costante di Stefan-Boltzmann ($5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

Si assume che l'indice di rifrazione sia unitario. Il *DTRM* integra l'equazione (2.98) lungo una serie di raggi emanati dalle pareti a contorno.

Se a è costante lungo il raggio, allora $I(s)$ si può stimare come:

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - \exp[-as]) + I_0 \exp[-as] \quad (150)$$

dove I_0 è determinata dalle condizioni a contorno. La sorgente di energia nel fluido dovuta all'irraggiamento è computata sommando la variazione dell'intensità lungo il percorso di ciascun raggio tracciato attraverso il volume di controllo del fluido.

La tecnica di tracciare i raggi usata nel *DTRM* può fornire una previsione del trasferimento di calore radiativo tra superfici senza il calcolo esplicito del fattore di vista. L'accuratezza del modello è limitata principalmente dal numero di raggi tracciati e dalla griglia computazionale.

4.5 Modello radiativo P-1

Il modello radiativo *P-1* è il caso più semplice del modello più generale *P-N*, che è basato sull'espansione dell'intensità delle radiazioni in una serie ortogonale di armoniche sferiche. Il modello *P-1* ha molti vantaggi in più del modello *DTRM*. Per il modello *P-1*, l'RTE (equazione 135) è un'equazione di diffusione, che è semplice da risolvere con una piccola richiesta del CPU. Il modello include gli effetti della dispersione. Per applicazioni sulla combustione, dove gli spessori ottici sono grossi, il modello *P-1* lavora ragionevolmente bene. Inoltre tale modello può facilmente essere applicato a geometrie complicate. Quando si usa il modello *P-1* si deve porre attenzione ai seguenti limiti:

- Come per il modello *DTRM* anche il modello *P-1* assume che tutte le superfici siano diffuse. L'implementazione assume la radiazione grigia.
- Ci può essere una perdita di precisione in dipendenza della complessità della geometria se lo spessore ottico è piccolo.
- Il modello *P-1* tende a sopravvalutare i flussi radiativi provenienti da sorgenti o pozzi di calore localizzati.

Come già detto, tale modello è basato sull'espansione dell'intensità delle radiazioni *I* in una serie ortogonale di armoniche sferiche. Se si conservano solo i primi quattro termini della serie, si ottiene la seguente equazione per il flusso radiativo q_r :

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \cdot \nabla G \quad (151)$$

dove a è il coefficiente d'assorbimento, σ_s è il coefficiente di dispersione, G è la radiazione incidente e C è il coefficiente della funzione di fase lineare anisotropa.

Dopo l'introduzione del parametro:

$$\Gamma = \frac{1}{(3(a + \sigma_s) - C\sigma_s)} \quad (152)$$

l'equazione (151) si riduce a:

$$q_r = -\Gamma \cdot \nabla G \quad (153)$$

l'equazione di trasporto per G è:

$$\nabla(\Gamma \cdot \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = 0 \quad (154)$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann. Combinando le equazioni (154) e (153) si ottiene la seguente equazione:

$$-\nabla q_r = aG - 4a\sigma T^4 \quad (155)$$

L'espressione di $-\nabla q_r$ può essere direttamente sostituita nell'equazione dell'energia per tenere conto delle sorgenti (o pozzi) di calore dovuti alle radiazioni.

4.6 Modello radiativo Rosseland

L'approssimazione Rosseland o di diffusione per la radiazione è valida quando il mezzo è otticamente spesso ($(a + \sigma_s) \cdot L$ molto maggiore di 1), ed è raccomandato per l'utilizzo in quei problemi in cui lo spessore ottico è maggiore di 3. Esso si può derivare dalle equazioni del modello $P-I$, con alcune approssimazioni.

Il modello Rosseland ha due vantaggi in più del modello $P-I$. Poiché esso non risolve un'equazione di trasporto extra per la radiazione incidente (come fa il modello $P-I$), il modello Rosseland è più veloce del modello $P-I$ e richiede meno memoria.

Come per il modello $P-I$, il flusso di calore radiativo in un mezzo grigio può essere approssimato dall'equazione (153):

$$q_r = -\Gamma \cdot \nabla G \quad (156)$$

dove Γ è data dall'equazione (152). Il modello radiativo Rosseland differisce dal modello $P-I$ nel fatto che tale modello assume che l'intensità sia l'intensità del corpo nero alla temperatura del gas. (Il modello $P-I$ in realtà calcola le equazioni di trasporto per G). Così $G = 4\sigma T^4$. Sostituendo questo valore di G nell'equazione (156) si ottiene:

$$q_r = -16\sigma\Gamma T^3 \nabla T \quad (157)$$

Poiché il flusso di calore radiativo ha la stessa forma della legge della conduzione di Fourier, è possibile scrivere:

$$q = q_c + q_r \quad (158)$$

$$q = -(k + k_r) \cdot \nabla T \quad (159)$$

$$k_r = 16\sigma\Gamma T^3 \quad (160)$$

dove k è la conducibilità termica e k_r è la conducibilità radiativa. La relazione (158) è usata nell'equazione dell'energia per determinare il campo di temperatura.

5. Scelta del modello radiativo

Per alcune problematiche un modello radiativo può essere più adatto di altri. Quando si sceglie che modello radiativo usare, si considerano i seguenti parametri:

- Spessore ottico: lo spessore ottico aL è un buon indicatore per la scelta del modello da usare. L è una lunghezza caratteristica all'interno del dominio. Per una camera di combustione, per esempio, L rappresenta il diametro di questa. Se aL è molto maggiore di 1 i modelli da scegliere sono o il $P-I$ o il modello Rosseland. Il modello $P-I$ è tipicamente usato per spessori ottici maggiori di 1. Per spessori ottici maggiori di 3 il modello di Rosseland è più economico e più efficiente. I modelli $DTRM$ e DO si

utilizzano in ogni intervallo di spessori ottici, ma sono sostanzialmente più costosi. Per problemi con spessori ottici aL minori di 1 solo i modelli *DTRM* e *DO* sono adatti.

- Dispersione ed emittenza: i modelli *P-I*, Rosseland e *DO* tengono conto della dispersione, mentre il *DTRM* la trascura. Inoltre, dal momento che il modello Rosseland usa come condizione una striscia di temperature sulle pareti, esso è insensibile all'emittenza delle stesse.
- Effetti del particolato: solo i modelli *P-I* e *DO* tengono conto dello scambio radiativo fra gas e particolato.
- Mezzo semitrasparente e contorni speculari: il modello *DO* permette di trattare la riflessione speculare e il calcolo dell'irraggiamento in un mezzo semitrasparente come il vetro.
- Radiazioni non grigie: solo il modello *DO* permette di trattare radiazioni non grigie usando un modello a banda grigia.
- Sorgenti di calore localizzate: nei problemi con sorgenti di calore localizzate, il modello *P-I* può sopravvalutare i flussi radiativi. Il modello *DO* è probabilmente il più adatto per valutare le radiazioni in questo caso, sebbene anche il modello *DTRM*, con un sufficientemente numero di raggi, sia accettabile.

6. Simulazioni numeriche di combustione con combustibili gassosi

Come già anticipato, l'analisi teorica condotta a monte dello studio intrapreso è stata messa in pratica in un primo momento per lo studio delle prestazioni di camere di combustione alimentate da combustibili in fase gassosa.

Nello specifico si è prestata attenzione alla scelta delle condizioni termofluidodinamiche del combustibile e del comburente all'ingresso della camera, alla definizione del campo di velocità dei costituenti la miscela nonché la migliore caratterizzazione di tali componenti ed, infine, all'individuazione del miglior modello di turbolenza per il problema in esame.

I flussi turbolenti, come visto, sono caratterizzati da campi di velocità variabili scalarmente e vettorialmente. Tali "oscillazioni" del campo comportano gli scambi delle proprietà ad esso connesse, quali la quantità di moto, l'energia o la concentrazione di ciascuna singola specie, e di conseguenza anche tali proprietà oscillano. La cinetica chimica, poi, comporta forti gradienti spaziali e temporali delle proprietà sopraindicate, dovuti alla trasformazione delle

specie ad opera delle reazioni di combustione. Tali gradienti, legati come detto alla produzione ed alla distruzione di alcune specie, sono invero più sentiti nel caso di miscele di gas rispetto alla combustione dei singoli componenti, data la differente composizione delle specie prodotte a valle delle reazioni di combustione.

Non esiste quindi alcun modello di turbolenza che si dimostra essere superiore agli altri in tutte le classi di problemi; la scelta di tale modello va dunque effettuata di volta in volta in base a considerazioni circa i fenomeni fisici dello specifico problema, alle esperienze precedentemente acquisite per una data classe di problemi, al livello di accuratezza richiesto ed agli strumenti di calcolo a disposizione. I limiti ed i vantaggi di ciascun modello vanno dunque riguardati alla luce dei criteri appena elencati.

Per il problema esaminato si è scelto di adottare il modello $k-\varepsilon$ Realizable. Tale modello, che differisce poco dal $k-\varepsilon$ Standard ma ne rappresenta un più recente sviluppo, consente di ottenere, come anticipato, una ragionevole accuratezza per una vasta classe di flussi turbolenti a fronte di una minore “spesa” computazionale.

Si è scelto di analizzare, infatti, le caratteristiche termofluidodinamiche di una camera di combustione di forma prismatica, a sviluppo orizzontale, a base quadrata.

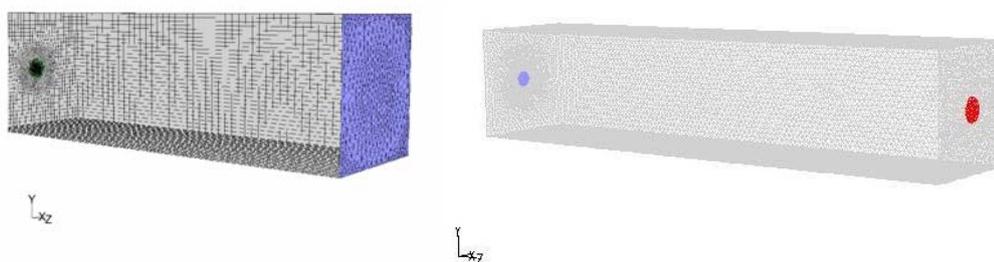


Figura 13 - Camera di combustione e relative sezioni d'ingresso ed uscita

Si è simulata la combustione in detta camera di tre differenti gas: il gas naturale, l'idrogeno ed infine il syngas. Tale ultimo fluido sappiamo essere, da quanto visto nei capitoli II e III, il prodotto del recupero dei materiali residuali, oltre che un derivato dalle operazioni di trattamento termico sul carbone. È dunque interessante lo studio di tale combustibile anche in ottica del complessivo sfruttamento di tutto quanto prodotto negli impianti a carbone.

In tutti i casi analizzati il combustibile ed il comburente sono immessi in camera di combustione attraverso un ugello posto al centro della parete verticale di sinistra della camera in figura X. I fumi sono invece espulsi da un foro circolare posto sulla parete verticale a destra della camera.

Le condizioni termofluidodinamiche di adduzione del combustibile e del comburente (aria) sono state assunte pari a quelle utilizzate in prove condotte presso il Laboratorio Nazionale Sandia Co su di un bruciatore aventi caratteristiche geometriche sostanzialmente identiche a quelle adottate nel corso delle simulazioni al fine di consentire, al termine delle simulazioni numeriche, un confronto dei dati ricavati con quelli sperimentali ricavati in tali laboratori. A valle delle simulazioni si è infatti ricavato il campo di temperatura medio in un piano di simmetria trasversale della camera per i tre differenti combustibili, come osservabile nelle figg 14, 15 e 16.

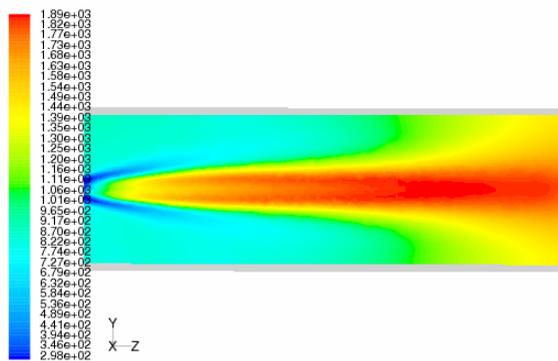


Figura 14 - CH₄: Campo delle temperature medie

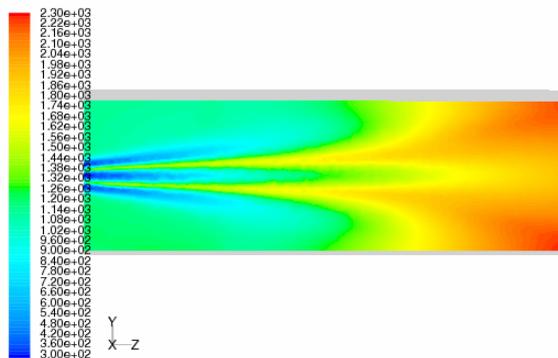


Figura 15 - H₂: Campo delle temperature medie

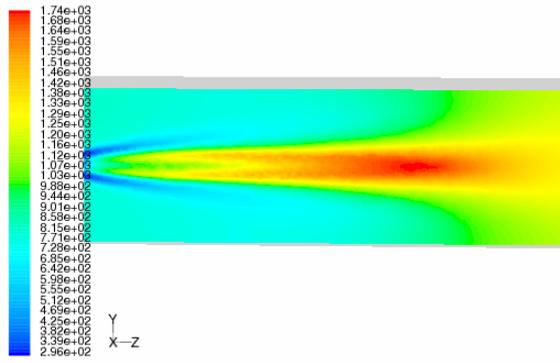


Figura 16 - Biogas: Campo delle temperature medie

Unitamente ad altri parametri, qui non riportati per brevità di trattazione, si sono monitorati anche i campi di velocità media all'interno della camera. Anche di detti campi se ne riporta la distribuzione lungo il medesimo piano di simmetria utilizzato per il campo di temperatura.

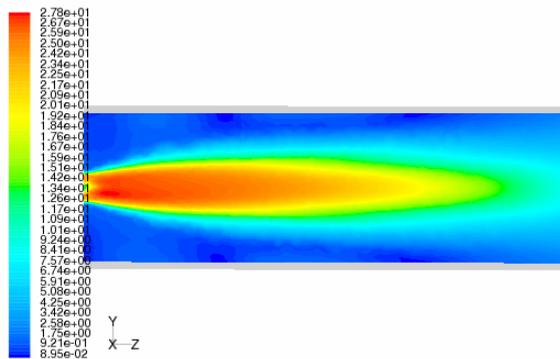


Figura 17 - CH₄: Mean Velocity Magnitude

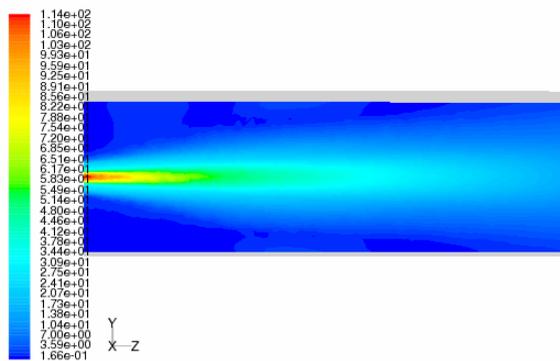


Figure 18 - H₂: Mean Velocity Magnitude

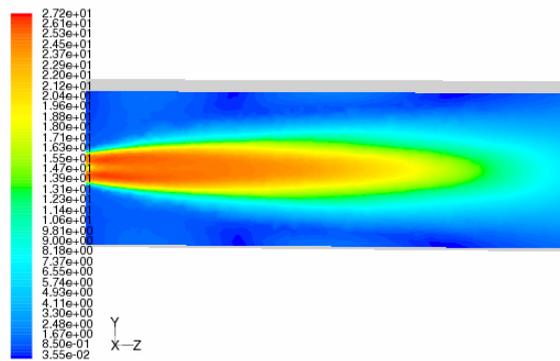


Figura 19 - Biogas: Mean Velocity Magnitude

La verificata aderenza di tali risultati a quanto riportato nelle prove di laboratorio avalla la scelta del modello e valida ulteriormente il lavoro numerico effettuato.

A valle di tale indagine si è inoltre provveduto ad implementare il modello radiativo e consentire così l'analisi completa dei flussi termici in camera di combustione. Poiché negli impianti di produzione d'energia le camere sono rivestite internamente da fasci tubieri, in cui passa il fluido di processo, l'eccesso o l'insufficienza di energia radiativa incidente su di essi può comportarne il surriscaldamento o l'eccessiva estensione.

La distribuzione spaziale, infatti, delle regioni aventi differenti valori dei flussi radiativi è un fattore importante per il dimensionamento degli scambiatori.

Una camera in cui si realizzi, al limite, una distribuzione pressoché uniforme dei flussi incidenti sulle pareti consentirebbe, con adeguati valori di tali flussi, di ottimizzare lo scambio termico e nel contempo realizzare un'economia costruttiva riducendo l'estensione di detti fasci tubieri.

Quanto ottenuto [lavoro allumina] ha consentito di verificare non solo la bontà dei risultati numerici ottenuti ma di consentire la determinazione di un criterio per l'ottimizzazione della distribuzione dei flussi radiativi lungo le pareti della camera stessa [lavoro allumina].

7. Considerazioni conclusive

A valle di tutto quanto riportato in questo capitolo è chiaro come l'ausilio della fluidodinamica computazionale consenta la piena comprensione non solo delle fenomenologie termofluidodinamiche presenti in camera di combustione, ivi inclusa la combustione delle differenti specie e la distribuzione dei flussi radiativi ma soprattutto delle prestazioni

realizzabili. Grazie a ciò, dopo aver “tarato” il metodo sul sistema mostrato in figura 13 ci è dunque possibile procedere con l’analisi oggetto del nostro studio: l’analisi delle prestazioni di combustori alimentati con materiali residuali ad alta granulometria.

Capitolo VI

Ottimizzazione tra le prestazioni energetiche globali e locali e l'impatto ambientale complessivo.

Trattata la simulazione numerica dei moderni combustori e verificata, anche senza scendere nel dettaglio, la bontà dei risultati che la CFD può offrire oggi giorno possiamo infine ad analizzare quanto ritrovato a valle delle simulazioni condotte su di un sistema di combustione con bruciatore a bassa emissione di NOx a tripla zona d'aria come quello visto nel quarto capitolo. In dettaglio saranno analizzati l'adduzione del combustibile sia lungo il canale ivi mostrato sia nella camera di combustione vera e propria. Alla fine di detta analisi saranno mostrati anche i risultati ottenute da simulazioni sulla combustione di un altro materiale residuale ad alta granulometria: il pellet.

1. Simulazioni della fluidodinamica del combustibile a monte del bruciatore

Al fine di caratterizzare il flusso di particelle di carbone sulla superficie di uscita del condotto che trasporta l'aria primaria di combustione e il poverino alla fornace di un generatore di vapore, si sono eseguite cinque prove di tipo CFD.

Durante lo studio dei dati avuti dalle simulazioni si è reso necessario dividere la caratterizzazione in due fasi.

Nella prima fase si sono elaborati dei diagrammi che hanno permesso la caratterizzazione spaziale della dispersione di polverino. Grazie a questi ultimi è facilmente individuabile la zona in cui la portata di particolato risulta essere più consistente. Un'analisi più attenta di questi diagrammi, ha inoltre consentito di verificare come particelle di diametro simile abbiano comportamenti simili.

La seconda fase dello studio ha riguardato la caratterizzazione statistica del particolato di carbone sul piano di uscita del bruciatore.

Questa fase è stata sviluppata suddividendo il piano d'uscita del condotto in celle utilizzando due tipologie d'istogrammi. La prima tipologia presentava quante particelle, di una certa taglia, passassero per ogni cella, mentre la seconda calcolava la portata massica passante per ognuna delle suddivisioni del piano di uscita.

Si è poi caratterizzata la dispersione del flusso pulverulento all'uscita del condotto del bruciatore. Più questo parametro si avvicina allo 0, più la distribuzione del particolato risulta omogenea.

La scelta di utilizzare la varianza, quale parametro per caratterizzare il flusso multifase in esame, ha consentito una prima e rapida valutazione circa la qualità della dispersione del polverino all'uscita del bruciatore, ma d'altro canto questo parametro non consente di apprezzare le caratteristiche spaziali della dispersione. Per recuperare solo in parte detta mancanza si è provveduto, come vedremo, ad estrapolare immagini dal codice di calcolo che dessero il senso di quello che fosse il principale andamento delle particelle all'interno della geometria del condotto di adduzione del combustibile e dell'aria primaria.

2. Modellazione geometrica, discretizzazione superficiale e condizioni al contorno del condotto di adduzione combustibile

Al fine di rendere più agevole la modellazione geometrica, si è ritenuto necessario suddividere il condotto in diverse zone:

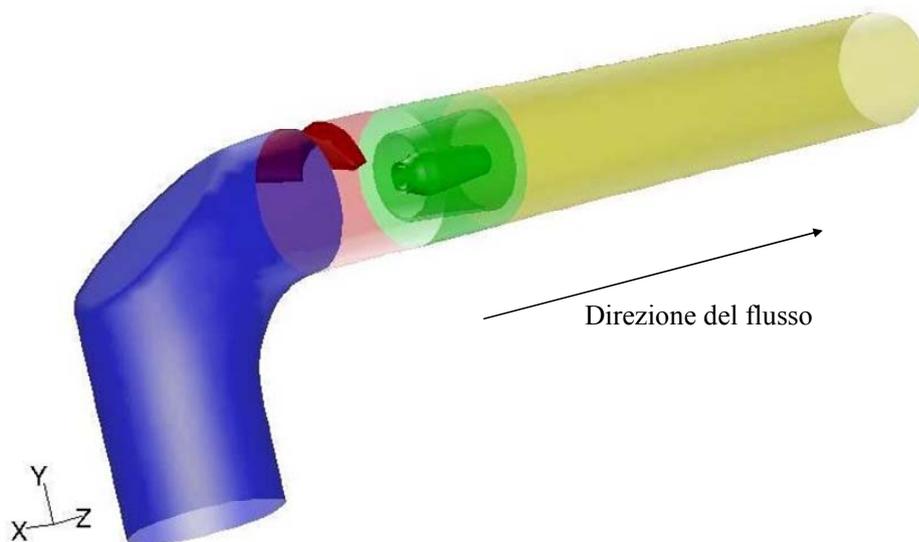


Figura 26 - Condotto del bruciatore

Il polverino di carbone entra all'interno del dominio dalla base della curva (in blu) e prosegue attraversando, in successione, la zona in rosso, relativa al deflettore del particolato, quella in verde, ove risiede il diffusore conico, ed in ultimo la parte finale della condotta in giallo. Il particolato fuoriesce dal dominio alla fine della zona in giallo, proseguendo il suo ideale cammino verso la fornace.

La prima zona, mostrata in figura 2, che incontriamo entrando nel condotto è una curva modellata utilizzando 24 superfici raccordate. La caratteristica forma “tagliata” nella parte superiore consente sia l'introduzione nella condotta attraverso foratura d'apparecchiature aggiuntive, sia di ottenere una migliore distribuzione del particolato.

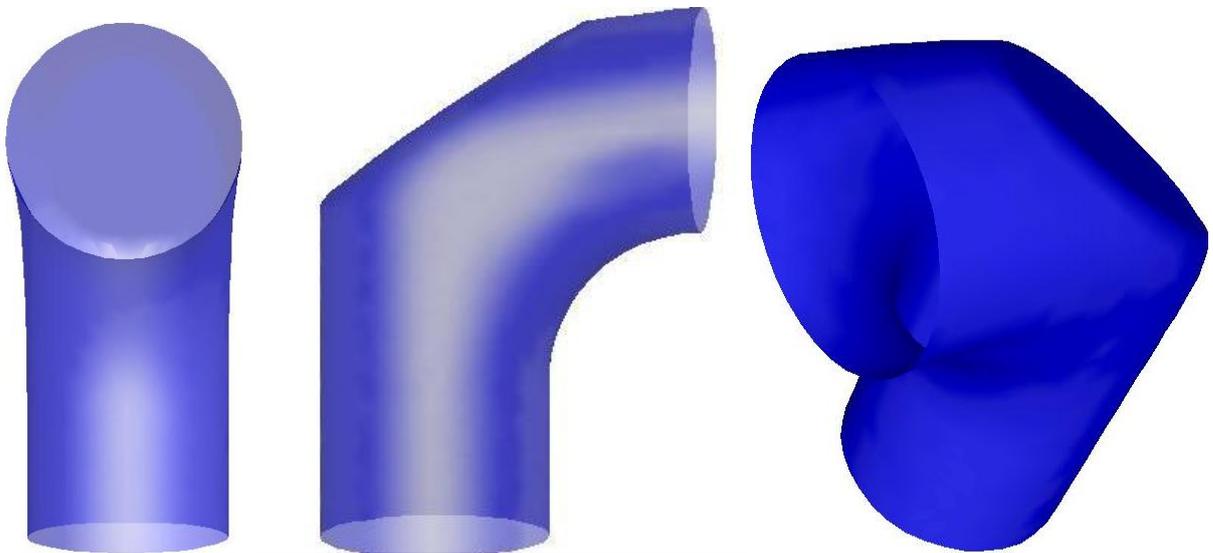


Figura 27 - Visuali del gomito

La mesh superficiale è stata eseguita con l'ausilio d'elementi triangolari, con “interval size”(spazio medio fra ogni nodo) di 0,04 m, in modalità “pave”:

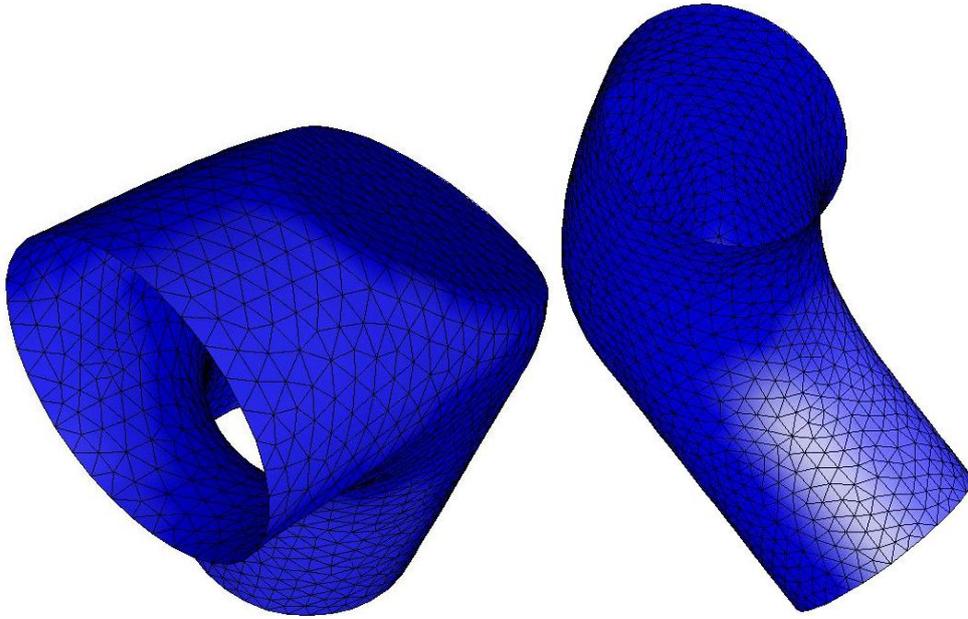


Figura 28 - Mesh del gomito

La modalità di meshatura pave discretizza le superfici con poligoni di aree il più possibile equivalenti .

La sezione d'ingresso, mostrata nella seguente figura, presenta due zone di mesh: la prima, ad elementi triangolari, nella zona centrale, e la seconda, più fitta, con elementi rettangolari sui bordi. Il totale di superfici elementari è pari a 248.

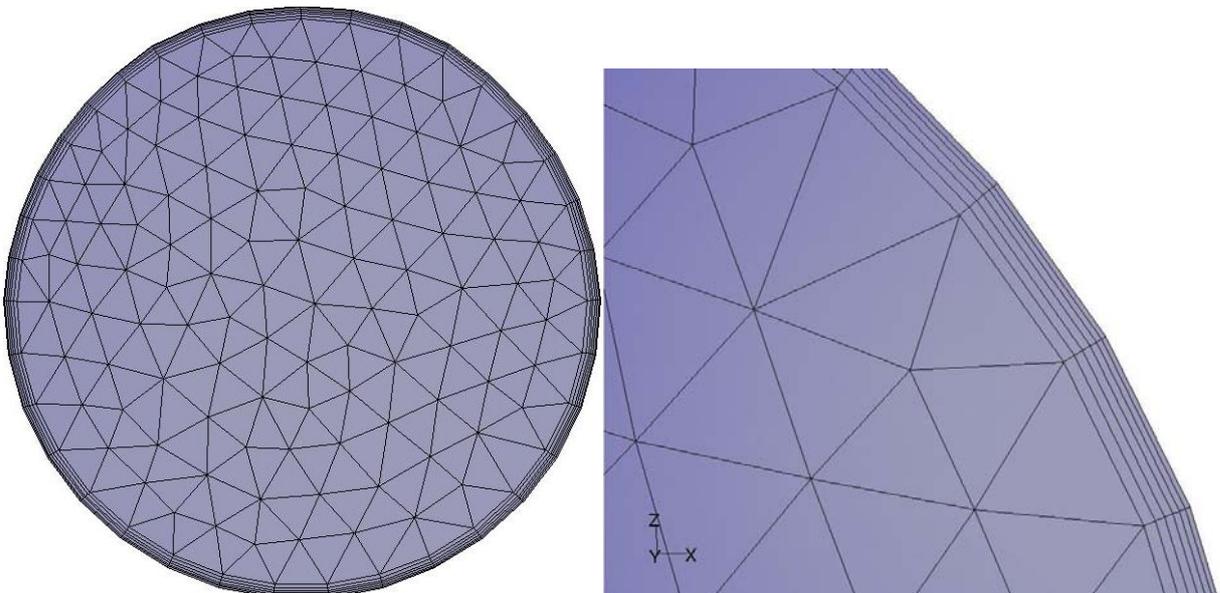


Figura 29 - Mesh della sezione d'ingresso e un suo ingrandimento

Questa scelta è stata fatta per garantire una maggiore precisione dei calcoli di simulazione nella zona dello strato limite.

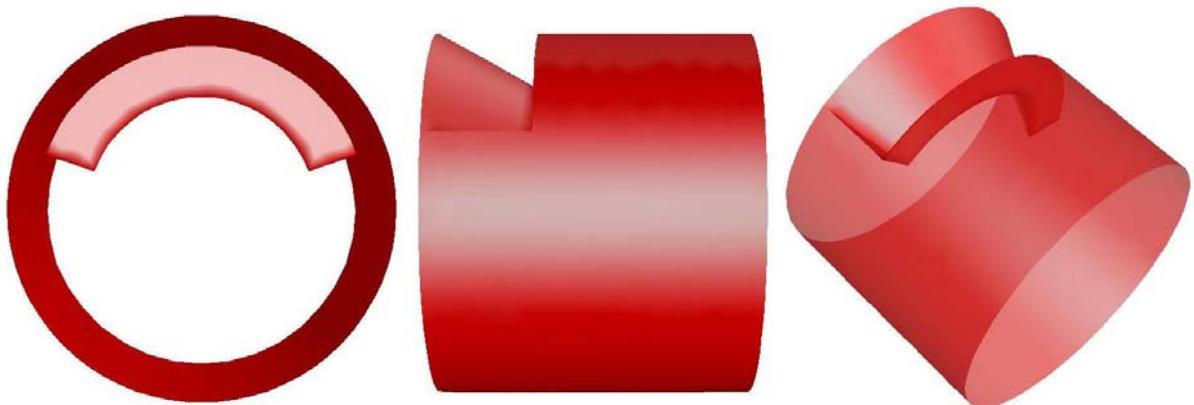


Figura 30 - Visuali del deflettore del particolato

La presenza del “dente” nel deflettore evita che il particolato, come sarà più evidente in seguito, si accumuli, quasi totalmente, nella parte superiore del condotto.

Dopo tale componente segue il relativo diffusore, di seguito riportato, unitamente alla sua versione completa di meshatura.

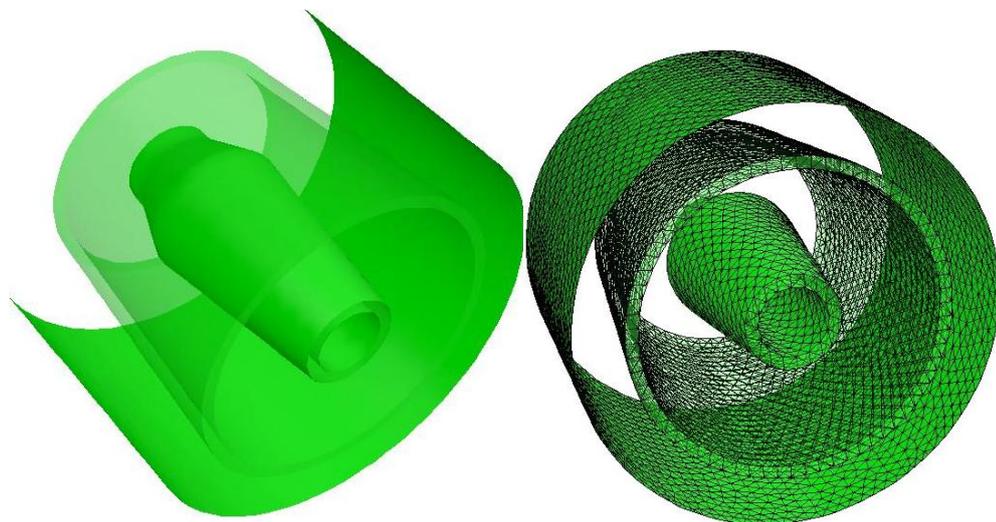


Figura 31 - Diffusore conico

La parte finale del condotto è stata assunta, in fase di tale simulazione unicamente fluidodinamica, essere una superficie cilindrica, di cui si riporta la relativa meshatura.

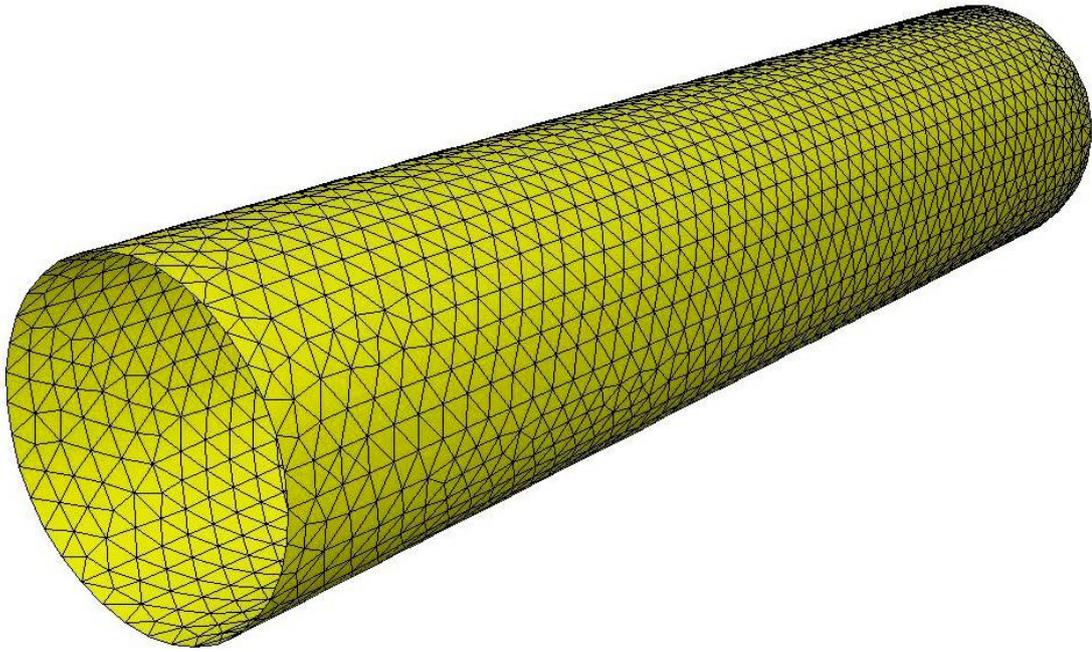


Figura 32 - Parte finale del condotto con mesh superficiale.

Per i volumi racchiusi da tali superfici è stata quindi generata una mesh volumetrica, idonea alle condizioni d'esercizio del condotto ed alla fluidodinamica del problema in esame di cui si presentano alcune immagini nelle figure seguenti.

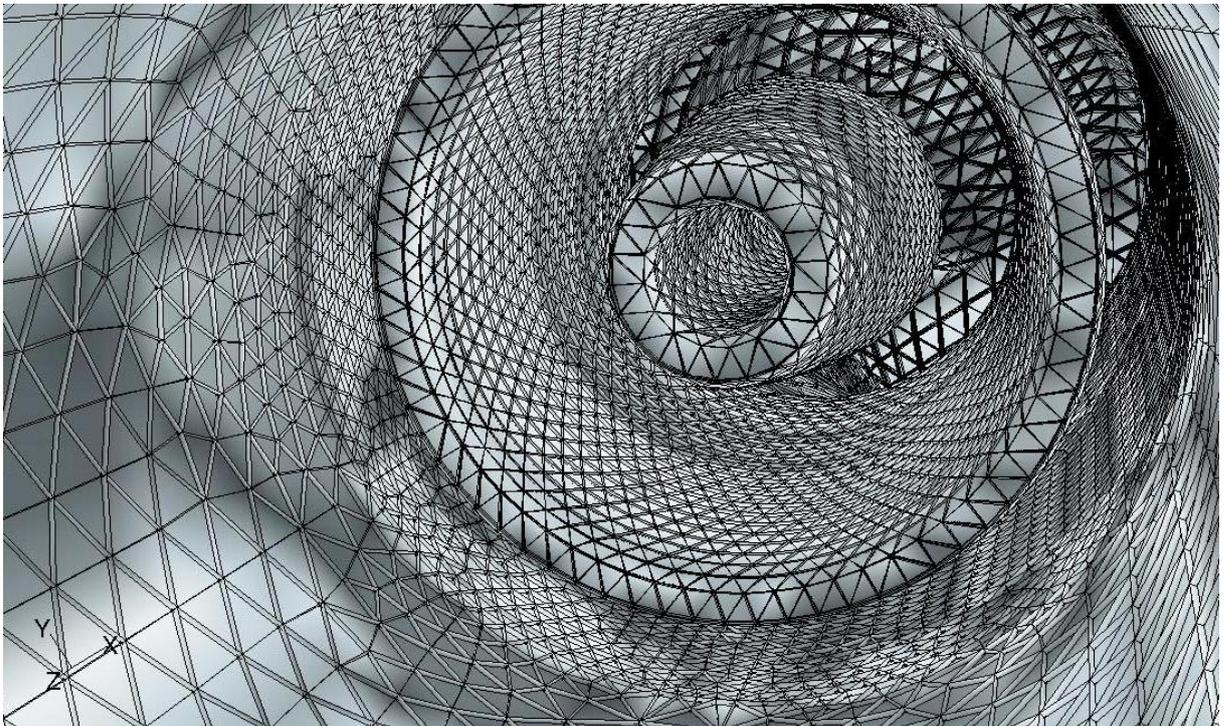


Figura 33 - Interno del condotto. Mesh volumetrica hex del diffusore conico con visuale verso la curva.

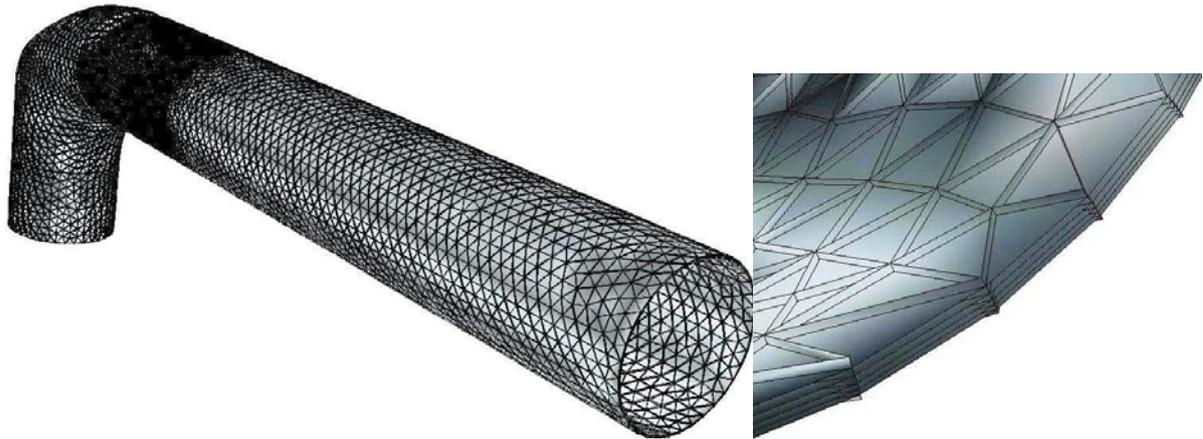


Figura 34 - Zona con elementi hex del condotto (zona esterna). Particolare degli elementi hex

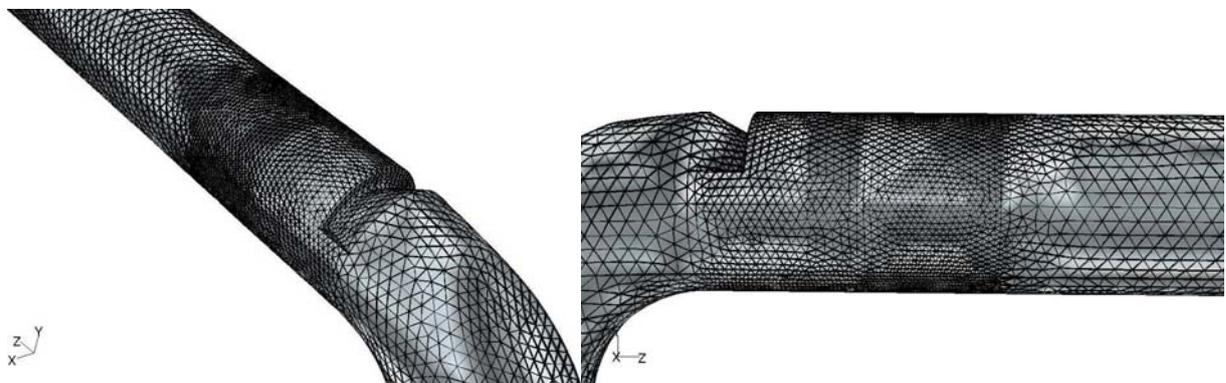
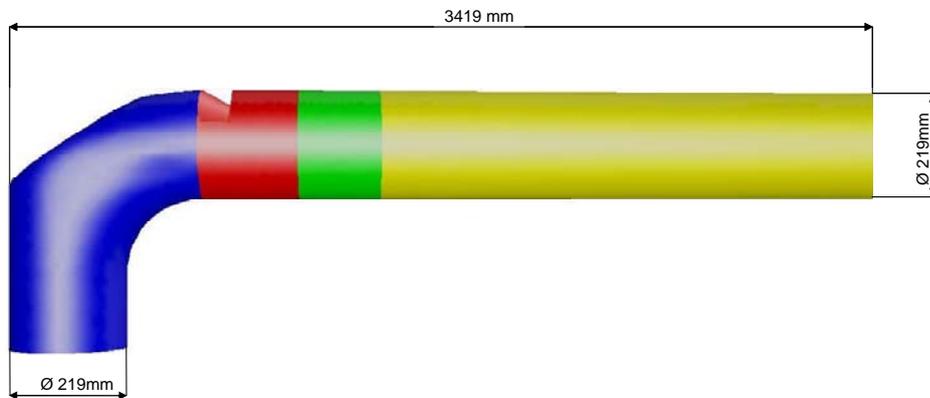


Figura 35 - Particolare dell'infittimento della mesh volumetrica della conduttura all'altezza del deflettore e del diffusore

La mesh volumetrica, sia tet che hex, è stata infittita all'altezza del deflettore del particolato e del diffusore conico. In queste zone insorgono delle turbolenze nell'aria che, considerando anche le eventuali variazioni della traiettoria delle particelle, rendono più complesso il calcolo numerico.

3. Il modello

Le dimensioni del modello sono riportate nella figura seguente:



Queste non sono riportate in maggior dettaglio, come richiesto dal detentore dei diritti di copyright del bruciatore analizzato.

Eseguite le operazioni di meshatura del condotto del bruciatore, vengono di seguito riportati i numeri del modello ottenuto.

Il modello si compone di 245147 volumi elementari di cui 105875 tetraedrici e 139272 prismatici. Le superfici sono discretizzate attraverso 571998 elementi piani. I nodi presenti sull'intero modello sono 93513. Nella seguente tabella riassuntiva sono riportati i dati di discretizzazione delle superfici di ogni zona:

Tabella 7

Zone	Numero di nodi	Superfici elementari
Curva	1624	2564
Deflettore del particolato	1077	1714
Diffusore conico	3528	3120
Parte finale del condotto	2628	2200

I parametri di simulazione per il corretto svolgimento delle prove sono stati ottimizzati dopo un certo numero di test preliminari.

La prima ipotesi (non veritiera) che è stata imposta è l'adiabaticità del sistema, in quanto, nella simulazione non è stato incluso alcuno scambio di calore con l'ambiente esterno al dominio.

Alcune prove preliminari si sono rese necessarie per compiere la scelta tra un modello stazionario o un modello transitorio. Dalle prove effettuate, un modello totalmente transitorio è risultato troppo oneroso sotto l'aspetto dei tempi di simulazione. Essi, infatti, per ottenere dati utili all'elaborazione successiva, si prolungavano fino a raggiungere alcuni mesi. Tempi di computazione utili, circa 17-20 giorni, sono stati raggiunti utilizzando un modello con aria in transitorio e particolato in stazionario, raggiungendo un grado di precisione più che accettabile. Si sono inoltre inclusi gli effetti gravitazionali sull'intero sistema.

Altre prove sono state compiute per la scelta del modello di turbolenza da utilizzare. Da esperienze precedenti, come anticipato, si è ristretta la scelta fra tre modelli, che in ordine di accuratezza, e quindi di pesantezza computazionale, sono: k-ε realizable, Reynolds stress, large eddy simulation (LES).

Dalle prove effettuate su modelli del condotto semplificati, ma significativi, rispetto a quello poi utilizzato, non sono risultati significativi scostamenti in termini di accuratezza dei dati, al variare del modello di turbolenza. Si è scelto quindi di utilizzare il meno oneroso dei tre, vale a dire il k-ε realizable.

Le condizioni al contorno della superficie d'ingresso è di "velocity inlet". Questo ci permette di impostare la velocità d'ingresso dell'aria a 21m/s in direzione perpendicolare rispetto alla superficie stessa.

Nella sezione d'uscita le condizioni al contorno sono di "pressure outlet" grazie alla quale imponiamo una pressione d'uscita all'aria pari a quella atmosferica.

L'aria avrà una densità costante di 0.8 kg/m^3 e una viscosità di $2.3 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(m s)}$.

Nel definire i diversi parametri con cui il particolato entra nel dominio andiamo a definire la tipologia della zona d'ingresso, intesa come punto, superficie, solido, ecc. Nell'ambito di questa tesi si sono effettuate cinque prove aventi come tipologia d'ingresso delle superfici di forma differente sovrapposte alla superficie d'ingresso dell'aria. Nelle seguenti immagini, in figura 11, sono mostrati i piani di lancio del particolato.

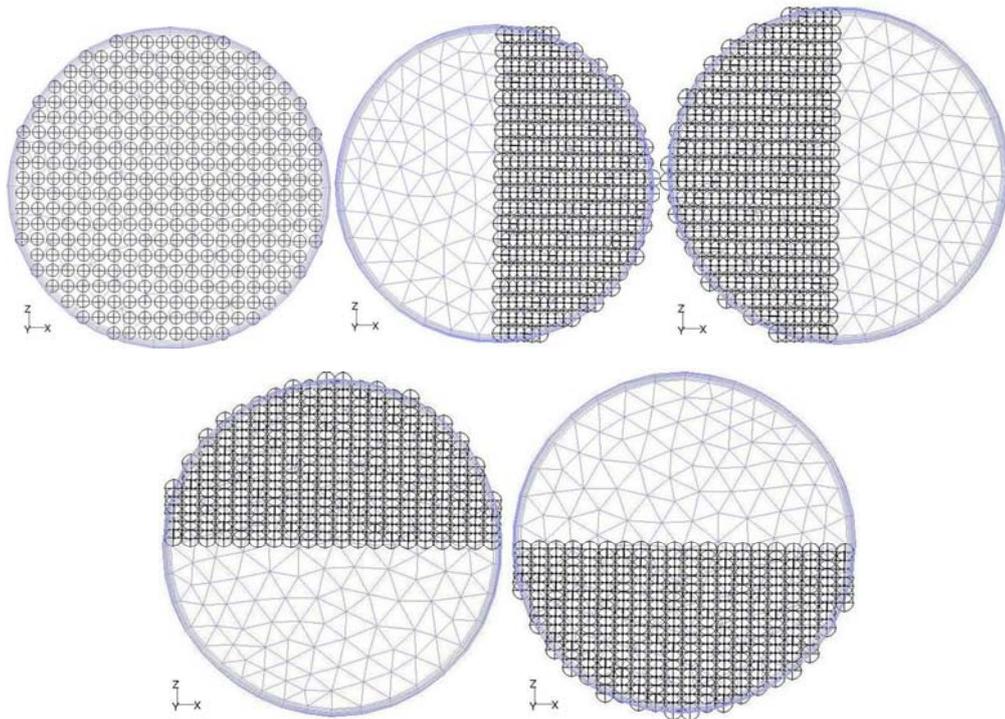


Figura 36- Piani di lancio delle cinque prove effettuate

Per immettere il particolato nel condotto, invece di creare appositi piani di lancio, si sarebbe potuto utilizzare la superficie di ingresso alla curva, come fatto per l'aria. Questo però avrebbe determinato una forte disomogeneità dei punti di lancio essendo la mesh più fitta sui bordi. Si è preferito quindi creare piani che presentassero una più omogenea distribuzione di punti della zona di lancio. La scelta di rendere omogenea la zona di lancio, deriva dal fatto che non si possiedono dati sperimentali sulla distribuzione in ingresso del particolato.

Per le simulazioni effettuate, il procedimento di determinazione dei diametri scelto è il Rosin-Rammler-logarithmic. Tali funzioni di distribuzione dei diametri, consentono di assegnare ad ogni flusso di particelle campione, della stessa taglia, una certa portata massica. La Rosin-Rammler-logarithmic assegna una portata massica maggiore al particolato più fine, consentendo di avere una migliore risoluzione dei flussi di particelle con piccolo diametro. Una portata massica maggiore non aumenta il numero di particelle, ma amplifica l'effetto del particolato sull'aria.

4. Risultati delle prove

Nella figura 12, sotto riportata, è mostrato l'andamento della velocità su un piano trasversale di simmetria del condotto. Si può notare come siano presenti forti gradienti di velocità a causa dello strato limite.

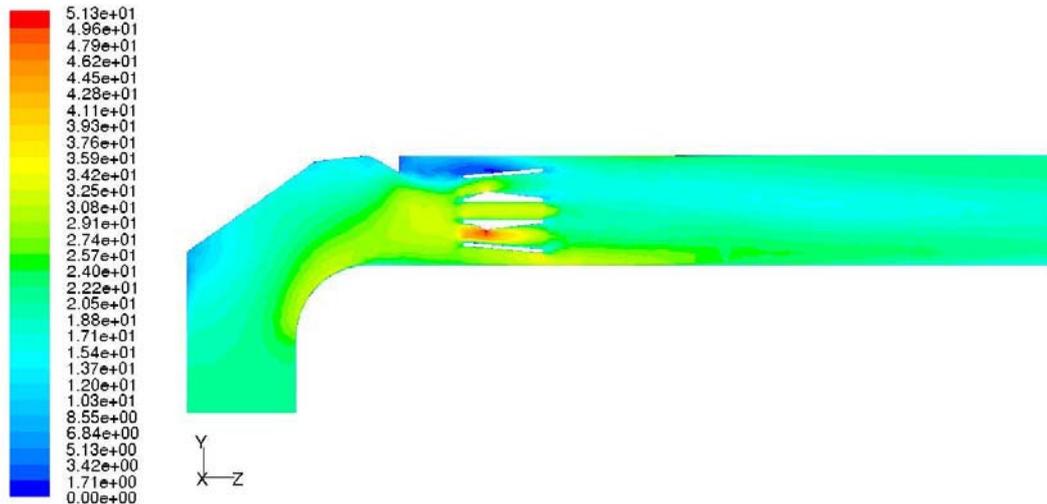


Figura 37 - Profili di velocità (m/s) dell'aria in un piano di simmetria del condotto.

Si noti che, come logico attendersi, la velocità più elevata si raggiunge all'interno del diffusore conico.

Come si evince da figura 13, immediatamente dopo il deflettore del particolato, è presente una zona a forte turbolenza, in cui la componente Z della velocità inverte la propria direzione, assumendo valori negativi sulla colorbar.

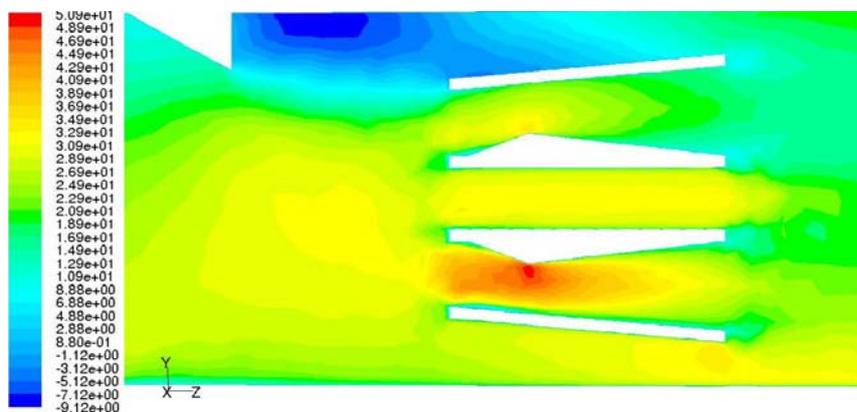


Figura 38 – Profilo della componente Z della velocità (m/s) dell'aria fra il deflettore e il diffusore conico.

La portata di particolato in ingresso al condotto è di 1.11 kg/s. Il tempo di residenza d'ogni singola particella varia fra 0,197 e 0.211 s.

Le velocità variano da 57.7 m/s fino a raggiungere valori negativi in caso d'urto contro una parete solida, come mostrato in figura 14.

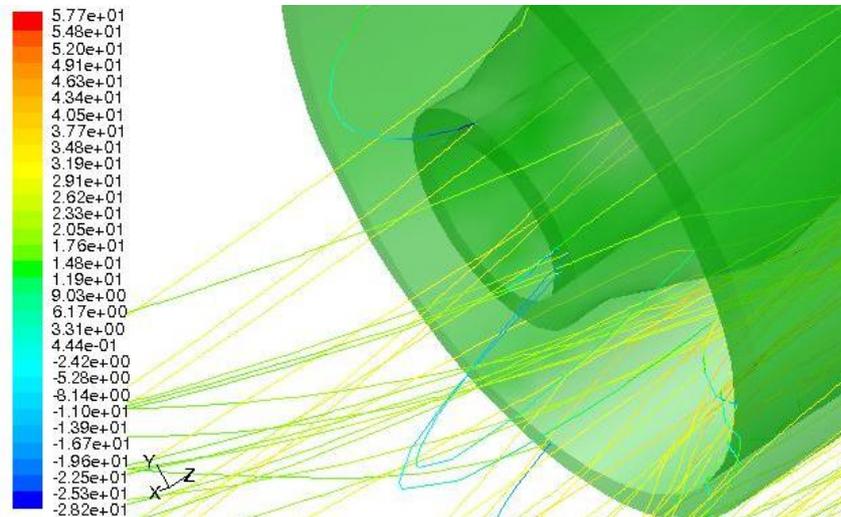
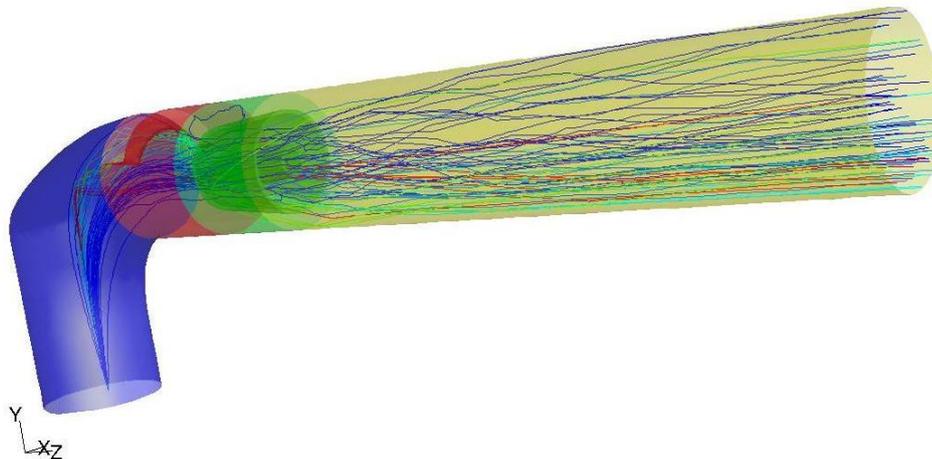
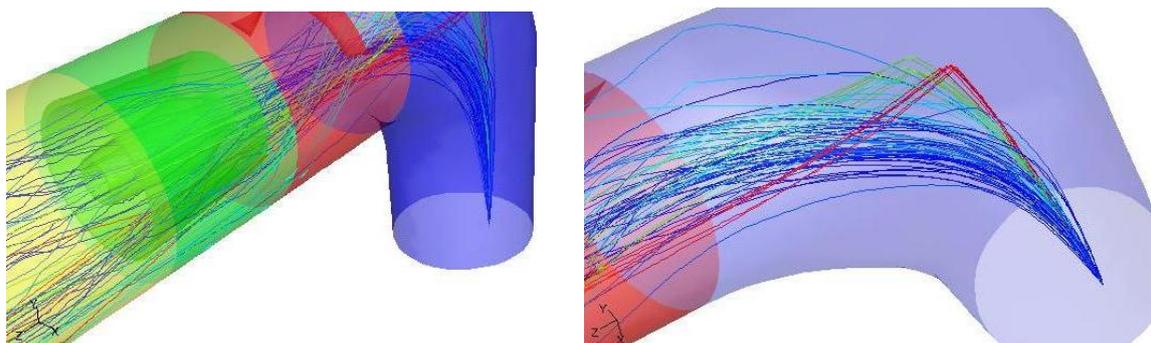


Figura 39 - Urto di alcune particelle contro la parete solida. Velocità (m/s) lungo l'asse z

Si riportano alcune figure esemplificative del flusso di particelle.



In figura le particelle sono discriminate dalla differenza di diametro. Il punto d'iniezione è preso a caso fra quelli disponibili.



Si evince come parte del particolato tenda ad avvolgersi intorno alle pareti del condotto e come le particelle più pesanti, e quindi con più inerzia, sfuggano ai filetti fluidi impattando contro la superficie superiore della curva, mentre le particelle leggere si lascino trasportare dall'aria seguendone la traiettoria. La concentrazione del particolato, all'uscita del condotto, cambia a seconda della prova effettuata.

Di seguito sono riportate le distribuzioni di concentrazione presenti sul piano d'uscita soltanto, per brevità di trattazione, delle prove effettuate con piano di lancio completo.

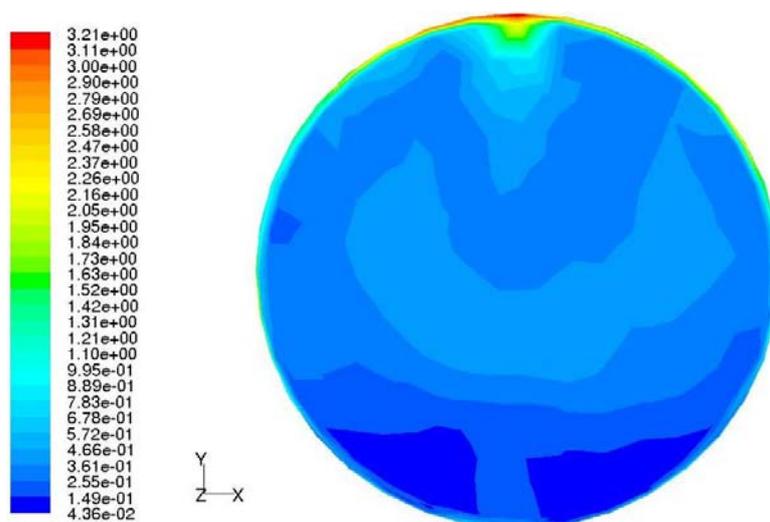


Figura 40 - Concentrazione (kg/m^3) del particolato sul piano di uscita dal dominio della prova a piano completo.

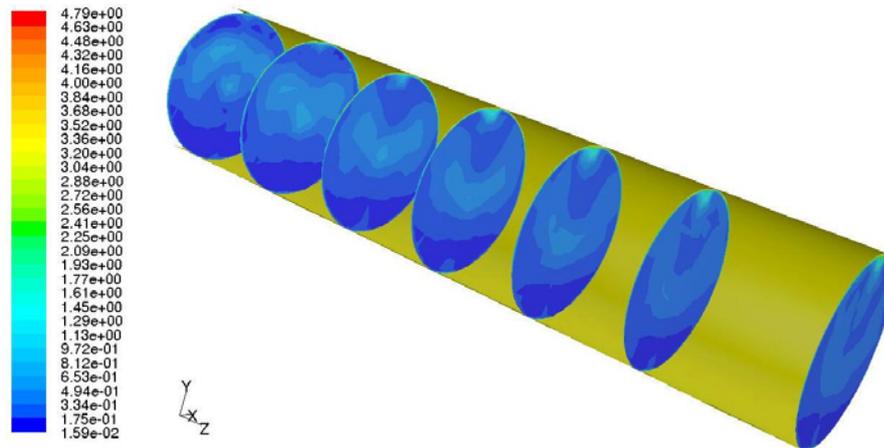


Figura 41 - Andamento della concentrazione (kg/m^3) nella parte finale del condotto per la prova a piano completo.

5. Combustione del carbone con tecnologia PPC.

Nell'ambito di questa tesi è stata eseguita un'analisi, attraverso il software FLUENT, del funzionamento di un bruciatore per la combustione di polverino di carbone da 35MWcirca, a basse emissioni di NOx con camera di combustione cilindrica, di 4m di diametro e 8.5m di lunghezza. Sono state analizzate due tipologie di bruciatore, senza e con gli stabilizzatori di fiamma (denti). Nel primo caso, se si trascura la gravità, il problema è assialsimmetrico, per cui è stata sufficiente una griglia di calcolo bidimensionale. Nel secondo caso è stato invece necessario utilizzare una griglia tridimensionale, simulando un quarto della camera di combustione (fig. 19), potendo sfruttare le condizioni di periodicità.

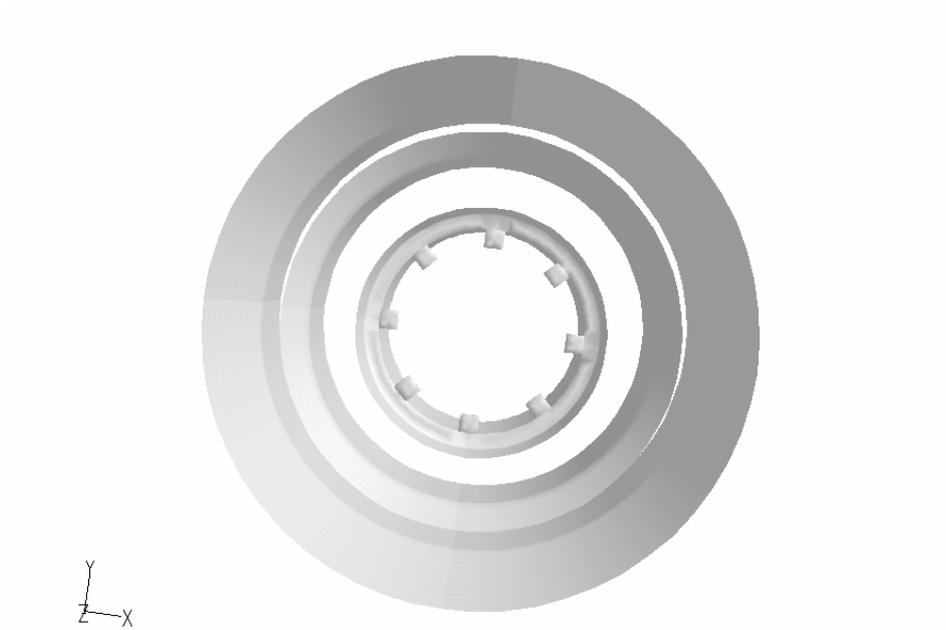


Figura 42 - Vista frontale del bruciatore.

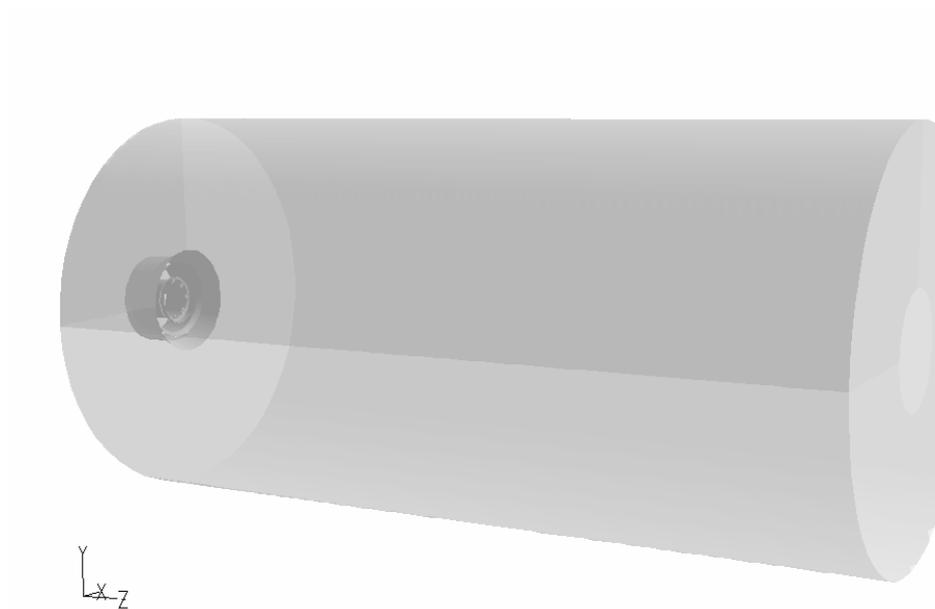


Figura 43 - Camera di combustione.

Notiamo subito come, a differenza di quanto fatto nel corso delle simulazioni fluidodinamiche nel condotto d'adduzione, a valle del diffusore non si è posto un semplice condotto cilindrico, ininfluenza per le simulazioni in tale sede condotte, ma una camera di dimensioni ben più

ampie del condotto stesso. Ovviamente ciò serve a rendere più aderente alla realtà d'impianto le prove condotte.

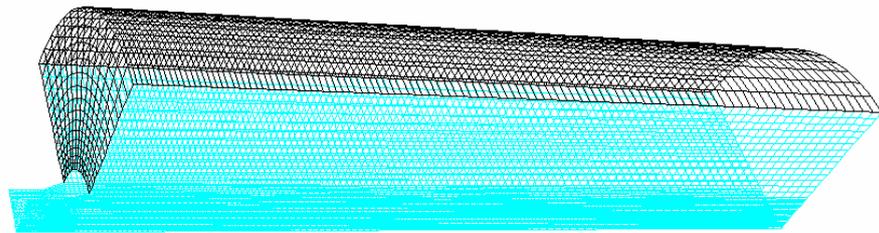


Figura 44 - Vista in sezione della parte di camera simulata.

Anche nel caso della simulazione della combustione sono state eseguite diverse prove, variando i parametri di funzionamento. In questa sede, inoltre, come modello di turbolenza è stato utilizzato il k- ϵ standard.

Per la combustione in fase gassosa dei volatili si è utilizzato il modello d'equilibrio descritto nel capitolo V, immaginando pertanto che le reazioni chimiche fossero infinitamente più veloci rispetto alle velocità caratteristiche di miscelamento.

Nell'analisi è stato considerato lo scambio termico radiativo all'interno della camera, adottando il modello P1, includendo gli effetti dovuti alla presenza delle particelle, sia in termini d'emissione-assorbimento sia di scattering.

L'effetto della turbolenza della fase gassosa sulla dispersione delle particelle è stato computato attraverso il modello stocastico. Il modello utilizzato per la devolatilizzazione è il single-rate, mentre quello per la combustione superficiale del carbone è il kinetics/diffusion-limited.

Si è scelto quindi di utilizzare modelli efficienti e nello stesso tempo computazionalmente poco onerosi.

Nel caso 3d è stata fatta anche una valutazione degli NOx.

L'ingresso dell'aria e del particolato avviene attraverso tre condotti coassiali, i due più esterni per l'aria primaria e aria secondaria e il centrale per l'aria di trasporto e polverino di carbone. Ciò fa sì che la combustione inizialmente avvenga in difetto d'aria, tenendo basse le temperature e riducendo la formazione degli NO_x, per poi completarsi attraverso il miscelamento con l'aria restante. Le prove si differenziano per le differenti condizioni di portata d'aria primaria e secondaria (a parità in ogni caso di portata totale) e per la componente di swirl della stessa, mentre la portata di trascinamento si è mantenuta fissa, così come quella del carbone.

Le pareti della camera sono di materiale refrattario di 150mm, con coefficiente di scambio convettivo esterno pari a 20 W/m²K ed emissività interna ed esterna pari a 0,6. La pressione operativa è di 1 bar. Per quanto riguarda la granulometria delle particelle, si è utilizzata la Rosin-Rammler logarithmic, così come operato per la simulazione unicamente fluidodinamica. Per tutte le prove la portata d'aria di trascinamento è sempre la stessa pari a 2,6 kg/s, così come è sempre la stessa la temperatura, pari a 300 K. Il flusso centrale è puramente assiale. La prima prova prevede che le portate d'aria primaria e secondaria siano di 6 kg/s ad una temperatura di 573 K con componente assiale della velocità pari a 1 e quella tangenziale pari a 0 (flusso assiale). L'eccesso d'aria è circa del 20%.

Come osservabile dalle figure riportate, com'era facile prevedere, utilizzare un flusso totalmente assiale comporta che la combustione avviene troppo lontano dal bruciatore. L'assenza di componente tangenziale non favorisce la formazione di vortici di ricircolo all'interno del flusso, necessari ad un buon miscelamento ed a mantenere la fiamma più corta. Anche le traiettorie delle particelle rimangono troppo rettilinee. In ogni modo, il rilascio dei volatili avviene abbastanza velocemente ed è concentrato nella zona immediatamente all'uscita del bruciatore. La combustione superficiale è però molto lenta e si protrae per quasi tutta la camera. In definitiva è certamente necessario adottare flussi swirlati per contenere le dimensioni della fiamma ed avere una buona combustione.

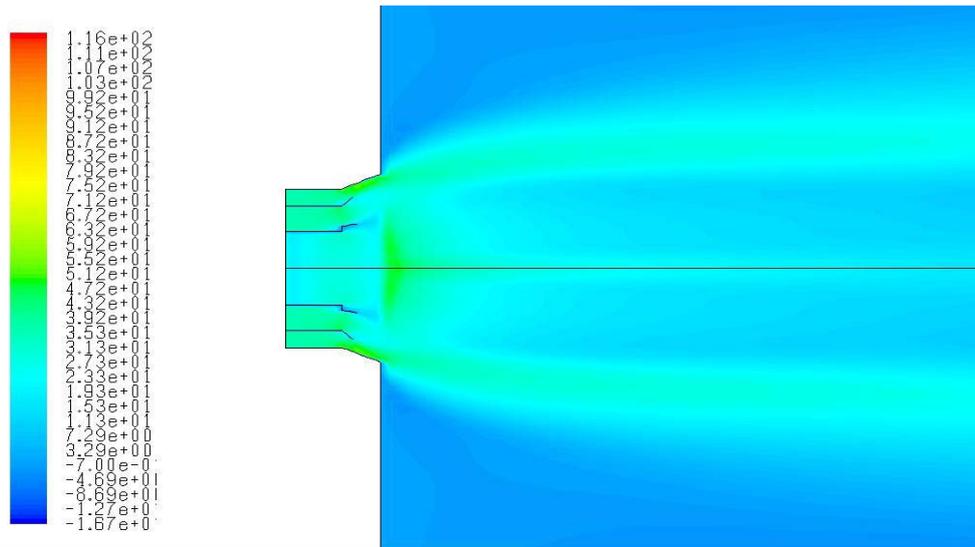


Figura 45 - Particolare del campo della velocità all'ingresso della camera di combustione.

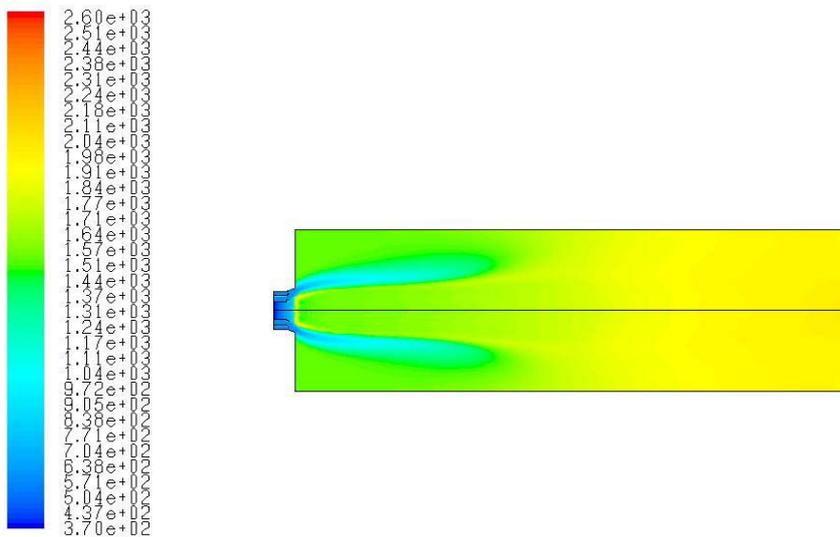


Figura 46 - Distribuzione della temperatura all'interno della camera.

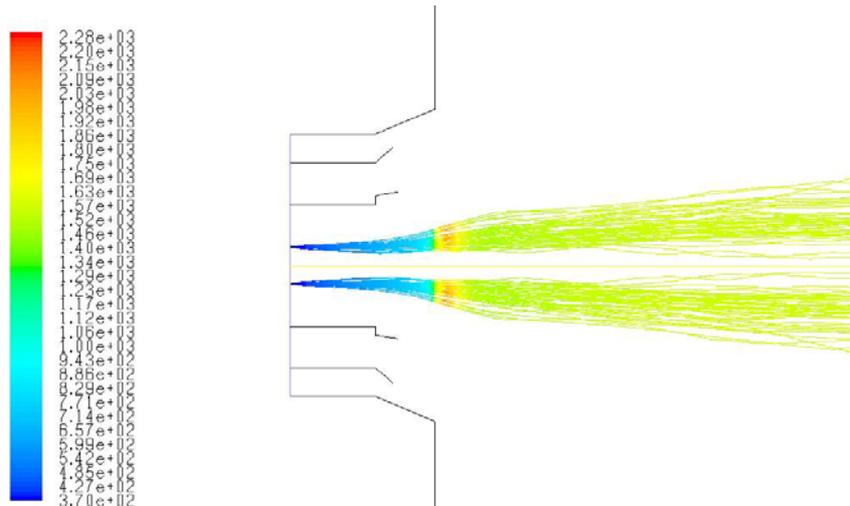


Figura 47 - Traiettorie delle particelle all'ingresso della camera di combustione e andamento della loro temperatura

Con la seconda prova varia unicamente la componente di swirl dell'aria che stavolta è pari a 1. Il numero di swirl è circa pari a 0.8. L'adozione per il flusso primario e secondario di una componente tangenziale comporta la formazione di un grosso vortice toroidale di ricircolo, che riduce la lunghezza della fiamma, come si vede dai grafici relativi alle temperature ed alla frazione di massa di CO.

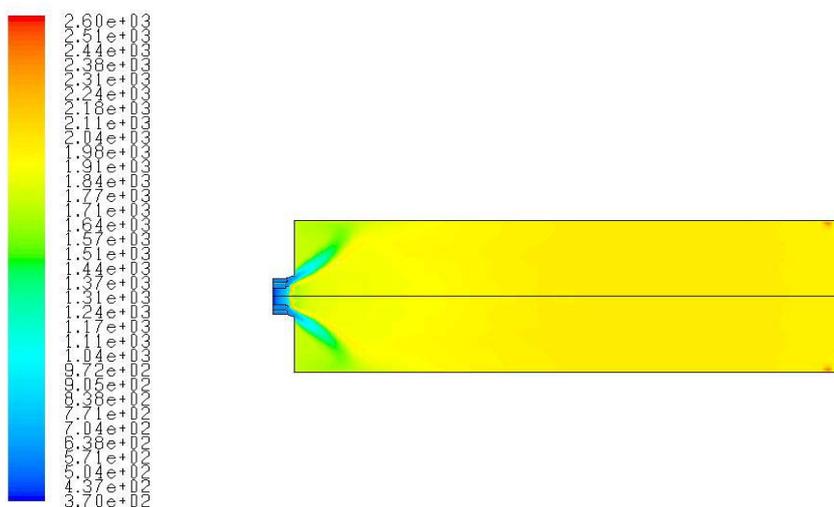


Figura 48 - Campo di temperatura

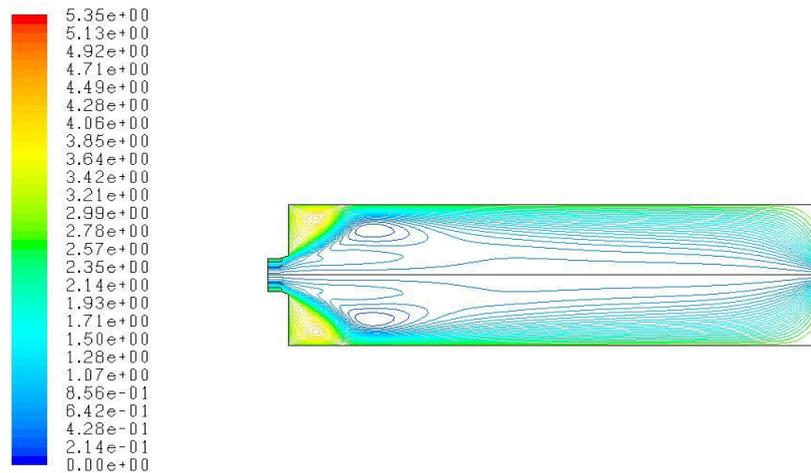


Figura 49 - Distribuzione del flusso di particelle.

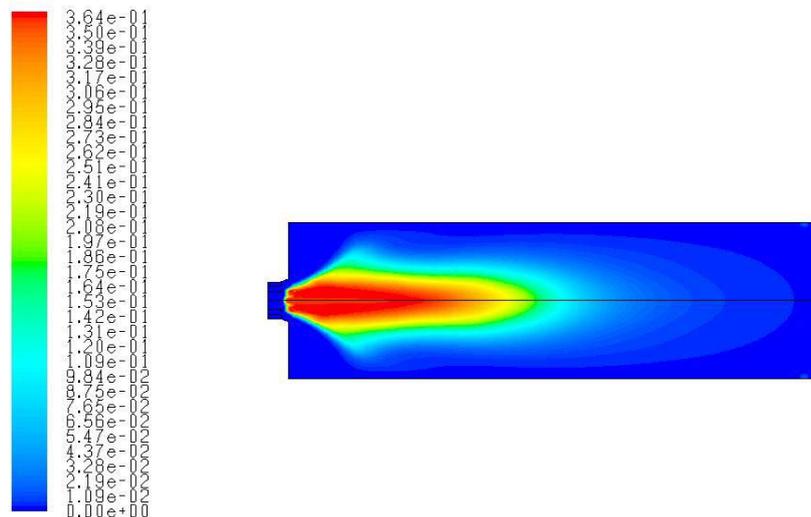


Figura 50 - Formazione di CO.

In maniera del tutto analoga si sono condotte altre cinque prove di cui riportiamo brevemente i risultati.

Nel terzo caso studiato si è variata è ancora una volta la componente tangenziale dell'aria, stavolta pari a 0,5 per entrambi i flussi, il che significa un numero di swirl inferiore. La situazione generale in tal caso peggiora. Il vortice all'interno del core di fiamma è meno intenso e quindi meno capace di rallentare il flusso, accorciare la fiamma e ricircolare verso il bruciatore le particelle.

Nel quarto caso si è modificata la dimensione della sezione di uscita della camera di combustione. Effettivamente si è registrato una grossa influenza sul flusso all'interno della

camera. Il vortice è ancora meno intenso, nonostante il numero di swirl sia il medesimo del secondo caso analizzato, ma si nota un deciso allungamento della fiamma e un avanzamento di tutte le reazioni chimiche. Se la camera fosse stata maggiormente lunga, verosimilmente l'effetto legato alla variazione della dimensione della sezione di uscita sarebbe stato minimo.

Nel caso della quinta prova eseguita si è invece formulata l'ipotesi che la portata d'aria primaria fosse diversa dalla portata d'aria secondaria, pur mantenendo inalterato il totale delle due portate. In particolare si è adottata una portata d'aria primaria pari a 4 kg/s mentre una d'aria secondaria pari a 8 kg/s. La temperatura è rimasta identica mentre le componenti della velocità assiale e la componente di swirl sono entrambe pari ad 1 (la componente radiale è come al solito pari a 0) come nel secondo caso. In questo caso si registra un allargamento del vortice di ricircolo verso le pareti della camera. Ciò comporta che le particelle, localizzate verso il centro, non siano sufficientemente rallentate e ricircolate e pertanto la combustione superficiale sia molto ritardata. In definitiva, la fiamma è più lunga, con temperature generalmente minori agli altri casi.

Per la sesta simulazione si sono adoperate condizioni iniziali simili rispetto al caso immediatamente precedente (sesto), in altre parole la componente assiale e quella di swirl per l'aria sono pari a 1, quella radiale a 0, la temperatura in ingresso è 573 K, ma stavolta l'aria primaria ha una portata di 8 kg/s mentre l'aria secondaria di 4 kg/s, caso dunque duale di quello precedente. Anche in tal caso si assiste ad una riduzione del vortice centrale, in dimensioni ed intensità, producendosi un flusso quasi del tutto assiale. Valgono quindi le stesse considerazioni dei casi precedenti.

Nell'analisi della settima simulazione, infine, le condizioni sono le medesime del caso 2, ma la camera di combustione ha un diametro di 5 m e la sezione di uscita più larga. La combinazione di questi fattori determina una situazione generale ottimale. La forma assunta dal vortice è tale per cui la fiamma risulta più corta rispetto a tutti i casi precedenti e la combustione superficiale del carbone (burnout) si completa a circa un quarto della camera, visto che si realizza un migliore effetto rallentante e una migliore ricircolazione delle particelle verso il bruciatore. Le temperature massime raggiunte sono più elevate. Di tale caso riportiamo anche alcuni dei grafici realizzati.

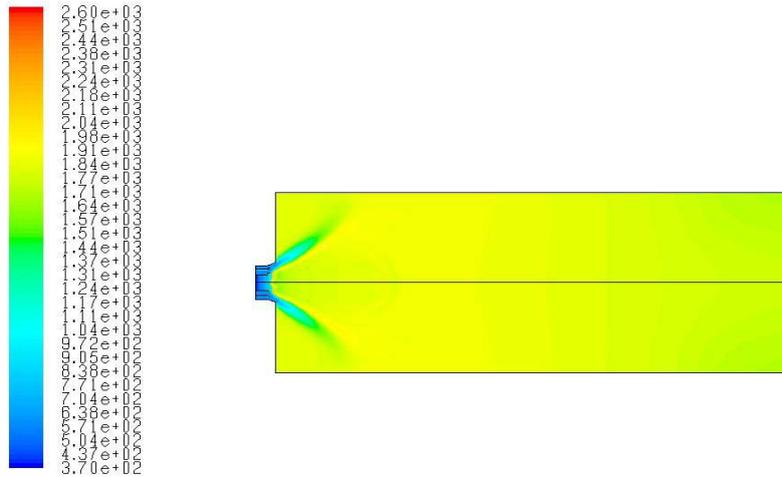


Figura 51 – Campo di temperatura

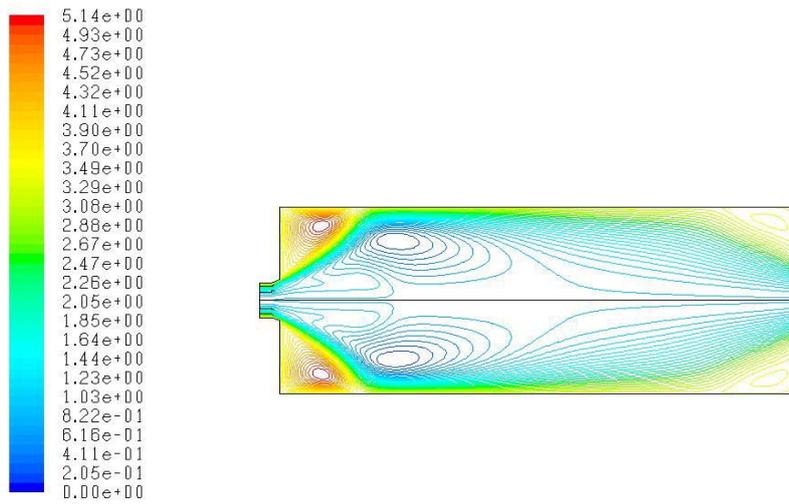


Figura 52 - Distribuzione del flusso di particelle.

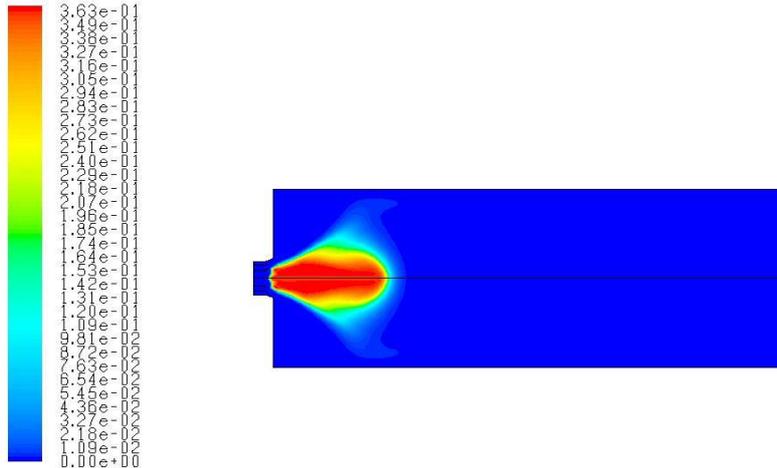


Figura 53 - Formazione di CO.

Oltre a 7 casi in due dimensioni è stato analizzato un caso in tre dimensioni di cui si riportano i risultati.

Le condizioni al contorno sono quelle relative al secondo caso del 2d. Si ricorda che qui il bruciatore si differenzia dai casi precedenti per la presenza di denti nel condotto attraversato dal polverino. Si ottiene una fluidodinamica tale che il vortice che s'instaura fa sì che la fiamma sia corta, segno che le particelle vengono riciclate bene e bruciano completamente a breve distanza dalla bocca del bruciatore. Le temperature massime non sono alte, circa 1940K, il che è favorevole alla bassa emissione di NOx di origine termica. Si riportano a tal proposito

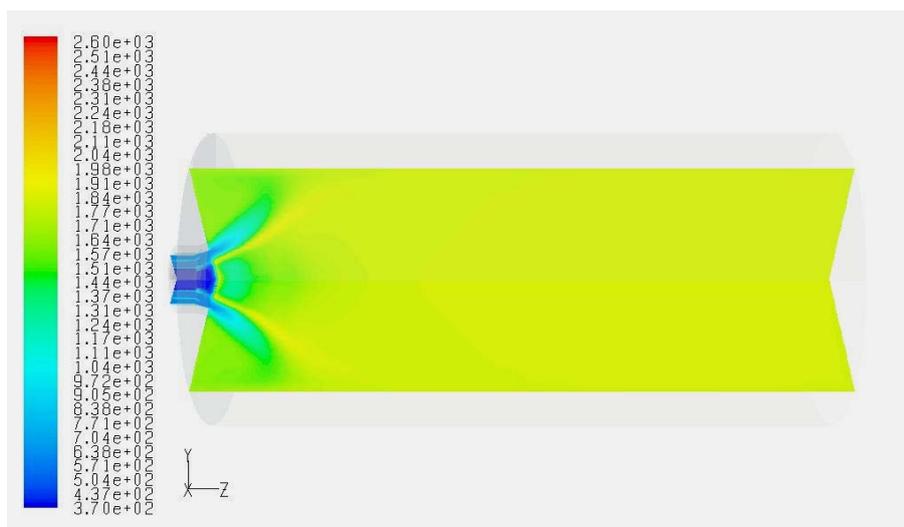


Figura 54 - Campo di temperatura.

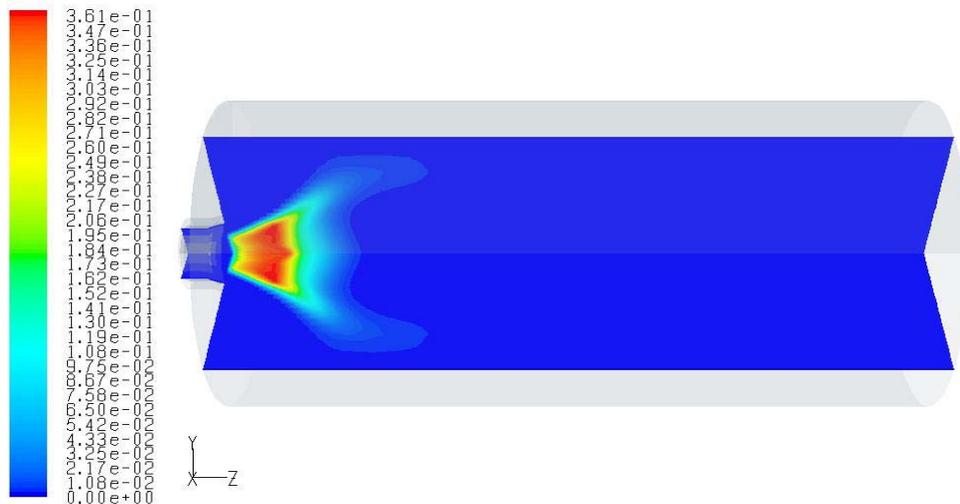


Figura 55 - Formazione di CO.

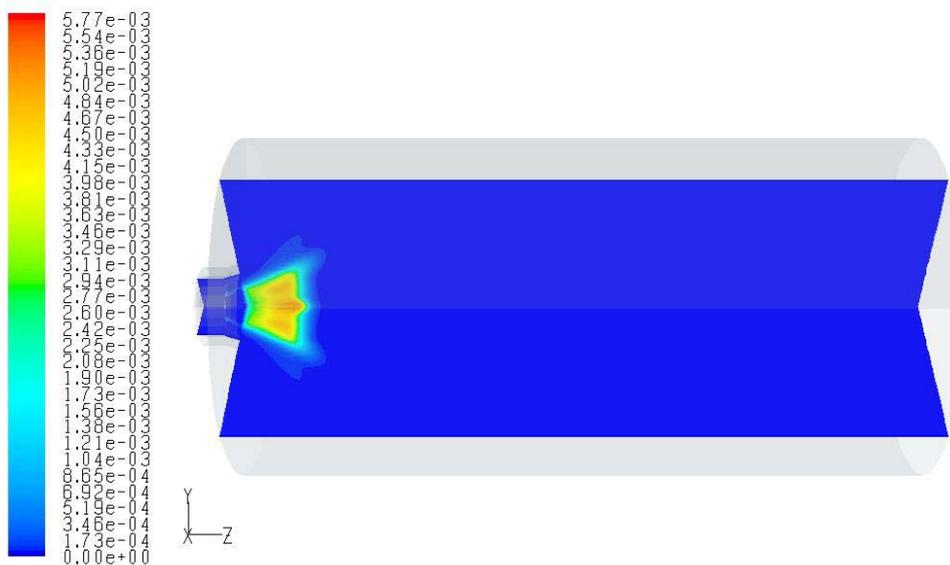


Figura 56 - Formazione dell'inquinante HCN.

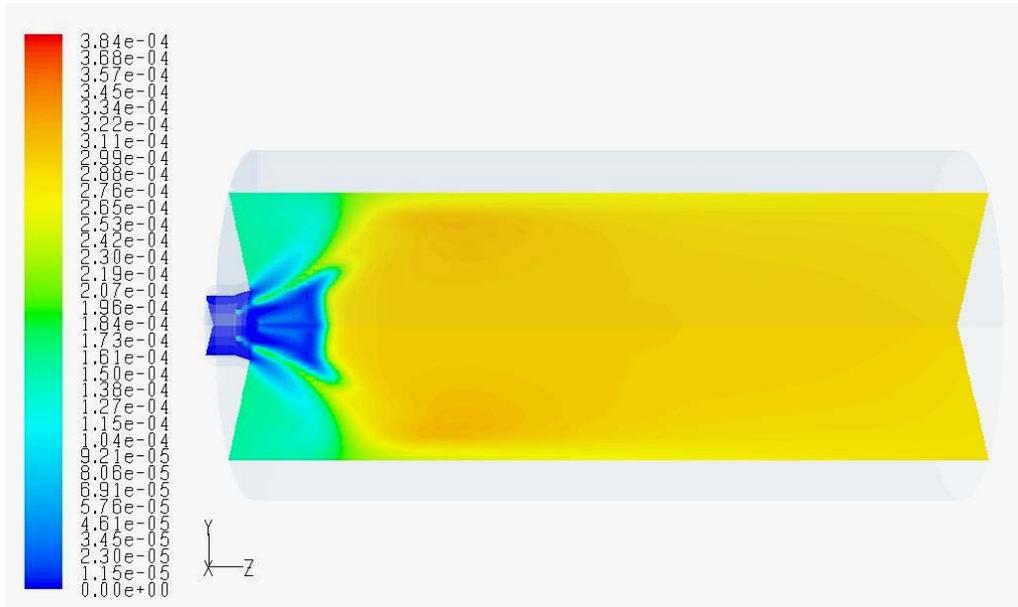


Figura 57 – formazione dell'inquinante NO.

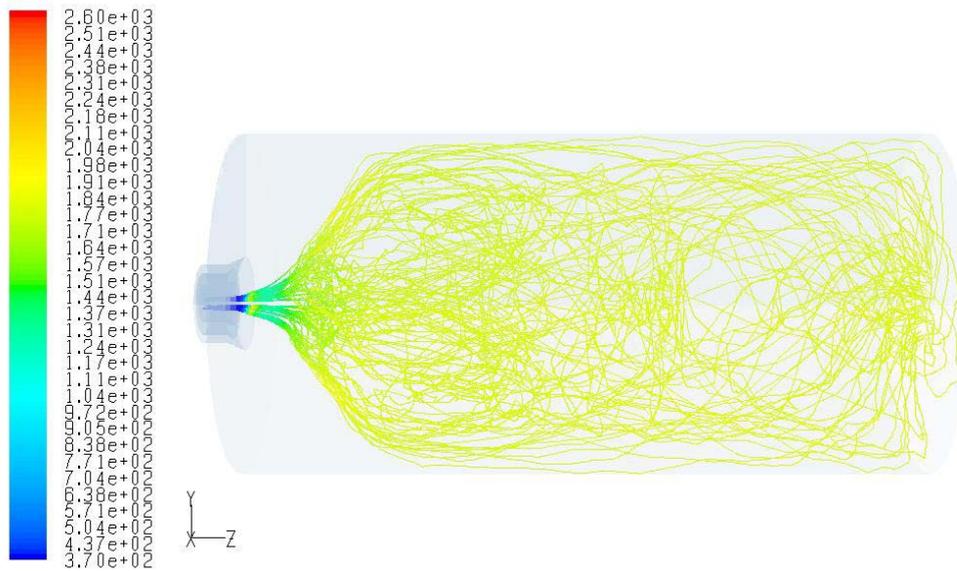


Figura 58 - Andamento delle traiettorie delle particelle e storia della loro temperatura

6. Emissioni inquinanti

Come evidenziato nel paragrafo precedente, anche se per solo taluni casi, nel corso delle simulazioni si è prestata attenzione alla formazione d'inquinanti in camera di combustione. Si sono osservati principalmente gli NO_x, cui è stata già dedicata una sezione del IV capitolo, nonché il monossido di carbonio, indice, tra l'altro, di un'incompleta combustione, e gli inquinanti del tipo HCN, frutto di parziale reazione dei componenti derivati dal combustibile. Le simulazioni condotte hanno consentito di ricavare, variando i parametri geometrici e/o fluidodinamici, una mappa di sensibilità della combustione verso taluni parametri lasciando, al contempo, la possibilità di variarne altri senza registrare variazioni rilevanti della produzione d'inquinanti.

La fluidodinamica computazionale si rivela perciò un mezzo decisamente valido per la determinazione in via teorica delle prestazioni ambientali, oltre che energetiche, di sistema di combustione limitato al contempo da un solo fattore: limitatezza dei dati inerenti il chain branching del combustibile immesso.

Ogni combustibile, come noto, presenta infatti una serie di reazioni e di meccanismi cinetici chimici specifici, legati alla natura del combustibile ed alle condizioni puntuali in cui versa in fase di combustione. Il combustibile di maggiore diffusione e, come vedremo erroneamente ritenuto, di più semplice reazione quale il metano prevede meccanismi d'ossidazione e di ricombinazione, così come osservabile in figura 34, comportanti la presenza di più di 100 reazioni chimiche! In figura 34 è riportato solo lo schema di principio di tali meccanismi.

Canale di Ossidazione

Canale di Ricombinazione

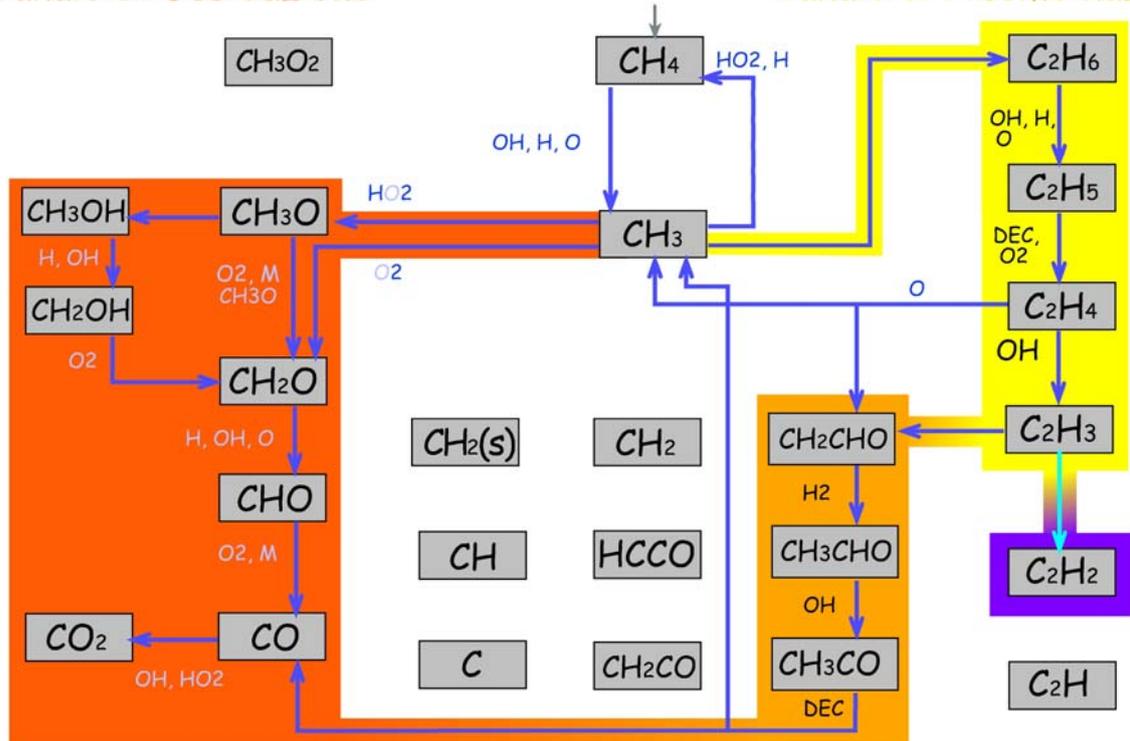


Figura 59 - Chain Branching del Metano

In ciò si ravvisa il limite dello strumento di calcolo utilizzato.

Al giorno d'oggi, infatti, esistono codici di calcolo specifici per la cinetica chimica che consentono di predire con buona precisione lo sviluppo delle reazioni di combustione. Tali codici sono, in più, ormai integrabili con i codici di calcolo della CFD come quello utilizzato nel corso di questa tesi. L'unico svantaggio che ancora permane risiede unicamente nell'elevato tempo computazionale richiesto, conseguenza di un dettagliato sistema di reazioni per ciascun reagente. La semplificazione delle reazioni in gioco, in altre parole la riduzione del numero di reazioni tenute in conto, nonché il potenziamento degli strumenti di calcolo in futuro farà sì che si possa pensare ad una maggiore precisione della determinazione delle specie inquinanti generate da uno specifico sistema di combustione con una "spesa" computazionale accettabile.

7. Combustione del Pellet

A valle di quanto già ricavato per il carbone, si è indagato sulla possibilità di impiego del pellet in ambito industriale.

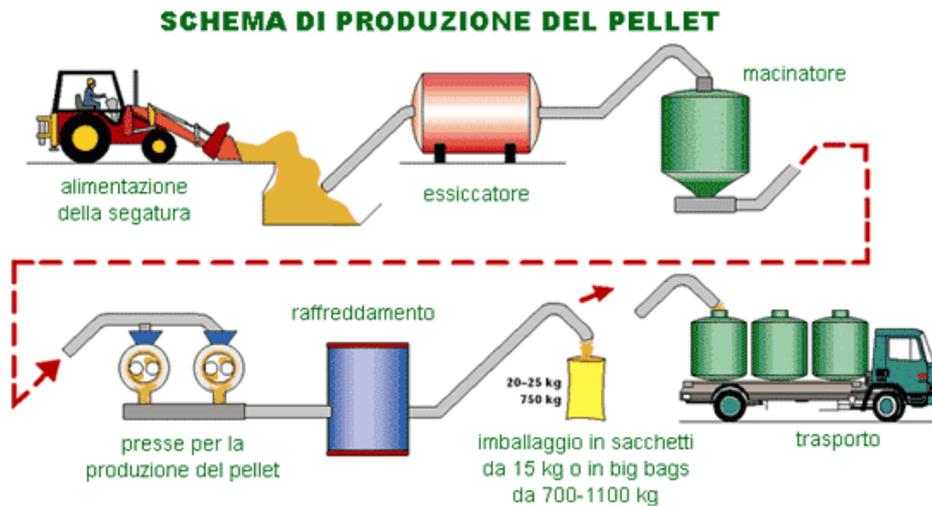
Il pellet è semplicemente segatura pressata ed è assolutamente privo di qualsiasi collante o additivo chimico. E' ricavato dagli scarti di legno di qualunque provenienza: dall'industria, dall'agricoltura, dalla coltivazione e pulizia dei boschi, dalla raccolta differenziata dei rifiuti urbani; per fare il pellet non si abbattano alberi.

Il pellet è un combustibile ecologico ed è una fonte d'energia rinnovabile. La disponibilità è buona: esistono in Italia molte industrie dedite alla produzione di pellet e che hanno ancora ulteriore capacità di produzione. Detto ciò, oggi esiste già produzione sufficiente per soddisfare la domanda generata dal rapido aumento dell'uso dei pellet nelle case italiane. L'approvvigionamento di materia prima, provenendo dai boschi è pressoché senza fine.

La combustione di pellet e dei combustibili biologici non contribuisce ad incrementare le emissioni d'anidride carbonica, al contrario di quanto avviene bruciando combustibili fossili (gasolio, nafta, carbone, GPL e metano). Per questa ragione il pellet non è tassato ed è assoggettato a tariffa IVA agevolata. Passando da un sistema di riscaldamento a combustibile fossile, l'utente ottiene una consistente riduzione della sua bolletta energetica e contribuisce nella riduzione dell'effetto serra e dell'inquinamento atmosferico. Le emissioni di altre sostanze dannose all'ambiente ed alla salute sono considerevolmente ridotte, se paragonate alla combustione della legna. Questo rende il riscaldamento a pellet una scelta interessante in aree densamente abitate.

I pellet hanno un potere calorifico di circa 4,8 kWh/kg, il gasolio di 9,6 kWh/dm³, mentre il metano sviluppa 9.5 kWh/m³. Se ad esempio per riscaldare un'abitazione è necessaria un'energia paria a 38.400 kWh, possiamo utilizzare 4.000 dm³ di gasolio, in alternativa 4.160 m³ di metano, oppure 8.080 kg di pellet. 8.080 kg di pellet corrispondono ad un volume di 12,43 m³. Il risparmio sul costo del riscaldamento rispetto al gasolio o al metano è notevole. I due combustibili fossili (gasolio e metano) sono gravati, infatti, dal costo delle accise governative e, più in generale, il loro prezzo dipende dall'andamento del costo internazionale del petrolio. Il costo del pellet dipende essenzialmente dal costo di produzione e di trasporto ed è gravato da una tariffa, come detto, IVA agevolata per il suo scarsissimo impatto ecologico. Un ulteriore abbattimento del costo dipende anche dalle modalità con cui si

effettua l'approvvigionamento. Se effettuato tramite cisterna, il prezzo unitario viene ulteriormente abbattuto. Passando dai combustibili fossili (gasolio o metano) al pellet i costi di gestione possono avvantaggiarsi di una riduzione drastica del 30%, che può arrivare fino al 50%



Il Pellet offre quindi diverse opportunità, uniche nel settore delle biomasse:

- Può costituire un prodotto con caratteristiche chimico-fisiche molto costanti e producibile a livello di aziende agricole o di organizzazioni consorziali delle medesime. Le dirette conseguenze sono due e molto importanti: da un lato, la possibilità di utilizzare il prodotto in caldaie di costo contenuto ed ad elevate prestazioni, anche con potenze termiche molto ridotte (ben accette dalle piccole e medie utenze); dall'altro, il conseguimento della massima PLV aziendale, in quanto il pellet rappresenta la forma di biomassa solida energetica trasformata di maggiore valore di mercato, che richiede trasformazioni ridotte e gestibili a livello locale dai diretti interessati (quindi diffusamente sul territorio);
- Può essere prodotto da diverse essenze legnose e sottoprodotti agricoli opportunamente miscelati tra loro, eliminando così l'estrema differenziazione del materiale di partenza che sarebbe improponibile come combustibile tal quale" se non in centrali termiche di grosse dimensioni che trovano ambiti applicativi molto ridotti.

A riprova di queste caratteristiche positive, il pellet ha già conquistato una posizione nel mercato energetico che è da ritenere, al momento, di nicchia e del tutto sotterranea, legata all'iniziativa di alcuni imprenditori che operano soprattutto nel settore dei materiali vegetali di scarto (cascami di segheria, residui di potature ecc.). Sempre più spesso però ci si dirige verso un suo utilizzo non solo per il riscaldamento di piccoli ambienti a mezzo termocamini ma anche in impianti di più grandi potenzialità termiche.

Proprio in tale ottica si sono condotte e sono ancora in fase di vaglio molte simulazioni su combustori di tipo industriale alimentati da tale materiale residuale.

Partendo in un primo momento da un combustore del tutto simile a quello utilizzato per il carbone si è immediatamente ravvisato la sua inadeguatezza per tale combustibile. Il pellet richiede, infatti, tempi di residenza più lunghi del carbone, complice anche la granulometria più grande, rendendo inaccettabile, sebbene riscontrabile in alcune realtà tecniche, l'adozione di un bruciatore a sviluppo orizzontale. In più lo smaltimento delle ceneri o delle particelle incombuste comporterebbe un'ulteriore complicazione d'impianto, a meno di non prevedere una caldaia come quella in fig. 35.

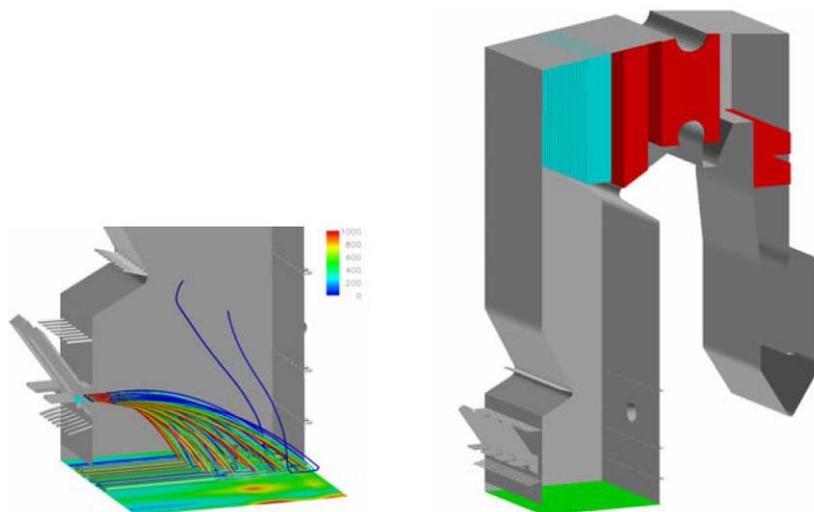


Figura 60 - Camera di combustione per Pellet.

Si è dunque analizzata una geometria della camera, a sviluppo verticale stavolta e simmetria radiale, in cui la combustione fosse facilitata tramite l'ausilio di una fiamma pilota posta al centro della sezione d'ingresso, mentre il pellet è addotto unitamente all'aria secondaria in

una sezione concentrica a quella del pilota. Adottando flussi unicamente assiali si ha che il campo di temperature in un piano di simmetria è quello mostrato in figura 36.

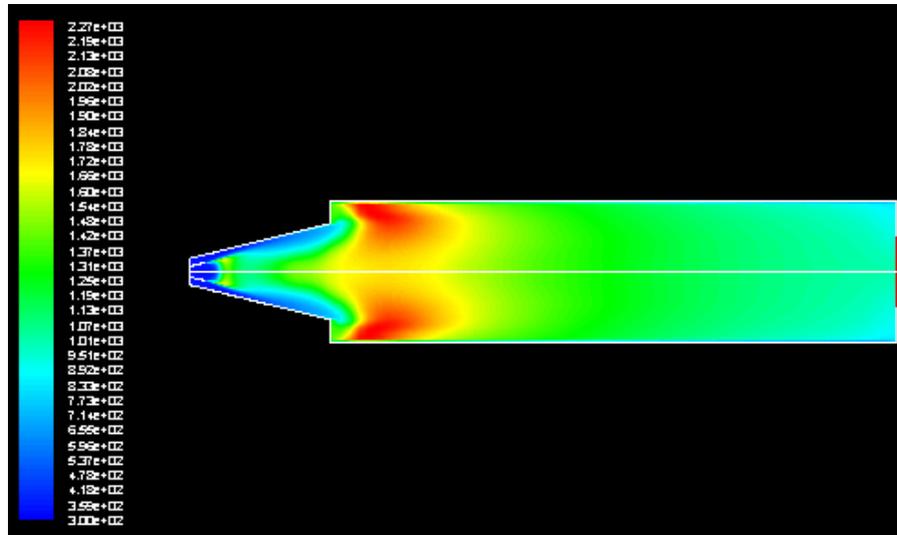


Figura 61 - Campo di temperature.

Come si nota la combustione non avviene in prossimità della fiamma pilota, che risulta, influenzato dal flusso secondario, ma a ridosso del gradino ivi presente, unica zona di ricircolo e rallentamento dei flussi di combustibile e comburente.

Tale situazione comporta lo svantaggio che, unitamente alla non perfetta combustione del pellet in camera, questa, così come il sedimentazione dei residui solidi, avviene in prossimità di pareti non utili allo sfruttamento energetico dei flussi termici generatisi in camera. Inoltre detta condizione implicherebbe l'utilizzo di materiali strutturali più nobili, stante le elevate temperature di parete, con maggiore dispendio economico.

Si è perciò di analizzare la medesima soluzione ma con flussi in ingresso dell'aria secondaria e del pellet provvisti di un numero di swirl pari ad 1.

Ebbene in tal caso il campo di temperature diviene quello di fig. 37.

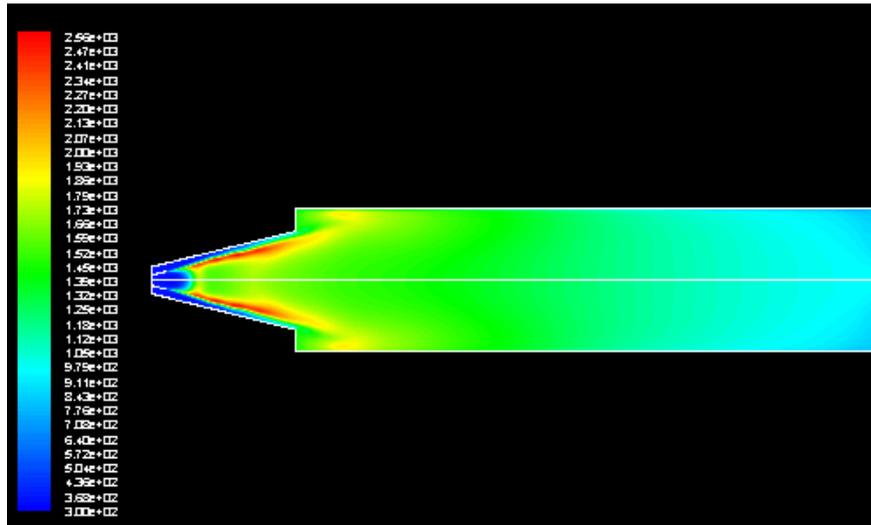


Figura 62 - Campo di temperature.

Si nota subito come lo swirl del flusso secondario abbia consentito di avvicinare la zona di combustione alla fiamma pilota ma, al contempo, permane la vicinanza delle zone a maggiore temperatura alle pareti, in particolar modo quelle non utili al recupero energetico. Si ricade quindi negli stessi svantaggi del caso precedente con, in più, l'ulteriore svantaggio che la maggior parte della camera presenta una temperatura locale più bassa del caso precedente.

Si è infine deciso di prendere in esame una terza configurazione della camera, caratterizzata da una differente geometria (anche se lo stesso a sviluppo verticale), e da differenti valori della velocità del pellet e dell'aria secondaria e del numero di swirl.

I risultati, in tema di campo di temperature, sono quelli osservabili in figura 38.

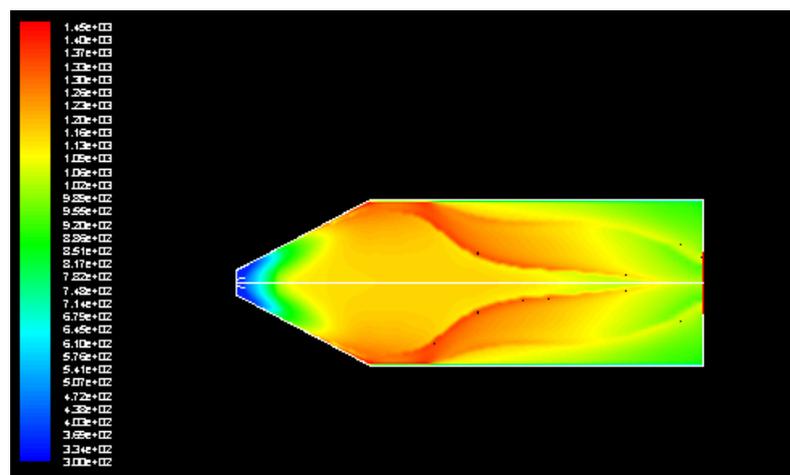


Figura 63 - Campo di temperature

Come si nota la distribuzione del campo di temperature è migliore rispetto a quella dei due casi precedenti ma non ancora del tutto soddisfacente in quanto il contenuto energetico dei prodotti in uscita è ancora elevato.

Inoltre i dati in merito alla completa combustione di tutte le particelle immesse in camera, sebbene qui non riportati come per gli altri due casi per brevità di trattazione, inducono alla ricerca di una soluzione che consenta l'ulteriore aumento dei tempi di residenza del pellet in camera di combustione.

Infine la granulometria adottata nelle simulazioni qui brevemente riportate, per quanto di comune utilizzo per il carbone, risultano ancor troppo spinte per il pellet disponibile commercialmente. Ciò induce a pensare che l'adozione di una granulometria più elevata complicherebbe ancor più le fenomenologie presenti in camera e condurrebbe a risultati ben meno incoraggianti.

L'unica soluzione capace di migliorare tale situazione potrebbe essere, ed in tale direzione è diretta l'opera dello scrivente, verso l'adozione non di aria quale comburente ma di ossigeno, di maggiore reattività chimica, anche se a spese della forte economicità del combustibile.

8. Conclusioni

A valle di tutto quanto già esposto nel corso dei differenti capitoli, si può aggiungere che lo scenario energetico nazionale è destinato a cambiare radicalmente nel corso dei prossimi anni. L'analisi che qui si è condotta porta a ben comprendere il valore energetico contenuto nei materiali residuali, quotidianamente prodotti dalla nostra società. Si è ampiamente, per quanto non sia stato possibile riportare tutte le considerazioni ed i risultati cui si è pervenuti nel corso della ricerca svolta, mostrata la fattiva possibilità di attuare un più cospicuo recupero di detto contenuto energetico, illustrandone le linee guida, percorse nell'iter di ricerca, ed il modus operandi.

Aggiungiamo che in questi anni, come mostrato in figura 39, il recupero energetico da biomasse e rifiuti ha registrato un aumento capace di far raddoppiare l'incidenza percentuale di tali fonti sul totale dell'energia recuperata da fonti rinnovabili

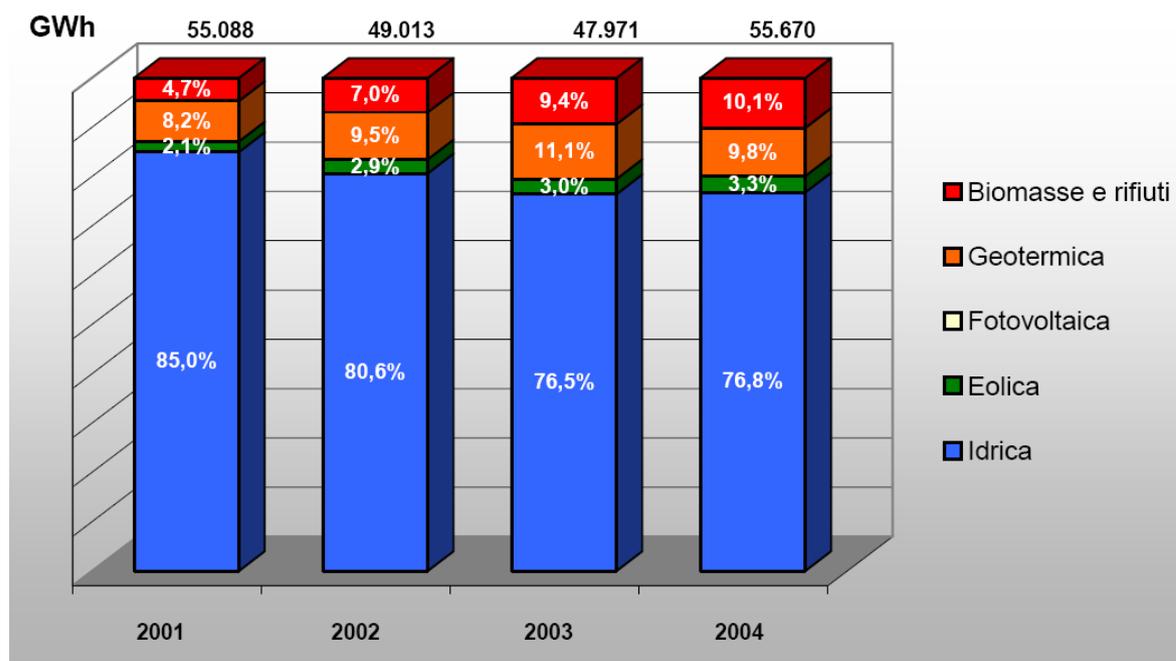


Figura 64 - Recupero energetico da fonti rinnovabili in Italia

Quanto realizzato dunque consente di fornire dei criteri utili alla progettazione ed allo sviluppo di nuovi sistemi di combustione alimentati con combustibili alternativi ad alta granulometria.

Il lavoro proposto è in fase d'ampliamento, data l'enorme e concreta possibilità d'azione attestata durante il percorso di ricerca. Ci si augura che in tempi brevi i risultati desiderati, certamente raggiungibili, inducano una maggiore sensibilizzazione verso tale problema non solo gli stati ma anche le industrie di processo presenti nel nostro Paese.

Bibliografia

- [1] T.R. Miles, T.R. Miles, Jr., L.L. Baxter, R.W. Bryers, B.M. Jenkins, L.L. Oden, Alkali deposits found in biomass power plants: a preliminary investigation of their extent and nature, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, 1995.
- [2] B.M. Jenkins, R.R. Bakker, J.B. Wei, On the properties of washed straw, *Biomass and Bioenergy* 10 (4) (1996) 177-200.
- [3] T.A. Milne, A.H. Brennan, B.H. Glenn, *Sourcebook of Methods of Analysis for Biomass and Biomass Conversion Processes*, Elsevier, Amsterdam, 1990.
- [4] B.M. Jenkins, Physical properties of biomass, in: O. Kitani, C.W. Hall (Eds.), *Biomass Handbook*, Chap. 5.2, Gordon & Breach, New York, NY, 1989.
- [5] B.M. Jenkins, Properties of biomass, *Biomass Energy Fundamentals*, EPRI TR-102107, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, 1993.
- [6] E.S. Domalski, T.L. Jobe, Jr., T.A. Milne, *Thermodynamic data for biomass materials and waste components*, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1987.
- [7] L.L. Baxter, T.R. Miles, T.R. Miles, Jr., B.M. Jenkins, D. Dayton, T. Milne, R.W. Bryers, L.L. Oden, The behaviour of inorganic material in biomass-fired power boilers-field and laboratory experiences, Vol. II, Alkali deposits found in biomass power plants, National Renewable Energy Laboratory, 1996.
- [8] H.L. Chum, M.M. Baizer, *The Electrochemistry of Biomass and Derived Materials*, ACS Monograph 183, American Chemical Society, Washington, DC, 1985.
- [9] T.P. Schultz, F.W. Taylor, Wood, in: O. Kitani, C.W. Hall (Eds.), *Biomass Handbook*, Gordon & Breach, New York, 1989, pp. 133-141.
- [10] S. Sudo, F. Takahashi, M. Takeuchi, Chemical properties of biomass, in: O. Kitani, C.W. Hall (Eds.), *Biomass Handbook*, Gordon & Breach, New York, 1989, pp. 892-933.
- [11] L.R. Lynd, Large-scale fuel ethanol from lignocellulose, *Appl. Biochem. Biotechnol.* 24-25 (1990) 695-719.
- [12] C.E. Wyman, N.D. Hinman, Ethanol, fundamentals of production from renewable feedstocks and use as a transportation fuel, *Appl. Biochem. Biotechnol.* 24-25 (1990) 735-753.
- [13] L.L. Baxter, The release of iron during coal combustion, Sandia report SAND95-8234·UC-1409, Sandia National Laboratories, Livermore, CA 94551, 1995.

- [14] L.L. Baxter, Ash deposition during biomass and coal combustion: a mechanistic approach, *Biomass Bioenergy* 4 (2) (1993) 85-102.
- [15] B.M. Jenkins, L.L. Baxter, T.R. Miles, T.R. Miles, Jr., L.L. Oden, R.W. Bryers, E. Winther, Composition of ash deposits in biomass fueled boilers: results of full-scale experiments and laboratory simulations, ASAE Paper No. 946007, ASAE, St. Joseph, MI, 1994.
- [16] M.K. Misra, K.W. Ragland, A.J. Baker, Wood ash composition as a function of furnace temperature, *Biomass Bioenergy* 4 (2) (1993) 103-116.
- [17] B.M. Jenkins, R.R. Bakker, J.B. Wei, Removal of inorganic elements to improve biomass combustion properties, Proceedings 2nd Biomass Conference of the Americas, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, 1995.
- [18] D. Salour, B.M. Jenkins, M. Vafei, M. Kayhanian, Control of in-bed agglomeration by fuel blending in a pilot scale straw and wood fueled AFBC, *Biomass Bioenergy* 4 (2) (1993) 117-133.
- [19] E.C. Winegartner (Ed.), Coal fouling and slagging parameters, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1974.
- [20] F. Shafizadeh, Basic principles of direct combustion, in: S.S. Sofer, O.R. Zaborsky (Eds.), *Biomass Conversion Processes for Energy and Fuels*, Plenum, New York, 1981, pp. 103-124.
- [21] B.M. Jenkins, J.M. Ebeling, Correlation of physical and chemical properties of terrestrial biomass with conversion, Proceedings Energy from Biomass and Wastes IX, Institute of Gas Technology, Chicago, IL, 1985.
- [22] G.A. Wiltsee, Biomass energy fundamentals, Vol. 1, EPRI TR-102107, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, 1993.
- [23] A.M. Kanury, Combustion characteristics of biomass fuels, *Combustion Sci. Technol.* 97 (1994) 469-491.
- [24] B.M. Jenkins, R.R. Bakker, J. Gilmer, J.B. Wei, Combustion characteristics of leached biomass, Presented at Developments in Thermochemical Biomass Conversion, Banff, Canada, 1996.
- [25] C.T. Donovan Associates, Air emissions and ash disposal at wood-burning facilities: a sourcebook and case studies for the Great Lakes region, Great Lakes Regional Biomass Energy Program, 1995.

- [26] B.M. Jenkins, L.L. Baxter, Uncontrolled pollutant emissions from biomass combustion under simulated boiler furnace conditions, Proceedings AFRC-JFRC Pacific Rim International Conference on Environmental Control of Combustion Processes, Maui, HI, 1994.
- [27] J.H. Seinfeld, Atmospheric Chemistry and Physics of Air Pollution, Wiley, New York, 1986.
- [28] C.T. Bowman, Chemistry of gaseous pollutant formation and destruction, in: W. Bartok, A.F. Sarofim (Eds.), Fossil Fuel Combustion, Chap. 4, Wiley, New York, 1991.
- [29] J.A. Miller, C.T. Bowman, Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion, Prog. Energy Combust. Sci. 15 (1989) 287-338.
- [30] S.W. Grass, B.M. Jenkins, Biomass fueled fluidized bed combustion: atmospheric emissions, emission control devices and environmental regulations, Biomass Bioenergy 6 (4) (1994) 243-260.
- [31] B. Leckner, M. Karlsson, Gaseous emissions from circulating fluidized bed combustion of wood, Biomass Bioenergy 4 (5) (1993) 379-389.
- [32] B.M. Jenkins, S.Q. Turn, Primary atmospheric pollutants from agricultural burning: emission rate determinations from wind tunnel simulations, ASAE Paper 946008, ASAE, St. Joseph, MI, 1994.
- [33] T.A. Milne, H.L. Chum, F. Agblevor, D.K. Johnson, Standardized analytical methods, Biomass Bioenergy 2 (1) (1992) 341-366.
- [34] H.L. Chum, T.A. Milne, Feedstock characterization and recommended procedures, Proceedings First Biomass Conference of the Americas, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, 1993, pp. 1685-1703.
- [35] T.A. Milne, Voluntary standards for biomass fuels and chemicals, Biomass 22 (1990) 343-351.
- [36] B. McBurney, Wood refuse/biomass fuel specification guidelines, Proceedings TAPPI Engineering Conference, 1993.
- [37] M.W. Hope, Specification guidelines for tire derived fuel, Proceedings TAPPI Engineering Conference, 1993.
- [38] J. Clement, G. Elliott, B. McBurney, R.S. Skowyra, Biomass boiler performance test procedure, Proceedings 1992 TAPPI Engineering Conference, 1992.
- [39] J. Alexander, Wood fuel standards, ETSU B/W3/00161/REP, Energy Technology Support Unit, Department of Trade and Industry, Great Britain, 1994.

- [40] L. Baxter, B. Jenkins, Baseline NO_x emissions during combustion of wood-derived pyrolysis oils, Proceedings Specialists Workshop on Biomass Pyrolysis Oil Combustion, Estes Park, CO, 1994.
- [41] Jones, W.P., "BOFFIN: a computer program for flow and combustion in complex geometries", 1994.
- [42] Lentini, D., in *Environmental implications of combustion processes*, Puri, I.K., ed., CRC Press, Boca Raton, 1993.
- [43] Kent, J.H. e Bilger, R.W., *14th Symp. (Int.) on Combust.*, 1973, 615. [44] Glass, M. e Bilger, R.W., *Combust. Sci. Tech.* 18:165, 1978. [45] Stårner; S.H. e Bilger, R.W., *Combust. Sci. Tech.* 21:259, 1980.
- [46] Stårner, S.H. e Bilger, R.W., *18th Symp. (Int.) on Combust.*; 1981, 921.
- [47] Cebeci, T. e Bradshaw, P., *Physical and computational aspects of convective heat transfer*, SpringerVerlag, New York, 1984.
- [48] Launder, B.E. e Morse, A., in *1st Turb. Shear Flows*, Springer-Verlag, Heidelberg, 1979, 279. [49] Jones, W.P. e Whitelaw, J.H., *20th Symp. (Int.) on Combust.*, 1984, 233. [50] Kent, J.H. e Bilger, R.W., *10th Symp. (Int.) on Combust.*, 1977, 1643. [51] Lenz, W. e Giinther; R., *Combust. Flame* 37:63, 1980.
- [52] Pope, S.B., *Ann. Rev. Fluid Mech.* 19:237, 1987.
- [53] Bray, K.N.C. e Libby, P.A., in *Fluid dynamical aspects of combustion theory*, Onofri, M. e Tesei, A. eds., Longman, Harlow, 1991, 113.
- [54] Bray, K.N.C. e Moss, J.B., *Acta Astronautica* 4:291, 1977.
- [55] Bray, K.N.C., in *Turbulent reacting flows*, Libby, P.A. e Williams, F.A., eds., Springer-Verlag, Berlin, 1980, 115
- [56] Borghi, R., in *Gas turbine combustion*, VKI Letture Notes 1990-02 [57] Spalding, D.B., *13th Symp. (Int.) on Combust.*, 1971, 649 [58] Yoshida, A., *18th Symp. (Int.) on Combust.*, 1981, 931.

- [59] Bray, K.N.C., Champion, M., Davé, N. e Libby, P.A., *Combust. Sci. Tech.* 46:31, 1986.
- [60] Davé, N. e Kollmann, W., *Phys. Fluids* 30:345, 1987.
- [61] Ebrahimi, I. e Kleine, R., *1 dth Symp. (Int.) on Combust.*, 1977, 1711. [62] Peters, N., *Prog. Energy Combust. Sci.* 10:319, 1984.
- [63] Peters, N., *21st Symp. (Int.) on Combust.*, 1986, 1231.
- [64] Liew, S.K., Bray, K.N.C. e Moss, J.B., *Combust. Flame* 56:199, 1984.
- [65] Haworth, D.C., Drake, M.C. e Blint, R.J., *Combust. Sci. Tech.* 60:287, 1988. [66] Lenoni, D., 46° Congresso Nazionale ATI, SGE, Padova, 1991. [67] Lenoni, D., *Combust. Sci. Tech.* 100:95, 1994.
- [68] Bray, K.N.C., Libby, P.A. e Moss, J.B., *Combust. Sci. Tech.* 41:143, 1984.
- [69] Bray, K.N.C., in *9th Australasian Fluid Mech. Conf., Auckland.*, 1986.
- [70] Bray, K.N.C., Champion, M. e Libby, P.A., *22nd Symp. (Int.) on Combust.*, 1988, 763.
- [71] Pope, S.B., *Prog. Energy Combust. Sci.*, 1985.
- [72] Pope, S.B., *23th Symp. (Int.) on Combust.*, 1990.
- [73] Pope, S.B., *Ann. Rev. Fluid Mech.*, 1994.
- [74] Kollmann, W., *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, 1:249, 1990.
- [75] Dopazo, C., in *Turbulent Reacting Flows*, Libby, P.A. e Williams, F.A., eds., Academic Press, London, 1994.
- [76] Baurle, R.A., Alexopoulos, G.A. e Hassan, H.A., *J. Prop. P.* 10:473, 1994. [77] Boccanera, M. e Lenoni, D., *Euromech Colloquium* 403, Poitiers, 1999. [78] Eifler, P. e Kollmann, W., AIAA-93-0448, 1993.
- [79] Launder, B.E., in *Twelfth International Conferente on Numerical Methods in Fluid Dynamics*, Morton, K.W., ed., Springer-Verlag, Berlin, 1990.
- [80] Hanjalié, K. e Launder, B.E., *J. Fluid Mech.* 52:609, 1972.

- [81] Jones, W.P., in *Turbulent Reacting Flows*, Libby, P.A. e Williams, F.A., eds., Academic Press, London, 1994.
- [82] Dibble, R.W, Kollmann, W., Farshchi; M. e Schefer, R.W., 21st Symp. (Int.) on Combust., 1986, 1329.
- [83] Ha Minh, H.A., in 13th Int. Conf. Num. Meth. Fluid Dynam. Napolitano, M. e Sabetta, F., eds.), Springer-Verlag, Berlin, 1993.
- [84] Speziale, C.G., J. Fluid Mech. 178:459, 1987.
- [85] Craft, T.J, Launder, B.E. e Suga, K.; in 5th IAHR Symp. Refin. Flow Modell. and Turb. Measur., Presse Ponts et Chaussées, Paris; 1993, p. 125.
- [86] Craft, T.J., Launder, B.E. e Suga, K., Int. J. Heat Fluid Flow 17:116, 1996.
- [87] Launder, B.E., in *Turbolente and Transition Modelling* (HallbS,ck, M., Johansson, A.V., Henningson, D.S. and Alfredsson, H.P., Eds.), Kluwer, Dordrecht, 1996.
- [88] Hanjalic, K., in 10th Int. Heat Transfer Conf., Brighton, 1994.
- [89] Launder, B.E., in *Turbolente, Heat and Mass Transfer*, Hanjalié; K. e Pereira, J.C.F., eds.; Begell House, New York, 1995.
- [90] Li, S.P. e Launder, B.E., in *Phys. Fluids*, 1994.
- [91] Bray, K.N.C., Libby, P.A. e Moss, J.B., *Combust. Flame* 61:87, 1985. [92] Gore., J.P. e Jang, J.H., *ASME J. Heat Transfer* 114:234, 1992. [93] Lockwood, F.C. e Shah, N., 18th Symp. (Int.) on Combust.; 1981.
- [94] Hamins, A., in *Environmental Implications of Combustion Processes*; Puri; I.K., ed., CRC Press; Boca Raton; 1993.
- [95] Kennedy, I.M, *Prog. Energy Combust. Sci.* 23:95, 1997.
- [96] Moss, J.B., Stewart, C.D. e Syed, K.Y., , 1988.
- [97] Syed, K.J., Stewart, C.D., e Moss, J.B., 23rd Symp. (Int.) on Combust., 1990, 1533.
- [98] J. M. Beer, N. A. Chigier (1972): “Combustion Aerodinamics” – Applied Science Publishers LTD, London;
- [99] H. Y. Wong (1977): “Heat Transfer for Engineers” – Longman Group Limited, London;
- [100] J. H. Lienhard IV, J. H. Lienhard V (2003): “A Heat Transfer Textbook” – Phlogiston Press, Cambridg Massachusetts;

- [101] F. A. Williams (1985) : “Combustion Theory” - The Benjamin/Cummings Publishing Company Inc., Menlo Park, California;
- [102] H. Lomax, T. H. Pulliam, D. W. Zingg (1999): “Fundamentals of Computational Fluid Dynamics” – University of Toronto Institute for Aerospace Studies;
- [103] H.C. Hottel, A.F. Sarofim (1967): “Radiative Transfer” – McGraw-Hill Book Company
- [104] Warnatz J., Maas U., Dittle R.W. (2001): “Physical and chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation” – 3 rd ed.- Berlin (etc): Springer, 2001;
- [105] Cohen, Rogers, (1987): Gas Turbine – Longman Scientific & Technical, 1987;
- [106] Modelling of Gas-Fired Furnaces and Boilers, J.M. Rhine, R.J. Tucker, British Gas;
- [107] Heat transmission William third edition H. McAdams, International Student Edition;
- [108] Principi di trasmissione del calore, Frank Kreith, Liguori editore;
- [109] Multiphase Science and Technology volume 2, G.F. Hewitt, J.M. Delhay, N. Zuber.