



SAPIENZA
UNIVERSITÀ DI ROMA

Facoltà di Architettura

**Tesi di dottorato di ricerca in risparmio energetico e
microgenerazione distribuita**

**Potenzialità della microgenerazione e progettazione di un
microgeneratore a ciclo Stirling**

Tutor: Prof. Gianfranco Caruso

Autore: Federico Marca

XXIV ciclo

Un particolare e sentito ringraziamento a Claudio Gardeni ed alla Sassatelli snc per aver reso possibile tutto questo.

Si ringraziano i miei genitori, mio fratello e tutti i miei parenti.

Si ringrazia il Prof. Gianfranco Caruso per il sostegno tecnico e motivazionale.

Un ringraziamento infine va a tutti coloro che hanno creduto in noi, ed in particolare a quelli che non hanno creduto in noi per averci mostrato la strada.

INDICE

1 - Cogenerazione e risparmio energetico	1
1.1 – Aspetti generali	2
1.2 – Le tecnologie per la piccola e la microcogenerazione	6
1.3 - Analisi economica ed energetica di esempi applicativi	15
1.3.1 - Piccola cogenerazione	15
1.3.2 - Microcogenerazione: analisi parametrica	18
2 - L'evoluzione del quadro normativo italiano in materia di cogenerazione e microcogenerazione	30
2.1 Il decreto 79/99	31
2.2 Il Decreto legislativo 164/00	31
2.3 Delibera AEEG 42/02	31
2.4 Direttiva CE 2003/54	34
2.5 Direttiva CE 8/2004	35
2.6 Delibera AEEG 177/2005 e s.m.i.	38
2.7 Il Decreto legislativo 2007 n.20	38
2.8 I decreti 4/08/2011 e 5/09/2011	45
2.9 Situazione normativa italiana attuale in merito ai trattamenti fiscali	49
2.10 Rilascio delle autorizzazione per un impianto cogenerativo	53
3 - Il ciclo di Stirling	55
3.1 - Richiami di termodinamica	56
3.2 - Rigenerazione termica	65
3.3– Tipologie ed applicazioni di motori Stirling	69

4 - Modello simulativo	72
4.1 Descrizione del modello simulativo	74
4.2 Gli scambiatori di calore	75
4.3 Il Rigeneratore	81
4.4 I meccanismi di perdita	91
4.5 Il metodo della similitudine geometrica ed energetica	105
5 - Progettazione, realizzazione e test di un motore Stirling da 1 kW elettrico	114
5.1 – Progettazione	115
5.2 – Modifiche e sviluppo	141
5.3 – Configurazione finale	146
6 - Risultati sperimentali	151
6.1 – Risultati preliminari	152
6.2 – Risultati finali	161
7 - Conclusioni	174
Appendice A - Parametri caratteristici di motori a ciclo Stirling	175
Appendice B – Prestazioni di alcuni motori a ciclo Stirling	177
Appendice C – Riassunto dati sperimentali	178
Appendice D - Listato programma di simulazione macchina a ciclo Stirling	185
Bibliografia	208

1 - Cogenerazione e risparmio energetico

Introduzione

La cogenerazione è allo stato attuale una delle tecnologie più efficienti per un uso razionale dell'energia: essa permette infatti di produrre contemporaneamente energia elettrica e calore sfruttando in maniera ottimale l'energia primaria contenuta nel combustibile utilizzato. Se si escludono i consumi nel settore delle telecomunicazioni e dei trasporti in quasi tutti i casi si ha necessità di energia elettrica e calore, quest'ultimo a diverse temperature o tramite differenti vettori a seconda dei casi specifici. Al momento attuale però i fabbisogni vengono soddisfatti mediante l'utilizzo delle due forme di energia prodotte separatamente e generalmente a grande distanza dal luogo di utilizzo (in particolare per l'energia elettrica) senza alcuna sinergia tra i sistemi di produzione e quelli di consumo. La cogenerazione, in particolare se affiancata a modelli di produzione decentralizzati e di generazione distribuita anche da altre fonti di energia, è in grado di determinare importanti risparmi energetici.

Da questo punto di vista infatti la cogenerazione può dare un risparmio energetico importante che però non è scontato: è necessario valutare di volta in volta quando questa risulta realmente vantaggiosa, sia sotto il piano economico che energetico, e rispetto a quale alternativa. L'obiettivo finale fondamentale che si vuole perseguire con la cogenerazione è il migliore sfruttamento dell'energia contenuta nel combustibile (non diversamente da qualsiasi altro sistema di produzione di energia elettrica in realtà, ma in questo caso ponendo attenzione a tutte le forme sotto le quali l'energia si presenta e quindi senza trascurare l'importanza della produzione termica): il risultato è evidentemente un minor consumo di risorse primarie ed un minore impatto ambientale

“The motive power of heat is independent of the agents employed to realise it; its quantity is fixed solely by the bodies between which is effected, finally, the transfer of caloric”.
Sadi Carnot, 1824

1.1 – Aspetti generali

Rispetto alla produzione separata di energia elettrica e calore la produzione combinata comporta:

- Un risparmio economico dovuto al pieno sfruttamento del combustibile utilizzato
- Un minore sfruttamento delle risorse primarie
- Un minore impatto ambientale grazie alla riduzione delle emissioni e all'utilizzo del calore che in alternativa andrebbe disperso in ambiente.

La produzione combinata trova applicazione in tutti gli ambiti in cui energia elettrica e calore sono richiesti contemporaneamente o con minimi sfasamenti temporali ed in rapporti ben definiti, ma anche in modo costante nel tempo. Si tratta evidentemente degli ambiti industriali di grande come di piccola scala, del terziario e dei servizi, ma anche del settore residenziale.

D'altra parte tutti i cicli termodinamici richiedono una sorgente fredda nella quale smaltire il calore, e la quasi totalità della produzione di energia elettrica mondiale avviene tramite cicli termodinamici (per la sola Italia la percentuale è del 62,8%): emerge quindi un potenziale enorme che al momento non è sfruttato se non in minima parte ed in casi particolari. Grandi impianti cogenerativi sono presenti in contesti industriali ad esempio nella raffinazione del petrolio o nell'industria petrolchimica, nella siderurgia, nel settore automobilistico, alimentare, ceramico, ospedaliero. In questi settori la cogenerazione ha già trovato un suo ruolo ed una sua collocazione ben precisa, anche se tuttavia dal punto di vista numerico e del potenziale a disposizione rimangono ancora importanti margini di crescita. Ma la grande prospettiva che si sta delineando negli ultimi anni è quella dell'estensione della cogenerazione e della generazione distribuita anche in altri contesti meno energivori dal punto di vista della singola applicazione, ma decisamente più numerosi. La piccola e la microcogenerazione hanno a disposizione un potenziale in termini di possibile produzione e possibili usi ancora inesplorato ed inespresso. Questo sarà un importante contributo nel panorama energetico mondiale dopo lo sviluppo delle fonti rinnovabili e non tanto per la produzione di energia elettrica ma per quella termica.

È infatti necessario che la tecnologia cogenerativa venga considerata come una tecnologia per la produzione di energia termica avente come sottoprodotto, un sottoprodotto in realtà energeticamente più prezioso della produzione primaria, l'energia elettrica. Solo in questo modo sarà possibile uscire dalla logica della remunerazione per la produzione di energia

elettrica (che negli ultimi anni ha caratterizzato numerosi fallimenti della tecnologia cogenerativa) e da tutte le distorsioni che questa può comportare ed entrare nella vera logica della cogenerazione che è il risparmio di energia primaria. Solo in questo modo sarà possibile pensare a reti di distribuzione del calore affiancate dalle già presenti reti di distribuzione di energia elettrica e combustibili.

Questo modo di pensare all'uso dell'energia comporterà la necessaria rimodulazione dell'attuale metodo di produzione centralizzato dell'energia elettrica caratterizzato da elevati rendimenti di produzione elettrica, ma da bassi valori di sfruttamento del combustibile e di rendimento exergetico. La produzione centralizzata dovrà quindi trovare una soluzione per l'uso dell'energia termica che al momento è una fonte di inquinamento ambientale per trasformarla in un bene utilizzabile e rivendibile.

È pertanto partendo dal termico che si potrà efficientare l'elettrico.

Sul piano della produzione globale, il bilancio energetico italiano per la sola quota di energia elettrica ammonta a 309,9 TWh di consumi, di cui 69,6 TWh per i consumi domestici (22,5%), 138,4 TWh per gli usi industriali (44,7%), 96,3 TWh per il terziario (31,0%) e 5,6 TWh per usi agricoli (1,8%). La richiesta della rete è invece di 330,5 TWh, e la produzione termoelettrica tradizionale da fonte fossile è stata di 207,7 TWh di cui 53 TWh in cogenerazione ad alto rendimento.

Dal punto di vista del consumo di gas naturale, il quale risulta essere il combustibile maggiormente impiegato per il riscaldamento, emerge che nel 2010 l'Italia ha consumato complessivamente 48389 milioni di m³ (fonte AEEG) come emerge dalla seguente tabella relativa agli usi finali.

Mm ³	2010					
	Italia	Francia	Germania	Spagna	Regno Unito	EU-27
CONSUMO TOTALE	48.389	36.981	74.323	16.611	54.954	345.089
Industria	12.563	8.821	21.829	10.074	11.926	107.781
Trasporti	806	153		70		1.127
Domestico	22.236	19.127	36.681	3.993	32.700	152.414
Servizi	11.973	7.076	13.042	920	9.299	62.705
Agricoltura	190	257	326	353	195	4.545
Usi non energetici	620	1.546	2.445	551	835	16.517

Tabella 1:1: Consumi di gas metano per alcuni stati europei per settore di utilizzo.

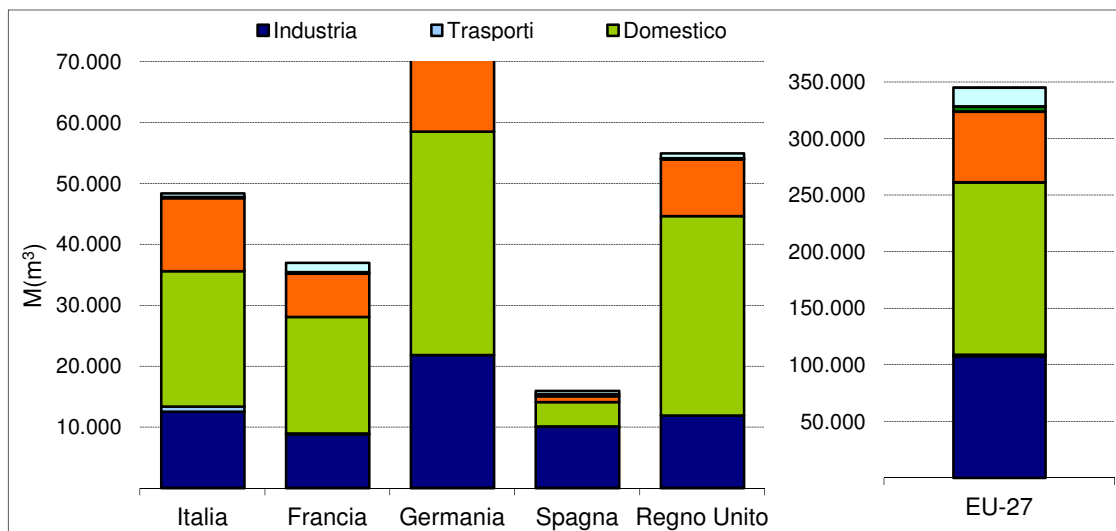


Figura 1.1: Consumi di gas metano per alcuni stati europei per settore di utilizzo.

%	2010					
	Italia	Francia	Germania	Spagna	Regno Unito	EU-27
CONSUMO TOTALE	100,0%	100,0%	100,0%	96,1%	100,0%	100,0%
Industria	26,0%	23,9%	29,4%	60,6%	21,7%	31,2%
Domestico	46,0%	51,7%	49,4%	24,0%	59,5%	44,2%
Servizi	24,7%	19,1%	17,5%	5,5%	16,9%	18,2%
Trasporti, Agricoltura e usi non energetici	3,3%	5,3%	3,7%	5,9%	1,9%	6,4%

Tabella 1.2: Percentuali di utilizzo del gas naturale per settori di consumo.

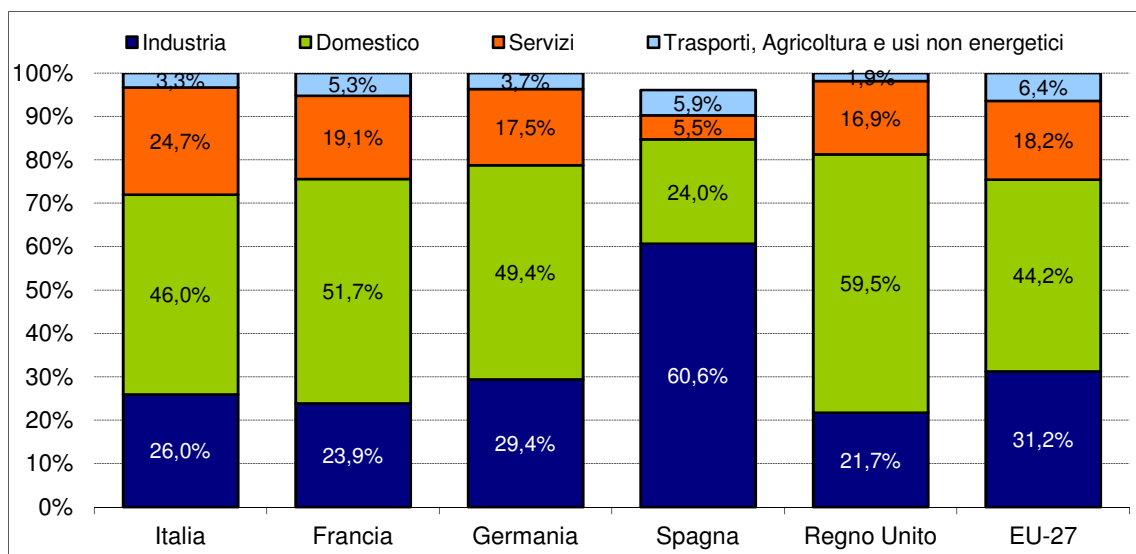


Figura 1.2: Percentuali di utilizzo del gas naturale per settori di consumo.

Emerge pertanto che rispetto ai consumi globali di gas naturale l' suo relativo al settore domestico è quello più importante, sia per l'Italia che per la media dei paesi europei.

D'altra parte sulla base dei consumi totali italiani di gas naturale del 2010 (fonte AEEG) emerge anche che il settore domestico, con particolare riferimento alla fascia di consumo inferiore ai 5000 m³/annui corrispondente quindi ad un costo annuo di circa 3200 €, comporta un consumo di circa 17154 milioni di m³; la fascia di consumo è quella relativa al settore del riscaldamento domestico autonomo. Dal punto di vista energetico il consumo ammonta a circa 164 TWh ai quali vanno aggiunti i consumi relativi all'energia elettrica che come detto ammontano a circa 69,6 TWh, per un totale di fabbisogno energetico del settore domestico stimabile in 233,6 TWh. Anche ipotizzando l'ottenimento di un risparmio del 10 % in termini di energia primaria (ottenibile facilmente con una cogenerazione con un rendimento totale superiore all'80% circa) ad un terzo dei consumi si ottiene un potenziale risparmio di circa 7,8 TWh. Si tratta evidentemente di possibili scenari ma è evidente la presenza di importanti numeri a supporto della diffusione della tecnologia.

Nel nostro paese, le installazioni di microcogeneratori rappresentano ancora una rarità; nel settore residenziale, in particolare, si tratta di una realtà praticamente sconosciuta.

Il mercato europeo potenziale per la microcogenerazione è stimato in circa 50 milioni di utenti. Le prospettive di sviluppo sono particolarmente interessanti in tutti i paesi caratterizzati da inverni freddi e lunghi (quindi anche l'Italia del nord).

In Italia ci sono circa 13 milioni di edifici, per un totale di 27 milioni di abitazioni. Di queste, 22 milioni sono riscaldate e rappresentano quindi il potenziale mercato italiano della microcogenerazione per il solo ambito residenziale. L'importante barriera all'ingresso da parte del cliente finale, specialmente nel settore residenziale, è il costo di acquisto della tecnologia oltre che a difficoltà di natura amministrativa relativa agli oneri di gestione ed installazione del microcogeneratore; ma è evidente che non si tratta di barriere tecnologiche e che pertanto, sulla base dei volumi in gioco e dei possibili risparmi, tali ostacoli possono essere superati.

1.2 – Le tecnologie per la piccola e la microcogenerazione

Una breve rassegna delle tecnologie al momento presenti sul mercato e quindi dotate di maggiori possibilità di sviluppo nel breve e medio termine è necessaria. In particolare si porrà l'attenzione sulle applicazioni per la piccola e per la microcogenerazione.

Nel settore della piccola cogenerazione sono presenti numerose tecnologie e produttori, essendo il settore ormai relativamente maturo dal punto di vista tecnologico.

Sono disponibili sul mercato in particolar modo soluzioni con motore a combustione interna che ricoprono l'intera fascia di potenza da 1 kW a 1 MW, soluzioni con turbine a gas per taglie di potenza tra i 30 e i 1000 kW e cicli Rankine per lo più dai 100 kW ai 2000 kW. Rari sono invece i casi di motori a ciclo Stirling per potenze superiori a 1 kW e fino a 50 kW.

Dal punto di vista dei rendimenti in generale i motori a combustione interna sono caratterizzati da rendimenti elettrici più elevati dal 25% al 40% circa, le turbine a gas rendimenti dal 25% al 35% a seconda della taglia considerata ed i motori a ciclo Stirling da valori compresi tra il 15% ed il 25% come si può osservare nelle seguenti figure.

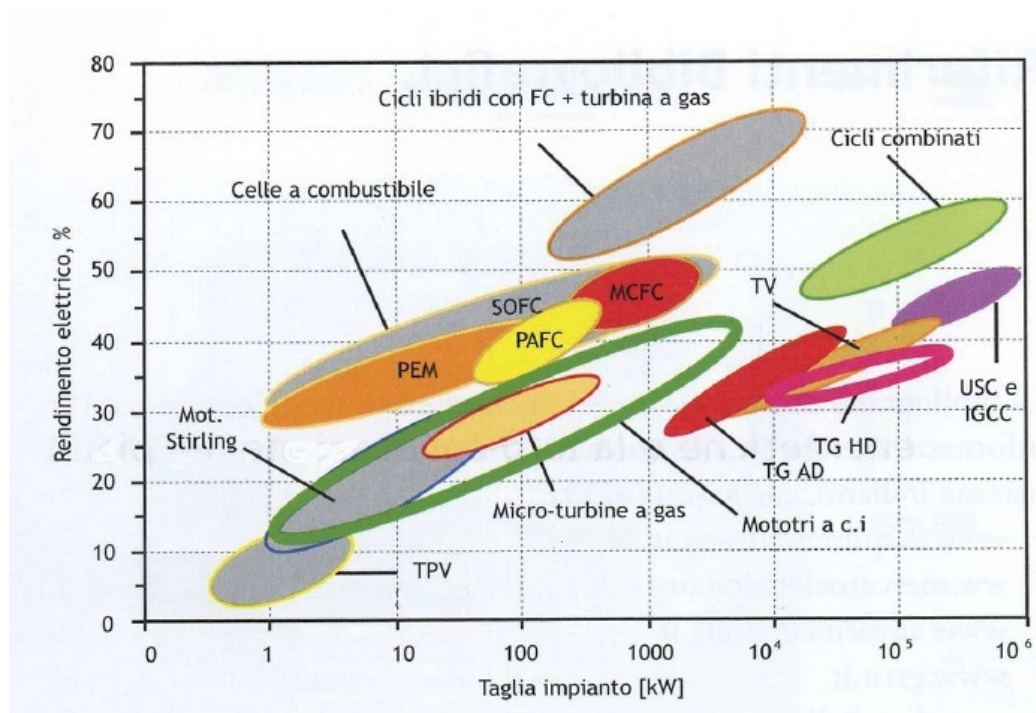


Figura 1:3: Rendimento elettrico e taglia per alcune tecnologie cogenerative.

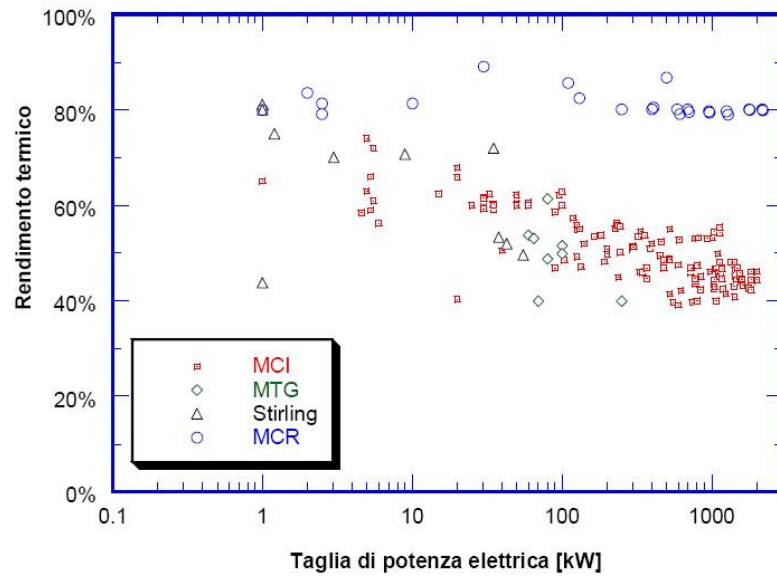


Figura 1:4: Rendimento termico e taglia per alcune tecnologie cogenerative.

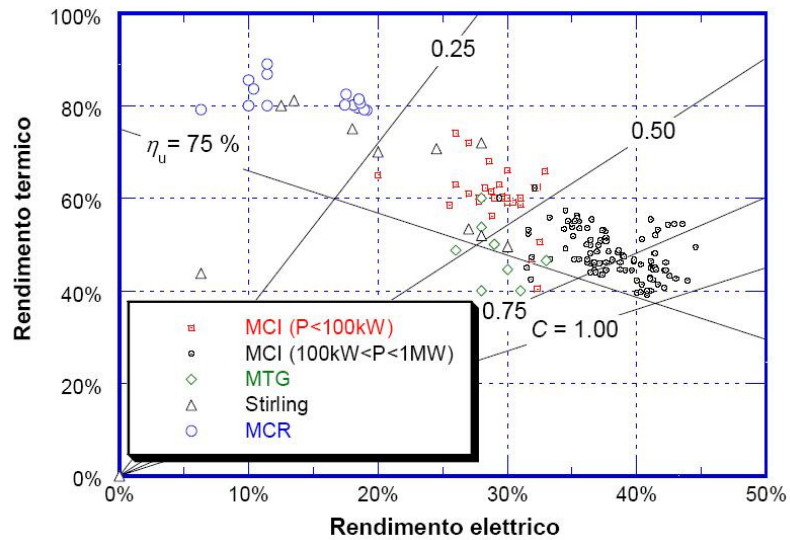


Figura 1:5: Rendimento termico ed elettrico per alcune tecnologie cogenerative.

La seguente tabella riporta alcuni dati di targa di cogeneratori a combustione interna presenti nel mercato nella taglia da 1 a 100 kW elettrici; l'elenco è evidentemente non esaustivo proprio per la presenza sul mercato di un'elevata offerta.

Marca	Modello	Pe [kW]	Pth [kW]	η_e	η_{th}
Honda	Ecowill	1	3.25	0.2	0.65
Aisin	GECC46A2	4.6	11.7	0.255	0.585
Senertec DACHS	HKA G 5.0	5	12.3	0.26	0.63
Senertec DACHS	HKA G 5.0 cond	5	14.6	0.26	0.74
Senertec DACHS	HKA G 5.5	5.5	12.5	0.27	0.61
Aisin seiki	GECC60A2N	6	11.7	0.288	0.562
Energifera	TEMA 20	15	29	0.323	0.624
Energia Nova	Tandem T20	20	47.5	0.286	0.679
EMD	EMD 20 G	20	40-50	0.329	0.659
Energifera	TEMA 30	25	60	0.28	0.6
CPL-Concordia	BIBLOC BB30 AM	30	65	0.278	0.602
CPL-Concordia	BIBLOC BB30SM	30	64	0.288	0.616
Ecogen	EG30A	30	64	0.278	0.593
Ecogen	EG30	30	64	0.288	0.615
CPL-Concordia	BIBLOC BB35AM	35	71	0.297	0.602
CPL-Concordia	BIBLOC BB35SM	35	71	0.297	0.601
EMD	EMD 45	40	55	0.325	0.506
CPL-Concordia	BIBLOCBB50	50	107	0.287	0.615
Energifera	TEMA 50	50	97	0.321	0.622
Energifera	TEMA 60	50	120	0.29	0.6
CPL-Concordia	BIBLOC BB60 AM	60	120	0.3	0.6
Ecogen	EG60A	60	120	0.3	0.6
Ecogen	EG90	90	170	0.31	0.586
EMD	EMD 100	90	132	0.319	0.468
Energifera	TEMA 100	95	170	0.321	0.622
Tecogem	CM100	100	214	0.294	0.629
Spark	GM65	65	119	0.301	0.549
MAN	65M	65	103	0.332	0.526
MAN	70M	70	109	0.342	0.534
MAN	100M	103	138	0.365	0.489

Tabella 1:3: Dati di targa di alcuni cogeneratori a combustione interna.

Dati di targa di cogeneratori a turbina a gas sono riportati nella seguente tabella.

Marca	Modello	Pe [kW]	Pth [kW]	η_e	η_{th}
Capstone	C30	30	60	0.26	0.53
Capstone	C60	65	112	0.29	0.5
Capstone	C200	200	280	0.33	0.4
Ingersoll Rand	MT70	70	100	0.28	0.4
Elliott	TA80	80	150	0.26	0.488
Elliott	TA100	100	172	0.29	0.5
Turbec	T100	100	165	0.33	0.495

Tabella 1:4: Dati di targa di alcuni cogeneratori a turbina a gas.

Contrariamente alla piccola cogenerazione al momento il settore della microcogenerazione è caratterizzato dalla presenza di pochissimi competitors a livello mondiale, molti dei quali sono orientati all'utilizzo di motori a combustione interna modificati come cogeneratori, come si può vedere dalla seguente tabella. Tale scelta, legata ai settori di business abituali che vedono coinvolti gli attuali produttori, comporta necessariamente la presenza di elevate rumorosità e vibrazioni, se confrontate con altre tecnologie, da un minor recupero termico ed efficienza totale del sistema, e maggiori necessità manutentive, che per le taglie di interesse, risultano eccessivamente gravose. I costi unitari di produzione possono essere sicuramente ridotti, anche se al momento le offerte sul mercato si collocano sui 2000 €/kWe; tuttavia le taglie presenti sono superiori ai 4,6 kW elettrici e male si abbinano alla quasi totalità delle tipologie residenziali italiane caratterizzate da potenze elettriche in prelievo di 3 kW. L'unico prodotto da 1 kW elettrico basato su combustione interna non risulta commercialmente disponibile.

Altre tecnologie sono quelle del ciclo Stirling e dei cicli ORC. I primi rappresentano sicuramente i prodotti sostituivi più temibili grazie alla ridotta rumorosità delle macchine ed all'elevatissima affidabilità. Il loro costo è superiore ai 3500 €/kWe per l'unità della MEC; l'unità della Disenco e della SOLO non risultano commercialmente disponibili, mentre il mercato dell'Infina è quello americano e giapponese. La Whispergen ha cessato la propria attività in seguito al terremoto dell'aprile 2011 che ha investito anche la Nuova Zelanda, sede della casa madre, ed è stata assorbita dalla spagnola ESE. Pertanto attualmente il principale produttore per la taglia da 1 kW la Microgen.

Per quanto attiene la tecnologia ORC non si dispongono di dati di mercato relativi ai prodotti riportati in tabella. Va tuttavia sottolineato che il loro rapporto termico/elettrico potrebbe essere un punto di debolezza per le applicazioni residenziali italiane e centro europee proprio per l'elevata produzione di energia termica che potrebbe risultare in eccesso rispetto alle esigenze.

Nella seguente tabella sono riportati alcuni dati caratteristici di cogeneratori di differenti tecnologie nell'intervallo di potenza da 1 kW a 20 kW elettrici.

Marca	Modello	Tecnologia	Pe [kW]	Pt [kW]	η_e	η_{th}	η_{totale}
Honda	Ecowill	MCI	1	3,25	0,2	0,65	0,85
AISIN	GECC	MCI	4,6	11,7	0,255	0,585	0,84
Senertec	HKA	MCI	5	12,3	0,26	0,63	0,89
Senertec	HKA cond	MCI	5	14,6	0,26	0,74	0,95
Senertec	HKA 5.3	MCI	5,3	10,3	0,3	0,59	0,89
Senertec	HKA 5.3 cond	MCI	5,3	11,7	0,3	0,66	0,96
Senertec	HKA HK	MCI	5,3	10,5	0,3	0,59	0,89
Senertec	HKA HR cond	MCI	5,3	11,9	0,3	0,66	0,96
Senertec	HKA F	MCI	5,5	12,5	0,27	0,61	0,88
Senertec	HKA F cond	MCI	5,5	14,8	0,27	0,72	0,99
Senertec	HKA G	MCI	5,5	12,5	0,27	0,61	0,88
Senertec	HKA G cond	MCI	5,5	14,8	0,27	0,72	0,99
AISIN	GECC60	MCI	6	11,7	0,288	0,562	0,85
AISIN	GECC60	MCI	6	11,7	0,288	0,562	0,85
Energifera	TEMA	MCI	15	29	0,323	0,624	0,947
EMD	EMD20	MCI	20	25	0,323	0,404	0,727
Cogen	Small commercial	ORC	10	44	0,185	0,814	0,999
Energetix		ORC	2,5	33	0,063	0,792	0,855
Cogen	Domestic	ORC	2,5	11	0,185	0,814	0,999

Otag	Lion Powerblok	ORC	2	16	0,104	0,836	0,94
Genlec	Genlec Kingston	ORC	1	8	0,1	0,8	0,9
Whispergen		Stirling	1	7	0,063	0,438	0,501
MEC		Stirling	1	6	0,135	0,811	0,946
Infinia		Stirling	1	6,4	0,125	0,8	0,925
Stirling System		Stirling	1,2	5	0,18	0,75	0,93
Disenco		Stirling	3	10,5	0,2	0,7	0,9
Sunmachine		Stirling	9	26	0,245	0,708	0,953

Tabella 1:4: Dati di targa di alcuni cogeneratori per $P_e < 20$ kW.

Se si riporta in un grafico il PES (Primary energy saving), di cui si discuterà nel seguito, in funzione del limite termico (rapporto tra energia termica e la somma di energia termica ed energia elettrica) è possibile individuare delle curve di pari rendimento elettrico dei cogeneratori e di pari rendimento totale. In questo modo tramite un unico grafico è possibile localizzare le prestazioni del cogeneratore in termini di PES (valutato sui dati di targa e non sui consumi a consuntivo evidentemente) e di inquadramento nel contesto termico/elettrico nel quale verrà installato e quindi di limite termico dell'utenza.

Come si osserva nel seguente grafico, relativo a cogeneratori di potenza elettrica inferiore ai 50 kW i motori a combustione interna sono la soluzione che offre maggiori PES insieme ai cicli Rankine.

Nel grafico sono riportati inoltre le rette relative ai limiti termici medi del settore domestico italiano, pari a circa 0,76 per il nord Italia e 0,72 per il sud. È interessante notare che nel grafico, che si ricorda riporta macchine della potenza elettrica fino a 50 kW, sono poche le macchine che si collocano nell'intervallo sopra indicato: la maggior parte delle macchine, specie i più efficienti motori a combustione interna, si collocano in un'area caratterizzata da un minore limite termico dovuto ad una elevata produzione elettrica rispetto a quella termica.

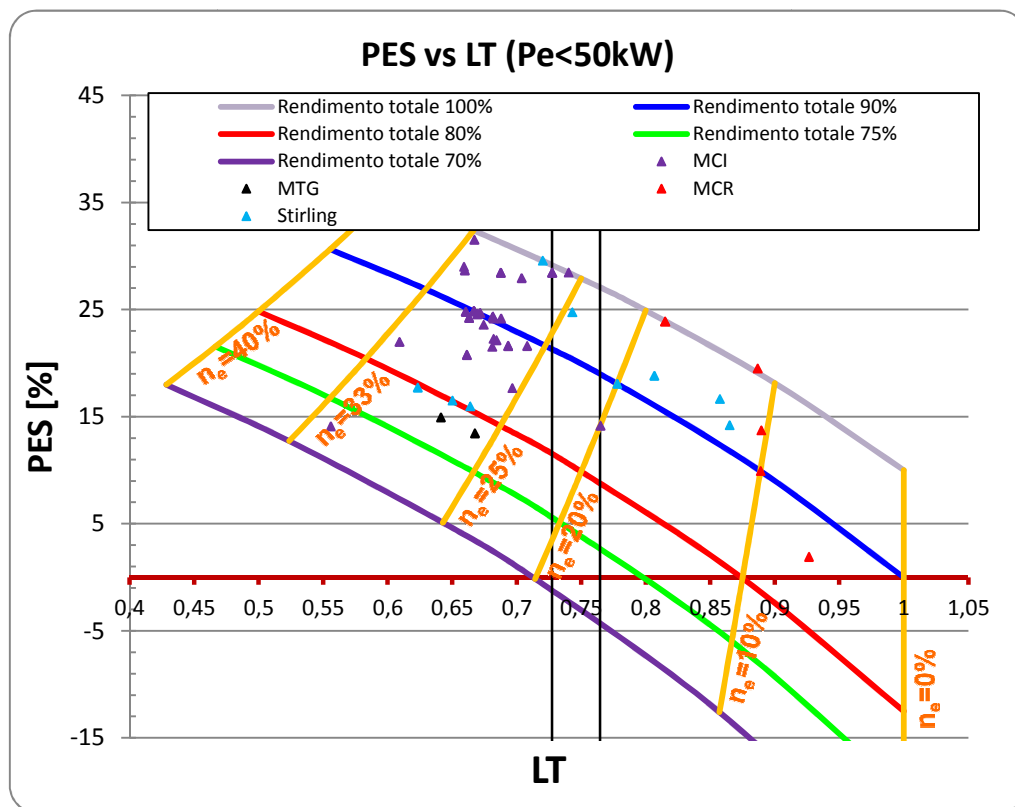


Figura 1:6: PES in funzione del limite termico per $P_e < 50$ kW.

Considerando invece solamente le macchine con potenza elettrica tra 1 kW e 10 kW emerge un quadro ancora più interessante: come anticipato l'offerta è limitata a pochi modelli e poche tecnologie che risultano inoltre meno concentrate su un determinato valore di LT. Anche in questo caso sono poche le offerte tecnologiche per limiti termici classici degli ambiti residenziali.

Evidentemente è necessario un maggiore sviluppo tecnologico di questo segmento di tecnologia poiché il mercato potenziale come detto è importante. Non deve però spaventare la ridotta potenza elettrica e termica delle macchine considerate poiché relativamente al settore finale di impiego le potenze in gioco, in particolare quelle termiche, sono modeste ed un eventuale sovradimensionamento dell'impianto, per venire incontro ad esigenze di mercato o di modelli disponibili, può comportare il mancato conseguimento dei benefici energetici ed economici attesi [77].

La scelta della potenza è un fattore fondamentale anche per il ritorno economico poiché permette di aumentare le ore di funzionamento annue, riducendo il tempo di ritorno

dell'investimento; si consideri che non è da escludere la possibilità di soluzioni tecniche nelle quali la microgenerazione è affiancata da caldaie di integrazione esterne o integrate al microgeneratore stesso.

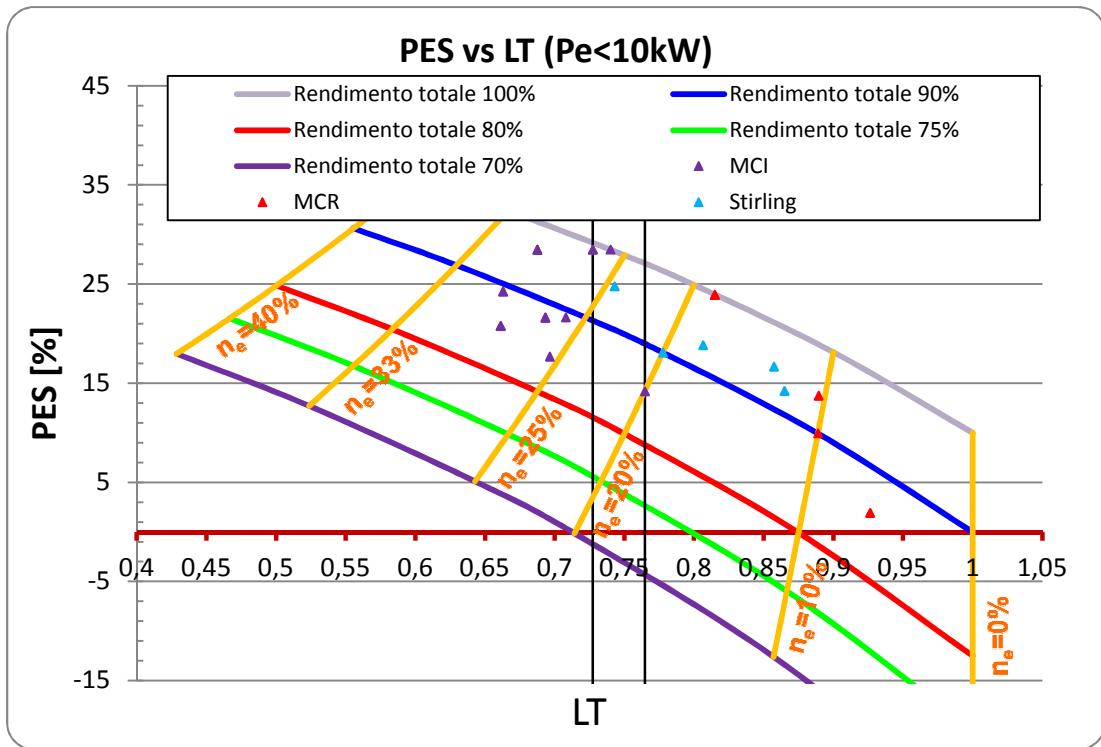


Figura 1:7: PES in funzione del limite termico per Pe<10 kW.

Giova infine un rapido cenno anche sotto l'aspetto termodinamico dei vantaggi della cogenerazione che spesso rimane dimenticato.

Se si considera un sistema energetico che utilizza gas metano per la produzione di calore, come ad esempio una caldaia tradizionale, utilizzata per la produzione di un fluido caldo a circa 80°C con una temperatura ambiente esterna di 10 °C anche considerando una temperatura di 600°C per la sorgente calda, ed un rendimento termico della caldaia del 90%, il rendimento energetico risulta essere pari a:

$$\eta_{ex} = \frac{(1 - \frac{T_{ext}}{T_u})Q_u}{(1 - \frac{T_{ext}}{T_s})Q_s} = 26\% \tag{1.1}$$

Se invece lo stesso combustibile venisse utilizzato per produrre la stessa quantità di calore con le stesse temperature di riferimento indicate all'interno di una macchina cogenerativa avente un rendimento elettrico del 30% il rendimento energetico salirebbe a:

$$\eta_{ex} = \frac{L + L_{Q_u}}{L_{max}} = \frac{\eta_e + (1 - \eta_e) \left(1 - \frac{T_{ext}}{T_{cog}}\right) \eta_t \zeta}{\left(1 - \frac{T_{ext}}{T_s}\right)} = 62\% \quad (1.2)$$

È evidente quindi come la cogenerazione sia dal punto di vista termodinamico il modo corretto per l'utilizzo di un combustibile per la produzione di calore (ed energia elettrica).

1.3 - Analisi economica ed energetica di esempi applicativi

Uno dei punti di debolezza della tecnologia cogenerativa in particolare nel caso di piccole potenze e per settori di impiego del terziario o di media impresa è la necessità di individuare in modo corretto lo scenario di funzionamento previsto dalla macchina ai fini del suo corretto dimensionamento. Per poter raggiungere i benefici economici ed ambientali promessi dalla tecnologia e richiesti dalla normativa è necessaria l'installazione in ambiti caratterizzati dalla presenza di un pozzo termico importante sia in termini di quantità di energia termica richiesta dall'utenza sia per la sua costanza durante l'anno. Le applicazioni ideali della piccola cogenerazione sono nel settore industriale dove le esigenze di produzione richiedono energia termica a bassa temperatura, nel settore ospedaliero, nelle reti di teleriscaldamento, nel settore alberghiero, nell'impiantistica sportiva.

1.3.1 - Piccola cogenerazione

Un esempio tipico di possibile applicazione è a servizio del riscaldamento di piscine natatorie: il seguente esempio è relativo al possibile inserimento di una unità cogenerativa a servizio delle piscine scoperte del Parco del Foro Italico di Roma.

La seguente tabella riporta i consumi e la spesa energetica annua per le forniture di gas metano ed energia elettrica per l'anno 2011.

Mese	Gas metano			Energia elettrica		
	m ³	€	€/m ³	kWh	€	€/kWh
Gennaio	41.965	27.823,35	0,66	177.831	20.162,49	0,113
Febbraio	42.055	27.525,51	0,65	168.404	19.314,16	0,115
Marzo	42.584	26.583,93	0,62	185.012	21.232,82	0,115
Aprile	34.341	20.552,89	0,59	176.288	20.653,30	0,117
Maggio	26.139	15.541,46	0,59	213.855	24.380,74	0,114
Giugno	23.095	13.654,21	0,59	204.165	25.384,79	0,124
Luglio	13.335	7.900,90	0,59	217.603	27.108,91	0,125
Agosto	9.550	5.593,86	0,58	193.862	24.040,04	0,124
Settembre	26.057	15.540,97	0,59	205.015	25.720,44	0,125
Ottobre	31.639	18.870,35	0,59	186.366	23.285,93	0,125
Novembre	42.795	25.523,62	0,59	187.184	23.275,46	0,124

Dicembre	57.640	34.377,77	0,59	196.231	24.699,00	0,126
Totale	391.197	239.489		2.311.816	279.258	

Tabella 1:5: Consumi e spesa energetica annua per le forniture di gas metano ed energia elettrica (2011).

La spesa totale ammonta pertanto a circa 518.747 € all’anno. La potenza termica media necessaria durante l’anno è di circa 400 kW con punte di 693 kW per il mese di dicembre e minimi di 160 kW a luglio e 116 kW ad agosto. Pertanto la taglia termica dovrà essere scelta nell’intervallo tra 116 kW e 400 kW. La macchina della CPL Concordia modello BB200 risponde alle caratteristiche avendo una potenza termica recuperata di 293 kW ed una potenza elettrica nominale di 200 kW con un consumo di 57,66 m³/h, un rendimento elettrico nominale del 36,16% , un rendimento termico del 52,98% ed un rendimento totale dell’89,15%.

Ai fini dell’analisi economica si è considerato un tasso di disponibilità della macchina del 90% rispetto al funzionamento alla potenza massima per la presenza di eventuali periodi manutentivi, variazioni del carico richiesto dall’utenza, decadimento delle prestazioni in funzione dei parametri climatici e di funzionamento.

La seguente tabella riporta la producibilità mensile di energia elettrica e termica del cogeneratore, le percentuali di copertura del carico, il consumo di gas metano del cogeneratore, il consumo di gas metano per le necessarie integrazioni termiche da caldaia e il fabbisogno rimanente di energia elettrica.

Mese	ore/mese	Energia elettrica prodotta	Energia termica prodotta	Consumo gas metano	% Copertura Elettrica	% Copertura Termica	Integrazioni	
		kWh	kWh	m ³			m ³	kWh
Gennaio	669,6	133.920	196.193	38.609	75,3%	51,3%	20.430	43.911
Febbraio	604,8	120.960	177.206	34.873	71,8%	46,3%	22.604	47.444
Marzo	669,6	133.920	196.193	38.609	72,4%	50,6%	21.049	51.092
Aprile	648	129.600	189.864	37.364	73,5%	60,7%	13.501	46.688
Maggio	669,6	133.920	196.193	38.609	62,6%	82,4%	4.604	79.935
Giugno	646,3	129.260	189.366	37.266	63,3%	90,0%	2.310	74.905
Luglio	373,1	74.635	109.340	21.517	34,3%	90,0%	1.334	142.968
Agosto	267,2	53.450	78.305	15.410	27,6%	90,0%	955	140.412
Settembre	648	129.600	189.864	37.364	63,2%	80,0%	5.217	75.415
Ottobre	669,6	133.920	196.193	38.609	71,9%	68,1%	10.105	52.446
Novembre	648	129.600	189.864	37.364	69,2%	48,7%	21.955	57.584

Dicembre	669,6	133.920	196.193	38.609	68,2%	37,4%	36.106	62.311
Totale	7183,5	1.436.705	2.104.773	414.202	62,1%	59,1%	160.170	875.111

Tabella 1:6: Produzione annua del cogeneratore.

Sulla base della normativa vigente una parte del consumo di gas metano ha diritto ad una aliquota di accisa ridotta. In particolare dei 414.202 m³ necessari per il cogeneratore 316.075 m³ hanno diritto all'aliquota ridotta pari a 0,013479 cent€/m³ mentre i rimanenti 98.127 m³ sono soggetti all'aliquota per uso civile pari a 0,186 €/m³ (l'aliquota corrisponde a quella spettante al cliente finale, in questo caso civile). La tabella seguente riassume i costi totali con o senza la cogenerazione.

	Senza cogenerazione	Con cogenerazione
Spesa gas metano cogeneratore	0 €	192.187
Spesa gas metano integrazione	239.489 €	98.779 €
Spesa energia elettrica	279.258 €	106.419 €
Totale	518.747 €	397.387 €

Tabella 1:7: Tabella riassuntiva dei vantaggi economici della cogenerazione nel caso in esame.

La spesa totale per il gas metano è evidentemente cresciuta ma complessivamente si ha una riduzione dei costi totali di circa 121.359 €/anno. Il valore è particolarmente elevato sia per la presenza di un importante pozzo termico sia per il trattamento fiscale relativo all'accisa spettante al cliente (accisa usi civili di 0,186 €/m³). La totalità dell'energia elettrica è autoconsumata poiché il carico elettrico minimo annuo è superiore ai 200 kW.

L'intervento può beneficiare degli incentivi di cui al DM 05/09/2011: si ha infatti diritto a circa 210 certificati bianchi annui valorizzabili in circa 18.900 €/anno.

Per questa applicazione (ricordiamo caratterizzata da un numero di ore di lavoro annue particolarmente elevato) il PES risulta pari al 25,09% confermando quindi l'importanza anche dal punto di vista energetico che la cogenerazione può portare.

1.3.2 - Microcogenerazione: analisi parametrica

La presente analisi ha lo scopo di analizzare l'applicabilità dal punto di vista economico di un sistema di microcogenerazione di taglia inferiore ai 10 kWe; per tale livello di taglia infatti il mercato non risulta in grado di fornire ad oggi ampie possibilità di scelta sia per la tecnologia utilizzata, sia per l'offerta di tipo commerciale.

Si vogliono pertanto studiare le possibili offerte dal punto di vista delle caratteristiche del sistema al fine di valutarne le migliori caratteristiche in funzione di una applicazione in ambito domestico o di piccola utenza (ad esempio piccole utenze commerciali, artigianali). L'analisi non considererà in alcun modo la tecnologia utilizzata per la cogenerazione ma analizzerà solamente i parametri esterni di questa, ovvero la potenza elettrica nominale, la potenza termica nominale recuperata dal sistema cogenerativo, i rendimenti elettrici e termici, la potenza termica in ingresso al sistema cogenerativo. Le ipotesi di partenza sono l'utilizzo di metano con potere calorifico di 10 kWh/mc, e l'installazione del sistema cogenerativo in alternativa alla classica produzione termica mediante caldaia murale e caratterizzata da un costo del kWh termico di 0,07 €/kWh.

Si considera che l'energia elettrica prodotta venga utilizzata per sopperire alle esigenze elettriche dell'utenze. Per evitare di incentrare l'analisi su di un caso specifico difficilmente estendibile alla globalità delle utenze e dei sistemi, si considera un comportamento medio dell'utenza dal punto di vista termico ed elettrico. In particolare si considera che l'energia elettrica prodotta venga utilizzata per sopperire alle esigenze elettriche dell'utenza e qualora possibile venga venduta alla rete elettrica. Si considera per l'acquisto dell'energia elettrica un piano tariffario di un utente in maggior tutela con potenza contrattuale di 6 kW come riassunto nella seguente tabella.

Fascia	€/kWh	
F1	0,14805	Dalle 8 alle 19 da lunedì a venerdì
F2	0,11757	Dalle 07-08 e dalle 19-23 da lunedì a venerdì
F3	0,08874	le rimanenti ore

Tabella 1:8: Articolazione tariffaria per l'acquisto dell'energia elettrica considerata.

Per l'energia eventualmente riversata in rete si considera un prezzo pari a quello di acquisto in base alla fascia oraria di vendita come da tabella precedente. Questa seconda scelta permette inoltre di escludere l'influenza dell'eventuale vendita o meno dell'energia elettrica alla rete e dunque di prescindere dal punto di vista della remunerazione economica della quota parte elettrica dalla tipologia specifica di utenza o meglio dal profilo di consumo specifico dell'utenza.

Il prezzo del metano viene invece per semplicità considerato costante durante l'anno ad un valore di 0,65 €/mc (considerando nel costo anche le spese per la distribuzione e le accise).

L'analisi è stata effettuata considerando due differenti scenari e logiche di funzionamento del cogeneratore: il primo consiste in una applicazione industriale o commerciale con una logica di produzione limitata alle sole ore di massimo costo dell'energia elettrica, considerando che la totale produzione elettrica e termica venga utilizzata dall'utenza finale grazie anche alla ridotta taglia della macchina rispetto al contesto termico di utilizzo; il secondo contesto è ancora quello industriale-commerciale ma con logica di funzionamento ad inseguimento termico limitato ai mesi di riscaldamento invernale, ipotizzando quindi che il sistema microcogenerativo venga inserito all'interno di un impianto di produzione di energia termica; il terzo contesto è quello prettamente domestico con logica di funzionamento ad inseguimento termico solamente durante il periodo annuo di riscaldamento.

Ipotizzando pertanto un funzionamento del cogeneratore limitato solamente alle ore di punta (F1) durante le quali è massima la remunerazione dell'energia elettrica prodotta e venduta alla rete, o massimo il costo di acquisto di questa, massimizzando il margine economico di risparmio per il funzionamento del cogeneratore essendo invariante rispetto all'ora il costo di funzionamento dello stesso, ovvero il prezzo di acquisto del metano. L'analisi ha dimostrato per diversi valori dei limiti termici, dei rendimenti elettrici, termici e globali, una riduzione del 43-45% dei benefici economici annui e una riduzione delle ore di funzionamento del 40% rispetto al secondo scenario di riferimento.

È evidente dunque che il tempo di ritorno economico dell'investimento per l'acquisto del cogeneratore si ridurrebbe proporzionalmente nell'ipotesi di un suo funzionamento solo durante le fasce orarie di punta del prelievo elettrico.

Il soddisfacimento dei fabbisogni termici dell'utenza potrebbe inoltre non essere soddisfatta a causa dell'eventuale diverso profilo di fabbisogno termico di questa.

Risulta infatti evidente che il beneficio economico del cogeneratore non risiede nel suo utilizzo a scopo di produzione di energia elettrica e dunque traendo profitto da questa. Né tantomeno tale beneficio è da aspettarsi al suo utilizzo come generatore di calore considerando

i minori rendimenti termici di recupero. La remunerazione è strettamente legata alla combinazione della produzione di energia termica ed elettrica entrambe valorizzate economicamente seppur a livelli diversi. Ed è tuttavia necessario considerare nell'ottica del corretto funzionamento energetico ed economico di un sistema cogenerativo, che questo debba funzionare nell'ottica secondo la quale la produzione di energia elettrica è un "sottoprodotto", seppur di elevato livello energetico, della produzione di energia termica. È evidente infatti che il sistema non può e non deve mettersi in concorrenza con i due sistemi di produzione separata decisamente più performanti.

Dalle analisi svolte risulta infatti che ai fini dell'aumento dei benefici economici annui del funzionamento del sistema, riveste un ruolo di maggiore importanza la parte termica.

È infatti evidente che il recupero termico deve avvenire per percentuali prossime al 100% al fine di evitare di consumare metano per la sola produzione di energia elettrica con rendimenti che sicuramente sono inferiori a quelli dei sistemi di generazione centralizzati e spesso risultano essere inferiori al 30 %.

Ipotizzando ad esempio un cogeneratore da 5 kWe, 18 kWt recuperati, 25 kWt in ingresso, con un rendimento globale del 92 %, elettrico del 20%, risulta che il suo costo orario di funzionamento è, stando ai valori sopra richiamati, di 1,625 € mentre la remunerazione per l'energia elettrica prodotta ammonta al massimo in F1 a 0,74 €; dunque è evidente che il mancato utilizzo e valorizzazione della parte termica comporta un impoverimento economico, in questo caso di 0,885 € ogni ora, ed anche energetico.

È dunque necessario riservare molta attenzione al corretto dimensionamento della parte termica del cogeneratore in funzione delle effettive esigenze dell'utenza e del suo profilo di consumo. Sovradimensionare la parte termica comporta la presenza di periodi in cui la parte termica in eccedenza viene dissipata o se la tecnologia lo consente, una riduzione della potenza elettrica prodotta; in entrambi i casi si avrà o una perdita economica o una riduzione del guadagno.

Questa considerazione è in linea con l'approccio sopra ricordato consistente nel considerare la produzione di energia elettrica un "sottoprodotto", seppur di elevato livello energetico, della produzione di energia termica.

Nel secondo scenario sono stati considerati dei periodi di fermo macchina per esigenze manutentive durante l'estate; è stato pertanto considerato un periodo di accensione di 29 settimane durante il periodo invernale in linea con il periodo medio di accensione invernale di un sistema di riscaldamento.

Le ore di funzionamento sono state pertanto stabilite in 4727 ore all'anno.

L'analisi ha dunque preso in considerazione diverse taglie di cogeneratori di potenza inferiore a 6 kW_e e caratterizzati da diversi valori del rendimento elettrico, del rendimento termico, del rendimento totale, del limite termico, e in definitiva dell'indice PES.

Nei seguenti grafici sono riportati i risultati delle analisi effettuate su cogeneratori da 1 kW_e, 2,5 kW_e e da 5 kW_e per diversi valori di rendimento elettrico, rendimento termico, e LT. Tutte le prove sono effettuate considerando 4727 ore di funzionamento all'anno sotto le stesse condizioni tariffarie e di funzionamento.

In considerazione dell'elevata influenza sul piano economico del trattamento fiscale riservato al gas utilizzato in cogenerazione sono stati valutati anche scenari nei quali la componente accisa è esente. Tale ipotesi non è al momento contemplata dalla normativa ma è utile per valutare l'influenza del costo di acquisto del metano sul bilancio economico complessivo.

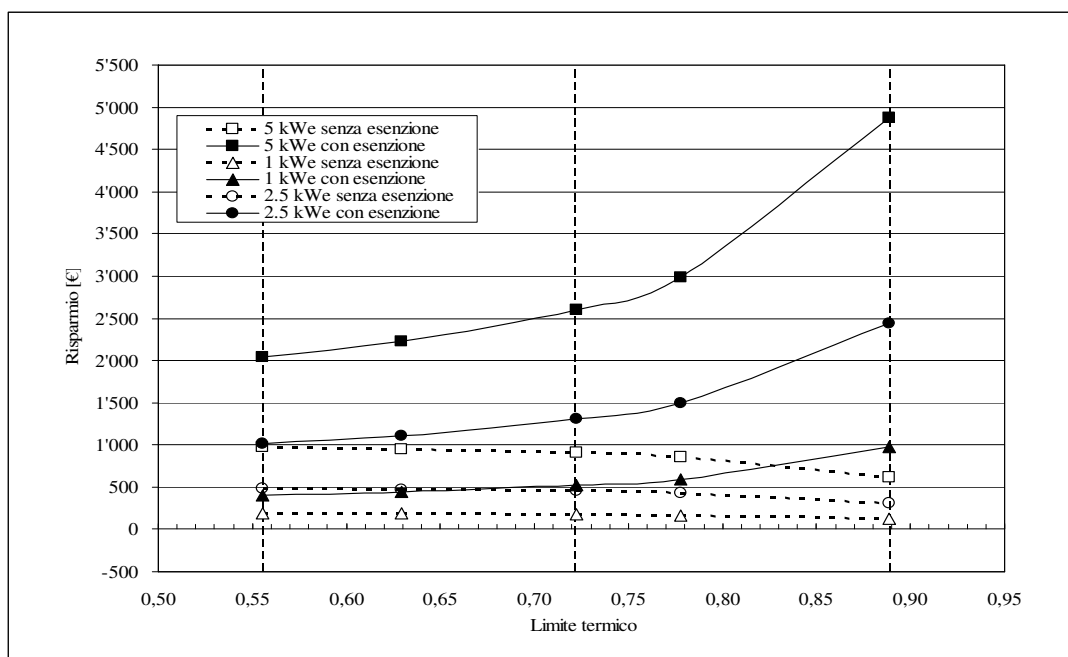


Figura 1:8: Risparmio in funzione del limite termico: rendimento totale 90%.

Ogni grafico riporta in funzione del limite termico dei cogeneratori, fissato il rendimento globale pari al 90 % nel primo grafico all'80% nel secondo ed al 70% nel terzo, il valore del ricavo totale annuo; questo rappresenta il risparmio economico annuo conseguente al funzionamento del cogeneratore. Un valore nullo indica che il sistema equivale dal punto di vista economico al precedente sistema di produzione di energia termica (da caldaia) e di acquisto della totalità dei fabbisogni elettrici dalla rete. Un valore negativo indica un peggioramento della spesa energetica annua. Il ricavo totale annuo serve dunque

all'ammortamento dell'acquisto del cogeneratore e all'ottenimento di un eventuale guadagno netto nel tempo.

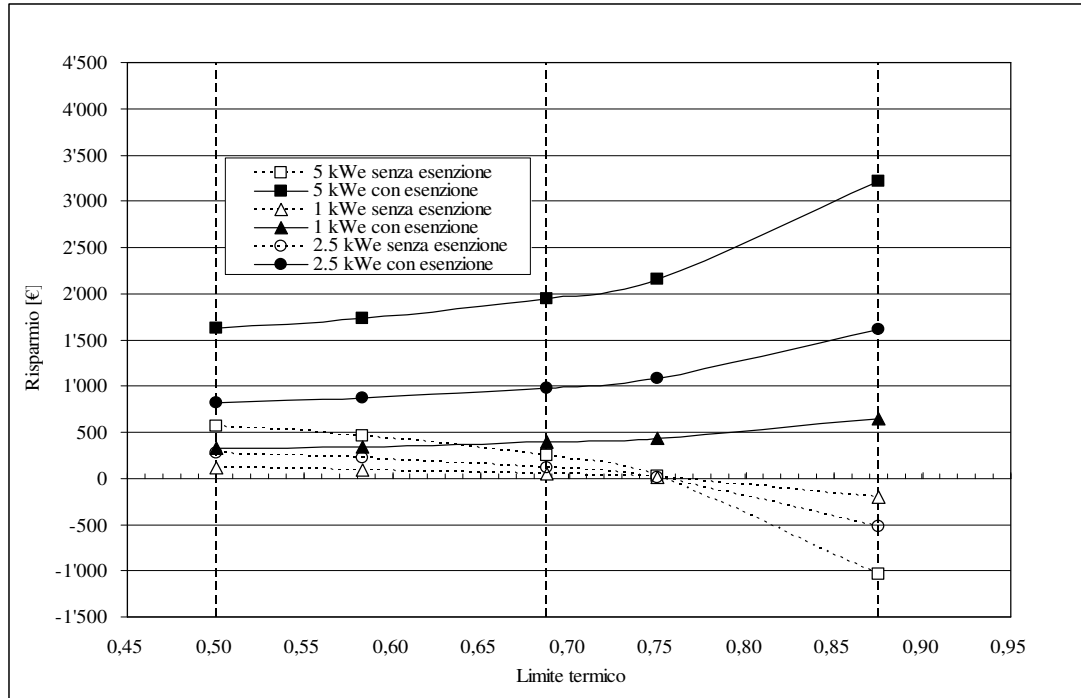


Figura 1:9: Risparmio in funzione del limite termico: rendimento totale 80%.

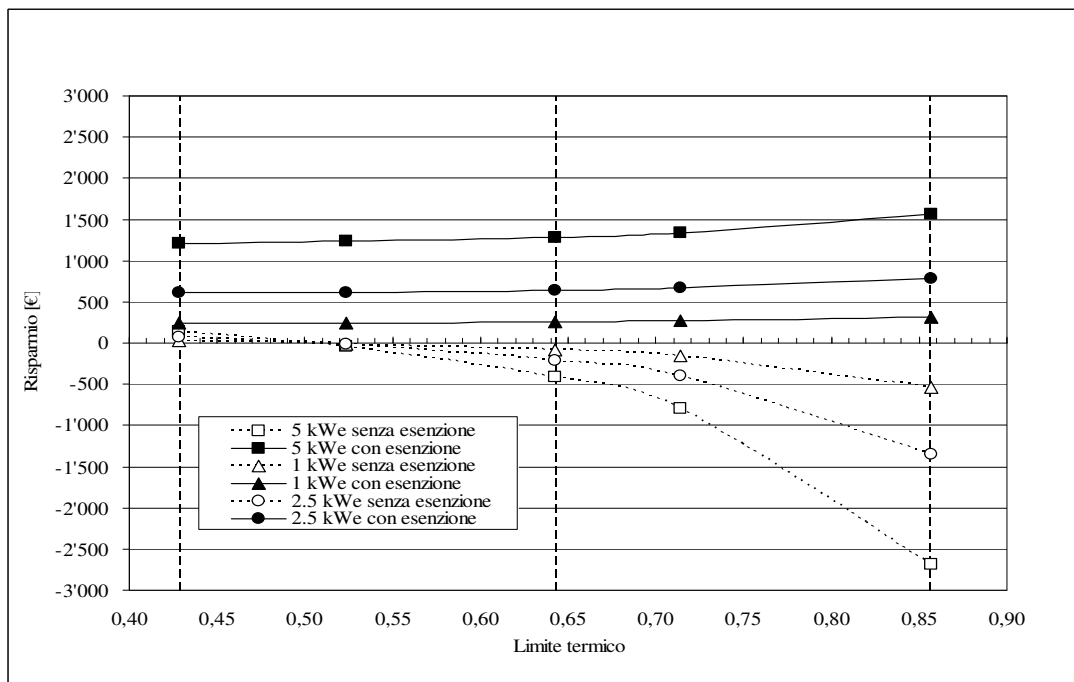


Figura 1:10: Risparmio in funzione del limite termico: rendimento totale 70%.

Nelle seguenti tabelle sono riassunti i dati esposti nei grafici precedenti insieme al valore del PES per un immediato confronto tra beneficio economico e beneficio energetico.

Limite termico	Potenza elettrica (kW)	Potenza termica (kW)	Rendimento elettrico %	Rendimento termico %	Rendimento totale %	En. elettrica prodotta (kWh)	En. termica prodotta (kWh)	Ricavi senza esenzione (€)	Ricavi con esenzione (€)	PES %
0.56	5.0	6.3	40.0	50.0	90.0	23635	29544	975.12	2038.69	30.6
0.63	5.0	8.5	33.3	56.7	90.0	23635	40180	951.48	2227.77	26.9
0.72	5.0	13.0	25.0	65.0	90.0	23635	61451	904.21	2605.93	21.6
0.78	5.0	17.5	20.0	70.0	90.0	23635	82723	856.94	2984.09	18.1
0.89	5.0	40.0	10.0	80.0	90.0	23635	189080	620.59	4874.89	9.9
0.56	1.0	1.3	40.0	50.0	90.0	4727	5909	195.02	407.74	30.6
0.63	1.0	1.7	33.3	56.7	90.0	4727	8036	190.30	445.55	26.9
0.72	1.0	2.6	25.0	65.0	90.0	4727	12290	180.84	521.19	21.6
0.78	1.0	3.5	20.0	70.0	90.0	4727	16545	171.39	596.82	18.1
0.89	1.0	8.0	10.0	80.0	90.0	4727	37816	124.12	974.98	9.9
0.56	2.5	3.1	40.0	50.0	90.0	11818	14772	487.56	1019.35	30.6
0.63	2.5	4.3	33.3	56.7	90.0	11818	20090	475.74	1113.89	26.9
0.72	2.5	6.5	25.0	65.0	90.0	11818	30726	452.11	1302.97	21.6
0.78	2.5	8.8	20.0	70.0	90.0	11818	41361	428.47	1492.05	18.1
0.89	2.5	20.0	10.0	80.0	90.0	11818	94540	310.30	2437.45	9.9

Tabella 1:9: Risultati ottenuti per microgeneratori caratterizzati da un rendimento totale del 90.0%.

Limite termico	Potenza elettrica (kW)	Potenza termica (kW)	Rendimento elettrico %	Rendimento termico %	Rendimento totale %	En. elettrica prodotta (kWh)	En. termica prodotta (kWh)	Ricavi senza esenzione (€)	Ricavi con esenzione (€)	PES %
0.50	5.0	5.0	40.0	40.0	80.0	23635	23635	561.50	1625.08	24.8
0.58	5.0	7.0	33.3	46.7	80.0	23635	33089	455.15	1731.44	20.4
0.69	5.0	11.0	25.0	55.0	80.0	23635	51997	242.43	1944.15	14.1
0.75	5.0	15.0	20.0	60.0	80.0	23635	70905	29.72	2156.87	9.9
0.88	5.0	35.0	10.0	70.0	80.0	23635	165445	-1033.86	3220.44	-0.1
0.50	1.0	1.0	40.0	40.0	80.0	4727	4727	112.30	325.02	24.8
0.58	1.0	1.4	33.3	46.7	80.0	4727	6618	91.03	346.29	20.4
0.69	1.0	2.2	25.0	55.0	80.0	4727	10399	48.49	388.83	14.1
0.75	1.0	3.0	20.0	60.0	80.0	4727	14181	5.94	431.37	9.9
0.88	1.0	7.0	10.0	70.0	80.0	4727	33089	-206.77	644.09	-0.1
0.50	2.5	2.5	40.0	40.0	80.0	11818	11818	280.75	812.54	24.8
0.58	2.5	3.5	33.3	46.7	80.0	11818	16545	227.57	865.72	20.4
0.69	2.5	5.5	25.0	55.0	80.0	11818	25999	121.22	972.08	14.1
0.75	2.5	7.5	20.0	60.0	80.0	11818	35453	14.86	1078.43	9.9
0.88	2.5	17.5	10.0	70.0	80.0	11818	82723	-516.93	1610.22	-0.1

Tabella 1:10: Risultati ottenuti per microgeneratori caratterizzati da un rendimento totale dell'80.0%.

Limite termico	Potenza elettrica (kW)	Potenza termica (kW)	Rendimento elettrico %	Rendimento termico %	Rendimento totale %	En. elettrica prodotta (kWh)	En. termica prodotta (kWh)	Ricavi senza esenzione (€)	Ricavi con esenzione (€)	PES %
0.43	5.0	3.8	40.0	30.0	70.0	23635	17726	147.89	1.211.47	18.0
0.52	5.0	5.5	33.3	36.7	70.0	23635	25999	- 41.19	1.235.10	12.7
0.64	5.0	9.0	25.0	45.0	70.0	23635	42543	- 419.35	1.282.37	5.1
0.71	5.0	12.5	20.0	50.0	70.0	23635	59088	- 797.51	1.329.64	-0.1
0.86	5.0	30.0	10.0	60.0	70.0	23635	141810	- 2.688.31	1.565.99	-12.6
0.43	1.0	0.8	40.0	30.0	70.0	4727	3545	29.58	242.29	18.0
0.52	1.0	1.1	33.3	36.7	70.0	4727	5200	- 8.24	247.02	12.7
0.64	1.0	1.8	25.0	45.0	70.0	4727	8509	- 83.87	256.47	5.1
0.71	1.0	2.5	20.0	50.0	70.0	4727	11818	- 159.50	265.93	-0.1
0.86	1.0	6.0	10.0	60.0	70.0	4727	28362	- 537.66	313.20	-12.6
0.43	2.5	1.9	40.0	30.0	70.0	11818	8863	73.95	605.73	18.0
0.52	2.5	2.8	33.3	36.7	70.0	11818	12999	- 20.59	617.55	12.7
0.64	2.5	4.5	25.0	45.0	70.0	11818	21272	- 209.67	641.19	5.1
0.71	2.5	6.3	20.0	50.0	70.0	11818	29544	- 398.75	664.82	-0.1
0.86	2.5	15.0	10.0	60.0	70.0	11818	70905	- 1.344.15	783.00	-12.6

Tabella 1:11: Risultati ottenuti per microgeneratori caratterizzati da un rendimento totale del 70.0%.

Come si può notare dall'esame delle tabelle precedenti nel caso di microgeneratori con rendimento totale del 90% l'indice PES risulta positivo, dimostrando quindi un miglioramento rispetto alla soluzione convenzionale sostituita. Anche dal punto di vista economico si ha un beneficio per tutte le taglie e tipologie analizzate sia nel caso di adozione di accisa totale che ridotta.

Nel caso invece di un microgeneratore con un rendimento totale pari all'80% si ottiene in alcuni casi un indice PES negativo (il che comporterebbe il non riconoscimento di cogenerazione ad alto rendimento secondo la normativa vigente); in queste circostanze anche la convenienza economica viene a mancare qualora non ci fosse l'esenzione delle accise e, dunque, una forte riduzione del costo del combustibile primario, ma rimarrebbe nel caso in cui il costo del combustibile venga ridotto.

Diverso è infine il caso riportato nel caso di un microcogeneratore con rendimento totale del 70%, per il quale la presenza dell'esenzione delle accise risulta fondamentale dal punto di vista economico. L'indice PES risulta in alcuni casi negativo, ma sono presenti casi in cui un PES positivo è accompagnato da vantaggi economici trascurabili.

Questo dimostra l'importanza, sotto l'aspetto economico, delle prestazioni termiche della macchina e dell'articolazione tariffaria vigente non soltanto per la parte elettrica ma soprattutto per quella termica.

In particolare l'effetto di un ridotto costo del combustibile è più spiccato all'aumentare del limite termico LT favorendo economicamente cogeneratori con elevato indice termico e corrispondentemente ridotti rendimenti elettrici. Al contrario un elevato costo tende a vantaggiare economicamente cogeneratori caratterizzati da minori limiti termici e dunque con maggiori efficienze elettriche. L'aumento evidenziato per i maggiori valori del limite termico è dovuto all'aumentata produzione in termini assoluti di energia termica ed al corrispondente aumentato beneficio economico rispetto alla produzione da caldaia tradizionale.

Il terzo scenario di riferimento è stato sviluppato considerando un costo del combustibile di 0,65 €/m³ ed un costo del kWh elettrico di 0,15 €/kWh. Si è presa in considerazione un'abitazione da 100 m² di superficie situata a Milano e per due classi di prestazione energetica, D ed E. Il fabbisogno di energia termica per i casi in considerazione è riportato nella seguente tabella, insieme alla potenza media per il riscaldamento calcolata sulla base di 183 giorni di funzionamento per 13 ore al giorno:

Fabbisogno termico [kWh]	Potenza termica media [kW]	S/V	Classe energetica
12180	4,28	0,9	Dlim
4788	1,68	0,2	Dlim
17052	5,99	0,9	Elim
6704	2,36	0,2	Elim

Tabella 1:12: Fabbisogni e potenze medie per diverse classi energetiche a Milano.

Per ognuno dei casi individuati si sono calcolati i risparmi in termini economici utilizzando cogeneratori dalla potenza termica indicata aventi un rendimento totale del 90% ed un rendimento elettrico del 10%, del 20% e del 30%. Il costo del metano è stato calcolato considerando l'aliquota per usi di produzione di energia elettrica come da normativa vigente pari nel caso di autoproduzione a 0,00013479 €/m³ per consumi specifici sotto i 0,22 kWh/m³ e l'aliquota usi civili per la restante parte pari a 0,186 €/m³. Avendo normalizzato i calcoli ad

una superficie di 100 m² in alcuni casi la potenza elettrica scende al di sotto di 1 kW: in questo caso la normativa relativa al trattamento fiscale del cogeneratore è diversa (gas non sottoposta ad accisa) ma si è considerata la normativa per potenze sopra a 1 kW al fine di mantenere il risultato corretto per qualsiasi superficie normalizzante. Infatti in considerazione del modesto valore dell'aliquota per usi industriali, considerando i volumi di metano consumati in un anno, si può prendere in considerazione il risultato corrispondente agli usi industriali nel caso di macchine di potenza elettrica minore di 1 kW.

I risultati sono riportati nel seguente grafico, dove il risparmio è inteso iva esclusa.

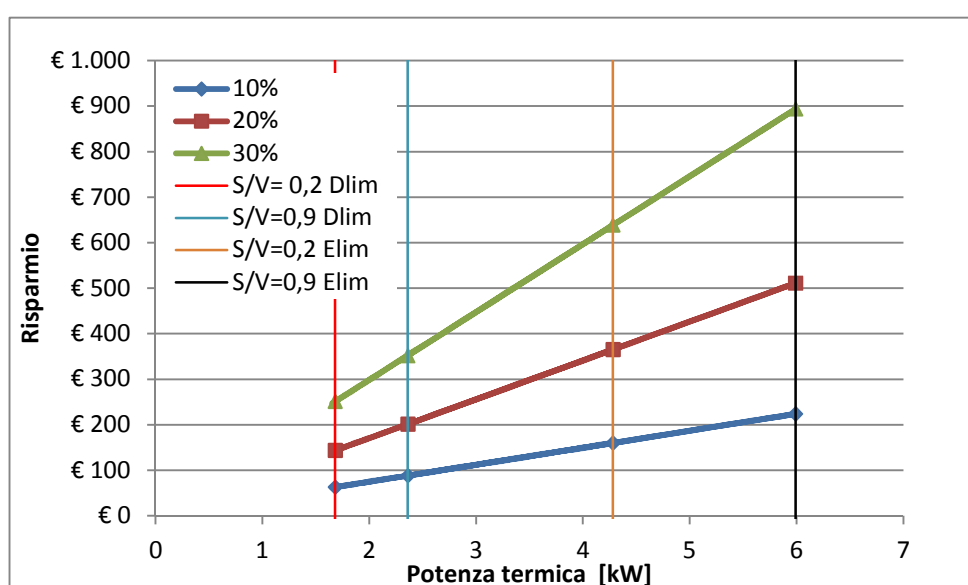


Figura 1:11: Risparmio in funzione della potenza termica. Accise usi civili.

Ipotizzando invece un'aliquota per il cliente finale pari a quella industriale, quindi pari a 0,012498 €/m³, si ottengono i risultati esposti nel seguente grafico in figura 1:12.

Il PES nel caso in cui il rendimento elettrico sia del 30% è pari al 24,6% e scende al 9,8% nel caso in cui il rendimento elettrico sia del 10%.

I risultati ottenuti sono generalizzabili, nei limiti delle ipotesi effettuate in partenza (ovvero funzionamento delle macchine a parametri nominali, completo utilizzo del calore e dell'energia elettrica prodotta, tariffe di acquisto e vendita considerate, ore di funzionamento annue pari a quelle previste per il riscaldamento in ambito domestico).

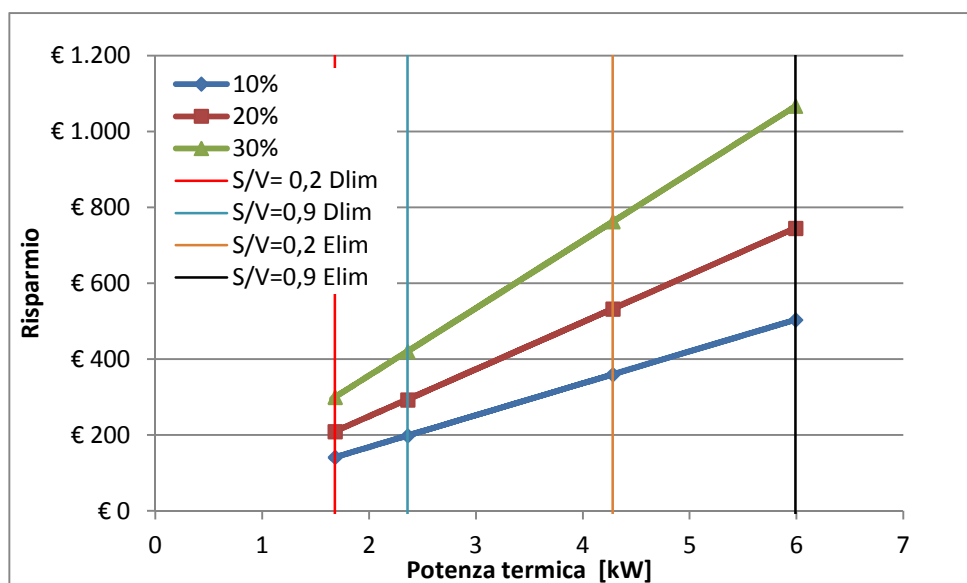


Figura 1:12: Risparmio in funzione della potenza termica. Accise usi industriali.

Si giunge pertanto alla definizione di curve di risparmio economico annuo normalizzate sulla base del valore dell'energia primaria invernale necessaria (EPi) in funzione del rendimento elettrico del cogeneratore, avente un rendimento totale del 90%, per il caso di accisa usi civili e quello usi industriali come dal seguente grafico.

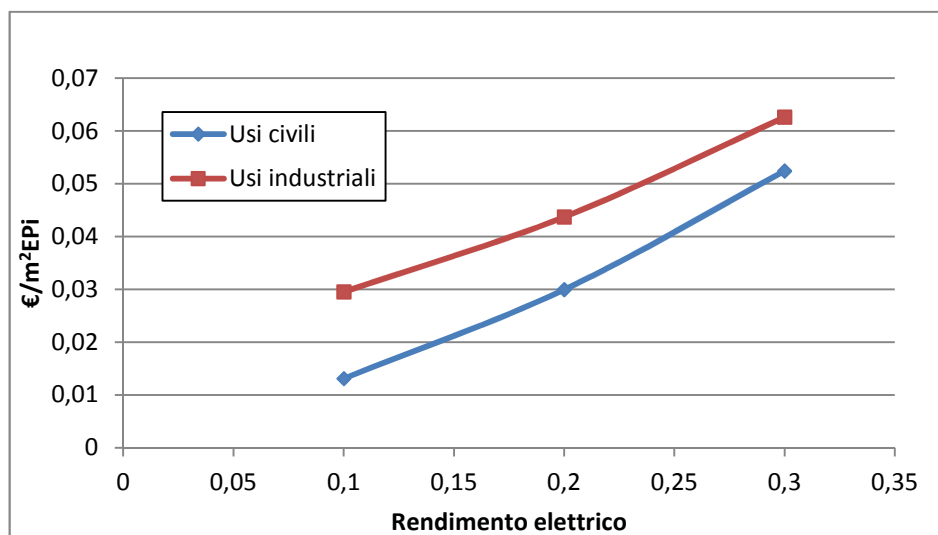


Figura 1:13: Risparmio normalizzato in funzione del rendimento elettrico (rendimento totale 90%).

Con l'ausilio del grafico precedente è pertanto possibile stimare il risparmio ottenibile per applicazioni residenziali. Ad esempio considerando un'appartamento da 88 m² con EPi di 171 kWh/m² (classe G) a Roma, rapporto S/V 0,9 (i grafici sono validi per qualsiasi valore di

S/V) ed un cogeneratore con il 10% di rendimento elettrico e l'80% di termico, dal grafico si ottiene un valore di 0,013 €/m²EPI per usi civili. Il risparmio annuo ottenibile è di 0,0131 x 88 x 171 = 197 €. La procedura è generalizzabile per qualsiasi rapporto S/V, superficie, EPI

Ripetendo lo stesso studio per cogeneratori con rendimento totale del 70% si giunge al seguente grafico nel quale sono riportate per confronto anche le curve del grafico relativo ad un rendimento totale del 90%. È interessante notare che in questo caso c'è il rischio di non ottenere benefici economici per bassi valori del rendimento elettrico e per aliquota usi civili; in questo caso tuttavia il PES è negativo. È inoltre evidente la minore importanza del costo del combustibile per elevati valori del rendimento elettrico.

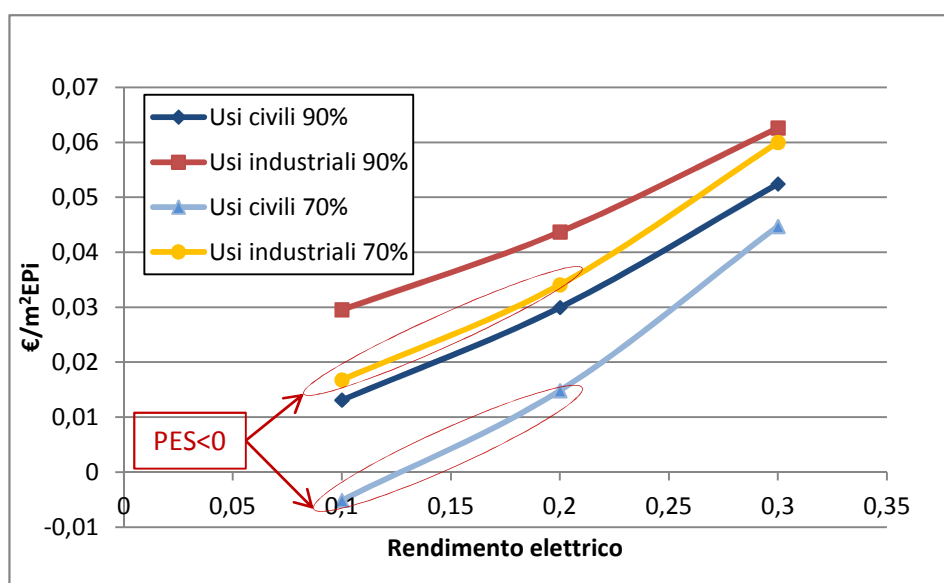


Figura 1:13: Risparmio normalizzato in funzione del rendimento elettrico.

Si consideri comunque in linea generale che i fabbisogni energetici di una utenza domestica italiana sono di circa 13000 kWh termici per una famiglia del nord (Torino), di 10000 kWh termici per il centro Italia (Roma) e di 8000 kWh termici per il sud (Bari) comprensivi anche degli usi per acs. I consumi elettrici medi sono invece di circa 4000 kWh al nord, 3500 kWh al centro e 3000 kWh al sud.

2 - L'evoluzione del quadro normativo italiano in materia di cogenerazione e microcogenerazione

Introduzione

Nel corso dei dodici anni intercorsi dal 1999 al 2011 è stato sviluppato il quadro normativo italiano in materia di cogenerazione e di incentivi per la produzione combinata di energia elettrica e calore. Un percorso tortuoso e ricco di modifiche sia sul piano tecnico che su quello procedurale; un iter complicato sia per le caratteristiche stesse della tecnologia sia per le molteplici differenze tra applicazioni, combustibili utilizzati, tecnologie cogenerative, dimensione degli impianti stessi, nonché per il necessario recepimento di direttive europee. È pertanto utile ripercorrere rapidamente le più importanti tappe di questo percorso attraverso le modifiche apportate al quadro normativo nel corso del tempo, con riferimento alla sola piccola cogenerazione ed alla microcogenerazione.

“A poorly designed crank engine will usually have less than expected performance, whereas a poorly designed free-piston engine will likely not run at all!”.

G. Wood, 1982

2.1 Il decreto 79/99

Il Decreto Legge n 79/99 noto come decreto Bersani definisce la cogenerazione come [...] “ la produzione combinata di energia elettrica e calore alle condizioni definite dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas, che garantiscano un significativo risparmio di energia rispetto alle produzioni separate.”

Con Delibera AEEG del 19 marzo 2002, n. 42/02 (Gazz. Uff. 4 aprile 2002, n. 79), sono state stabilite le condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione.

Il decreto 79/99 introduce inoltre la priorità di dispacciamento per l'energia elettrica prodotta in cogenerazione all'articolo 3 comma 3 indicando che “L'Autorità prevede, inoltre, l'obbligo di utilizzazione prioritaria dell'energia elettrica prodotta a mezzo di fonti energetiche rinnovabili e di quella prodotta mediante cogenerazione.”

2.2 Il Decreto legislativo 164/00

Il Dlgs 164/00 attribuisce la qualifica di cliente idoneo per il mercato del gas anche alle imprese che acquistano il gas per la cogenerazione di energia elettrica e calore, indipendentemente dal livello di consumo annuale, e limitatamente alla quota di gas destinata a tale utilizzo (Art. 22, comma 1), aprendo quindi anche la cogenerazione al mercato libero.

2.3 Delibera AEEG 42/02

Si tratta di una delle prime importanti delibere di recepimento del 79/99 che ha definito anche da un punto di vista tecnico e numerico i limiti per la definizione di cogenerazione. L'articolo 2 della delibera definisce infatti “cogenerazione, ai sensi dell'articolo 2, comma 8, del decreto legislativo n. 79/99 e dell'articolo 2, lettera g), del decreto legislativo n. 164/00 ed ai fini dei benefici di cui al precedente articolo 1, lettera f), un sistema integrato di produzione combinata di energia elettrica o meccanica e di energia termica, entrambe considerate energie utili, realizzato dalla sezione di un impianto per la produzione combinata di energia elettrica e calore, come definita al precedente articolo 1, lettera e), che, a partire da una qualsivoglia combinazione di fonti primarie di energia e con riferimento a ciascun anno solare, soddisfi

entrambe le condizioni concernenti il risparmio di energia primaria e il limite termico di cui ai successivi commi 2.2 e 2.3;

2.2 Ai fini del riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione, di cui al precedente comma 2.1, l'indice di risparmio di energia IRE della sezione, come definito al precedente articolo 1, lettera t), ovvero:

$$(2.1) \quad IRE = 1 - \frac{E_c}{\frac{E_e}{\eta_{es} \cdot P} + \frac{E_{t_{civ}}}{\eta_{ts,civ}} + \frac{E_{t_{ind}}}{\eta_{ts,ind}}}$$

non deve essere inferiore al valore minimo IRE_{min} che, fino al 31 dicembre 2005, viene fissato pari a 0,050 (5,0%) per le sezioni esistenti, come definite al precedente articolo 1, lettera x), pari a 0,080 (8,0%) per i rifacimenti di sezioni, come definiti al precedente articolo 1, lettera y), e pari a 0,100 (10,0%) per le sezioni di nuova realizzazione, come definite al precedente articolo 1, lettera z), assumendo:

a) per il parametro η_{es} il rendimento elettrico netto medio annuo delle modalità di riferimento per la produzione separata di sola energia elettrica, differenziato per ciascuna fascia di taglia di riferimento, come definita al precedente articolo 1, lettera j), e per ciascun tipo di combustibile utilizzato, secondo i valori riportati nella seguente tabella:

Taglia di riferimento, in MWe, ai fini della determinazione del parametro η_{es}	Gas naturale, Gpl, Gnl, gasolio	Olio combustibile, nafta	Combustibili solidi fossili, coke di petrolio, orimulsion	Rifiuti solidi organici, inorganici e biomasse
≤ 1 MWe	0,38	0,35	0,33	0,23
$> 1 - \leq 10$ MWe	0,40	0,36	0,34	0,25
$> 10 - \leq 25$ MWe	0,43	0,38	0,36	0,27
$> 25 - \leq 50$ MWe	0,46	0,39	0,37	0,27
$> 50 - \leq 100$ MWe	0,49	0,39	0,37	0,27
$> 100 - \leq 200$ MWe	0,51	0,39	0,37	0,27
$> 200 - \leq 300$ MWe	0,53	0,39	0,37	0,27
$> 300 - \leq 500$ MWe	0,55	0,41	0,39	0,27
> 500 MWe	0,55	0,43	0,41	0,27

Tabella 2:1: Valori del rendimento elettrico di riferimento.

Nel caso di utilizzo di combustibili solidi fossili di produzione nazionale in misura non inferiore al 20% dell'energia primaria annualmente immessa nella sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore, i valori del parametro η_{es} riportati in tabella sono ridotti del 5%. A tale fine, non rientrano tra i combustibili fossili di produzione nazionale il carbone di tipo coke, prodotto in Italia a partire da carbone di importazione, e il petrocoke o coke di petrolio.

Nel caso di utilizzo di combustibili di processo e residui, biogas, gas naturale da giacimenti minori isolati il parametro η_{es} è pari a 0,35 per tutte le taglie di riferimento.”

L'art. 3 definisce che “per ciascuna sezione di nuova realizzazione e per i rifacimenti i valori di riferimento dei parametri η_{es} , $\eta_{ts,civ}$, $\eta_{ts,ind}$, LT_{min} e IRE_{min} in vigore alla data di entrata in esercizio rimangono fissi, ai fini del riconoscimento della condizione tecnica di cogenerazione, per un periodo di quindici (15) anni. A partire dall'anno solare successivo a quello in cui vengono completati i quindici (15) anni di esercizio si applicano i valori di riferimento dei parametri aggiornati dall'Autorità su base triennale, di cui al comma 3.1, in vigore per quel triennio.”

I valori dei parametri η_{es} , $\eta_{ts,civ}$, $\eta_{ts,ind}$ e p , oltre che i valori dei termini IRE_{min} e LT_{min} definiti dalla Deliberazione n. 42/02 sono stati successivamente aggiornati dalla Deliberazione dell'Autorità n. 296/05 e in ultimo dalla Deliberazione n. 307/07.

In particolare la delibera 307/07 indica “di prevedere che, fermo restando quanto previsto dall'articolo 3, commi da 3.2 a 3.6, della deliberazione n. 42/02, i valori dei parametri η_{es} , $\eta_{ts,civ}$, $\eta_{ts,ind}$, LT_{min} e IRE_{min} in vigore dall'1 gennaio 2008 fino al 31 dicembre 2009 siano i medesimi previsti dalla deliberazione n. 296/05.” Questa riporta al comma 4 che “i valori del parametro LT_{min} in vigore dall'1 gennaio 2006 fino al 31 dicembre 2007 per le sezioni alimentate a gas naturale, GPL e gasolio, sono pari a:

- 33,0% (0,330) per le taglie di riferimento fino a 10 MW_e;
- 22,0% (0,220) per le taglie di riferimento superiori a 10 MWe fino a 25 MW_e;
- 15,0% (0,150) per le taglie di riferimento superiori a 25 MW_e,

ad eccezione del periodo di avviamento, durante il quale il valore del parametro LT_{min} è pari a quello previsto dall'articolo 3, comma 3.5, della deliberazione n. 42/02.”

La delibera AEEG 42/02 definisce il limite termico e l'indice IRE comprensivo delle perdite per il trasporto dell'energia elettrica valutate sulla base della tensione di alimentazione e relative sia all'energia immessa che per quella autoconsumata. L'indice IRE è calcolato applicando differenti valori dei rendimenti termici industriali o civili e differenziando il rendimento di riferimento η_{es} in funzione della potenza nominale dell'impianto cogenerativo e

del combustibile utilizzato; anche il coefficiente LT minimo è differenziato in funzione della taglia per le nuove realizzazioni.

Nel caso di impianti che rispettano l'indice IRE ma non il limite termico LT sono esentati inoltre gli obblighi di acquisto dei CV, per i soggetti per cui è in vigore tale obbligo, limitatamente alla quota di energia elettrica prodotta corrispondente a un LT del 15%.

In sostanza la Delibera oltre a definire le caratteristiche per la cogenerazione di cui al Decreto Legge 79/99 stabilisce le modalità con le quali viene assicurata la priorità di dispacciamento e l'esenzione di acquisto dei CV.

2.4 Direttiva CE 2003/54

L'art. 5 della Direttiva CE 2003/54 regola la normativa tecnica di settore. In particolare sostiene che “gli Stati membri provvedono affinché siano definiti criteri tecnici di sicurezza ed elaborate e rese pubbliche norme tecniche che stabiliscano i requisiti tecnici minimi di progettazione e di funzionamento per la connessione alla rete degli impianti di generazione, delle reti di distribuzione, delle apparecchiature dei clienti direttamente connesse, dei circuiti di interconnessione e delle linee dirette. Tali norme tecniche garantiscono l'interoperabilità delle reti e sono obiettive e non discriminatorie.

Esse sono notificate alla Commissione, a norma dell'articolo 8 della direttiva 98/34/CE del Parlamento europeo e del Consiglio, del 22 giugno 1998, che prevede una procedura di informazione nel settore delle norme e delle regolamentazioni tecniche.” L'art. 6 della stessa direttiva 2003/54, relativo alla procedura di autorizzazione per nuove capacità, indica che:

“1. Per la costruzione di nuovi impianti di generazione gli Stati membri adottano una procedura di autorizzazione informata a criteri di obiettività, trasparenza e non discriminazione.

2. Gli Stati membri stabiliscono i criteri di rilascio delle autorizzazioni per la costruzione di impianti di generazione sul loro territorio. Tali criteri possono riguardare:

- a) la sicurezza tecnica e fisica del sistema elettrico, degli impianti e della relativa apparecchiatura;
- b) la protezione della salute e della sicurezza pubblica;
- c) la protezione dell'ambiente;
- d) l'assetto del territorio e la scelta del sito;
- e) l'uso del suolo pubblico;

- f) l'efficienza energetica;
- g) la natura delle fonti primarie;
- h) le caratteristiche specifiche del richiedente, quali la capacità tecnica, economica e finanziaria;
- i) la conformità alle misure adottate in forza dell'articolo 3.

3. Gli Stati membri provvedono affinché le procedure di autorizzazione per i piccoli impianti e/o gli impianti di generazione distribuita tengano conto della loro dimensione e impatto potenziale limitati.”

La Direttiva non riguarda in particolar modo la microgenerazione distribuita o la cogenerazione, ma più che altro regola i sistemi di distribuzione e gestione dell'energia e di produzione della stessa.

Ad ogni modo l'art. 23 stabilisce che “gli Stati membri designano uno o più organismi competenti con la funzione di autorità di regolamentazione. Esse hanno quantomeno il compito, mediante l'applicazione del presente articolo, di assicurare la non discriminazione, l'effettiva concorrenza e l'efficace funzionamento del mercato, controllando in particolare: [...]

f) le condizioni e le tariffe di connessione dei nuovi produttori di elettricità, per garantire che siano obiettive, trasparenti e non discriminatorie, in particolare tenendo pienamente conto dei costi e dei vantaggi delle diverse tecnologie basate sulle fonti energetiche rinnovabili, della generazione distribuita e della produzione combinata di calore ed elettricità”.

2.5 Direttiva CE 8/2004

La Direttiva CE 8/2004 regola a livello europeo le caratteristiche degli impianti che possono beneficiare degli incentivi derivanti dalla cogenerazione ad alto rendimento. La direttiva è stata recepita in Italia con il Decreto n.20 del 2007 di cui si parlerà in seguito.

Per quanto riguarda la definizione del rendimento di cogenerazione “ai sensi dell'allegato III la Commissione, secondo la procedura di cui all'articolo 14, paragrafo 2, stabilisce, entro il 21 febbraio 2006, i valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore. Questi valori di rendimento di riferimento armonizzati constano di una matrice di valori differenziati da fattori pertinenti, tra cui l'anno di costruzione e i tipi di combustibile, e devono essere basati su un'analisi ben documentata che tenga conto, tra l'altro, dei dati relativi ad un uso operativo in condizioni reali, dello scambio transfrontaliero di elettricità, della miscela di

combustibili, delle condizioni climatiche nonché delle tecnologie di cogenerazione applicate conformemente ai principi di cui all'allegato III.”

L'art. 8 della Direttiva recita che “Previa notifica alla Commissione, gli Stati membri possono rendere particolarmente agevole l'accesso alla rete dell'elettricità da cogenerazione ad alto rendimento prodotta da unità di piccola cogenerazione e di microcogenerazione”.

In particolare l'allegato III riporta il “Metodo di determinazione del rendimento del processo di cogenerazione”; i valori usati per calcolare il rendimento della cogenerazione e il risparmio di energia primaria sono determinati sulla base del funzionamento effettivo o previsto dell'unità in condizioni normali di utilizzazione.

Ai fini della direttiva, la cogenerazione ad alto rendimento risponde quindi ai seguenti criteri:

- la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione fornisce un risparmio di energia primaria, calcolato secondo quanto indicato nell'allegato III, pari almeno al 10 % rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore;
- la produzione mediante unità di piccola cogenerazione e di microcogenerazione che forniscono un risparmio di energia primaria può essere definita cogenerazione ad alto rendimento.

L'entità del risparmio di energia primaria fornito dalla produzione mediante cogenerazione è calcolato secondo la seguente formula:

$$(2.2) \quad PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{Re fH\eta} + \frac{CHPE\eta}{Re fE\eta}} \right) \cdot 100$$

dove:

- PES è il risparmio di energia primaria;
- $CHPH\eta$ è il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione, definito come il rendimento annuo di calore utile diviso per il combustibile di alimentazione usato per produrre la somma del rendimento annuo di calore utile e dell'elettricità da cogenerazione;
- $Re fH\eta$ è il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;
- $CHPE\eta$ è il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, definito come elettricità annua da cogenerazione divisa per il carburante di alimentazione usato per produrre la somma del rendimento annuo di calore utile e dell'elettricità da cogenerazione. Allorché un'unità di cogenerazione genera energia meccanica,

l'elettricità annuale da cogenerazione può essere aumentata di un fattore supplementare che rappresenta la quantità di elettricità che è equivalente a quella dell'energia meccanica;

- $RefE\eta$ è il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità.

La lettera e) dell'allegato III riporta inoltre che “per le unità di microcogenerazione, il calcolo del risparmio di energia primaria può essere basato su dati certificati.”

Lo stesso allegato III indica inoltre che i “valori di rendimento di riferimento sono calcolati secondo i seguenti principi:

- 1) Per le unità di cogenerazione quali definite all'articolo 3, il confronto con una produzione separata di elettricità si basa sul principio secondo cui si confrontano le stesse categorie di combustibile.
- 2) Ogni unità di cogenerazione è confrontata con la migliore tecnologia per la produzione separata di calore ed elettricità disponibile sul mercato ed economicamente giustificabile nell'anno di costruzione dell'unità di cogenerazione.
- 3) I valori di rendimento di riferimento per le unità di cogenerazione costruite più di 10 anni fa sono fissati sui valori di riferimento delle unità costruite 10 anni fa.”

D'altra parte la Direttiva all'art. 12, comma 3, stabilisce che “fino alla fine del 2010 gli Stati membri possono, ricorrendo a metodi alternativi, definire ad alto rendimento una cogenerazione senza verificare che la produzione mediante cogenerazione sia conforme ai criteri di cui all'allegato III, lettera a), se è stato dimostrato a livello nazionale che la produzione mediante cogenerazione identificata con tali metodi alternativi di calcolo soddisfa in media i criteri di cui all'allegato III, lettera a). Se per tale produzione viene rilasciata una garanzia di origine, il rendimento della produzione mediante cogenerazione in essa specificato non supera i valori soglia dei criteri di cui all'allegato III, lettera a), a meno che i calcoli in base all'allegato III non dimostrino il contrario. Tuttavia, ai fini del rilascio di una garanzia di origine e per scopi statistici, la specificazione della quantità di elettricità da cogenerazione prodotta in una siffatta produzione è determinata in base all'allegato II”.

Tali tempistiche sono in linea con quelle previste dal successivo Decreto n.20/2007 di recepimento della direttiva stessa da parte dell'Italia.

2.6 Delibera AEEG 177/2005 e s.m.i.

I Decreti Ministeriali del 20 luglio 2004 hanno introdotto in Italia il sistema di incentivazione dell'efficienza energetica basato sull'ottenimento e la commercializzazione dei titoli di efficienza energetica (TEE).

Gli interventi che possono beneficiare degli incentivi sono tutti quelli che permettono un risparmio quantificato e certificabile di energia primaria. Anche la cogenerazione è stata introdotta nell'ambito degli interventi che possono beneficiare dell'ottenimento dei TEE. Le modalità di calcolo per l'individuazione dei risparmi energetici conseguibili e dei TEE di cui si può avere diritto sono indicate nella scheda tecnica n. 21 bis della delibera AEEG 177/2005 e s.m.i. (si veda inoltre la Delibera AEEG187/05 di aggiornamento della scheda tecnica stessa) "Applicazione nel settore civile di piccoli sistemi di cogenerazione per la climatizzazione invernale ed estiva degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria".

2.7 Il Decreto legislativo 2007 n.20

Il Decreto legislativo n. 20 del 07/02/2007 recepisce la direttiva europea 8/2004 in materia di cogenerazione ad alto rendimento.

L'art 2 definisce al punto d) come "unità di piccola cogenerazione: un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione installata inferiore a 1 MWe", ed al punto e) "unità di microcogenerazione: un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione massima inferiore a 50 kWe;"

L'art 3, comma 1, stabilisce però che "fino al 31 dicembre 2010, fatto salvo quanto disposto dal comma 2, è considerata cogenerazione ad alto rendimento la cogenerazione rispondente alla definizione di cui all'articolo 2, comma 8, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79", e dunque determinata secondo i criteri stabiliti dalla delibera AEEG 42/02 e s.m.i.. Lo stesso articolo al comma 2 indica che "ai fini del rilascio della garanzia d'origine di cui all'articolo 4 e per la predisposizione delle statistiche di cui all'articolo 9, comma 4, la quantità di elettricità prodotta da cogenerazione ad alto rendimento è determinata in conformità all'allegato II".

La garanzia di origine (rilasciata su richiesta del produttore) può essere rilasciata solo qualora l'elettricità annua prodotta da cogenerazione ad alto rendimento sia non inferiore a 50 MWh, arrotondata con criterio commerciale (art. 4).

L'art 6 recita al comma 3, che “con decreto del Ministro dello sviluppo economico, di concerto con il Ministro dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare, sentito il Ministro delle politiche agricole alimentari e forestali e d'intesa con la Conferenza unificata, adottato entro sei mesi dalla data di entrata in vigore del presente decreto, sono stabiliti i criteri per l'incentivazione della cogenerazione ad alto rendimento, nell'ambito dei provvedimenti di cui al comma 1.”

Il comma 3 dell'art. 8 riporta che “col provvedimento di cui all'articolo 1, comma 88, della legge 23 agosto 2004, n. 239, ed anche con riguardo agli aspetti di sicurezza antincendio, di intesa con la Conferenza unificata, sono stabilite procedure autorizzative semplificate per l'installazione e l'esercizio di unità di piccola e di microcogenerazione, tenendo anche conto di quanto previsto dall'articolo 1, comma 86, della medesima legge n. 239 del 2004.” Detto articolo 1, nella versione aggiornata, riporta al comma 86 che “l'installazione di un impianto di microgenerazione o di piccola generazione, purché certificato, è soggetta a norme autorizzative semplificate. In particolare, se l'impianto è termoelettrico, è assoggettata agli stessi oneri tecnici e autorizzativi di un impianto di generazione di calore con pari potenzialità termica” mentre l'art.88 stabilisce che “entro sei mesi dalla data di entrata in vigore della presente legge, il Ministro delle attività produttive, di concerto con il Ministro dell'ambiente e della tutela del territorio e il Ministro dell'interno, emana con proprio decreto le norme per l'omologazione degli impianti di microgenerazione, fissandone i limiti di emissione e di rumore e i criteri di sicurezza”.

L'art. 10 stabilisce al comma 1, che “gli esercenti di officina elettrica che effettuano la denuncia di cui all'articolo 53, comma 1, del decreto legislativo 26 ottobre 1995, n. 504, nonché gli esercenti degli impianti di cui all'articolo 52, comma 3, del medesimo decreto legislativo, ad eccezione di quelli di cui allo stesso comma 3, lettera d) (ovvero prodotta da piccoli impianti generatori comunque azionati, purché la loro potenza elettrica non sia superiore ad 1 kW), comunicano annualmente al Gestore dei Servizi Elettrici - GSE S.p.A. i dati relativi alla propria officina elettrica. Al comma 2 è stabilito che “con decreto del Ministero dello sviluppo economico sono stabilite le modalità tecniche delle comunicazioni di cui al comma 1, prevedendo modalità semplificate per gli impianti di piccola e microcogenerazione”.

Il comma 4 invece riporta che “ai fini della comunicazione di cui al comma 1, tutti gli impianti di cogenerazione sono dotati di apparecchi di misurazione del calore utile. Sono esentati gli impianti di cogenerazione di potenza inferiore a 1 MWe, dei quali i soggetti titolari o responsabili dell'impianto autocertificano il calore utile, ai sensi del testo unico delle

disposizioni legislative e regolamentari in materia di documentazione amministrativa, di cui al decreto del Presidente della Repubblica 28 dicembre 2000, n. 445.”

L'art. 52 del Dlgs 1995/504 recita che (comma 3) “non è sottoposta ad imposta l'energia elettrica: a) prodotta con impianti azionati da fonti rinnovabili ai sensi della normativa vigente in materia, con potenza non superiore a 20 kW; [...] e d) prodotta da piccoli impianti generatori comunque azionati, purché la loro potenza elettrica non sia superiore ad 1 kW”.

Il Decreto legislativo n. 20 del 07/02/2007 recita all'art. 13 che “la caldaia ad acqua calda che fa eventualmente parte di una unità di cogenerazione, come definita dall'articolo 2, comma 1, lettera b), è esclusa dal campo di applicazione del decreto del Presidente della Repubblica 15 novembre 1996, n. 660, ovvero “Regolamento per l'attuazione della direttiva 92/42/CEE concernente i requisiti di rendimento delle nuove caldaie ad acqua calda, alimentate con combustibili liquidi o gassosi”.

Gli allegati del citato decreto legislativo definiscono le modalità tecniche che regolamentano la cogenerazione ad alto rendimento e le tecnologie cogenerative ammesse.

L'allegato I definisce le tecnologie cogenerative oggetto del decreto come:

- a) Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore.
- b) Turbina a vapore a contropressione.
- c) Turbina di condensazione a estrazione di vapore.
- d) Turbina a gas con recupero di calore.
- e) Motore a combustione interna.
- f) Microturbine.
- g) Motori Stirling.
- h) Pile a combustibile.
- i) Motori a vapore.
- l) Cicli Rankine a fluido organico.
- m) Ogni altro tipo di tecnologia o combinazione di tecnologie che rientra nelle definizioni di cui all'art. 2, lettera a).

Da sottolineare positivamente la circostanza che il Decreto, così come la Direttiva da cui trae origine, annovera tra le tecnologie cogenerative tutte le tecnologie possibili, includendo in modo esplicito alcune meno note come quelle a pile a combustibile, a ciclo Stirling, a Rankine a fluido organico, e soprattutto lascia ampio spazio all'introduzione di nuove tecnologie o combinazione di queste tramite la definizione di cui al punto m).

L'allegato II individua la procedura di calcolo per la determinazione dell'energia elettrica prodotta in cogenerazione: “l'energia elettrica prodotta mediante cogenerazione è determinata

sulla base del funzionamento effettivo della sezione in condizioni normali di utilizzazione, ad esclusione delle sezioni di microcogenerazione ($P_e < 50 \text{ kW}$), in cui il calcolo dell'energia elettrica può essere effettuato basandosi su valori certificati.”

La tabella successiva consente di individuare secondo la tipologia della sezione dell'impianto e del rendimento complessivo (rapporto tra la somma dell'energia elettrica e termica prodotte dalla sezione e l'energia primaria del combustibile immessa nella stessa sezione) la modalità di calcolo dell'energia elettrica da cogenerazione ad alto rendimento secondo il Decreto.

TIPOLOGIA DELLA SEZIONE DI IMPIANTO	RENDIMENTO COMPLESSIVO	MODALITÀ DI CALCOLO DELL'ENERGIA ELETTRICA
Turbina di condensazione a estrazione di vapore.	$\geq 80\%$	energia elettrica netta
Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore.	$< 80\%$	$E_{CHP}=H_{CHP} \cdot C$
Turbina a vapore a contropressione	$\geq 75\%$	energia elettrica netta
Turbina a gas con recupero di calore		
Motore a combustione interna		
Microturbine	$< 75\%$	$E_{CHP}=H_{CHP} \cdot C$
Motori Stirling		
Pile a combustibile		
dove: E_{CHP} e' la quantità di energia elettrica da cogenerazione ad alto rendimento C e' il rapporto energia elettrica/energia termica; H_{CHP} e' la quantità di energia termica utile prodotta mediante cogenerazione (al netto dell'energia termica prodotta in caldaie separate o mediante estrazione di vapore fresco dal generatore di vapore prima della turbina).		

Tabella 2:2: Modalità di calcolo dell'energia elettrica prodotta in cogenerazione.

Nel caso in cui non sia noto il rapporto C (energia elettrica/energia termica), si possono utilizzare i valori indicati nella tabella sotto, purché l'energia elettrica da cogenerazione ad alto rendimento calcolata sia pari o inferiore alla produzione totale di energia elettrica della sezione:

TIPOLOGIA DELLA SEZIONE DI IMPIANTO	RAPPORTO ENERGIA ELETTRICA/ENERGIA TERMICA (C)
Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore	0,95
Turbina a vapore a contropressione	0,45
Turbina a presa di vapore a condensazione	0,45
Turbina a gas con recupero di calore	0,55
Motore a combustione interna	0,75

Tabella 2:3: Valori di riferimento del rapporto C.

Se una parte del contenuto energetico del combustibile di alimentazione del processo di cogenerazione è recuperata sotto forma di sostanze chimiche e riciclata, detta parte può essere dedotta dal combustibile di alimentazione prima di calcolare il rendimento complessivo.

Sostanziali differenze si riscontrano invece dal confronto dei decreti n.20/2007 e AEEG 42/2002 per quanto riguarda la definizione dei criteri tecnici per la definizione della cogenerazione e della cogenerazione ad alto rendimento.

In particolare l'art. 2 dell'allegato III del decreto n.20/2007 "Definizione di cogenerazione ad alto rendimento" stabilisce che "ai fini del presente decreto, la cogenerazione ad alto rendimento risponde ai seguenti due criteri:

- a) la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione fornisce un risparmio di energia primaria, calcolato in conformità del punto 3, pari almeno al 10% rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore;
- b) la produzione mediante unità di piccola cogenerazione e di microcogenerazione che forniscono un risparmio di energia primaria è assimilata alla cogenerazione ad alto rendimento."

L'art 3 dell'allegato III definisce la procedura di calcolo del risparmio di energia primaria; il risparmio di energia primaria fornito dalla produzione mediante cogenerazione secondo la definizione di cui all'allegato II è calcolato secondo la seguente formula:

$$(2.3) \quad PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHPE\eta}{Ref E\eta}} \right) \times 100\%$$

dove:

- PES è il risparmio di energia primaria;
- $CHPH\eta$ è il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione, definito come il rendimento annuo di calore utile diviso per il combustibile di alimentazione usato per produrre la somma del rendimento annuo di calore utile e dell'elettricità da cogenerazione;
- $Ref H\eta$ è il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;
- $CHPE\eta$ è il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, definito come elettricità annua da cogenerazione divisa per il carburante di alimentazione usato per produrre la somma del rendimento annuo di calore utile e dell'elettricità da cogenerazione. Qualora un'unità di cogenerazione generi energia meccanica, l'elettricità annuale da cogenerazione può essere aumentata di un fattore supplementare che rappresenta la quantità di elettricità che è equivalente a quella dell'energia meccanica. Questo fattore supplementare non crea un diritto al rilascio delle Garanzie d'origine di cui all'art. 4;

- Ref E_{η} è il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità. Tuttavia l'art 6 dell'allegato III indica che per le unità di microcogenerazione, il calcolo del risparmio di energia primaria può essere basato su dati certificati.

I principi per definire i valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore di cui all'art. 4, paragrafo 1, della direttiva 2994/8/CE e di cui alla formula riportata al punto 3 definiscono il rendimento di esercizio della produzione separata di elettricità e di calore che la cogenerazione è destinata a sostituire. I valori di rendimento di riferimento sono calcolati secondo i seguenti principi:

a) per le unità di cogenerazione quali definite all'art. 2, il confronto con una produzione separata di elettricità si basa sul principio secondo cui si confrontano le stesse categorie di combustibile;

b) ogni unità di cogenerazione è confrontata con la migliore tecnologia per la produzione separata di calore ed elettricità disponibile sul mercato ed economicamente giustificabile nell'anno di costruzione dell'unità di cogenerazione;

c) i valori di rendimento di riferimento per le unità di cogenerazione costruite prima del 1996 di 10 anni fa sono fissati sui valori di riferimento delle unità costruite nel 1996;

d) i valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore riflettono le differenze climatiche fra l'Italia e gli altri Stati membri dell'Unione europea.

Il metodo di calcolo è notevolmente differente rispetto quello previsto dalla delibera AEEG 42/02; pur rimanendo concettualmente identica la formula di calcolo del risparmio di energia primaria, differiscono notevolmente le modalità di determinazione dei rendimenti di produzione separata di riferimento. Seguendo le indicazioni della direttiva 8/2004 i rendimenti di riferimento sono calcolati sulla base del combustibile utilizzato. Vengono quindi considerati i rendimenti di riferimento delle migliori tecnologie presenti sul mercato per la produzione di sola energia elettrica e sola energia termica a partire da detto combustibile. In questo modo però non è introdotta alcuna differenziazione relativamente alla taglia di riferimento.

Inoltre non essendo più il metodo di calcolo basato sul concetto di sostituzione della modalità di produzione o fornitura di energia non viene più considerato nel calcolo del PES il coefficiente relativo alle perdite di rete per il trasporto dell'energia elettrica. Concettualmente l'energia elettrica prodotta in cogenerazione non è più intesa come energia che va a sostituire quella che altrimenti verrebbe prelevata in loco dall'utilizzatore e confrontata dunque con il rendimento di produzione di energia elettrica relativa al sistema elettrico al quale il cogeneratore è connesso. La nuova direttiva è invece orientata al confronto con le migliori tecnologie per la produzione elettrica e termica presenti in assoluto sul mercato, e dunque è

volta, tramite la determinazione di condizioni più restrittive per la cogenerazione ad alto rendimento, al miglioramento dell'efficienze di produzione dei sistemi cogenerativi di grande taglia. Questi infatti vengono posti in diretto confronto con i migliori sistemi presenti sul mercato e dunque i sistemi cogenerativi a ciclo combinato a maggiore efficienza elettrica. Questo, unito alla mancanza di differenziazione relativa alla taglia, risulta essere un ostacolo per i sistemi cogenerativi di piccola taglia che tuttavia è risolto da quanto indicato all'art. 2 che include nella definizione di alto rendimento i sistemi microcogenerativi e di piccola cogenerazione che abbiano un PES positivo.

Fino al 31/12/2010 tuttavia sono da considerarsi impianti cogenerativi ad alto rendimento quelli definiti dal decreto 79/99 e individuati dalla delibera AEEG 42/02, e dunque riferiti al calcolo del coefficiente LT e IRE definito rispetto ai valori di rendimenti di riferimento stabiliti dall'AEEG. In particolare il decreto n.20 2007 non introduce alcuna restrizione relativa al limite termico LT ma solo relativamente al rendimento totale di produzione di energia elettrica e calore (vedi Allegato II al decreto stesso).

I benefici previsti per la cogenerazione ad alto rendimento diventano dunque:

- a) l'esonero dall'obbligo di acquisto dei certificati verdi previsto per i produttori e gli importatori di energia elettrica con produzioni e importazioni annue da fonti non rinnovabili eccedenti i 100 GWh (art. 11, commi 1, 2 e 3 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
- b) la precedenza, nell'ambito del dispacciamento, dell'energia elettrica prodotta da cogenerazione rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (art. 11, comma 4, del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
- c) la possibilità per gli impianti di cogenerazione abbinata al teleriscaldamento di accedere, solo transitoriamente ed a determinate condizioni, ai certificati verdi, così come previsto dal comma 71 della legge n. 239/04, per i soli impianti che rispettano le condizioni previste dall'art. 14 del Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20;
- d) la possibilità di ottenere, nel caso in cui l'impianto sia realizzato da società di servizi energetici o da distributori di energia elettrica e gas, o da soggetti idonei, i titoli di efficienza energetica (certificati bianchi) istituiti dai Decreti 20 luglio 2004 del Ministero delle Attività Produttive, di concerto con il Ministro dell'Ambiente e della Tutela del Territorio;
- e) agevolazioni fiscali sull'accisa del gas metano utilizzato per la cogenerazione (Decreto legislativo n. 504/95 aggiornato dal Decreto legislativo 2 febbraio 2007, n. 26 e successivi aggiornamenti);
- f) la possibilità di accedere al servizio di scambio sul posto dell'energia elettrica prodotta da impianti di cogenerazione ad alto rendimento con potenza nominale fino a 200 kW.

Inoltre con il Decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 si prevedono nuove disposizioni tese a favorire lo sviluppo della cogenerazione, tra cui:

- a) la possibilità di accesso ai certificati bianchi per tutti gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento e l'estensione graduale del diritto d'accesso ai medesimi certificati anche a soggetti diversi da quelli attualmente titolati, secondo criteri stabiliti tramite futuro decreto ministeriale, prevedendo inoltre che si equipari al risparmio di gas naturale il risparmio di forme di energia diverse dall'energia elettrica e dal gas naturale (articolo 6, commi 1, 2,3,4 e 5);
- b) particolari condizioni di esercizio delle unità di cogenerazione ad alto rendimento, da parte dell'Autorità, nella definizione delle tariffe connesse ai costi di trasmissione e di distribuzione e nella definizione delle condizioni di acquisto dell'energia elettrica di riserva o di integrazione (articolo 7, comma 4);
- c) semplificazioni delle procedure amministrative per l'autorizzazione alla costruzione e alla gestione degli impianti di cogenerazione, con particolare riferimento alle unità di piccola e di microcogenerazione (articolo 8).

2.8 I decreti 4/08/2011 e 5/09/2011

Con i decreti del 04/08/2011 e 05/09/2011 il quadro normativo della cogenerazione si è ulteriormente arricchito di un meccanismo che sin dal 2007 era stato previsto ma mai attuato. Nel dettaglio il Decreto del 04/08/2011 aggiorna gli allegati del 20/2007 ed aggiunge ulteriori precisazioni e modifiche.

I valori certificati per le sezioni di microcogenerazione devono essere approvati dal Gestore dei Servizi Elettrici, mentre la misura del calore utile può essere sostituita con una stima basata sui dati di potenza certificati e sulla misura delle ore di funzionamento della macchina.

Il calcolo del risparmio di energia primaria deve ora essere effettuato prendendo in considerazione l'intera quantità di energia elettrica prodotta qualora il rendimento globale dell'unità di cogenerazione sia maggiore dell'80%, per le sezioni con turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore e per le sezioni con turbina di condensazione a estrazione di vapore, o sia maggiore del 75% per tutti gli altri tipi di impianti. Qualora tali limiti non siano raggiunti dovrà essere considerato come energia elettrica prodotta in cogenerazione solamente la quota parte risultante dal prodotto $H_{\text{CHP}} \cdot C_{\text{eff}}$ (qualora sia comunque minore dell'energia elettrica complessivamente prodotta) essendo C_{eff} il rapporto tra energia elettrica e calore ed

H_{CHP} il calore utile prodotto nel periodo considerato. In sostanza in questo caso si assume che una parte dell'energia elettrica sia stata prodotta in cogenerazione, ed una parte no.

Il Decreto conferma la definizione di cogenerazione ad alto rendimento (CAR) ed il criterio che la definisce, ovvero un risparmio di energia primaria pari ad almeno il 10% oppure almeno positivo per le unità di piccola cogenerazione e microcogenerazione.

Conformemente a quanto stabilito dalla Direttiva CE 8/2004 il rendimento di riferimento per la produzione di energia elettrica viene corretto per tenere conto dei fattori climatici, suddividendo il territorio italiano in due zone climatiche: ad esempio il rendimento di riferimento per un cogeneratore alimentato a gas naturale installato nel Lazio installato nel periodo 2006-2001 sarà pari a $52,5 - 0,104 = 52,396\%$. Viene inoltre ripristinato il parametro correttivo per le perdite evitate sulla rete, assente nel Decreto n.20/2007, sulla base sia della tensione di allaccio dell'impianto che della quantità di energia elettrica autoconsumata come da seguente tabella.

Tensione di collegamento alla rete elettrica	Per l'energia elettrica esportata verso la rete	Per l'energia elettrica consumata in loco
> 200 kV	1	0,985
100-200 kV	0,985	0,965
50-100 kV	0,965	0,945
0,4-50 kV	0,945	0,925
< 0,4 kV	0,925	0,860

Tabella 2:4: Fattori di correzione legati alle perdite evitate sulla rete.

Così per il cogeneratore dell'esempio precedente, collegato ad una rete a 380 V, il valore finale del rendimento di riferimento da prendere in considerazione è pari a $52,396 \cdot (0,2 \cdot 0,925 + 0,8 \cdot 0,860) = 45,7417\%$ nel caso in cui l'80% dell'energia elettrica prodotta sia stata autoconsumata.

In questo modo viene giustamente valorizzato il contributo della produzione distribuita nella riduzione del consumo di energia primaria.

Ben più importanti, ma non prive di ombre, le novità introdotte un mese più tardi dal Decreto del 05/09/2011. È stabilito che le unità cogenerative entrate in esercizio dopo il 01/01/2011 sono considerate CAR se soddisfano i requisiti indicati nel Decreto del 04/08/2011; qualora siano considerate CAR hanno inoltre diritto, per ciascun anno solare in cui soddisfano tali requisiti, al rilascio di certificati bianchi calcolati secondo le seguenti formule:

$$CB = (RISP * 0,086) * K \quad (2.4)$$

$$RISP = \frac{E_{CHP}}{\eta_{ERIF}} + \frac{H_{CHP}}{\eta_{TRIF}} - F_{CHP} \quad (2.5)$$

nelle quali K è un coefficiente funzione della taglia dell'impianto che assume i valori in tabella 5, RISP è il risparmio di energia primaria realizzato dall'unità cogenerativa, E_{CHP} è l'energia elettrica prodotta in cogenerazione calcolata secondo quanto riportato nell'allegato II del medesimo Decreto e pari quindi a tutta l'energia elettrica prodotta, se il rendimento globale è maggiore dell'80% o del 75% a seconda del tipo di impianto, oppure solamente la quota parte di energia elettrica prodotta in cogenerazione. H_{CHP} è l'energia termica utile prodotta in cogenerazione, F_{CHP} è l'energia del combustibile utilizzato per produrre in cogenerazione.

Il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica, η_{ERIF} è assunto pari a 0,46 e ulteriormente corretto sulla base della tensione di allacciamento alla rete elettrica e della quantità di energia elettrica autoconsumata relativamente alla produzione totale (ma stranamente non corretto del fattore climatico!).

Infine η_{TRIF} è il valore di rendimento medio convenzionale termico pari a 0,82 nel caso di uso diretto dei gas di scarico e 0,9 nel caso di produzione di vapore/acqua calda.

Quota di potenza	Coefficiente K
fino a 1 MW _e	1,4
da 1 MW _e fino a 10 MW _e	1,3
da 10 MW _e fino a 80 MW _e	1,2
da 80 MW _e fino a 100 MW _e	1,1
oltre 1 MW _e e per i rifacimenti	1,0

Tabella 2:5: Valori del coefficiente K ai fini del calcolo della quota di certificati bianchi.

Per le nuove installazioni i certificati bianchi sono riconosciuti per un periodo di 10 anni e possono essere utilizzati dagli operatori per assolvere alle eventuali quote d'obbligo in capo ai soggetti obbligati di cui ai Decreti del 20 luglio 2004, oppure essere scambiati sul mercato o ritirati dal Gestore dei Servizi Elettrici, in quest'ultimo caso tuttavia al prezzo vigente al momento dell'entrata in esercizio dell'impianto e costante per l'intera durata del periodo di incentivazione.

La portata dal punto di vista economico per un'unità di cogenerazione del presente meccanismo di incentivazione è facilmente verificabile con un esempio numerico.

Si consideri ad esempio un cogeneratore a combustione interna installato nel 2011, modello Spark 140M, avente una potenza elettrica nominale di 140 kW, un recupero termico nominale di 207 kW, un consumo di 39,2 m³/h di combustibile in funzionamento nominale, collegata alla rete tramite una cabina MT/BT alla rete a 20 kV di distribuzione.



Figura 2:1: Il cogeneratore Spark 140M.

La macchina ha un rendimento elettrico nominale del 37,24% e termico del 55,06%. Ipotizzando un funzionamento a pieno carico per 4000 ore all'anno con totale recupero del calore prodotto ed autoconsumo dell'80% dell'energia elettrica prodotta il rendimento totale è del 92,30%, quindi maggiore della soglia minima del 75%, e pertanto sono prodotti in cogenerazione 560 MWh di energia elettrica e 828 MWh di energia termica utile, con un consumo di metano per 1503,7 MWh termici. Si ha quindi, con K che assume il suo massimo valore:

$$RISP = \frac{560}{0,525*(0,8*0,925+0,2*0,945)} + \frac{828}{0,9} - 1503,7 = 726,7 \text{ [MWh]} \quad (2.6)$$

$$CB = (726,7 * 0,086) * 1,4 = 87,49 \quad (2.7)$$

Nell'arco dell'anno quindi si avrà diritto al riconoscimento di 87 certificati bianchi, che possono ad esempio essere venduti nel relativo mercato, ad un valore unitario che mediamente nel 2011 è stato di circa 90 €, comportando quindi un incentivo annuo di 7830 €, di modesto

contributo se si considera che la macchina ha un valore di circa 150000 € e per il solo acquisto del metano richiede una spesa annua di circa 66000 € (iva esclusa).

Il PES in questo caso risulta pari al 27,29%; quindi in questo modo è possibile risparmiare circa il 30% dei consumi rispetto alla produzione separata, beneficiando di un incentivo che non arriva a coprire il 12% del costo di acquisto del combustibile, o a coprire il costo per un contratto annuo di monitoraggio e conduzione. È evidente che il risparmio in termini energetici ed ambientali non risulta sufficientemente affiancato da proporzionali incentivi economici.

2.9 Situazione normativa italiana attuale in merito ai trattamenti fiscali

La norma che regola il trattamento fiscale del gas metano utilizzato ai fini di combustione è il “Testo unico delle accise” (Dlgs 504/95).

Il gas metano che alimenta un cogeneratore è soggetto al regime fiscale seguente (almeno fino al settembre 2011): per un consumo specifico di $0,25 \text{ m}^3/\text{kWh}_e$ si ha diritto ad accisa agevolata pari a $0,0004493 \text{ €/m}^3$; la parte di gas metano consumato eccedente tale valore limite subisce il trattamento fiscale del cliente finale (ad esempio $0,012498 \text{ €/m}^3$ se industriale o $0,186 \text{ €/m}^3$ se cliente civile) come indicato nella Circolare del Ministero delle Finanze 48/D del 2002.

A tal proposito è utile ripercorrere il susseguirsi di circolari riguardanti il trattamento fiscale a partire dal settembre 2011.

La circolare n. 75649/R.U. del 06/09/2011 dell’Agenzia delle Dogane stabilì che a partire dalla pubblicazione della stessa la quota parte di prodotto energetico impiegato per la produzione di energia elettrica in una unità cogenerativa, ad esempio metano, non sarebbe più stata calcolata sulla base del consumo specifico di $0,25 \text{ m}^3/\text{kWh}_e$ ma come rapporto tra l’energia elettrica prodotta e l’energia complessivamente resa disponibile vale a dire la somma dell’energia elettrica e termica, misurata tramite opportuni contatori, prodotta e utilizzata. Moltiplicando tale percentuale per la quantità di combustibile utilizzata si ottiene pertanto la quantità di combustibile destinato alla produzione di energia elettrica e quindi sottoposta ad una aliquota inferiore.

Un esempio è utile per capire la portata di detta modifica: si prenda in esame ad esempio un cogeneratore a combustione interna alimentato a metano, modello Spark 140M da 140 kW elettrici, 207 kW termici recuperati e un consumo di metano a pieno carico di $39,2 \text{ m}^3/\text{h}$. La macchina ha un consumo specifico di combustibile pertanto di $0,28 \text{ m}^3/\text{kWh}_e$ e quindi l’89,3% del consumo di metano rientra nella quota per produzione di energia elettrica secondo il limite

al consumo specifico di $0,25 \text{ m}^3/\text{kWh}_e$ secondo precedente normativa. Secondo la circolare n. 75649 invece la quota parte ad uso produzione energia elettrica sarebbe pari al 40% (140/347) considerando il funzionamento orario a pieno carico in condizioni di targa; è evidente quindi un importante impatto sul bilancio economico dei cogeneratori attivi e sulle ipotesi di nuove installazioni, oltre all'importanza del recupero termico per la definizione del consumo di gas soggetto ad aliquota inferiore (si può addirittura creare una situazione nella quale all'esercente non convenga più recuperare necessariamente il calore prodotto per poter avere una aliquota inferiore su tutto il combustibile utilizzato, comportando quindi un grave danno energetico al sistema stesso). Infatti la possibilità di avere un basso costo del combustibile risulta fondamentale per una corretta gestione economica dell'impianto, assunto che il bilancio energetico risulta invece di per se già favorevole.

Si è quindi creata una situazione secondo la quale tramite il decreto del 5/09/2011 veniva erogato un incentivo alla produzione combinata ad alto rendimento basato sulla massimizzazione dei recuperi di calore (incentivo che come si vedrà può coprire giusto gli oneri annui di manutenzione e che quindi non risulta determinante nella diffusione della tecnologia stessa) e tramite la nota dell'Agenzia delle Dogane veniva recuperato un importante fattore economico di gran lunga superiore al beneficio derivante dal nuovo sistema di incentivazione. Fortunatamente la correzione è avvenuta in tempi brevi.

La successiva nota n.62488 R.U. del 31/05/2012 ha annullato quanto disposto con la precedente nota e ristabilito il metodo basato sul consumo specifico, ma riducendolo del 12% in virtù del migliorato livello tecnologico rispetto a quanto disposto a suo tempo con la deliberazione AEEG 16/98 del 11/03/1998 e della necessità di un maggiore prelievo fiscale. Il nuovo valore limite è stato pertanto portato, nel caso di gas naturale, a $0,22 \text{ m}^3/\text{kWh}_e$.

La nota 1 dell'art. 26 del TUA, ammette l'applicazione dell'aliquota per uso industriale al gas metano impiegato, oltre che in tutte le attività industriali produttive di beni e servizi e nelle attività artigianali ed agricole, anche per impieghi nel settore alberghiero, negli esercizi di ristorazione, negli impianti sportivi adibiti esclusivamente ad attività dilettantistiche e gestiti senza fini di lucro, nel teleriscaldamento alimentato da impianti di cogenerazione anche se riforniscono utenze civili; precisa inoltre che si considerano compresi negli usi industriali, anche quando non è previsto lo scopo di lucro, gli impieghi del gas metano utilizzato negli impianti sportivi delle attività ricettive svolte da istituzioni finalizzate all'assistenza dei disabili, degli orfani, degli anziani e degli indigenti.

La norma richiamata stabilisce, quindi, che ai fini dell'applicazione del livello di tassazione ridotto corrispondente all'aliquota "usi industriali":

a) si considerano compresi negli usi civili anche gli impieghi del gas metano nei locali delle imprese industriali, artigiane ed agricole, posti fuori degli stabilimenti, dai laboratori e delle aziende dove viene svolta l'attività produttiva, e nella produzione di acqua calda, di altri vettori termici e/o di calore non utilizzati in impieghi produttivi dell'impresa ma per la cessione a terzi per usi civili;

b) si considerano compresi negli "usi industriali" gli impieghi nel settore alberghiero, negli esercizi di ristorazione, negli impianti sportivi adibiti esclusivamente ad attività dilettantistiche e gestiti senza fine di lucro, nel teleriscaldamento alimentato da impianti di cogenerazione che hanno le caratteristiche tecniche indicate nell'art. 11, comma 2, lett. b), della legge 9 gennaio 1991, n. 10, anche se riforniscono utenze civili, gli impieghi in tutte le attività industriali produttive di beni e servizi, nonché, anche quando è previsto lo scopo di lucro, gli impieghi negli impianti sportivi e nelle attività ricettive svolte da istituzioni finalizzate all'assistenza dei disabili, degli orfani, degli anziani e degli indigenti.

Le caratteristiche di cui al citato art. 11, comma 2, lett. b), della legge 9 gennaio 1991, n. 10 sono che la potenza elettrica installata per la cogenerazione sia pari ad almeno il 10% della potenza termica erogata all'utenza.

Inoltre, ai fini della concreta applicazione della norma richiamata, in deroga alla tassazione secondo la normale aliquota "usi civili", è stato sino ad oggi ammesso il riconoscimento della più favorevole aliquota "usi industriali" anche rispetto ad utilizzazioni di gas metano relative non solo al complesso di prestazioni effettuate a fini produttivi, ma anche ad attività connesse purché svolte in locali ubicati all'interno del recinto delle imprese (cd. criterio del recinto aziendale).

In caso di autoproduzione di energia elettrica, le aliquote sono ridotte al 30% quale che sia il combustibile impiegato.

L'agevolazione è accordata:

- a) ai combustibili nei limiti dei quantitativi impiegati nella produzione di energia elettrica;
- b) ai combustibili impiegati nella stessa area di estrazione per la produzione e per l'autoproduzione di energia elettrica e vapore;
- c) ai prodotti energetici impiegati in impianti petrolchimici per l'alimentazione di centrali combinate termoelettriche per l'autoproduzione di energia elettrica e vapore tecnologico per usi interni.

L'art 26, nota 1 TUA indica inoltre che quando la potenza elettrica del cogeneratore è superiore del 10% della potenza termica delle caldaie, l'articolo consente l'applicazione dell'accisa industriale anche sulle caldaie di integrazione. La Circolare Agenzia Dogane

3158/02 (su quesito Enel) prevede l'accisa industriale sia per il cogeneratore che per le caldaie se l'esercente è soggetto industriale, è proprietario di microturbine, gestisce le caldaie integrative, acquista il gas metano e l'energia elettrica integrative, vende l'energia elettrica e termica prodotte.

Per quanto riguarda invece l'energia elettrica cogenerata e consumata su linea interna d'utenza è soggetta ad imposta erariale ed addizionale provinciale nella stessa misura di quella acquistata dalla rete. Per ogni kWh di energia impiegata per qualsiasi applicazione nelle abitazioni pari a 0,00310 €/kWh mentre per qualsiasi uso in locali e luoghi diversi dalle abitazioni pari a 0,00930 €/kWh.

Il Decreto legislativo 2 febbraio 2007, n. 26 stabilisce all'art. 1 lettera l) che "l'energia elettrica è sottoposta ad accisa, con l'applicazione delle aliquote di cui all'allegato I, al momento della fornitura ai consumatori finali ovvero al momento del consumo per l'energia elettrica prodotta per uso proprio.

Non è sottoposta ad accisa l'energia elettrica:

- a) prodotta con impianti azionati da fonti rinnovabili ai sensi della normativa vigente in materia, con potenza non superiore a 20 kW;
- b) impiegata negli aeromobili, nelle navi, negli autoveicoli, purché prodotta a bordo con mezzi propri, esclusi gli accumulatori, nonché quella prodotta da gruppi elettrogeni mobili in dotazione alle forze armate dello Stato ed ai corpi ad esse assimilati;
- c) prodotta con gruppi elettrogeni azionati da gas metano biologico;
- d) prodotta da piccoli impianti generatori comunque azionati, purché la loro potenza disponibile non sia superiore ad 1 kW, nonché prodotta in officine elettriche costituite da gruppi elettrogeni di soccorso aventi potenza disponibile complessiva non superiore a 200 kW;
- e) utilizzata principalmente per la riduzione chimica e nei processi elettrolitici e metallurgici;
- f) impiegata nei processi mineralogici;
- g) impiegata per la realizzazione di prodotti sul cui costo finale, calcolato in media per unità, incida per oltre il 50 per cento.

E' esente dall'accisa l'energia elettrica:

- a) utilizzata per l'attività di produzione di elettricità e per mantenere la capacità di produrre elettricità;
- b) prodotta con impianti azionati da fonti rinnovabili ai sensi della normativa vigente in materia, con potenza disponibile superiore a 20 kW, consumata dalle imprese di autoproduzione in locali e luoghi diversi dalle abitazioni;

- c) utilizzata per l'impianto e l'esercizio delle linee ferroviarie adibite al trasporto di merci e passeggeri;
- d) impiegata per l'impianto e l'esercizio delle linee di trasporto urbano ed interurbano;
- e) consumata per qualsiasi applicazione nelle abitazioni di residenza anagrafica degli utenti, con potenza impegnata fino a 3 kW, fino ad un consumo mensile di 150 kWh. Per i consumi superiori ai limiti di 150 kWh per le utenze fino a 1,5 kW e di 220 kWh per quelle oltre 1,5 e fino a 3 kW, si procede al recupero dell'accisa secondo i criteri stabiliti nel capitolo I, punto 2, della deliberazione n. 15 del 14 dicembre 1993 del Comitato interministeriale dei prezzi;
- f) utilizzata in opifici industriali aventi un consumo mensile superiore a 1.200.000 kWh, per i mesi nei quali tale consumo si è verificato. Ai fini della fruizione dell'agevolazione gli auto produttori dovranno trasmettere, al competente Ufficio dell'Agenzia delle dogane, entro il giorno 20 di ogni mese, i dati relativi al consumo del mese precedente.”

2.10 Rilascio delle autorizzazione per un impianto cogenerativo

L'installazione di un impianto di cogenerazione necessita delle seguenti autorizzazioni:

- 1- pratica prevenzione incendi presso il Comando dei Vigili del Fuoco competente per territorio (per potenza termica maggiore di 115 kW)
- 2- licenza di officina di produzione elettrica rilasciata dall'U.T.F. competente per territorio (per potenza elettrica maggiore di 20 kW)
- 3- autorizzazione all'esercizio in parallelo alla rete mediante stipula dell'apposito regolamento con il gestore locale della rete
- 4- eventuale stipula di convenzione per la cessione in rete dell'energia elettrica o vendita con il gestore locale
- 5- pratica presso l'ISPESL competente per territorio relativamente ai recipienti in pressione
- 6- verifica dell'impatto acustico
- 7- DIA presso il comune di installazione
- 8- pratiche di sicurezza ex Dlgs 626/94 e Dlgs 494/96 nonché Dlgs 37/08 ex 46/90

Sono inoltre obbligatorie le seguenti attività gestionali in fase di esercizio:

- 1- tenuta del registro giornaliero di produzione nel caso di apertura di officina elettrica
- 2- pagamento mensile della rata delle imposte
- 3- dichiarazione annuale di consumo per il G.S.E. e per l'ottenimento dell'esenzione di accisa

- 4- taratura triennale dei contatori
- 5- dichiarazione mensile dei consumi di gas ai fornitori per l'ottenimento dell'accisa agevolata
- 6- dichiarazione annuale al GSE per il riconoscimento dell'assetto cogenerativo
- 7- richiesta annuale all'AEEG per l'ottenimento di eventuali TEE qualora se ne faccia richiesta
- 8- controllo periodico delle attrezzature per prevenzione incendi
- 9- adempimenti relativi agli adempimenti ISPESL
- 10- adempimenti relativi al Dlgs 192/2006 e smi in materia di analisi di combustione

3 – Il ciclo di Stirling

Introduzione

Nel presente capitolo è riportata la descrizione generale del funzionamento di un motore a ciclo Stirling al fine di rendere più chiari gli argomenti esposti nei capitoli successivi. Il presente capitolo pertanto riporta solamente gli aspetti essenziali di questo ciclo termodinamico, i principali vantaggi e svantaggi e possibilità di impiego di tali macchine. Sono riportate le equazioni termodinamiche di base descrittive del ciclo sia in sede ideale che reale rimandando ai testi indicati in bibliografia le trattazioni complete e di dettaglio.

Al capitolo 4 è rimandata la descrizione di dettaglio sia dal punto di vista fisico che simulativo dei componenti del motore e del suo funzionamento complessivo.

*In March 1941 some German officials arrived for an inspection of the Philips Nat. Lab in Eindhoven. At that time de Brey had a Type 4 **engine** on test, using a dynamo as load. When the latter was connected to the mains the engine was driven: it then acted as a heat pump. The head cooled off and grew a thick white coat of very cold ice (-40°C). this demonstration of the air engine working as a refrigerator saved many engineers.[59]*

3.1 - Richiami di termodinamica

Come noto il ciclo di Carnot (costituito da due isoterme e due adiabatiche) è il ciclo termodinamico che assicura il maggiore rendimento possibile in sede ideale tra le due temperature estreme del ciclo. Il rendimento del ciclo ideale è:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$$

Nel 1873 Reitlinger dimostrò che tutte le macchine operanti nel medesimo intervallo di temperature e funzionanti con cicli costituiti da due isoterme e da altre due trasformazioni omologhe rigenerative sono in grado di realizzare il medesimo rendimento del ciclo di Carnot.

Assumendo quindi un ciclo con due trasformazioni isoterme alla massima e alla minima temperatura realizzando le altre due trasformazioni mediante isocore, politropiche o isobare rigenerative si otterrà il rendimento massimo ideale.

Se si operano due isobare si avrà il ciclo di Ericsson (1853), con due isocore il ciclo di Stirling (1816), con due politropiche il ciclo di Reitlinger (1873).

Nelle seguenti figure sono riportati sul piano P-V per un confronto il ciclo di Stirling e il ciclo di Carnot e di Ericsson a parità di temperature estreme e di volumi massimi e minimi disponibili.

Dal punto di vista termodinamico il ciclo di Stirling presenta il vantaggio, rispetto agli altri cicli menzionati, di avere un maggiore lavoro specifico prodotto nel singolo ciclo.

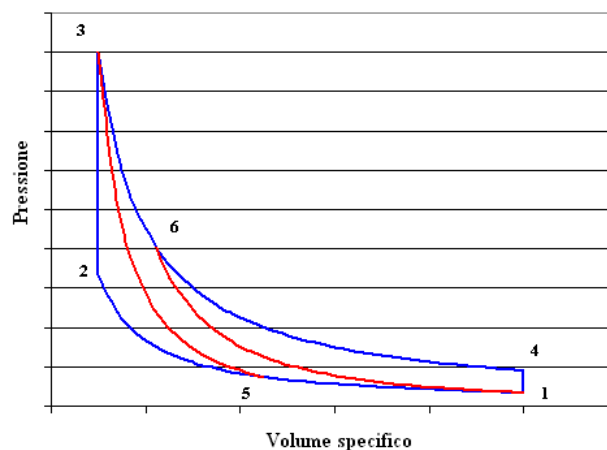


Figura 3:1: Confronto tra il ciclo di Stirling (1-2-3-4) e di Carnot (1-5-3-6).

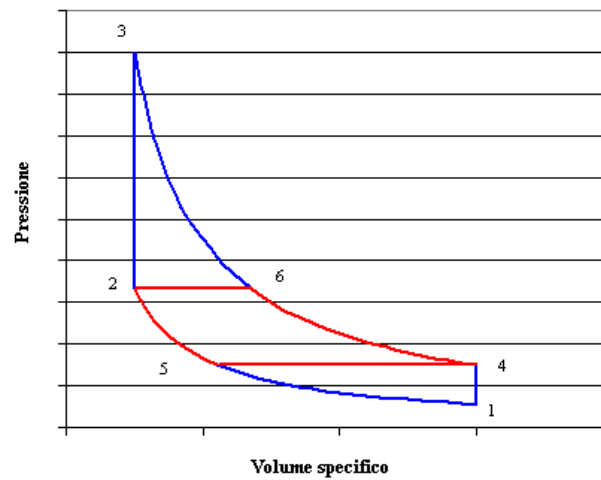


Figura 3:2: Confronto tra il ciclo di Stirling (1-2-3-4) e di Ericsson (5-2-6-4).

Si riportano per confronto anche i lavori prodotti dai vari cicli a parità di temperature estreme T_{\max} e T_{\min} e di volumi massimi e minimi V_{\max} e V_{\min} offerti al fluido di lavoro per i diversi cicli esaminati:

A - Ciclo di Stirling:

$$L_{\text{espansione}} = \int_3^4 P dV = \int_3^4 \frac{RT}{V} dV = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right] \quad (3.1)$$

$$L_{\text{compressione}} = \int_1^2 P dV = \int_1^2 \frac{RT}{V} dV = RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right] \quad (3.2)$$

$$L_{\text{isocore}} = \int P dV = 0 \quad (3.3)$$

$$L_{\text{utile}} = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right] + RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right] \quad (3.4)$$

B-Ciclo di Carnot:

$$L_{\text{espansione_isoterma}} = \int_3^6 P dV = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_6}{V_{\min}} \right] = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] \quad (3.5)$$

$$L_{compressione_isoterma} = \int_1^5 PdV = RT_{\min} \ln \left[\frac{V_5}{V_{\max}} \right] = RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] \quad (3.6)$$

$$\sum L_{adiabatiche} = 0 \quad (3.7)$$

$$L_{utile} = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] + RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] \quad (3.8)$$

Confrontando le espressioni (3.8) e (3.4) si nota che i termini sotto logaritmo sono diversi; in particolare il primo termine della (3.8) risulta minore rispetto all'analogo della (3.4) mentre il contrario si ha per i secondi termini. Tuttavia nell'espressione (3.8) l'effetto complessivo comporta una riduzione del lavoro utile rispetto al caso di Stirling poiché il primo termine è moltiplicato per la temperatura massima mentre il secondo termine, quello maggiore rispetto al ciclo Stirling, è moltiplicato per la temperatura minima.

C- Ciclo di Ericsson:

$$L_{espansione} = \int_6^4 PdV = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_6} \right] = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right) \right] \quad (3.9)$$

$$L_{compressione} = \int_5^2 PdV = RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_5} \right] = RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \right) \right] \quad (3.10)$$

$$L_{utile} = RT_{\max} \ln \left[\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right) \right] + RT_{\min} \ln \left[\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \right) \right] \quad (3.11)$$

Anche in questo caso, come per il ciclo di Carnot, il lavoro utile risulta minore rispetto a quello prodotto dal ciclo Stirling.

Il ciclo di Stirling, a prescindere dalle difficoltà realizzative della macchina, è pertanto il ciclo termodinamico che presenta almeno in sede ideale il miglior rendimento e il maggior lavoro specifico.

Dalle espressioni precedenti si nota inoltre l'influenza del tipo di fluido di lavoro utilizzato sulle prestazioni della macchina. A parità di altri parametri un fluido con costante R maggiore produrrà un lavoro maggiore; si spiega quindi la scelta per molte macchine di funzionare con elio oppure idrogeno piuttosto che con aria ($R_{\text{elio}} = 2078 \text{ J/kgK}$, $R_{\text{aria}} = 287,1 \text{ J/kgK}$, $R_{\text{idrogeno}} = 4126 \text{ J/kgK}$).

Come anticipato il ciclo termodinamico di Stirling è costituito da quattro trasformazioni, una compressione isoterma, una espansione isoterma e due trasformazioni isocore rigenerative. Il ciclo ideale è riportato nella seguente figura sui piani P-V e T-S.

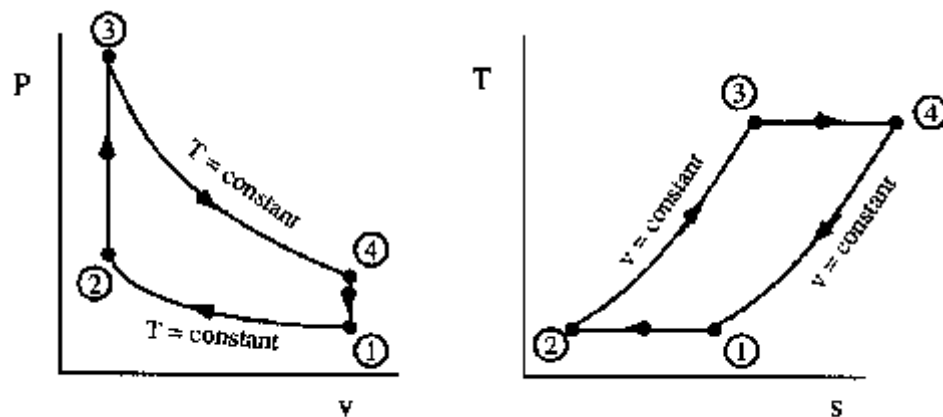


Figura 3.3: Ciclo di Stirling nel piano P-V e T-S.

Il calore è scambiato con l'esterno tramite le due trasformazioni di compressione ed espansione; in particolare affinché la compressione sia perfettamente isoterma è necessario che il fluido ceda una determinata quantità di calore (pari al lavoro di compressione) all'esterno e che durante l'espansione isoterma questo riceva dall'esterno del calore (pari al lavoro di espansione). Durante le due trasformazioni isocore il fluido è alternativamente scaldato e raffreddato senza che questo scambi calore con l'esterno ma cedendo ed acquistando successivamente la stessa quantità di calore ad un rigeneratore termico. In questo modo il fluido acquista calore dall'esterno ad elevata temperatura durante la fase di espansione e lo cede a bassa temperatura durante la compressione.

Il rigeneratore nelle macchine reali non ha un rendimento unitario e pertanto il fluido durante il riscaldamento isocoro non raggiungerà la temperatura T_3 e durante il raffreddamento isocoro non raggiungerà la temperatura T_1 previste dal ciclo ideale. L'effetto sull'efficienza complessiva del motore dell'inefficienza di rigenerazione è

mostrato nella seguente figura in funzione anche del rapporto volumetrico di compressione nel caso di aria con un rapporto tra la temperatura della sorgente fredda e la temperatura della sorgente calda di 0,35.

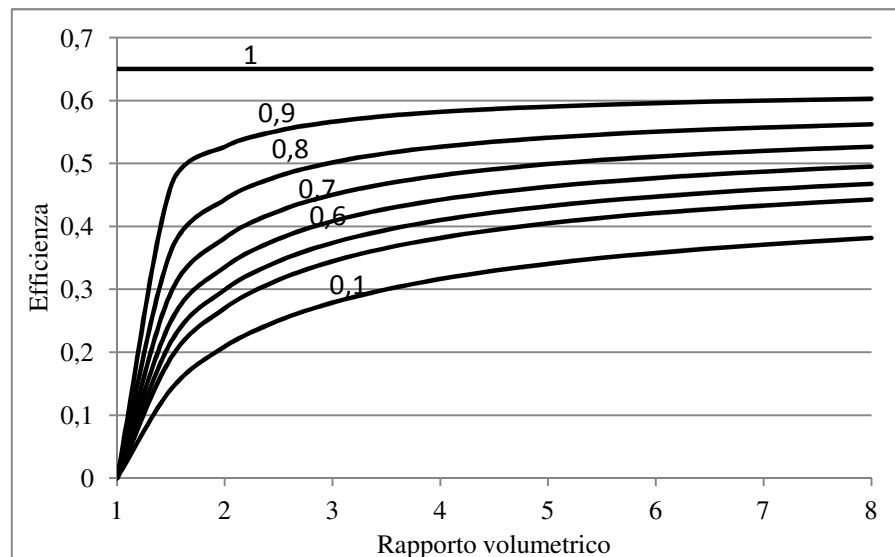


Figura 3:4: Effetto del rendimento di rigenerazione e del rapporto di compressione volumetrico per il ciclo isoterma.

Nelle macchine reali tuttavia le trasformazioni di compressione ed espansione avvengono molto rapidamente e sono pertanto delle trasformazioni politropiche, più vicine a trasformazioni adiabatiche rispetto ad isoterme. Da qui la necessità di inserire degli scambiatori termici ausiliari per poter permettere gli scambi di calore tra il fluido e l'esterno. Si viene così a realizzare il classico schema a cinque componenti: camera di compressione, scambiatore freddo, rigeneratore, scambiatore caldo, camera di espansione.

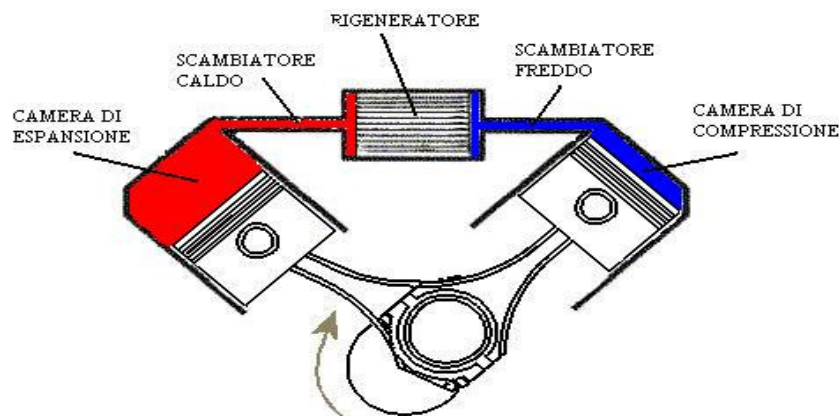


Figura 3:5: Configurazione Stirling a cinque componenti.

Anche in questo caso la presenza di trasformazioni adiabatiche piuttosto che isoterme ha un effetto deleterio sul rendimento globale della macchina.

Il moto dei pistoni determina sia lo scambio di lavoro con l'esterno sia il passaggio del fluido di lavoro tra le diverse camere realizzando le due isocore; nella pratica tuttavia le trasformazioni isocore non sono effettuate e pertanto l'effettiva trasformazione che subirà il fluido dipenderà dal manovellismo scelto (manovellismo ordinario, guida rombica, free piston, wobble yoke, swash plate, etc..).

La presenza di scambiatori ausiliari e dei collegamenti necessari tra di questi, comporta la presenza di volumi morti con conseguente riduzione del rapporto di compressione della macchina e peggioramento delle prestazioni globali e la non corretta esecuzione del ciclo termodinamico da parte del fluido per la necessità di passaggi negli scambiatori di calore non necessari (a fine espansione il gas attraversa nuovamente lo scambiatore caldo prima di raggiungere il rigeneratore, a fine compressione attraversa nuovamente lo scambiatore freddo prima di raggiungere il rigeneratore).

La prima completa analisi del funzionamento di una macchina di Stirling si deve a Schmidt (1871) che propose una formulazione relativamente semplice per calcolare le prestazioni della macchina. Le ipotesi che permisero l'integrazione delle equazioni sviluppate da Schmidt sono notevolmente semplificative dei processi che avvengono in una macchina reale ma i risultati ottenuti con tale analisi sono stati adoperati per anni. L'analisi completa di Smith è riportata in [3],[59] ed è disponibile in numerose altre pubblicazioni: si riportano qui solamente le conclusioni relative alla potenza prodotta dal motore.

$$P = \pi f P_m V_{esp} e (1 - \tau) \frac{\psi}{A} \text{sen}(\phi) \quad [\text{W}] \quad (3.12)$$

dove f è la frequenza di rotazione del motore, P_m è la pressione media del ciclo, V_{esp} è il volume di espansione, τ il rapporto tra le temperature delle sorgenti, ψ il rapporto tra volume di compressione e di espansione e ϕ l'angolo di sfasamento tra la variazione del volume di compressione e di espansione. Per il significato di e (in genere circa 0,16) ed A (in genere circa 1) si rimanda alla trattazione completa [59]. L'equazione 3.12 presenta tuttavia gli elementi chiave della simulazione del ciclo ideale della macchina e mette in risalto l'importanza sulle prestazioni della pressione media di lavoro del motore, della

frequenza di rotazione e del seno dell'angolo di sfasamento tra la variazione cinematica dei volumi di compressione e di espansione, oltre che dall'effetto della differenza tra le temperature delle sorgenti.

In sede pratica si nota che la potenza prodotta dal motore secondo la teoria di Schmidt è superiore alla potenza effettivamente prodotta dalla macchina di un fattore 2,9-3,5.

Una utile e semplice formulazione della potenza che un motore a ciclo Stirling è in grado di sviluppare è quella proposta da Beale:

$$W = N_B V_{sw} f P \tag{3.13}$$

Dove N_B è il numero di Beale in genere posto pari a 0,15, V_{sw} è il volume spazzato, f la frequenza di rotazione e la pressione di carica. Il numero di Beale è pertanto un indice, seppur approssimativo, della bontà realizzativa e di funzionamento termodinamico della macchina. Infatti è stato dimostrato sperimentalmente che i motori a ciclo Stirling hanno un numero di Beale variabile tra 0,7 e 0,21.

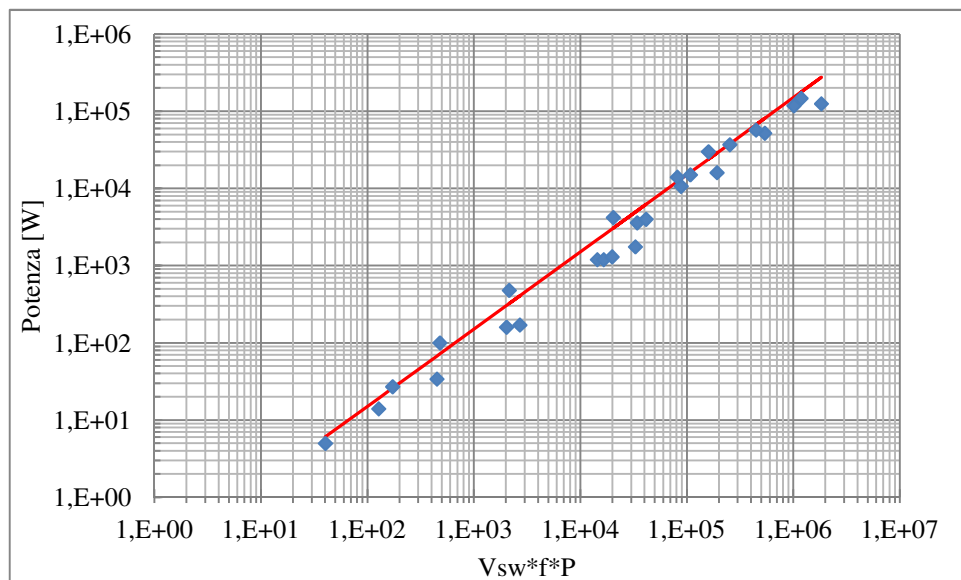


Figura 3:6: Equazione di Beale.

West propone una correzione della relazione (3.13) per tenere in considerazione anche gli effetti di variazione delle temperature estreme del ciclo e che risulta valida per tutti i motori Stirling (Beale infatti analizzò motori operanti tra 650 °C e 65 °C):

$$P = FfV_{sw} P \frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \quad (3.14)$$

con $F=0.25$ T_E la temperatura di espansione, T_C quella di compressione.

Risultano chiari i vantaggi offerti dalle espressioni 3.12, 3.13 e 3.14 in termini di facilità di calcolo a fronte tuttavia di una eccessiva semplificazione dei fenomeni che caratterizzano il funzionamento della macchina che le rende utili soltanto per una valutazione di massima o per valutare quali siano i parametri che maggiormente intervengono nel funzionamento. Infatti mentre il volume spazzato e la pressione di carica sono dei parametri noti a priori e che sono imposti al motore, l'effettivo valore delle altre grandezze risulta determinato dall'effettivo funzionamento del motore stesso e dalle condizioni al contorno. Anche volendo fissare la frequenza di rotazione, azionando un generatore sincrono collegato in rete, non necessariamente la potenza prodotta risponderà a quanto indicato nelle equazioni 3.13 e 3.14.

L'utilità finale di queste equazioni rimane invece in sede di verifica del motore quale ulteriore indice delle prestazioni del motore (oltre al lavoro specifico, potenza, rendimento) e della qualità realizzativa dello stesso.

Si deve inoltre considerare che le prestazioni globali di un motore a ciclo Stirling sono influenzate anche da ulteriori meccanismi di perdite e scambi termici che non sono considerati nello sviluppo delle precedenti equazioni, come ad esempio gli attriti meccanici dovuti al manovellismo, le perdite fluidodinamiche negli scambiatori di calore, i trafiletti di gas attraverso le tenute dei pistoni ed ulteriori meccanismi di perdita termica presenti in sede reale.

Nel capitolo 4 verranno esposti ulteriori metodi per la determinazione delle prestazioni di un motore a ciclo Stirling.

Dal punto di vista costruttivo sono presenti diverse tipologie di motori a ciclo Stirling e diversi criteri per classificarle; uno dei più utilizzati è quello proposto da Kirkley in base al quale le macchine di Stirling possono essere ricondotte a tre tipologie denominate α , β e γ .

Quando sono previsti due cilindri distinti contenenti due stantuffi di lavoro sulle cui facce agisce la pressione istantanea del ciclo si ha la configurazione chiamata α .

Se invece in uno stesso cilindro scorrono un displacer ed un pistone di potenza la configurazione è detta β . Infine qualora uno dei due spazi di lavoro, quello di

compressione, sia diviso tra i due cilindri che costituiscono la macchina si ha la configurazione γ .

La configurazione alfa ha il vantaggio di avere pochi volumi morti e poter separare il pistone caldo da quello freddo ma pone il problema di effettuare due tenute sulle aste dei pistoni. Infatti la differenza di pressione agente sulle superfici del pistone è in genere ingente essendo pari alla differenza tra la pressione di lavoro del ciclo e la pressione vigente nel carter che può assumere una pressione prossima alla pressione media del ciclo o in alcuni casi la pressione ambiente. La necessità di evitare lubrificanti per evitare contaminazioni del rigeneratore ed ossidazioni nelle superfici di scambio comporta l'uso di tenute speciali che risultano pertanto particolarmente sollecitate nella configurazione alfa. La configurazione beta è quella che pone minori problemi di volumi morti e di tenute poiché l'unica tenuta effettivamente sollecitata ad una differenza di pressione importante è sull'asta dell'unico pistone: il displacer infatti è sollecitato dalla sola differenza di pressione causata dalle perdite di carico attraverso gli scambiatori.

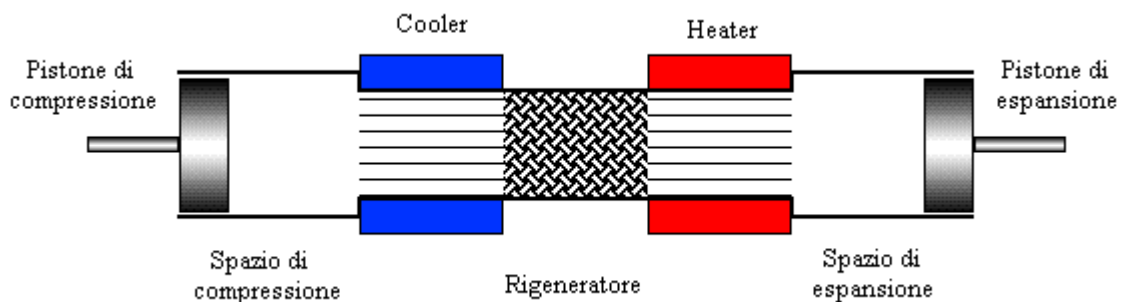


Figura 3:7: Configurazione alfa.

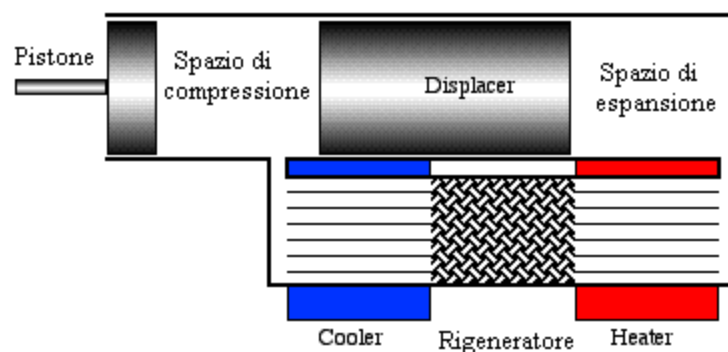


Figura 3:8: Configurazione beta.

La configurazione gamma ha un pistone ed un displacer come la configurazione beta, ma sono posti in diversi cilindri separando così il cilindro contenente gli scambiatori da quello contenente il pistone. Tuttavia hanno maggiori volumi morti rispetto le altre configurazioni e, poiché parte dell'espansione avviene nel cilindro di compressione, la potenza specifica risulta ridotta. La configurazione gamma è utilizzata per lo più per macchine di piccola potenza.

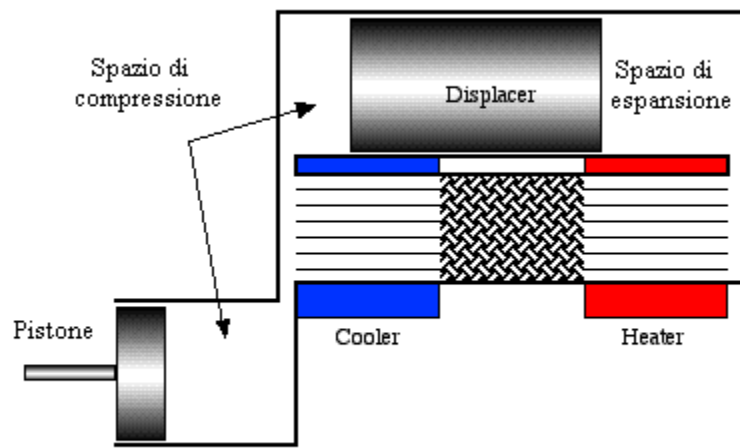


Figura 3:9: Configurazione gamma.

3.2 - Rigenerazione termica

La rigenerazione termica completa permette di far raggiungere al fluido le temperature estreme del ciclo nelle trasformazioni isocore senza apporto di ulteriore calore dall'esterno.

Nelle macchine di Stirling vengono utilizzati rigeneratori costituiti da matrici metalliche porose o utilizzando letti di sfere metalliche di dimensioni inferiori al millimetro. Un parametro fondamentale per descrivere il rigeneratore è la sua porosità definita come il rapporto tra il volume vuoto ed il volume totale del rigeneratore:

$$\psi = \frac{V_{vuoto}}{V_{totale}} \quad (3.15)$$

I motori Stirling presentano nella maggior parte dei casi rigeneratori a retini metallici con porosità compresa tra il 60% e il 90%.

L'ottimizzazione delle prestazioni di un rigeneratore termico è il frutto di un compromesso tra una serie di requisiti:

- Massima capacità termica del rigeneratore in modo da ridurre al minimo l'escursione della temperatura del rigeneratore; ciò richiede una matrice grande, pesante e poco porosa.
- Minime perdite per attrito; ciò richiede una matrice piccola e ad elevata porosità.
- Massima capacità di scambio termico; ciò richiede una grande superficie della matrice.
- Minimo volume morto; ciò richiede basse porosità.
- Minimo volume; ciò richiede piccole matrici.

L'importanza delle prestazioni del rigeneratore sul comportamento globale della macchina è notevole come si può vedere anche dalla seguente figura che riporta l'andamento del rendimento totale della macchina in funzione dell'efficienza di rigenerazione per il motore GPU-3 della General Motors [1] e come evidenziato nei precedenti grafici.

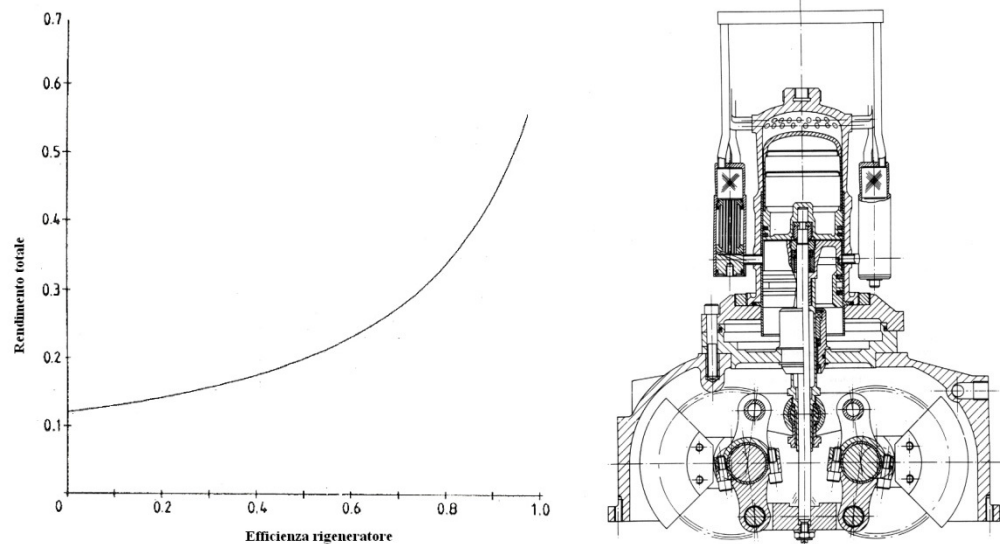


Figura 3:10: Effetto dell'inefficienza di rigenerazione (sinistra) e disegno del GPU-3 (destra).

Nella figura seguente è riportato l'andamento del lavoro e del calore scambiato in funzione dell'angolo di manovella per il motore D-90. La cosa più significativa di questo diagramma è la quantità di calore che viene scambiata nel rigeneratore in un ciclo; questa risulta essere anche dieci volte maggiore rispetto al lavoro netto prodotto dalla macchina e ciò sottolinea l'estrema importanza del rigeneratore per le prestazioni della macchina.

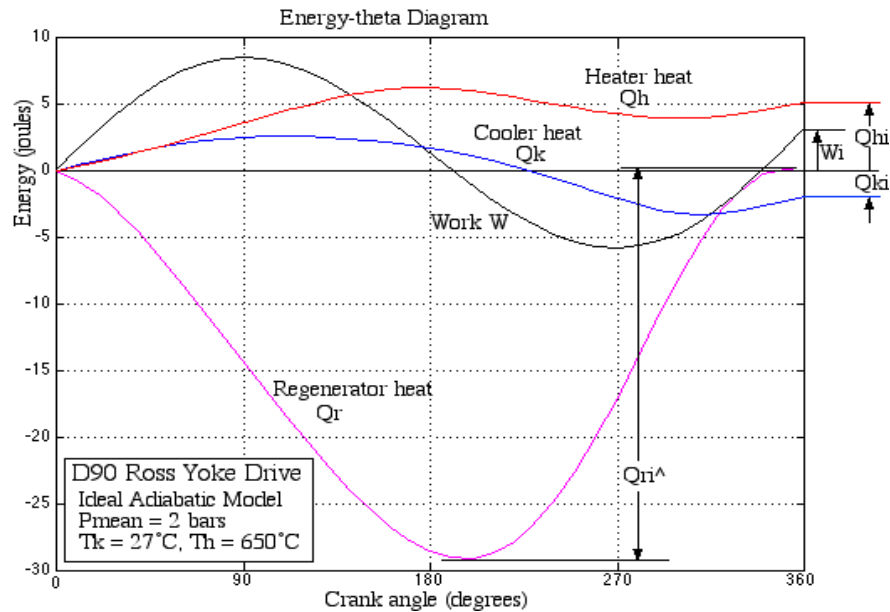


Figura 3:11: Diagramma del lavoro e del calore scambiato in funzione dell'angolo di manovella.

È facile immaginare quindi che il rigeneratore sia uno dei componenti fondamentali per il corretto funzionamento di una macchina a ciclo Stirling ed anche dal punto di vista tecnologico il componente al quale sono richieste prestazioni che difficilmente si ritrovano in altre applicazioni. Ad esempio un classico rigeneratore come ad esempio quello installato nel P-40 della United Stirling è sottoposto ad un gradiente di temperatura di circa 600°C (tra i 650°C nella camera di espansione ed i 50°C in quella di compressione); se si considera che il rigeneratore è lungo 20 mm il gradiente è pari a 30000°C/m . Considerando poi una velocità media del gas di circa 10 m/s il rateo di cambiamento di temperatura che il rigeneratore deve imporre al gas è di 300000°C/s .

Il P-40 è un motore da 45 kW elettrici a quattro cilindri da 95 cm^3 ciascuno, operante a 4000 giri/min con un rendimento elettrico del 28% circa. La portata media di gas, in questo caso idrogeno, attraverso il rigeneratore è di circa $0,0373\text{ kg/s}$ per singolo

circuito. Considerando un rendimento del rigeneratore del 95%, un calore specifico di 14200 J/kgK la potenza termica che questo deve scambiare è di circa $0,95 \times 0,0373 \times 600 \times 14200 = 301$ kW. Considerando l'intero motore, lo scambio termico attribuibile ai quattro rigeneratori ammonta a circa 1,2 MW rispetto ai 45 kW elettrici di lavoro utile in uscita dalla macchina.

Al rigeneratore è inoltre richiesto di isolare la parte calda dalla parte fredda poiché sulla base del gradiente termico in gioco, le potenze termiche disperse per semplice conduzione assiale lungo il rigeneratore possono diventare importanti nel computo complessivo delle potenze termiche che lo scambiatore freddo deve smaltire. Inoltre il calore perso per conduzione comporta una riduzione del calore utile che il motore può produrre ed un aumento della temperatura della parte fredda della macchina con conseguente penalizzazione di rendimento.

Il rigeneratore comporta necessariamente la presenza di volumi morti che pertanto penalizzano il rendimento di compressione ed il rendimento globale della macchina. La porosità del rigeneratore diventa pertanto un parametro importante non solo dal punto di vista delle prestazioni di scambio termico e di dissipazione fluidodinamica ma anche rispetto alle prestazioni globali della macchina. Poiché il peso del volume morto all'interno del motore è proporzionale al rapporto tra le temperature della parte calda e di quella fredda, 1 cm³ di volume morto nella parte fredda corrisponde a circa 3 cm³ nella parte calda della macchina e pertanto l'effetto dei volumi morti del rigeneratore è sentito.

Dal punto di vista strutturale il rigeneratore è sottoposto a modeste sollecitazioni meccaniche; tuttavia poiché le esigenze di rigenerazione impongono diametri del filo molto ridotti per ottenere elevati rapporti tra superficie di scambio e massa del rigeneratore e quindi volume utilizzato, e per permettere che il calore sia trasmesso dalla periferia del filo fino al suo asse durante un semiciclo, si possono presentare talvolta dei problemi di carbonificazione dell'acciaio con conseguente rottura della matrice che non solo perde ogni capacità di rigenerazione ma che muovendosi all'interno del cilindro può provocare danni meccanici. Al fine di limitare questi fenomeni in alcuni casi la matrice viene suddivisa in più settori operanti a differenti temperature e costituiti da diversi materiali al fine di resistere senza danni ad alte temperature.

Sono allo studio inoltre matrici rigenerative costituite da depositi metallici su superfici alettate al fine di massimizzare la superficie di scambio riducendo le perdite di carico e la conduzione termica assiale [68], [69].

3.3– Tipologie ed applicazioni di motori Stirling

Le applicazioni classiche dei motori a ciclo Stirling sono l'utilizzo cogenerativo per produrre energia elettrica e calore utilizzando metano come combustibile. In genere la taglia per questa tipologia di macchine è delle decine di kWe come ad esempio la macchina della SOLO V-160 da 7,5 kWe o della STM Power da 55 kWe che sono riportate nelle seguenti figure. L'utilizzo cogenerativo di queste macchine è consigliato grazie all'elevato sfruttamento dell'energia primaria del combustibile utilizzato che può raggiungere valori del 96%.



Figura 3:12: Il motore V-160 della SOLO.



Figura 3:13: Il motore da 55 kWe della STM Power.

Queste macchine sono caratterizzate da efficienze elettriche del 20-25 % (ma sono presenti casi di efficienze prossime al 30%) e dall'elevata silenziosità di funzionamento. Inoltre una importante caratteristica di queste macchine è l'elevata affidabilità che comporta una ridotta manutenzione e permette funzionamenti annui prossimi alle 8000 ore in particolare per i free-piston.



Figura 3:14: Il modello EG-1000 da 1 kWe della Sunpower.

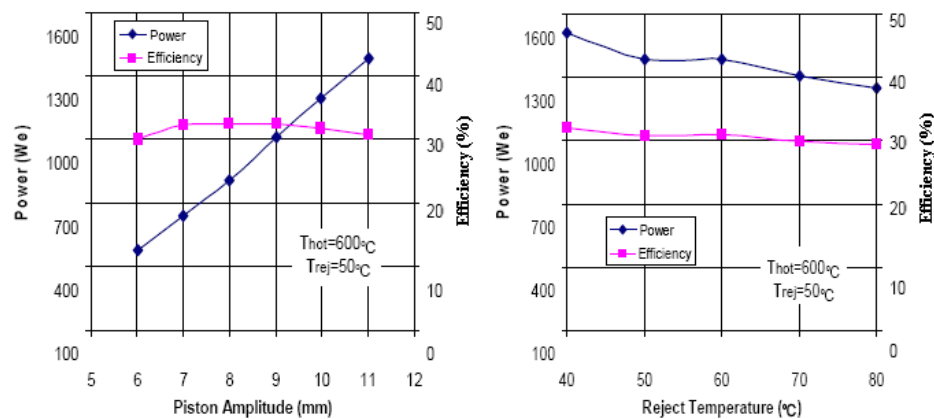


Figura 3:15: Prestazioni del modello EG-1000 della Sunpower.

Molto interessanti sono le applicazioni di queste macchine che utilizzano come combustibile biomasse grazie alla possibilità tipica di questa macchina di funzionare a combustione esterna. Pertanto è possibile l'utilizzo di diverse tipologie di biomasse (scarti forestali, biomasse da coltivazioni energetiche, scarti di lavorazione o derivanti dall'attività agricola) in base al costo e disponibilità. Un esempio di questa applicazione è quello della macchina della Stirling Denmark da 35 kWe riportata in figura seguente.

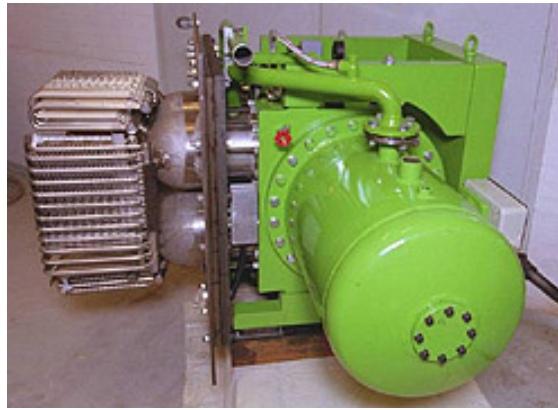


Figura 3:16: La macchina di Stirling della Stirling Denmark da 35 kWe alimentata a biomassa.

Questa tipologia di applicazione è estremamente interessante sia per l'elevata efficienza energetica nell'utilizzo del combustibile primario sia per il fatto che questo può derivare da scarti altrimenti non utilizzabili (es. eccessiva produzione di granturco) o essere una fonte rinnovabile di energia. Inoltre è pensabile l'installazione di una macchina di Stirling della potenza ridotta e quindi dalle ridotte dimensioni e modulare all'interno delle normali classiche caldaie a pellets o cippato.

Generalmente le macchine utilizzate per applicazioni residenziali sono della tipologia free-piston, ovvero a pistoni liberi; in queste macchine il moto dei pistoni non è regolato dal classico manovellismo ma da un sistema a molle. Le macchine free-piston hanno l'ulteriore vantaggio rispetto le altre tipologie di essere ancora più silenziose e affidabili.



Figura 3:17: Applicazione domestica della macchina di Stirling.

4 - Modello simulativo

Introduzione

Numerosi modelli simulativi sono stati sviluppati per lo studio di motori a ciclo Stirling, a partire dal modello di Schmidt. Tra le attività più significative si citano i metodi di Martini, Berchowitz e Urieli, Organ e Gedeon.

La necessità tuttavia di sviluppare uno strumento di simulazione e progettazione su misura, al fine di analizzare nel dettaglio il funzionamento di singoli componenti del motore, ha portato all'implementazione di uno specifico modello simulativo del motore in configurazione beta.

Il modello è stato sviluppato sulla base della specifica geometria costruttiva del motore che si è realizzato; in questo modo i risultati della simulazione potranno essere direttamente scalati con la geometria costruttiva del motore stesso.

Il programma di simulazione è stato sviluppato tramite il software "MATHEMATICA 5"; la caratteristica fondamentale richiesta a questa simulazione consiste nel fornire risultati attendibili in tempi di calcolo brevi. Infatti un eccessivo approfondimento dei fenomeni che si hanno nella macchina sarebbe eccessivamente complesso e oneroso in termini di tempo e soprattutto di dubbia utilità nella fase di progettazione ex-novo della macchina. Analisi di tipo CFD sono state effettuate successivamente su singoli componenti critici del motore al fine di affinare le soluzioni.

La simulazione fornirà quindi risultati utili per analizzare gli effetti di alcune scelte costruttive.

Giova a questo punto citare quanto riportato da Organ in [58] in merito all'interazione delle variabili di progetto in un motore Stirling:

"The use of finely divided wire for the regenerator can be thought of as an inspired choice, but only by coincidence could diameter, porosity, and layout have been those affording a favourable balance between heat transfer and associated flow loss. Indeed, there is nothing to confirm that a further, more elementary design balance had been struck, namely, that between the (inevitable) dead volume of the regenerator and its other functions. For given volumetric porosity, \mathcal{F}_v , dead volume, V_{dr} , is proportional to

regenerator envelope volume. All other things remaining equal, an increase is always detrimental to compression ratio and thus to specific power. On this count the ideal is zero volume! The false conclusion admirably summarizes the challenge of Stirling engine thermal design: every single aspect interacts with all of the others.”

4.1 Descrizione del modello simulativo

Il motore ai fini simulativi è stato suddiviso nei suoi componenti principali: scambiatore caldo, rigeneratore, scambiatore freddo, camera di espansione, camera di compressione, volumi morti della camera di espansione, volumi morti della camera di compressione, volumi morti di collegamento tra gli scambiatori.

Viene ipotizzato un comportamento adiabatico nelle camere di compressione e di espansione, giustificato in base alle elevate velocità di rotazione della macchina, e si considera il fluido negli scambiatori di calore ad una temperatura costante a regime pari a T_{wh} e T_{wk} , mentre la temperatura T_{wr} nel rigeneratore è considerata essere la media logaritmica di queste.

La temperatura nella camera di espansione e di compressione, ma anche quella all'interno degli scambiatori, è variabile durante il ciclo in funzione delle pressioni e dell'angolo di manovella. Nel modello simulativo viene calcolata una temperatura TE di espansione e TC di compressione secondo il metodo esposto in [21].

$$TE = \frac{T_{wh}}{(1 + 0.25C_{comp}\sigma)} \quad TC = \frac{T_{wk}}{(1 - 0.25C_{comp}\sigma)} \quad (4.1)$$

$$\sigma = \frac{(\gamma - 1) \left[\left(\frac{A_p}{TC} \right)^2 + 2r \left(\frac{A_d}{TE} - \frac{A_p}{TC} \right) \frac{A_p}{TC} \cos \phi_p + \left(\frac{A_d}{TE} - \frac{A_p}{TC} \right)^2 r^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{\left[\frac{V_{cs}}{TC} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_{wk}} + \frac{V_r}{T_{wr}} + \frac{V_h}{T_{wh}} \right) + \frac{V_{es}}{TE} \right]} \quad (4.2)$$

Dove A_p , A_d , A_r sono le superfici del pistone, del displacer e del rod, r è il rapporto tra corsa del pistone e del displacer, ϕ_p l'angolo di sfasamento, T_{wk} , T_{wh} e T_{wr} le temperature del gas nello scambiatore freddo, in quello caldo e nel rigeneratore; V_{es} e V_{cs} sono i volumi morti residui della camera di espansione e di quella di compressione. Le equazioni (4.1) e (4.2) devono essere risolte iterativamente. Stabilite le geometrie e la distribuzione interna delle temperature è possibile procedere al calcolo dei meccanismi di perdita e della potenza utile prodotta, procedendo poi in modo iterativo al calcolo dei coefficienti di scambio termico e delle temperature tramite i bilanci termici degli scambiatori di calore.

4.2 Gli scambiatori di calore

Per tenere in considerazione lo scambio termico che si ha negli scambiatori si considera la presenza di una differenza di temperatura finita tra il fluido e le pareti degli scambiatori. In questo modo ipotizzando fisse le temperature delle pareti è possibile tenere in considerazione gli effetti degli scambi termici sulle prestazioni della macchina.

Il coefficiente di scambio esterno del circuito di raffreddamento dello scambiatore freddo è correlato alla portata di acqua del circuito di raffreddamento, ma il suo valore ha effetti trascurabili sulle prestazioni complessive della macchina. Per quanto riguarda lo scambiatore caldo, non vengono considerati gli scambi di calore esterni ed il relativo coefficiente di scambio; in sostanza il comportamento del bruciatore e delle modalità di trasferimento del calore alle pareti dello scambiatore caldo non è oggetto della presente simulazione.

Il moto del fluido all'interno degli scambiatori non è stazionario e non è unidirezionale; vengono quindi a cadere le ipotesi che stanno alla base delle formulazioni classiche per la valutazione dello scambio termico come ad esempio quelle di Dittius-Boelter-McAdams. Per questa tipologia di moto le correlazioni esistenti sono strettamente dipendenti dalla geometria e dalla frequenza con cui avviene il moto oscillatorio del fluido.

La soluzione è quella di ricorrere a modelli di scambio in moto unidirezionale come quello utilizzato da Urieli e Berchowitz [1], o basati su misurazioni sperimentali come quelli proposti da Organ, o Gedeon [57],[63],[66].

Un simile problema si pone anche per la valutazione del coefficiente di perdite per attrito il quale risulta essere diverso (e in particolare maggiore) nel caso di moto non unidirezionale come indicato in seguito.

I coefficienti di scambio all'interno degli scambiatori caldo (h_{iH}) e freddo (h_{iK}) secondo il modello di Urieli e Berchowitz possono essere calcolati secondo le seguenti espressioni [1]:

$$h_{iK} = \frac{sKc_p\mu}{2d_{tubiK}P_{rK}} \quad h_{iH} = \frac{sHc_p\mu}{2d_{tubiH}P_{rH}} \quad (4.2)$$

Con:

$$sH, K = 16$$

$$\text{se } Re < 2000$$

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

$$Q_h = h_{ih} (T_H - T_{wh}) A_h \quad (4.7)$$

$$Q_k = h_{ik} (T_{wk} - T_K) A_k \quad (4.8)$$

Una volta imposte le temperature delle pareti T_H e T_K e l'area di scambio interno agli scambiatori restano incognite il coefficiente di scambio termico, la temperatura del fluido e la potenza termica scambiata.

Come detto la temperatura T_H è considerata tra gli input e costante nel tempo e uniforme lungo lo superficie di scambio; la misura sperimentale di detta temperatura comporta delle difficoltà notevoli a causa dell'influenza stessa delle sonde nei fenomeni di scambio termico nonché ai ridotti volumi disponibili per la strumentazione stessa. La temperatura effettiva operativa delle pareti dello scambiatore caldo ha notevole importanza inoltre sotto l'aspetto della resistenza meccanica del componente e della sua vita a fatica. Nel presente approccio pertanto tale temperatura viene considerata un dato di input anche al fine di correlarla con la resistenza meccanica del componente.

Per quanto riguarda lo scambio esterno allo scambiatore freddo essendo un parametro noto la portata e la temperatura di ingresso dell'acqua del circuito di raffreddamento, è possibile calcolare la temperatura media di parete dei tubi dello scambiatore stesso e la potenza termica trasferita al fluido, oltre che alla temperatura di uscita dell'acqua stessa, secondo le seguenti espressioni:

$$DTML = \frac{T_{wout} - T_{win}}{\text{Ln}\left(\frac{T_{wk} - T_{win}}{T_{wk} - T_{wout}}\right)} \quad (4.9)$$

$$TK = T_{wk} + HK \left(\frac{(T_{wout} + T_{win})}{2} - T_{wk} \right) \frac{d_e}{d_i h_{ik}} \quad (4.10)$$

$$HK = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_w} + \frac{d_e}{d_i h_{ik}} + \frac{d_e}{2\lambda_t} \text{Ln}\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \right)} \quad (4.11)$$

con T_{wout} e T_{win} le temperature di uscita e ingresso dell'acqua di raffreddamento, TK la temperatura, supposta costante nel tempo ed uniforme lungo la superficie, delle pareti dello scambiatore freddo, d_e e d_i i diametri esterni ed interni dei tubi dello scambiatore stesso, ed h_w il coefficiente di scambio lato acqua. In merito a quest'ultimo, si può considerare con buona approssimazione un valore di $800 \text{ W/m}^2\text{K}$ essendo questo coefficiente poco influente sulla trasmittanza totale HK .

La potenza termica che dovrà essere asportata dal circuito di raffreddamento sarà data da:

$$Q_k = P_c + Q_{rig} (1 - \epsilon_{rig}) + Q_{diss} + Q_{cond} \quad (4.12)$$

dove nel termine Q_{diss} si riassumono tutte le potenze termiche che per effettivi dissipativi o relativi a meccanismi di perdite gravano sullo scambiatore freddo (ad esempio la conduzione del displacer, l'effetto di shuttle heat transfer e altre perdite termiche), e con Q_{cond} la potenza termica che viene scambiata con lo scambiatore per effetto della conducibilità delle pareti che contengono la matrice del rigeneratore le quali sono esposte ad un notevole gradiente termico in direzione assiale ed uno assai minore in direzione radiale.

4.3 Il Rigeneratore

Per quanto riguarda il rigeneratore l'efficienza di rigenerazione è un parametro che ha una fortissima influenza sulle prestazioni globali della macchina.

L'efficienza complessiva è però influenzata, a parità di efficienza di rigenerazione, anche dal rapporto volumetrico (oltre che ovviamente da tutti gli altri parametri effettivi di funzionamento). Come si può notare nei grafici seguenti l'influenza non è trascurabile ed è funzione delle temperature vigenti nello scambiatore caldo e in quello freddo del motore e del rapporto volumetrico di compressione.

Generalmente una riduzione dell'efficienza di rigenerazione del 2%, passando ad esempio dal 98% al 96%, comporta un corrispondente aumento percentuale della potenza termica da scambiare tramite lo scambiatore caldo, ed una riduzione del rendimento totale del motore di circa il 4%.

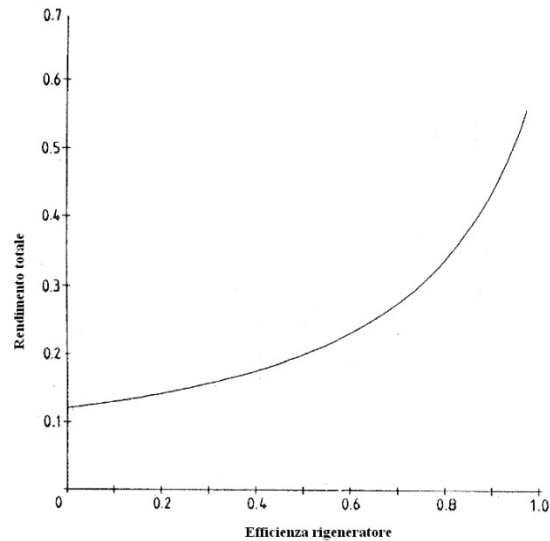


Figura 4:5: Effetto dell'inefficienza di rigenerazione per il motore GPU-3.

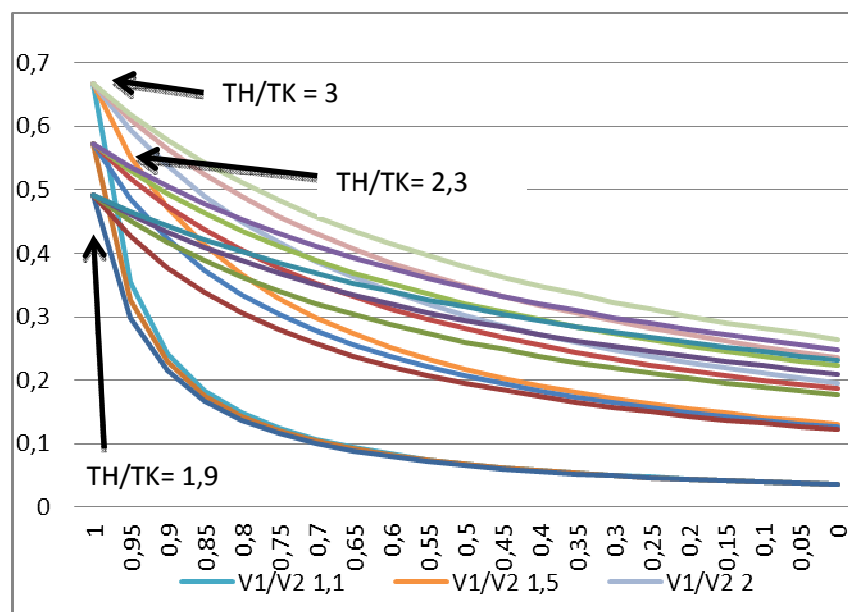


Figura 4:6: Efficienza teorica del ciclo (ordinata) al variare del rapporto volumetrico e dell'efficienza di rigenerazione (ascissa).

Al fine di valutare in modo accurato l'effetto sulle prestazioni del motore del rigeneratore già a partire dagli studi condotti dalla Philips nella prima metà del novecento sono stati sviluppati diversi modelli di calcolo dell'efficienza di rigenerazione, come ad esempio quello proposto da Naso in [3].

In questo modello è necessaria la conoscenza del coefficiente di scambio termico tra fluido e rigeneratore; questo può essere calcolato tramite la seguente espressione [7], [9], [10], [11], [12]:

$$h_{rig} = \frac{0.48\lambda\psi^{2.75} Pr_{rig}^{0.79} Re_{rig}^{0.79}}{d_{idraulicorig}} \quad (4.12)$$

Dove λ è la conducibilità del fluido alla temperatura nel rigeneratore, ψ la porosità del rigeneratore Pr_{rig} e Re_{rig} il numero di Prandtl e di Reynolds relativi al moto nel rigeneratore e $d_{idraulicorig}$ il diametro idraulico del rigeneratore (a retini metallici) pari a:

$$d_{idraulicorig} = \frac{d_{filo}\psi}{(1-\psi)} \quad (4.13)$$

Con d_{filo} il diametro del filo metallico che costituisce la matrice del rigeneratore.

Il campo di applicabilità dell'espressione (4.12) è il seguente ed è tipico di molti motori Stirling:

$$0.79 < Re_{rig} < 1400$$

$$0.17 < \frac{\mu Re_{rig}}{L_{rig} \omega d_{idraulicorig}} < 3.8 \quad (4.14)$$

$$0.0037 < \frac{\omega p d_{idraulicorig}^2}{4\mu} < 3.3$$

Con L_{rig} la lunghezza assiale del rigeneratore.

L'efficienza di rigenerazione è poi calcolata secondo la seguente espressione:

$$\varepsilon_{rig} = \frac{\xi_L}{\xi_L + 2} \quad (4.15)$$

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

essendo V la portata media, v la velocità del gas nel rigeneratore, L la lunghezza del rigeneratore e d_i il diametro idraulico.

Relativamente alle perdite di carico concentrate e distribuite dovute al passaggio del fluido negli scambiatori si può scrivere:

$$\Psi_{tr} = \Psi_H + \Psi_K \quad (4.48)$$

$$\Psi_{H,K} = \frac{0.5\rho_{H,K} \left[\frac{\xi_{H,K} L_{tubiH,K}}{d_{int\ tubiH,K}} + Y_{H,K} \right]}{\left(\frac{\pi n_{tubiH,K} d_{int\ tubiH,K}}{4} \right)^2} \quad (4.49)$$

Dove $\xi_{H,K}$ è il fattore di Moody per i tubi dello scambiatore caldo (H) o freddo (K), $Y_{H,K}$ è il fattore di perdite concentrate di imbocco e sbocco dagli scambiatori. $\xi_{H,K}$ è calcolato secondo la nota formula di Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_{H,K}}} = -2 \cdot \text{Log} \left[\frac{\varepsilon}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\xi_{H,K}}} \right] \quad (4.50)$$

Le perdite localizzate sono dovute alla presenza di curve, allargamenti e restringimenti di sezione sia all'interfaccia scambiatore/cilindro, che tra gli scambiatori ed il rigeneratore. Nel presente modello si è ipotizzato un moto uniforme, stazionario unidirezionale per il calcolo delle potenze dissipate. Nel caso in cui il fluido di lavoro sia elio le potenze dissipate sono in genere due ordini di grandezza inferiori rispetto alla potenza elettrica prodotta dalla macchina e pertanto eventuali approssimazioni nella metodologia di calcolo possono essere accettate. Nel caso invece di aria o azoto, l'influenza delle perdite di carico è maggiore attenzione deve essere prestata nell'analisi dei dati simulati. Ad ogni modo come esposto in seguito il modello complessivo di simulazione comporta delle discrepanze accettabili rispetto ai dati sperimentali raccolti.

Esistono inoltre anche altre perdite: queste sono dovute agli scambi di calore non desiderati come ad esempio l'irraggiamento verso l'esterno negli scambiatori di calore, il calore che viene trasmesso direttamente dalle pareti dello scambiatore di calore caldo a quello freddo tramite le pareti del cilindro, il calore perso radialmente dal rigeneratore per conduzione interna verso le pareti del cilindro ed in modo assiale verso lo scambiatore freddo, il calore ceduto dal fluido alle pareti delle camere di lavoro per isteresi termica. Inoltre anche il displacer partecipa a trasferire del calore dalla parte calda della macchina a quella fredda senza che detto calore possa essere convertito in lavoro. Infatti quando il displacer occupa il punto morto inferiore del suo moto (quando cioè il volume della camera di espansione è minimo) la sua temperatura risulterà inferiore rispetto a quella delle pareti del cilindro che lo circondano che saranno invece prossime alla massima temperatura del ciclo. Calore verrà allora ceduto dalle pareti del cilindro al displacer. Quando questo si trova nel punto morto inferiore la sua temperatura risulterà maggiore rispetto a quella delle pareti del cilindro che saranno prossime alla temperatura minima. In questo modo il displacer trasferisce calore dalla parte calda a quella fredda della macchina tramite il suo movimento; questo tipo di perdite è infatti chiamato “*shuttle heat transfer loss*”. La quantità di calore persa può essere approssimata con la seguente relazione [21]:

$$Q_{sh} \approx \frac{\pi}{8} (T_e - T_c) \frac{kDS^2}{Lg} \quad (4.51)$$

Dove L è la lunghezza del displacer, k è la conducibilità del fluido presente nell'anulus tra il cilindro ed il displacer, D è il diametro del cilindro, g è lo spessore dell'anulus ed S la corsa del displacer.

Il displacer è causa anche di un altro tipo di perdite. Per evitare fughe di fluido è presente una tenuta intorno al displacer; questa è realizzata nella parte del displacer a temperatura inferiore. Il fluido presente nell'anulus che circonda il displacer sarà ad una temperatura variabile in funzione della posizione occupata dal displacer e sarà diversa alle due estremità di quest'ultimo che saranno a temperature prossime a quella massima e minima del ciclo. A causa del moto del displacer e della variazione della pressione nella camera di espansione il fluido presente nell'anulus tenderà ad uscire ed entrare in esso alternativamente. In questo modo parte del calore posseduto dal fluido nella camera di

espansione sarà ceduto per riscaldare il fluido uscente dall'anulus, e parte del calore del fluido che entra in esso verrà ceduto a bassa temperatura alle pareti del cilindro quando il displacer sarà al punto morto inferiore. Questo fenomeno viene chiamato "pumping loss" ed il suo effetto può essere stimato con la seguente espressione [54]:

$$Q_{pl} = \frac{2(\pi D_{esp})^{0.6} L_B (P_{max} - P_{min})^{1.6} f^{1.6} c_p^{2.6} (T_E - T_C) G^{2.6}}{1.5ZR^{1.6} \lambda^{0.6} ((0.5 * (T_E + T_C))^{1.6}} \quad (4.52)$$

con Z fattore di comprimibilità del gas, G gap tra displacer e cilindro e L_B lunghezza del displacer.

La conduzione di calore assiale lungo il rigeneratore può essere calcolata tramite le seguenti espressioni è [63]:

$$Q_{CR} = \left(\frac{k}{\lambda}\right)^{-0.835} \frac{3\left(\frac{k}{\lambda} - \psi\right) + \left(2 + \frac{k}{\lambda}\right)\psi}{3(1 - \psi) + \left(2 + \frac{k}{\lambda}\right)\psi} k(1 - \psi) + \lambda\psi A \frac{(T_{wh} - T_{wk})}{L_{reg}} \quad (4.53)$$

Dove k è la conducibilità termica del materiale che costituisce il rigeneratore, λ quella del gas ed A la sezione trasversale del rigeneratore stesso.

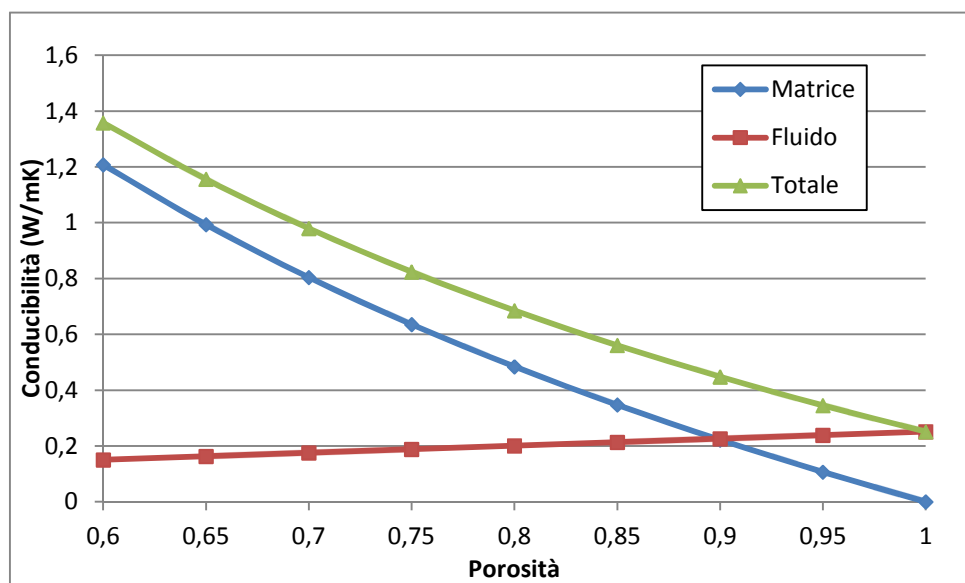


Figura 4:11: Conducibilità in funzione della porosità della matrice.

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

regenerator swing loss, e della conduzione assiale della matrice del rigeneratore, e degli attriti fluidodinamici negli scambiatori e nel rigeneratore.

La potenza termodinamica è pari alla differenza tra la potenza di espansione e quella di compressione ed è data da:

$$P_t = P_e - P_c \quad P_t = f \oint P_w d[V_e(x_d) + V_c(x_d, x_p)] \quad (4.58)$$

Le potenze di espansione e compressione possono essere calcolate secondo le seguenti []:

$$P_{esp} = \frac{1}{8} \omega C_{comp} C_{esp} A_d \text{sen} \alpha \frac{dp}{dx_p} \quad (4.59)$$

$$P_{comp} = \frac{1}{8} \omega C_{comp} C_{esp} \left(A_p \frac{dp}{dx_p} + A_p \frac{dp}{dx_d} \right) \text{sen} \alpha$$

dove

$$\frac{dp}{dx_d} = \frac{-P_{media} \left(\frac{A_d}{RTE} - \frac{A_p}{RTC} \right)}{\left(\frac{V_h + V_{deadh}}{RT_{wh}} + \frac{V_k + V_{deadk}}{RT_{wk}} + \frac{V_r}{RT_{wr}} + \frac{C_c A_p + V_{deadC}}{\gamma RTC} + \frac{E_e A_d + V_{deadE}}{\gamma RTE} \right)} \quad (4.60)$$

è la variazione della pressione a seguito del moto del solo displacer, mentre il termine:

$$\frac{dp}{dx_p} = \frac{P_{media} \left(\frac{A_p}{RTC} \right)}{\left(\frac{V_h + V_{deadh}}{RT_{wh}} + \frac{V_k + V_{deadk}}{RT_{wk}} + \frac{V_r}{RT_{wr}} + \frac{C_c A_p + V_{deadC}}{\gamma RTC} + \frac{E_e A_d + V_{deadE}}{\gamma RTE} \right)} \quad (4.61)$$

è la variazione della pressione a seguito del moto del solo displacer, V_h , V_k , V_r sono i volumi morti interni degli scambiatori caldo, freddo e del rigeneratore e gli altri volumi a numeratore rappresentano i volumi morti della camera di compressione e di espansione.

La potenza meccanica utile sarà:

$$P_u = P_t - P_{diss} \quad (4.62)$$

Essendo P_{diss} la somma delle potenze dissipate a causa degli attriti del fluido negli scambiatori e nel rigeneratore e della potenza meccanica per gli attriti tra pistoni e cilindri e del manovellismo stesso.

La potenza meccanica dissipata per gli attriti meccanici può essere valutata seguendo la teoria classica delle forze applicate ad un manovellismo.

Tralasciando l'intera trattazione delle forze agenti si riporta di seguito l'equazione per la potenza dissipata a seguito degli attriti legati al movimento del displacer, dove C è il coefficiente di attrito dinamico dei materiali a contatto mentre K , H e ψ seguono le definizioni derivate dalla teoria di Schmidt.

$$P_{dis} = \frac{1}{2\pi} \int (C_{esp} 0.5\omega(\sin(\vartheta) + B_{id} 0.5\sin(s\vartheta))) \left(C \left(\frac{K}{(\tau(1 + \cos(\vartheta - \pi)) + \Psi(1 + \cos(\vartheta - \pi - \alpha)) + 2H)} - P_m \right) A_r + \right. \\ \left. + M_d C_{esp} 0.5\omega^2 (\cos(\vartheta) + \frac{C_{esp}}{B_{id}} 0.5\cos(2\vartheta)) \right) \frac{\sin(\vartheta) C_{esp} 0.5}{B_{id} \sqrt{(1 - C_{esp}^2 0.25 / b_{id}^2 \sin^2(\vartheta))}} \quad (4.63)$$

Una equazione simile è derivata per il pistone:

$$P_{dis} = \frac{1}{2\pi} \int (C_{comp} 0.5\omega(\sin(\vartheta - \alpha) + C_{comp} / B_{id} \sin(2(\vartheta - \alpha)))) \left(C \left(\left(M_d C_{esp} p 0.5\omega^2 (\cos(\vartheta) + C_{esp} 0.5 / B_{id} \cos(2\alpha)) + \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{K}{\tau(1 + \cos(\alpha - \pi)) + \Psi(1 + \cos(\vartheta - \pi - \alpha)) + 2H} - P_m \right) A_r \right) \sin(\vartheta) C_{esp} 0.5 / B_{id} / \sqrt{1 - C_{esp}^2 0.25 / B_{id}^2 \sin^2(\vartheta)} + \\ \left. + C_{comp} 0.5 / B_{ip} \cos(2(\vartheta - \alpha)) \right) \sin(\vartheta - \alpha) C_{comp} 0.5 / B_{ip} / \sqrt{1 - C_{comp}^2 0.25 / B_{ip}^2 \sin^2(\vartheta - \alpha)} \\ \left. + \left(\frac{K}{\tau(1 + \cos(\alpha - \pi)) + \Psi(1 + \cos(\vartheta - \pi - \alpha)) + 2H} - P_m \right) A_p + M_p C_{comp} 0.5\omega^2 (\cos(\vartheta - \alpha)) \quad (4.64)$$

Si può calcolare infine il rendimento della macchina definito da:

$$\eta_{Globale} = \frac{P_{el}}{Q_h} \quad (4.65)$$

Inoltre si può calcolare anche il rendimento che avrebbe la macchina ideale operante tra lo stesso intervallo di temperatura della macchina reale, ovvero tra le temperatura dei tubi negli scambiatori caldo e freddo. (Consideriamo la differenza di temperatura che si ha tra le pareti e i fluidi scaldanti e refrigeranti come attribuibile al circuito di scambio termico e quindi non direttamente imputabile al comportamento del motore; questa scelta è necessaria in fase di progettazione per valutare in maggior dettaglio il comportamento del solo motore).

$$\eta_{Stirling} = 1 - \frac{T_K}{T_H} \quad (4.66)$$

Sulla base del comportamento adiabatico e non isoterma delle camere di compressione ed espansione possiamo definire il seguente rapporto:

$$\eta_{StirlingEC} = 1 - \frac{TC}{TE} \quad (4.67)$$

Questo rendimento sarà un indice dell'effetto dell'adiabaticità e sarà utile il suo confronto rispetto al rendimento ideale del ciclo con isoterme:

$$\eta_{StirlingHK} = 1 - \frac{T_{wk}}{T_{wh}} \quad (4.68)$$

La simulazione è realizzata seguendo il seguente schema logico:

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

Il modello così sviluppato si dimostra essere in grado di soddisfare i requisiti di velocità di convergenza imposti all'inizio dello studio; infatti generalmente si può ottenere una convergenza in 30-40 iterazioni con un errore minore di 10^{-7} .

Nella seguente tabella riportiamo le variabili presenti; alcune sono legate alla progettazione della macchina, altre sono legate al suo funzionamento.

Variabili proprie della macchina	Simbolo
Massa pistone	M_p
Massa displacer	M_d
Area cilindro/area displacer	A_d
Area rod	A_r
Lunghezza cooler	L_K
Lunghezza heater	L_H
Lunghezza rigeneratore	L_{rig}
Numero tubi heater	N_{tubiH}
Numero tubi cooler	N_{tubiK}
Diametro interno tubi heater	$D_{intubiH}$
Diametro interno tubi cooler	$D_{intubiK}$
Area frontale rigeneratore	A_{rig}
Diametro filo retino rigeneratore	D_{filo}
Luce retino rigeneratore	b
Lunghezza displacer	L_d
Lunghezza pistone	L_p
Altezza media camera compressione	C_c
Altezza media camera espansione	E_e

Tabella 4:1: Variabili legate al progetto della macchina.

Variabili proprie del funzionamento della macchina	Simbolo
Velocità angolare	ω
Corsa del pistone	C_{comp}
Corsa del displacer	C_{esp}
Sfasamento	ϕ_p
Temperatura fluido cooler	T_{wk}
Temperatura fluido heater	T_{wh}

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

sensibile alle variazioni delle prestazioni del motore e che non sia quindi un indicatore sufficiente per prevedere il comportamento globale della macchina. D'altra parte come già indicato, il soddisfacimento delle condizioni di cui ai grafici precedenti non comporta necessariamente un ottimo dal punto di vista delle prestazioni della macchina.

Gli ulteriori grafici riportano i parametri della similitudine energetica relativi agli scambiatori caldo e freddo che durante i test indicati in tabella non sono stati modificati. I valori in ordinata risultano pertanto invariati durante i diversi test mentre il numero di Stirling caratteristico varia per effetto della diversa velocità di rotazione. In questo caso i punti di funzionamento risultano più vicini ai valori medi di riferimento per gli altri motori riportati in confronto.

È interessante notare che, nonostante il prototipo non abbia seguito il metodo di dimensionamento della similitudine energetica proposto da Organ [57] in effetti i dati sperimentali raccolti abbiano confermato gli andamenti proposti dalla teoria della similitudine.

5 – Progettazione, realizzazione e test di un motore Stirling da 1 kW elettrico

Introduzione

Nel presente capitolo è riassunto il risultato di diversi anni di lavoro volti alla progettazione, realizzazione e monitoraggio di un motore a ciclo Stirling di nuovo disegno. Il motore è stato progettato partendo da zero e sono pertanto stati affrontati tutti i problemi di progettazione, realizzazione e di verifica e miglioramento delle prestazioni che una simile attività comporta.

La taglia di 1 kW elettrico è stata scelta in previsione di un possibile inserimento nel mercato ed in considerazione dei maggiori costi di sviluppo che si incontrano per motori di maggiore potenza. La progettazione è stata svolta utilizzando i modelli matematici proposti e sviluppati nel capitolo precedente affrontando un percorso autonomo; d'altra parte al momento attuale non sono presenti in Italia realtà effettivamente attive nella realizzazione di motori a ciclo Stirling e ovvie esigenze di mercato non permettono la collaborazione con strutture già operanti nel settore con altri motori. Per ovvi motivi di tutela non tutte le caratteristiche tecniche del motore sono riportate nel presente capitolo. L'autore rimane comunque a disposizione per eventuali informazioni. La realizzazione di un motore a ciclo Stirling si rivela un'attività particolarmente complessa, ricca di fascino, di difficoltà, di risultati scadenti ed eccellenti; un'attività che tuttavia non può essere portata a termine senza la determinazione necessaria. Non sarebbe stato quindi possibile terminare con successo questo percorso senza l'indispensabile contributo e costanza del Sig. Claudio Gardeni e della ditta Sassatelli snc.

“Congratulations, a nice project. I think that air is an excellent choice for the working fluid because it solves one central problem: serviceability. Helium engines must be hermetic and therefore require implementation of long life bearing systems. I would encourage you to stay with air. I have seen recuperative burners obtain close to 90% thermal efficiency, so I do not see any limitations there thought it is not a trivial matter to design such burners. So the question of overall performance comes down to the engine.” – David Berchowitz at ISEC 2012.

5.1 – Progettazione

La progettazione di un motore a ciclo Stirling richiede, come per la progettazione di qualsiasi macchina, la definizione dei parametri globali di funzionamento della stessa che si vogliono ottenere. L'obiettivo del presente progetto è stato pertanto la realizzazione di una macchina monocilindrica da 1 kW elettrico, alimentata a metano, raffreddata con un circuito ad acqua ed utilizzando aria come gas di lavoro.

La scelta del target di 1 kW elettrico è legata alla concreta possibilità di penetrazione del mercato da parte di macchine a ciclo Stirling di questa taglia; ed anzi sulla base dell'attuale situazione della tecnologia, la taglia da 1 kW elettrico è risultata la taglia adatta per la prima produzione industriale mai realizzata a livello mondiale (MEC-Microgen). Macchine di maggiore potenza sono state realizzate e sono tuttora presenti nel mercato ma si tratta di realizzazioni su numeri modesti o progetti che purtroppo non hanno raggiunto il successo sperato.

È inoltre evidente che lo sviluppo di una macchina da 1 kW elettrico comporta dei costi di realizzazione e sviluppo inferiori rispetto a macchine di taglia maggiore, anche se presenta in alcuni casi difficoltà realizzative maggiori, e margini di errore sulle prestazioni inferiori: una macchina progettata per fare 1 kW elettrico che faccia 200 W può considerarsi un fallimento, una macchina progettata per fare 50 kW elettrici che faccia 10 kW è ancora degna di successo.

La scelta del combustibile di alimentazione è ricaduta inevitabilmente sul gas metano per evidenti ragioni di costo e facilità di impiego, facilità di misura e monitoraggio in termini prestazionali, nonché al fine di evitare eccessivi fenomeni di corrosione chimica sulle superfici dello scambiatore caldo.

L'aria, nonostante non abbia le ottime caratteristiche fisiche dell'elio (ovvero elevata costante universale del gas) ha il grande vantaggio di essere gratis, di avere comunque delle buone capacità di scambio termico, e grazie al maggiore peso molecolare rispetto all'elio, di richiedere per il suo confinamento ad alta pressione tenute di tecnologia standard. Non da ultimo l'aria a parità di tecnologia e materiali scelti per effettuare le tenute delle masse in movimento comporta minori trafiletti rispetto all'elio e quindi minori perdite di prestazioni. Nel complesso quindi anche il costo di realizzazione della macchina risulta avvantaggiato da tale scelta.

L'elio ha invece l'interessante vantaggio di essere un gas inerte, cosa che garantisce da ossidazioni dei materiali interni al motore, ma che sul breve periodo non comporta benefici tangibili.

Ulteriore scelta progettuale a livello globale è relativa alle dimensioni della macchina. Sebbene una macchina di ridotte dimensioni comporta indubbi vantaggi in termini di costo di realizzazione e di facilità di accesso al mercato, in questo caso necessità di tipo pratico hanno fatto optare per una macchina dalle dimensioni non particolarmente ridotte. Il vantaggio di una tale scelta deriva dalla possibilità di lavorare a pressioni minori a parità di prestazioni, il che si traduce in un minore costo di materiali e nella possibilità di raggiungere temperature più alte a parità di materiale impiegato. In fase di test questa scelta è stata fondamentale per semplificare le attività di verifica, collaudo e modifica di componenti mal funzionanti.

Come detto si è scelto di operare con aria alla pressione di 8 bar (relativi); la macchina pertanto sarà necessariamente caratterizzata da importanti cilindrata. Tra le macchine di maggior successo e presenti in bibliografia risulta che il presente prototipo ha le maggiori prestazioni se rapportate alla pressione di carica.

Anche analizzando la formula di Beale che lega la potenza prodotta dal motore al volume spazzato V_{sw} alla frequenza di rotazione ed alla pressione di carica è confermata la necessità di massimizzare pertanto il prodotto tra frequenza e volume spazzato (oltre ovviamente a ricercare il numero di Beale in sede realizzativa più alto possibile).

$$W = N_B V_{SW} f P \quad (5.1)$$

Un aumento della frequenza di rotazione della macchina comporta vantaggi dal punto di vista della generazione elettrica, ovvero una maggiore stabilità alla variazione eventuale del carico elettrico, una migliore qualità dell'energia elettrica prodotta, minori dimensioni del generatore elettrico utilizzato. A fronte di tali vantaggi tuttavia una maggiore frequenza di rotazione comporta maggiori sollecitazioni meccaniche dovute all'inerzia ed alle spinte radiali delle masse alterne, maggiori perdite meccaniche, maggiori dissipazioni fluidodinamiche e minori tempi di scambio termico del gas all'interno degli scambiatori e del rigeneratore. Ciò richiede quindi una maggiore efficienza di rigenerazione e superfici di scambio maggiori a parità di altre condizioni, con un conseguente aumento dei volumi morti del motore ed una riduzione del rapporto di compressione, maggiore usura dei

componenti. Non sembra infine logico dissipare potenza in attriti vari a scapito delle prestazioni globali della macchina, anche in considerazione come detto del ridotto margine di potenza “dissipabile” rispetto alla potenza elettrica da produrre.

Anche la scelta già operata relativa al gas di lavoro comporta un’importante ricaduta sulla scelta della frequenza: in linea generale si può affermare che le macchine che utilizzano elio sono più veloci rispetto a quelle ad aria o azoto.

La precedente affermazione è confermata anche dalla seguente equazione [57] stante la similitudine dinamica ed energetica tra le due macchine operanti con gas diversi

$$N_{MA} = \frac{\omega L}{\sqrt{RT_{ref}}} \quad (5.2)$$

Pertanto a parità di effetti di comprimibilità e quindi di costanza del numero di Mach caratteristico si ha:

$$\frac{\omega_{aria}}{\sqrt{R_{aria}}} = \frac{\omega_{elio}}{\sqrt{R_{elio}}} \quad (5.3)$$

La scelta ricade pertanto necessariamente in una cilindrata importante: ciò comporta tuttavia anche degli svantaggi, legati alle maggiori masse in gioco, ai maggiori trafiletti di gas possibili attraverso le tenute dinamiche, una maggiore difficoltà di bilanciamento della macchina e di riduzione delle vibrazioni. Si ha però un vantaggio anche dal ridotto rapporto che si ottiene tra il volume vivo e quello morto della macchina il quale influisce sulle prestazioni.

Per quanto riguarda gli scambiatori di calore si è scelta una soluzione a tubi per entrambi; si è scelto infatti di cercare di massimizzare il rapporto tra la superficie di scambio ed il volume interno per entrambi gli scambiatori e di ridurre per quanto possibile le perdite fluidodinamiche. Il prezzo da pagare per la scelta consiste nella maggiore complessità realizzativa e costo dei componenti che tuttavia è ripagato da un migliore scambio termico.

Si è scelta una configurazione del tipo beta monocilindrico poiché permette il raggiungimento di maggiori rapporti di compressione rispetto alla configurazione gamma e quindi maggiori lavori specifici. La configurazione alfa invece è stata scartata poiché non

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

$$\kappa = \sqrt{(1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos\alpha)} \quad (5.2)$$

$$V_{SW} = V_E \sqrt{(1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos\alpha)} \quad (5.3)$$

Dove α è l'angolo di sfasamento cinematico tra il moto del pistone e del displacer, V_E è la variazione del volume di espansione e κ è il rapporto termodinamico tra i volumi di compressione e di espansione (nella configurazione beta infatti la variazione dei volumi termodinamici non coincide con quelli cinematici delle singole masse in moto

Poiché si può assumere in prima istanza che $\alpha = 90^\circ$, $\lambda = 1$ il volume V_E risulta pari a circa 418 cm^3 ed avendo scelto un diametro del cilindro di 90 mm la corsa del displacer di primo tentativo è di circa 66 mm. Il valore effettivo di α e di λ deriveranno dai risultati delle iterazioni effettuate andando a valutare l'effetto del loro valore sulle prestazioni complessive della macchina.

Il motore dovrà sviluppare 1 kW elettrico e pertanto considerando un rendimento medio del generatore elettrico intorno all'80% la potenza meccanica che deve essere sviluppata all'albero è di circa 1250 W alla quale vanno aggiunte le dissipazioni meccaniche ed interne alla macchina che in prima iterazione possiamo valutare complessivamente in circa 800 W. Dovendo pertanto sviluppare 2050 W meccanici con un rendimento del ciclo del 25% circa lo scambiatore caldo dovrà essere in grado di fornire alla macchina non meno di 8,2 kW termici e quello freddo dovrà smaltire circa 6,1 kW termici.

Ipotizzando per lo scambiatore caldo un coefficiente di scambio lato gas di circa $600 \text{ W/m}^2\text{K}$ ed un delta T accettabile di circa 80°C tra superficie interna dei tubi e gas la superficie interna di scambio risulta di circa $0,17 \text{ m}^2$.

Per lo scambiatore freddo invece considerando un coefficiente di scambio di $800 \text{ W/m}^2\text{K}$ ed un delta T accettabile di 30°C ne risulta una superficie di $0,256 \text{ m}^2$.

Avendo scelto una soluzione con scambiatori di calore a fascio tubiero la determinazione delle effettive dimensioni di questi si riduce a questo punto alla definizione del loro numero, diametro e lunghezza. La lunghezza è in parte obbligata dalla geometria del motore e dalle dimensioni del cilindro e pertanto è un parametro sul quale è possibile effettuare poche variazioni, soprattutto per lo scambiatore freddo. Il diametro ricade evidentemente nei diametri commercialmente disponibili avendo cura di mantenere per quanto possibile piccoli i volumi morti nello scambiatore freddo che pertanto indicativamente avrà un numero di tubi maggiore rispetto a quello freddo dovendo

assicurare una maggiore superficie di scambio con minori volumi morti. Poiché il rapporto S/V nel caso di uno scambiatore a fascio tubiero è pari all'inverso del diametro interno dei tubi si può capire anche che i tubi dello scambiatore freddo avranno mediamente un diametro inferiore rispetto a quelli dello scambiatore caldo.

Il primo dimensionamento del rigeneratore segue lo sviluppo geometrico del motore. Trattandosi di una configurazione beta le possibili geometrie sono essenzialmente due: rigeneratore posto all'interno di una corona cilindrica oppure suddiviso tra diversi cilindri collegati agli scambiatori. La seconda soluzione è decisamente più costosa e complessa sul piano realizzativo (il motore GPU-3 adottava tale soluzione) e non offre a prima vista migliori garanzie prestazionali. Lunghezza e dimensioni pertanto trovano dei valori di primo tentativo da considerazioni prettamente geometriche relative alla struttura che avrà il motore; d'altra parte rimangono ancora da definire due variabili fondamentali per il funzionamento del rigeneratore ovvero la porosità ed il diametro del filo utilizzato. La porosità ha una forte influenza sulle perdite di carico del gas e sui volumi morti del rigeneratore, mentre il diametro del filo ha un maggiore effetto per quel che riguarda gli aspetti termici e di rendimento di rigenerazione. Esistono in letteratura dei parametri di scelta di primo tentativo rapidamente implementabili, ma in questa fase è preferibile scegliere direttamente dei valori vicini a quelli disponibili in letteratura per macchine simili. Si deve infatti considerare che a questo stato della progettazione non sono ancora note le portate di gas in gioco e la distribuzione delle temperature.

In merito alla temperatura della sorgente fredda poiché la macchina deve essere cogenerativa, la temperatura dell'acqua del circuito di raffreddamento dovrà essere nell'intervallo 50-70°C. Pertanto la temperatura del gas all'interno dello scambiatore freddo sarà dell'ordine dei 100°C; si tratta in questo caso di una valutazione grossolana di prima stima (senza considerare di fatto l'effettivo comportamento dello scambiatore di calore e la sua efficienza) utile in questa fase e che verrà pesantemente affinata utilizzando la simulazione. Per quanto riguarda lo scambiatore caldo, alimentato dai fumi della combustione del gas metano, il vincolo relativo alla temperatura è di natura prettamente tecnologica: non si può infatti superare il valore di resistenza meccanica del materiale scelto per lo scambiatore considerando l'importante calo della resistenza allo snervamento all'aumentare della temperatura per gli acciai. A ciò si deve aggiungere l'effetto della pressione interna del gas, l'effetto della fatica sul materiale che è sottoposto a rapidi cicli di variazione di pressione e temperatura durante il funzionamento ed a cicli di accensione e

spegnimento che comportano quindi importanti variazioni delle sollecitazioni. L'effetto di ossidazione del materiale contribuisce inoltre a ridurre sensibilmente la vita dello scambiatore caldo. Al fine di mitigare tali effetti si è scelta una temperatura massima dei tubi di 700°C. Poiché per effetto della geometria dello scambiatore ed anche per effetto dello scambio termico del gas durante il suo percorso alternato all'interno degli scambiatori, la distribuzione della temperatura della superficie dei tubi non può essere uniforme si considera in fase progettuale una temperatura media di primo tentativo di 500°C.

Partendo da questo dimensionamento di massima a livello globale del motore è possibile utilizzare la simulazione sviluppata al capitolo precedente, ed il cui codice di calcolo è riportato negli allegati.

A questo punto ci si potrebbe accontentare del dimensionamento di massima fin qui effettuato poiché tutte le grandezze di dimensionamento risultano a questo punto individuate. Se tuttavia si utilizzasse la simulazione con i parametri ora individuati si otterrebbero i risultati prestazionali indicati nei prossimi grafici.

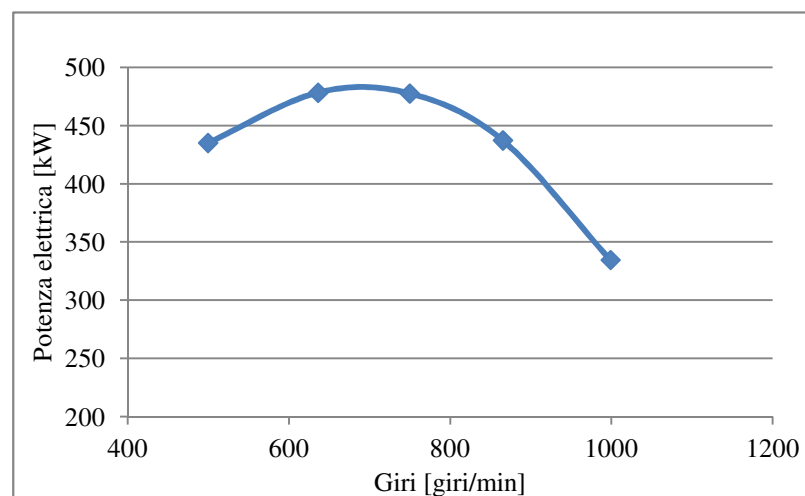


Figura 5:1: Curva di funzionamento del motore a seguito del primo dimensionamento di massima.

Si ottiene pertanto una potenza elettrica utile che non raggiunge la metà del valore di progetto e sulla base del quale erano stati individuate le grandezze di dimensionamento. Anche il rendimento risulta modesto perché è inteso come rendimento del solo motore il quale deve essere moltiplicato per il rendimento del bruciatore.

È quindi chiaro come la simulazione sia uno strumento indispensabile per la corretta impostazione del progetto.

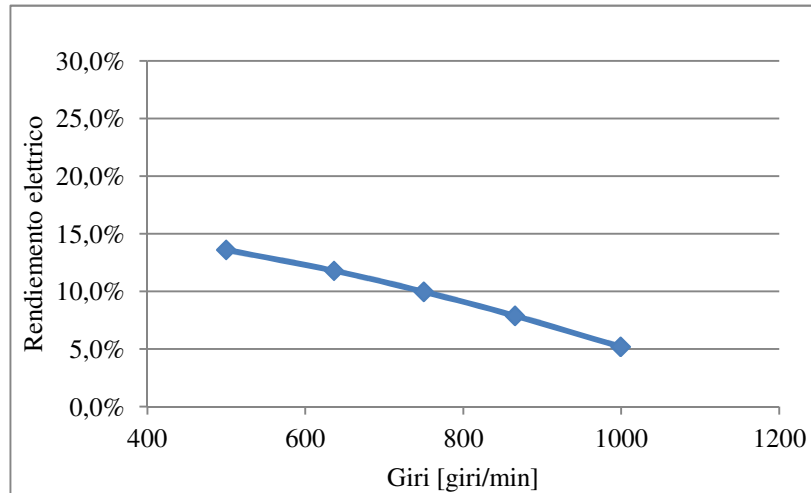


Figura 5:2: Rendimento del motore in funzione della velocità di rotazione a seguito del primo dimensionamento di massima.

Si deve inoltre tenere in considerazione che potrebbe essere difficile se non impossibile dal punto di vista realizzativo ottenere le superfici di scambio individuate ai paragrafi precedenti. Nel caso dello scambiatore caldo infatti la superficie di $0,17 \text{ m}^2$ potrebbe essere realizzata con 14 tubi dal diametro interno di 8 mm per una lunghezza di 500 mm, cosa che potrebbe comportare problemi di ingombro e di uniformità della temperatura dei tubi stessi. Per lo scambiatore freddo è possibile ottenere $0,256 \text{ m}^2$ di superficie con tubi da 6 mm di diametro interno con lunghezza di 90 mm: sarebbero necessari tuttavia 150 tubi che potrebbe risultare di difficile realizzazione.

Oltre all'obiettivo di potenza elettrica prodotta da raggiungere ed alla massimizzazione del rendimento sono stati definiti ed utilizzati ulteriori parametri di verifica delle prestazioni del motore:

$$P_{UP} = \frac{P_{utilead}}{P_{media}} \quad (5.4)$$

pari al rapporto tra potenza utile adiabatica e pressione media di ciclo: questo parametro è un indice della qualità globale del motore con riferimento alla pressione poiché evidenzia la capacità di sviluppare potenza utile anche con pressioni medie di lavoro basse e quindi

con minori problemi di resistenza meccanica e di sforzi sul manovellismo di spinta. Si è scelta appositamente la potenza adiabatica (al netto quindi delle dissipazioni meccaniche e fluidodinamiche) per avere un parametro che fosse strettamente collegato al ciclo termodinamico.

Il secondo parametro utilizzato è il seguente:

$$P_{UMAX} = \frac{P_{utilead}}{P_{max}(V_{comp}+V_{esp}-L_{sov}A_p)} \quad (5.5)$$

Pari al rapporto tra la potenza utile adiabatica ed il prodotto tra pressione massima e somma dei volumi nominali di compressione ed espansione al netto dell'effetto dell'overlap.

In questo modo è possibile tenere in considerazione sia l'effetto dell'overlap sulle prestazioni globali che l'effetto della pressione massima poiché questa comporta inevitabilmente problemi di natura meccanica.

Il percorso progettuale ha comportato numerosissime verifiche e prove simulative su tutte le variabili di dimensionamento e la verifica dei parametri di funzionamento del motore.

Nelle seguenti tabelle sono riportate le variabili di calcolo relative sia al dimensionamento del motore (geometria, prestazioni di progetto, condizioni esterne di progetto), che quelle di funzionamento del motore (temperature interne, perdite interne, potenze, numeri caratteristici).

Variabili proprie della macchina	Simbolo
Massa pistone	M_p
Massa displacer	M_d
Area cilindro/area displacer	A_d
Area rod	A_r
Area pistone	A_p
Lunghezza cooler	L_K
Lunghezza heater	L_H
Lunghezza rigeneratore	L_{rig}
Numero tubi heater	N_{tubiH}
Numero tubi cooler	N_{tubiK}
Diametro interno tubi heater	$D_{inttubiH}$

Diametro interno tubi cooler	D_{inttubiK}
Area frontale rigeneratore	A_{rig}
Diametro filo retino rigeneratore	D_{filo}
Luce retino rigeneratore	b
Lunghezza displacer	L_d
Lunghezza pistone	L_p
Altezza media camera compressione	C_c
Altezza media camera espansione	E_e
Lunghezza di overlap	L_{sov}
Distanza duomo-pistone pms	L_{pmsp}
Volume smusso pistone	V_{smsp}
Volume smusso superiore displacer	V_{smsd}
Volume smusso inferiore displacer	V_{smid}
Volume displacer	V_{ddd}
Volumi morti extra rigeneratore	V_{extrar}
Volumi morti extra cooler	V_{DR}
Lunghezza morta cielo displacer	E_{edead}
Velocità angolare	ω
Corsa del pistone	C_{comp}
Corsa del displacer	C_{esp}
Sfasamento	ϕ_p
Temperatura fluido cooler	T_{wk}
Temperatura fluido heater	T_{wh}
Temperatura pareti cooler	TK
Temperatura pareti heater	TH
Potenza termica in ingresso heater	Q_h

Tabella 5:1: Tabella riassuntiva delle variabili di progetto.

Variabile	Descrizione
Ψ, κ	Rapporto tra volume totale di compressione e volume totale di espansione
V_{comp}	Volume totale di compressione (corsa pistone per area pistone)
V_{esp}	Volume totale di espansione (corsa displacer per area displacer)
P_{espad}	Potenza Espansione adiabatica
P_{compad}	Potenza Compressione adiabatica
P_{termad}	Potenza termodinamica messa a disposizione (è la differenza tra Potenza di espansione e potenza di compressione)
P_{utilead}	Potenza utile all'albero. È la P_{termad} - la potenza dissipata per muovere il fluido negli scambiatori e nel rigeneratore

P_{diss}	Potenza dissipata per muovere il fluido negli scambiatori e nel rigeneratore
P_{uP}	Potenza utile all'albero diviso la pressione media di lavoro
P_{umax}	Putilead / (Pmax*(Vcomp + Vesp - Lsov*Ap))
P_{disH}	Potenza dissipata nello scambiatore caldo
P_{disK}	Potenza dissipata nello scambiatore freddo
P_{disR}	Potenza dissipata nel rigeneratore
P_{media}	Pressione media di lavoro
P_{max}	Pressione massima di lavoro
P_{min}	Pressione minima di lavoro
M_{tot}	Massa di gas
x	Rapporto volume morto totale su volume di espansione. Vdead/Vesp
V_{olumeH}	Volume scambiatore caldo
V_{olumeK}	Volume scambiatore freddo
V_{olumeR}	Volume rigeneratore
V_{dead}	Totale Volumi morti interni
QK	Potenza smaltita nello scambiatore freddo
QH	Potenza in ingresso nello scambiatore caldo
QR	Potenza scambiata nel rigeneratore
Qpiu	Potenza da dare in piu nello scambiatore caldo per l'inefficienza del rigeneratore
T_{wh}	Temperatura media gas nello scambiatore caldo
T_{wk}	Temperatura media gas nello scambiatore freddo
T_{wr}	Temperatura media gas nel rigeneratore
V_{media}	Portata di gas media nel moto m ³ /s
V_{max}	Portata di gas massima nel moto m ³ /s
effreg	Efficienza del rigeneratore
h_{iK}	Coefficiente di scambio termico del gas all'interno dello scambiatore freddo
h_{iH}	Coefficiente di scambio termico del gas all'interno dello scambiatore caldo
ReH	Numero di Raynolds nello scambiatore caldo
ReK	Numero di Raynolds nello scambiatore freddo
ReR	Numero di Raynolds nel rigeneratore
TH	Temperatura delle parti dello scambiatore caldo
TK	Temperatura delle parti dello scambiatore freddo
P_{carica}	Pressione di carica a freddo
Porosità	Porosità del rigeneratore
V_{CM}	Volume di compressione termodinamico
alfa_{eq}	Sfasamento manovellismo equivalente configurazione alfa equivalente
QS	Perdita per shuttle heat transfer in W. È il calore da dare in piu perché portato verso lo scambiatore freddo dal moto del displacer.
QP	Perdita per pumping loss in W. È il calore da dare in piu per effetto del pompaggio di gas nell'anulus del displacer che alternativamente si raffredda e si riscalda.
SL	Perdita per temperature swing loss in W. È il calore da dare in piu dovuto al fatto che le temperature del rigeneratore oscillano durante il ciclo.
W0	Perdita conducibilità parete esterna rigeneratore. È calore da dare in piu
W01	Perdita conducibilità parete interna rigeneratore. È calore da dare in più
midi	Minima distanza tra pistone e displacer

T_{win}	Temperatura acqua in ingresso per raffreddamento
G_{win}	Portata d'acqua di raffreddamento
T_{wout}	Temperatura di uscita dell'acqua dal circuito di raffreddamento
λ_{tubiK}	Conducibilità termica materiale tubi scambiatore freddo
TE	Temperatura media in camera di espansione
TC	Temperatura media in camera di compressione
QKR	Potenza termica che il circuito di raffreddamento deve poter smaltire
CR	Potenza termica che attraversa il rigeneratore in direzione assiale per la sua conducibilità termica interna e che diventa un carico termico per lo scambiatore freddo
HK	Trasmittanza totale tubi scambiatore freddo
NSTR	Numero di Stanton del rigeneratore
NTU	Numero di unità di trasferimento del rigeneratore
NSTH	Numero di Stanton dello scambiatore caldo
NTUH	Numero di unità di trasferimento dello scambiatore caldo
NSTK	Numero di Stanton dello scambiatore freddo
NTUK	Numero di unità di trasferimento dello scambiatore freddo
SupH	Superficie di scambio scambiatore caldo
SupK	Superficie di scambio scambiatore freddo
S/V	Rapporto superficie di scambio su volume pieno del rigeneratore
SupR	Superficie di scambio matrice del rigeneratore
V_{totalemidstroke}	Volume totale interno al midstroke
V_{totale}	Volume totale interno
Ir	Potenza termica scambiata per irraggiamento dalla parte calda del displacer alla parte fredda
Cd	Potenza termica scambiata per conduzione lungo le pareti laterali del displacer dalla parte calda alla parte fredda
S_{disp}	Spessore parete laterale displacer
U_{disp}	Diametro interno del displacer ai fini dell'irraggiamento
n_{schermi}	Numero di schermi all'irraggiamento presenti nel displacer
n_l	Emissività superfici interne del displacer
n_s	Emissività schermi del displacer
R	Costante R del gas di lavoro
Cm	Coefficiente di riduzione della massa totale teorica contenuta
QKcon conduzione	Carico termico complessivo allo scambiatore freddo (pari al calore al fancoil)

Tabella 5:2: Tabella riassuntiva delle variabili di funzionamento del motore.

Per ovvie necessità di esposizione si tralascia la completa trattazione delle verifiche effettuate e che hanno condotto al dimensionamento definitivo ma si riportano alcuni interessanti risultati di calcolo relativi al comportamento del motore a seguito di variazione di alcuni dei parametri più importanti.

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

Pertanto il dimensionamento della macchina anche dal punto di vista delle corse deve essere effettuato prendendo in considerazione il comportamento complessivo poiché la scelta si ripercuote in modo importante su tutti i componenti.

5.2 – Modifiche e sviluppo

Problemi di natura meccanica sono tra i maggiori ostacoli allo sviluppo di motori a ciclo Stirling, in particolare nel caso di motori dotati di cinematismo. Nel corso del progetto si sono presentati importanti problemi di natura meccanica in particolar modo per quanto riguarda il movimento del pistone.

Il pistone è sottoposto a notevoli sollecitazioni meccaniche dovute all'inerzia del pistone stesso e dell'eventuale biella e manovella alle quali è collegato ed alle forze esercitate dal gas sulle sue pareti. La presenza di un cinematismo comporta la presenza di forze radiali che scaricandosi sulle pareti interne del cilindro comportano problemi di usura dei componenti e dei trattamenti superficiali delle pareti, problemi di trafilamenti di gas, e dissipazioni di potenza meccanica.

I trattamenti superficiali delle pareti del pistone e del cilindro possono aiutare a ridurre gli attriti tramite l'adozione di depositi di materiali a basso coefficiente di attrito dinamico. Il problema risulta esasperato dalla necessità di non utilizzare alcun tipo di lubrificante che possa contaminare i volumi di lavoro, intasare il rigeneratore, ossidare le superfici interne dello scambiatore caldo. Alcuni dei problemi riscontrati sono ben rappresentati nella figura seguente.



Figura 5:25: Il pistone usurato per effetto delle spinte radiali.

Nonostante il trattamento operato sia sulla superficie laterale del pistone che su quella del cilindro, importanti segni di usura sono stati riscontrati in particolar modo in vicinanza degli spinotti di biella.

La natura del problema è stata ricondotta per la maggior parte alla presenza di una importante flessione della biella stessa a causa della differenza di pressione esercitata sul pistone e della forma stessa della biella. La flessione della biella comporta infatti una modifica dell'assialità del pistone rispetto al cilindro all'interno del quale scorre causando le usure riscontrate. Ulteriori effetti di usura prevedibili sono stati riscontrati sulla spalla del pistone, in questo caso dovuti alla presenza di forze radiali perpendicolari agli spinotti di biella.

Le simulazioni effettuate tramite elementi finiti hanno confermato la presenza di importanti flessioni e scostamenti della perpendicolarità tra asse del pistone e spinotti di biella come evidenziato nelle figure successive, nelle quali la biella è sollecitata a differenze di pressione di 1 e 10 bar tra le facce del pistone. L'effetto aumenta all'aumentare della differenza di pressione e quindi della pressione di carica del motore, andando a penalizzare le prestazioni dal punto di vista meccanico più di quanto l'aumento della pressione possa comportare miglioramenti dal punto di vista termodinamico.

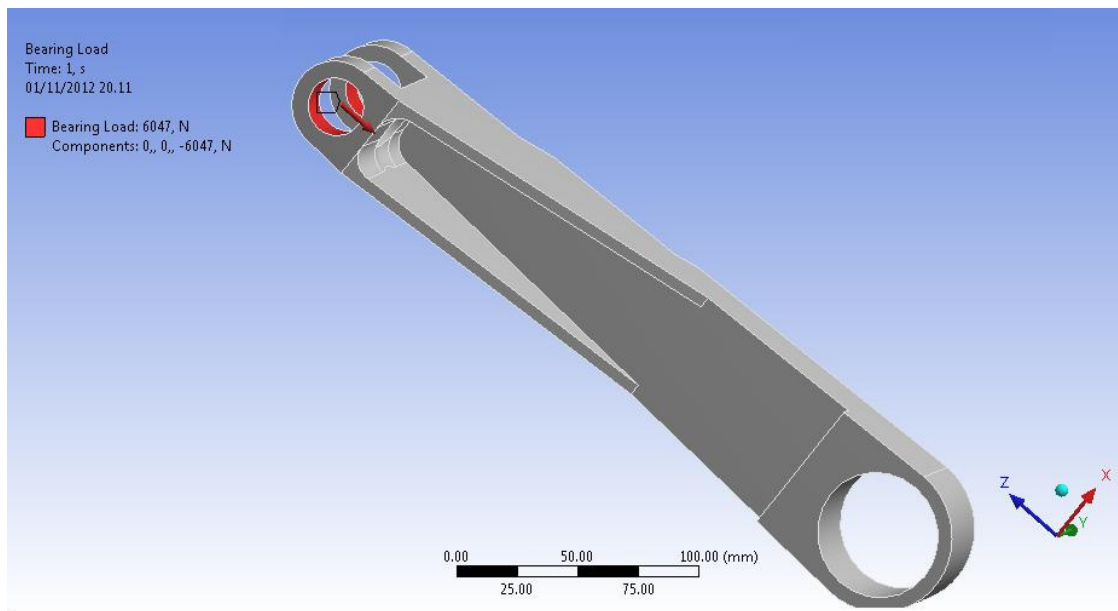


Figura 5:26: Geometria della biella con indicazione del punto di applicazione della forza.

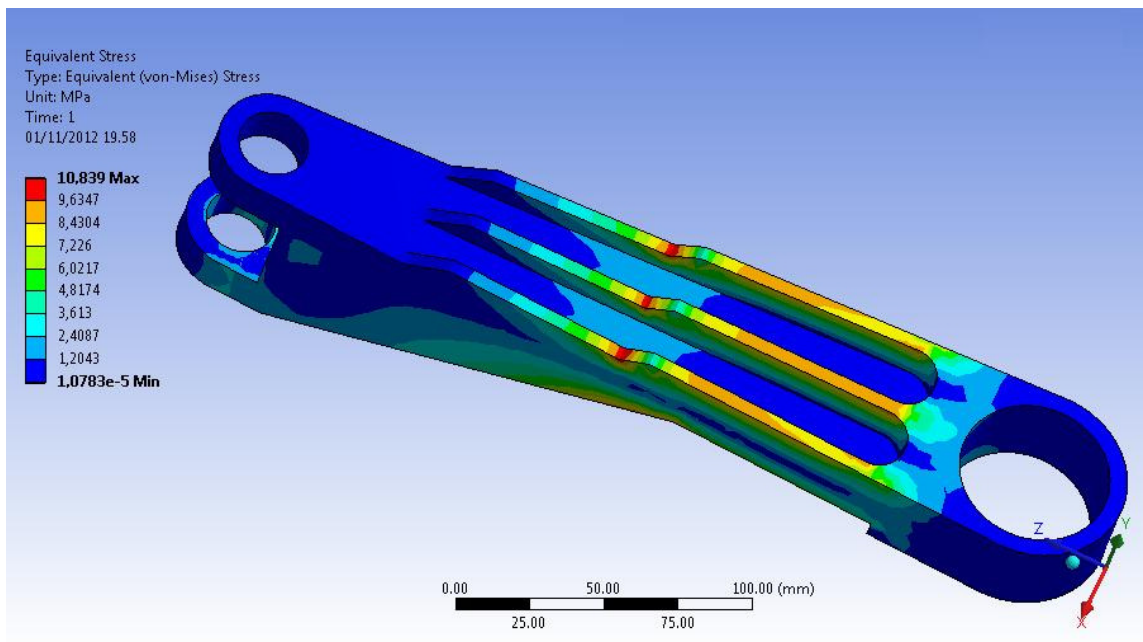


Figura 5:27: Sollecitazione meccanica sulla biella con differenza di pressione di 1 bar; vista frontale.

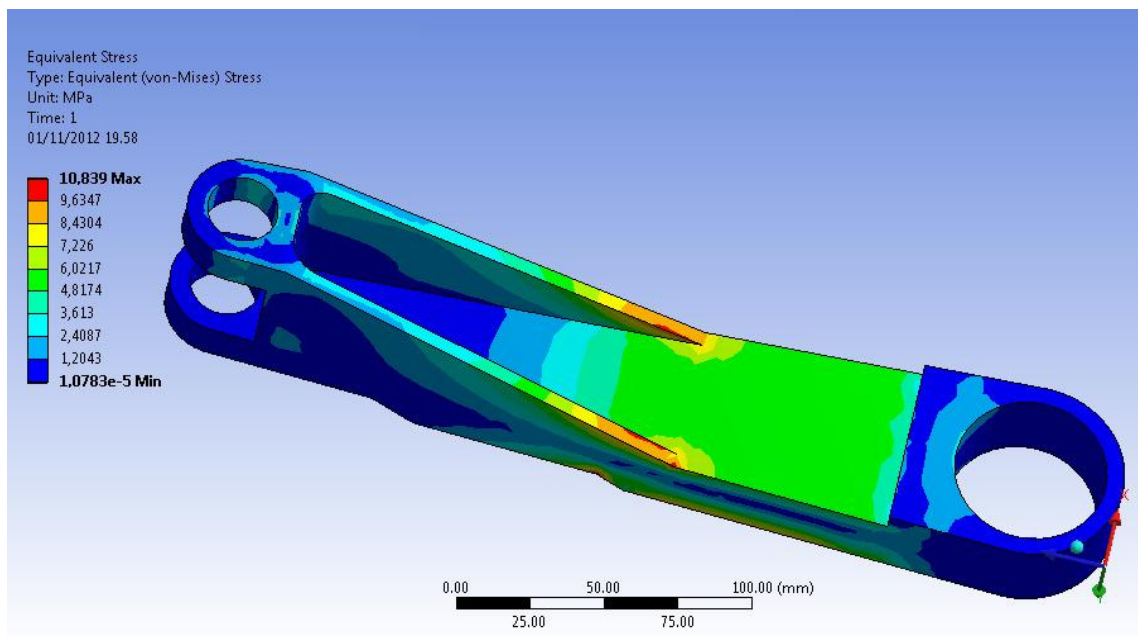


Figura 5:28: Sollecitazione meccanica sulla biella con differenza di pressione di 1 bar; vista posteriore.

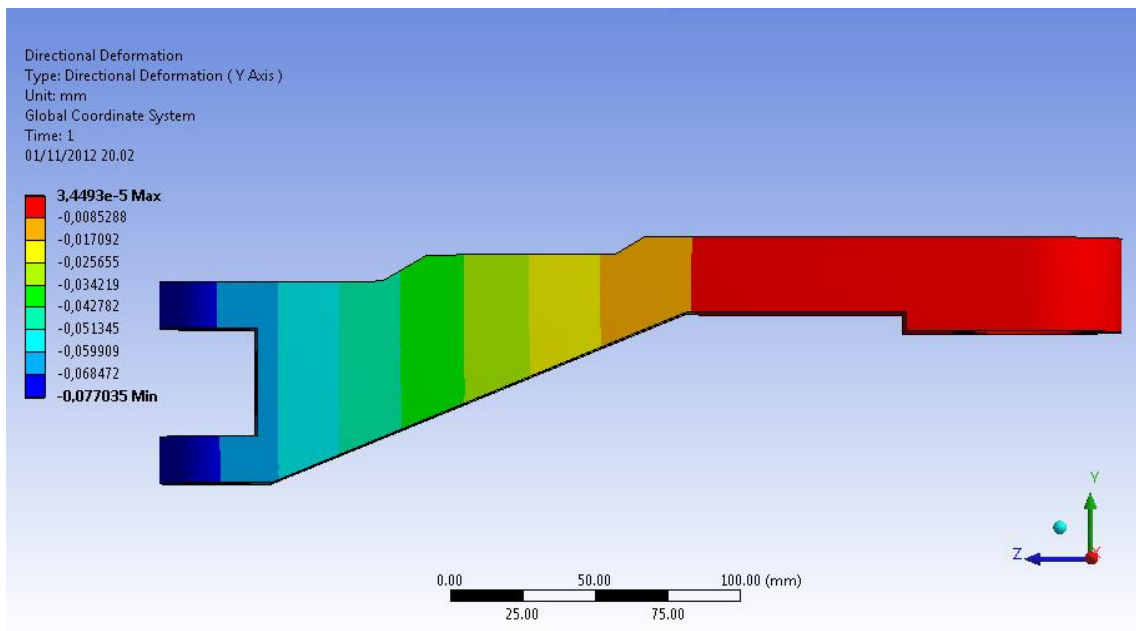


Figura 5:29: La deformazione lungo l'asse y raggiunge 0,077 mm con 1 bar di differenza di pressione.

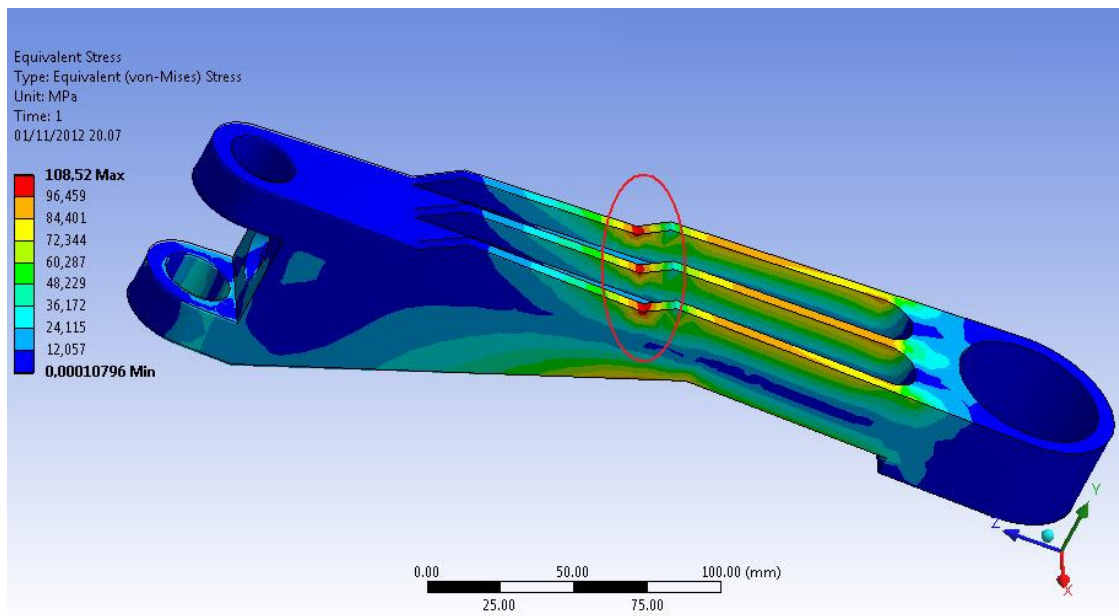


Figura 5:30: Sollecitazione meccanica sulla biella con differenza di pressione di 10 bar; vista frontale.

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

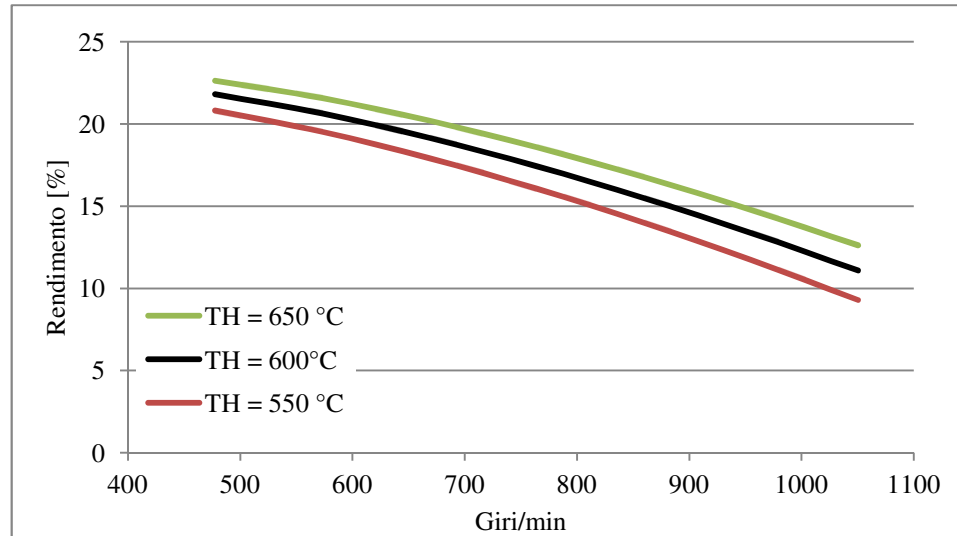


Figura 5:35: Rendimento del motore in funzione dei giri.

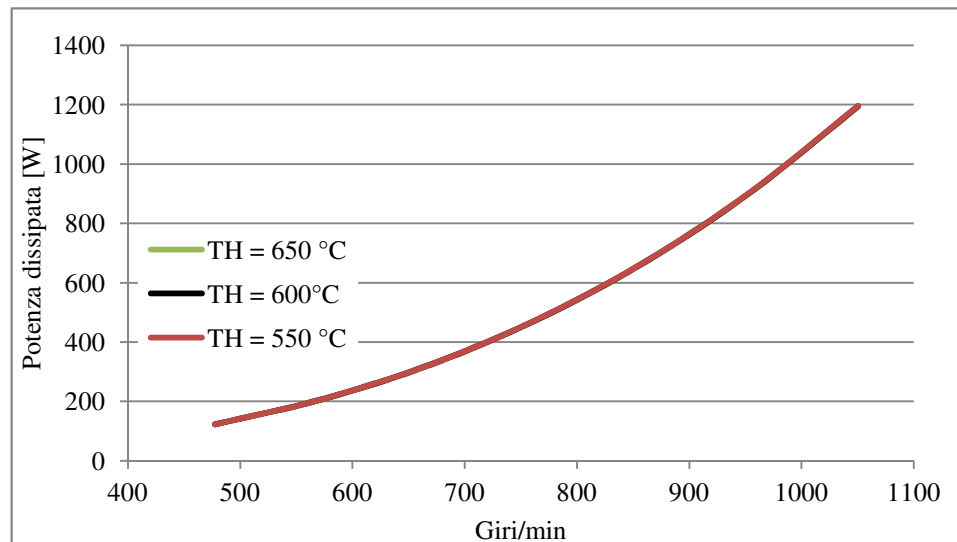


Figura 5:36: Potenza dissipata totale per attriti fluidodinamici negli scambiatori in funzione dei giri.

La potenza dissipata complessivamente comporta variazioni non sensibili per effetto dell'aumento della temperatura dello scambiatore caldo come evidente nella figura precedente. Il rigeneratore è l'elemento che comporta la maggiore perdita di carico per l'attraversamento del fluido: la necessità di ottenere efficienze di rigenerazione elevate comporta evidentemente una perdita di potenza per lo spostamento del fluido.

Le perdite meccaniche dovute al movimento dei pistoni sono crescenti con la velocità di rotazione in maniera lineare, mentre le perdite fluidodinamiche risentono dell'aumento della velocità in maniera quadratica. L'aumento della velocità di rotazione, sebbene permetta di produrre una maggiore potenza elettrica a parità di lavoro specifico prodotto, comporta quindi

degli svantaggi dal punto di vista del rendimento globale che sconsiglia di far lavorare il motore ad elevato numero di giri. Tra i vincoli progettuali infatti si era scelto di realizzare un motore a basso numero di giri.

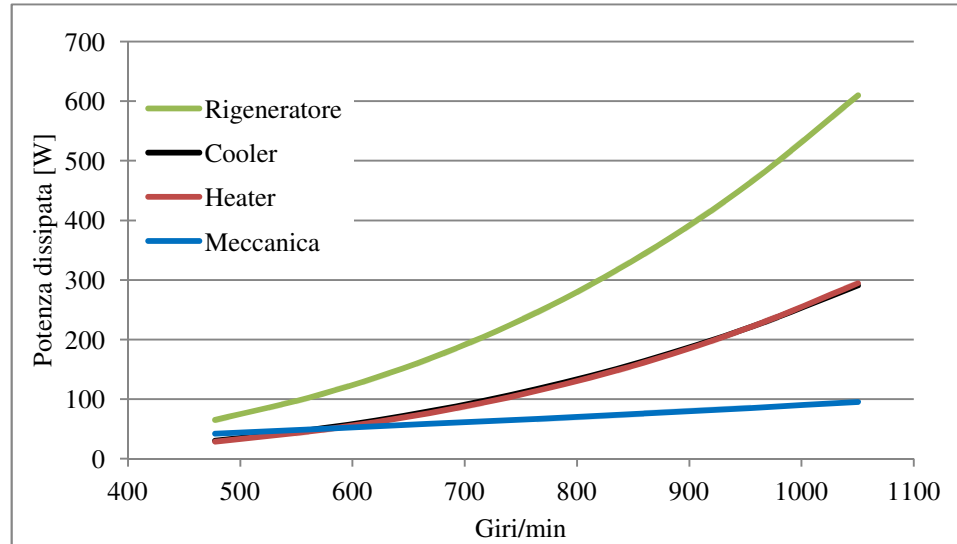


Figura 5:37: Potenza dissipata per attriti fluidodinamici negli scambiatori e per attriti del pistone in funzione dei giri; TH=600°C.

L'aumento della velocità di rotazione comporta inevitabilmente una maggiore potenza termica asportata allo scambiatore caldo ed un conseguente aumento della potenza termica da smaltire allo scambiatore freddo.

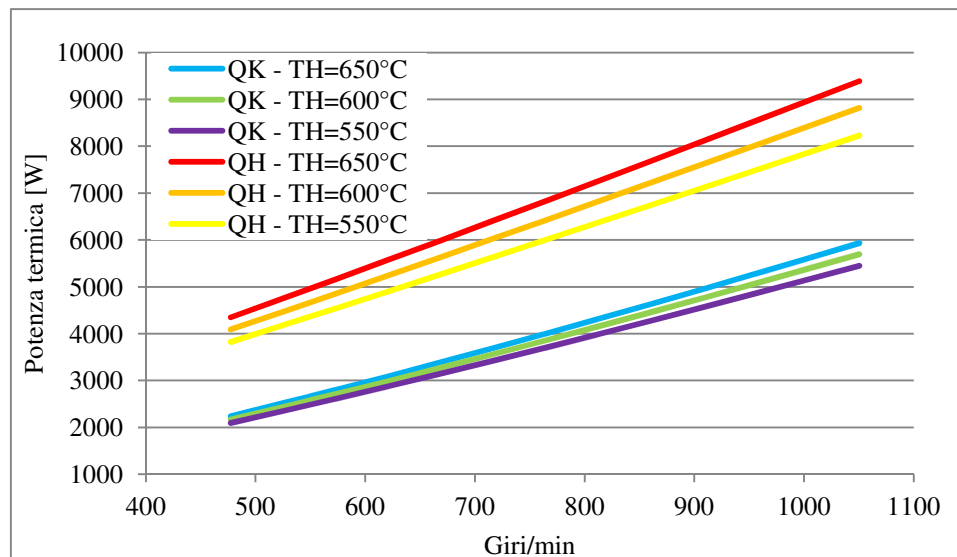


Figura 5:37: Potenza termica scambiata in funzione dei giri.

Nella seguente tabella sono riassunti invece i flussi di potenza interni al motore per una temperatura di 600 °C ed una velocità di rotazione di 700 giri/min.

Potenza termica ingresso	6263,7	W
Perdita per inefficienza rigeneratore	1193,3	W
Perdite per pompaggio	424,9	W
Conduzione attraverso pareti del motore	699,2	W
Conduzione assiale della matrice del rigeneratore	4,4	W
Shuttle heat transfer	22,3	W
Swing loss	0,1	W
Conduzione tramite pareti del displacer	14,1	W
Irraggiamento del displacer	1,6	W
Potenza di espansione	3903,5	W
Potenza di compressione	1926,3	W
Perdite nello scambiatore caldo	85,6	W
Perdite nello scambiatore freddo	92,3	W
Perdite nel rigeneratore	191,0	W
Attriti del pistone/displacer	65,8	W
Perdite del generatore elettrico	308,5	W
Potenza elettrica in uscita	1233,9	W
Potenza termica totale smaltita allo scambiatore freddo	4286,5	W

Tabella 5:4: Bilancio dei flussi di potenza interni al motore.

6 – Risultati sperimentali

Introduzione

Nel presente capitolo sono riportati i risultati sperimentali e descrittivi del prototipo di motore a ciclo Stirling realizzato dalla Sassatelli snc. Come per qualsiasi sviluppo prototipale la configurazione finale è il risultato di successive modifiche e affinamenti sia per quel che riguarda le prestazioni sia per quel che riguarda la resistenza meccanica dei componenti. Il percorso realizzativo e di sviluppo sperimentale è durato circa quattro anni. Indubbiamente ancora molto lavoro rimane prima che il motore possa entrare nel mercato, poiché rimangono ancora da completare i test relativi all'affidabilità dei componenti, l'ingegnerizzazione finale del motore e l'analisi dei costi di costruzione, l'adattamento con bruciatori presenti nel mercato. I risultati ottenuti hanno confermato tuttavia che le prestazioni del motore sono già allo stato attuale competitive con altri motori di simile taglia.

“I limiti intrinsecamente propri di questo motore sono stati via via rimossi nel tempo e sono stati in gran parte superati, specialmente per merito del genio mirabile di Bessemer. Se il ferro e l'acciaio prodotti da Bessemer fossero stati conosciuti trentacinque o quaranta anni fa, senza dubbio l'introduzione commerciale del motore ad aria calda sarebbe stata coronata da ben altri successi. A capaci ed ambiziosi tecnici delle future generazioni è affidato il compito di tentare nuovamente, quando le circostanze tecnologiche e di mercato appariranno ancora favorevoli.”

Reverendo Robert Stirling, 1876

6.1 – Risultati preliminari

Poiché lo sviluppo del motore è stato caratterizzato da numerosi test, verifiche, e modifiche ai componenti giova suddividere l'esposizione in due fasi al fine di poter descrivere con più chiarezza i risultati ottenuti più significativi.

Nella prima parte verranno pertanto riportati i risultati sperimentali preliminari ottenuti con differenti configurazioni (pressione di carica, temperature, velocità di rotazione, matrice rigenerativa, segmenti di tenuta etc...). Nella seconda parte verranno presentati invece i risultati del prototipo definitivo. Nell'analisi dei dati si deve tenere presente che alcune grandezze misurate sono influenzate in modo importante dallo specifico funzionamento istantaneo del motore. Durante tutte le attività di misura sono state rilevate la velocità di rotazione del motore, la pressione di carica a motore fermo e la pressione all'interno dello spazio di lavoro con motore funzionante, la portata di gas metano al bruciatore, la portata dell'acqua di raffreddamento dello scambiatore freddo, la potenza elettrica o meccanica prodotta e resa disponibile all'albero, e diverse temperature caratteristiche del motore riportate nella seguente tabella.

Ingresso acqua circuito di raffreddamento
Uscita acqua circuito di raffreddamento
Carter
Camera di compressione
Scambiatore freddo a metà lunghezza assiale
Rigeneratore lato freddo
Rigeneratore a metà lunghezza assiale
Rigeneratore al 75% della lunghezza assiale
Rigeneratore lato caldo
Tubi scambiatore caldo
Uscita fumi camera combustione

Tabella 6:1: Temperature misurate.

Le temperature sono state rilevate nei punti fondamentali del motore laddove ciò è stato possibile: ad esempio non è risultato possibile la misura della temperatura del gas nella camera di espansione. La misura della temperatura è affetta ovviamente da un errore

di lettura dovuto all'inerzia termica del sensore stesso rispetto alla frequenza di funzionamento del motore; la temperatura misurata sarà pertanto un valore medio rappresentativo della temperatura nell'area di misura. Si deve tenere infatti presente la difficoltà dal punto di vista pratico di dotare il motore di un numero sufficiente di sonde di temperatura con misurazioni accurate. D'altra parte la necessità di inserimento della sonda non può comportare una modifica costruttiva del motore né una variazione dei parametri di funzionamento (si pensi all'aumento dei volumi morti): pertanto alla precisione della misura si è preferita la fedeltà alle effettive prestazioni del motore. Dal punto di vista dell'analisi del dato pertanto il valore di temperatura non deve essere considerato come un valore puntuale ma come un punto rappresentativo di un intervallo di temperatura del punto di misura. Nonostante le premesse i dati misurati si sono dimostrati comunque molto utili. Nella prima fase la configurazione del motore è quella riportata nella seguente figura; il carter racchiude solamente il manovellismo ed il generatore elettrico e la massa volante sono esterne.

La camera di combustione occupa un importante volume poiché si è scelto di utilizzare un bruciatore presente in commercio piuttosto che realizzare appositamente una camera di combustione con bruciatore; l'ingombro è determinato dalla necessità di accoppiare correttamente il fascio tubiero al bruciatore.

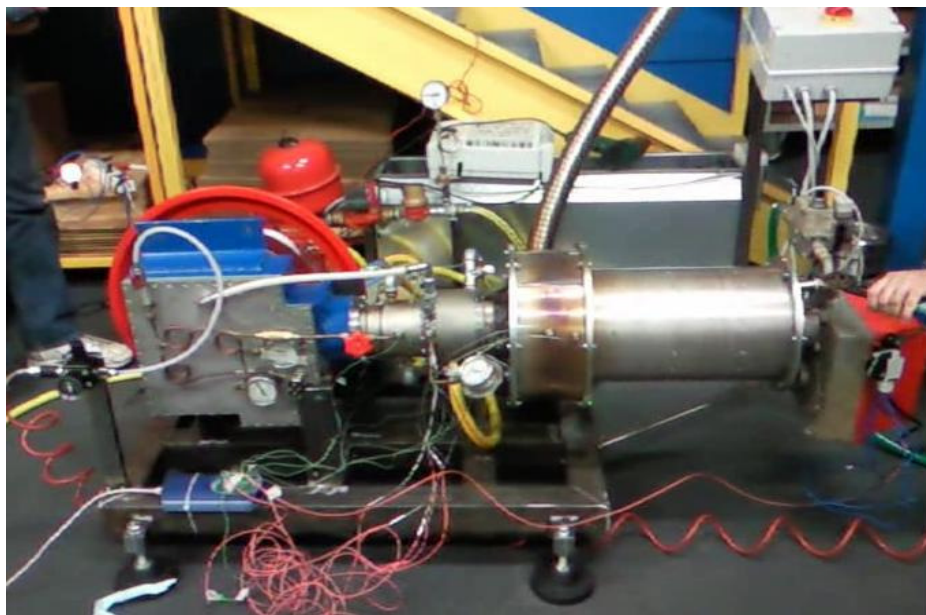


Figura 6:1: La prima configurazione del motore.

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

prodotta principalmente per l'effetto dell'aumentato rendimento del ciclo (aumento della temperatura della sorgente calda) ma a parità di temperatura imposta le prestazioni in termini di potenza elettrica differenti tra le diverse prove e configurazioni della macchina. È quindi evidente che alcune soluzioni che operano con temperature di rigenerazione più basse comportano in alcuni casi delle potenze prodotte in linea con gli altri dati misurati. Confrontando inoltre i dati a pari temperatura emergono le soluzioni più interessanti in termini di prestazioni complessive. Correlando in sede sperimentale i dati dei due grafici è possibile stabilire un quadro di verifica delle modifiche apportate al motore.

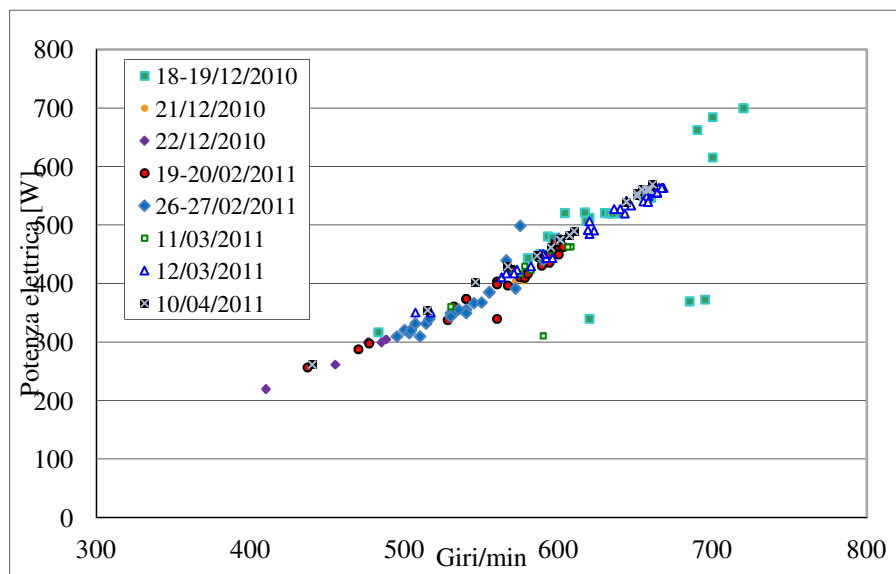


Figura 6:5: Potenza prodotta in funzione del numero di giri per diversi test.

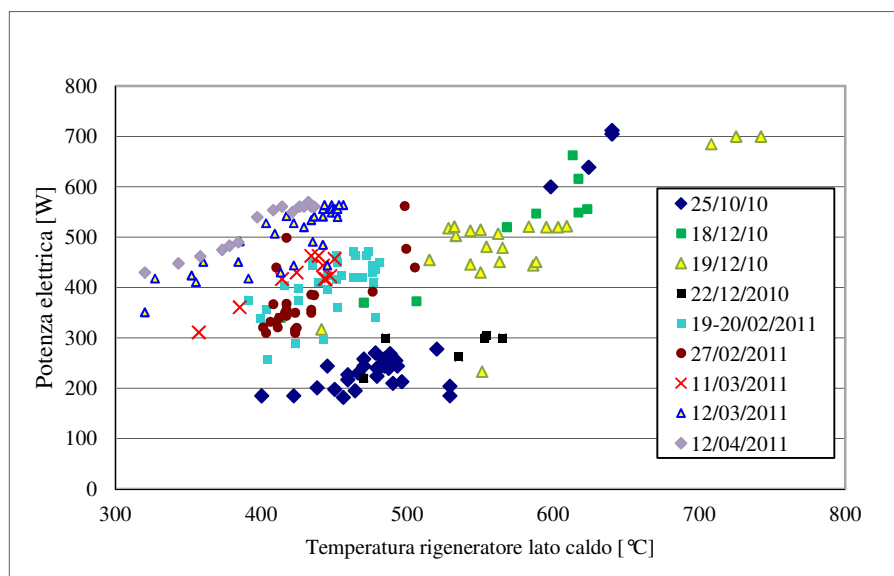


Figura 6:6: Potenza prodotta in funzione della temperatura del rigeneratore per diversi test.

Dal punto di vista del rendimento della macchina le prestazioni risultano influenzate dal ridotto rendimento del bruciatore; il bruciatore è infatti privo di preriscaldamento dell'aria di combustione mediante l'uso dei gas combusti. Ciò penalizza notevolmente il rendimento del bruciatore poichè i gas caldi escono ancora ad una temperatura di circa 600 °C; da misurazioni effettuate sul solo bruciatore è risultato un rendimento di circa il 36% a massimo carico. Pertanto una importante percentuale della potenza termica messa a disposizione del combustibile non viene trasferita allo scambiatore caldo del motore, sia per cattiva combustione, che per dispersione tramite la camera di combustione stessa, sia sotto forma di potenza termica dispersa al camino. La figura successiva riporta i rendimenti globali ottenuti (considerando anche le perdite del generatore elettrico) per alcune delle prove riportate nelle figure precedenti; si considera un potere calorifico del gas metano utilizzato pari a 9,59 kWh/m³.

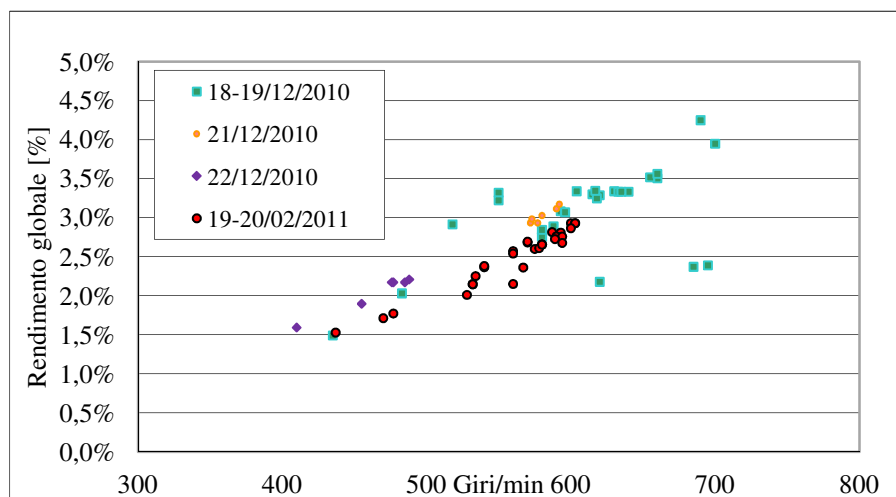


Figura 6:7: Rendimento globale in funzione del numero di giri per diversi test.

L'effetto del bruciatore può essere in parte depurato dai dati sperimentali andando a calcolare il rendimento massimo teorico del motore, ma comprensivo delle perdite del generatore elettrico, così definito:

$$\eta_{\max} \cong 0.8 * \left(1 - \frac{Q_K}{(Q_k + P_{el} / 0.8)}\right) \tag{6.1}$$

Utilizzando la precedente formulazione è possibile avere una indicazione più dettagliata del rendimento del solo motore Stirling.

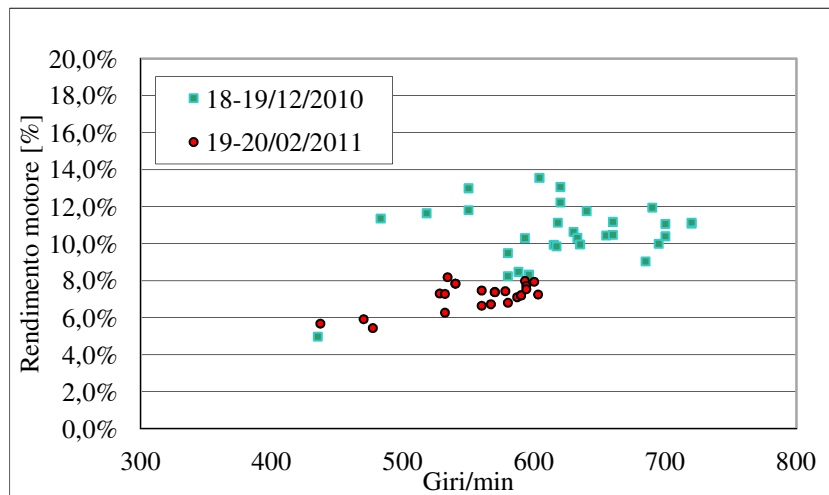


Figura 6:8: Rendimento elettrico del solo motore in funzione del numero di giri per diversi test.

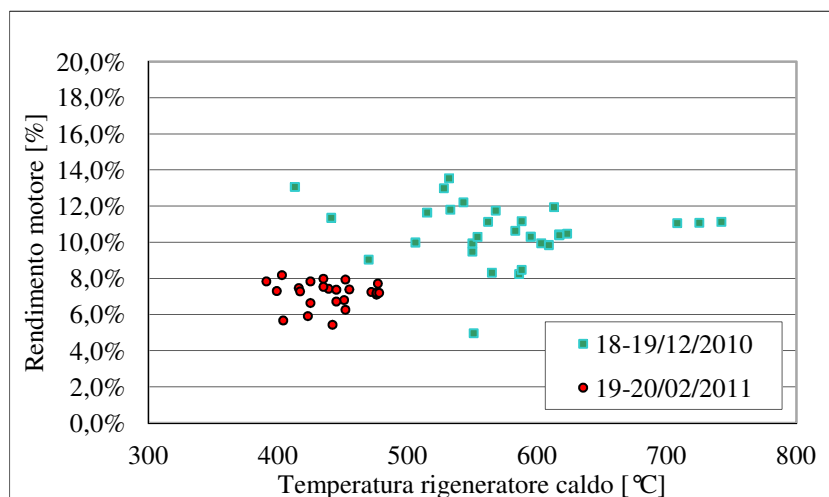


Figura 6:9: Rendimento elettrico del solo motore in funzione della temperatura del rigeneratore.

Analizzando i dati della figura 6:9 in funzione della temperatura del rigeneratore emerge una migliore efficienza relativa alle soluzioni 18-19/02/2011 anche a parità di temperatura di rigeneratore. Ulteriori risultati sono riportati in figura 6:10: in questo caso le prove erano relative a diverse soluzioni costruttive per le tenute del pistone e del displacer. Ulteriori semplici parametri di confronto delle prestazioni sono il rapporto tra potenza elettrica prodotta e temperatura misurata al rigeneratore caldo e il numero di Beale calcolato con riferimento alla potenza meccanica prodotta.

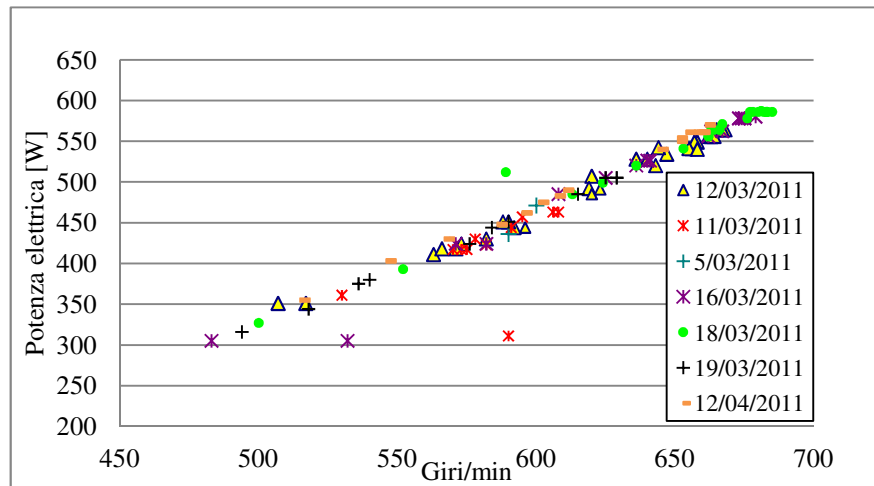


Figura 6:10: Potenza elettrica prodotta in funzione del numero di giri per diversi test sulle tenute.

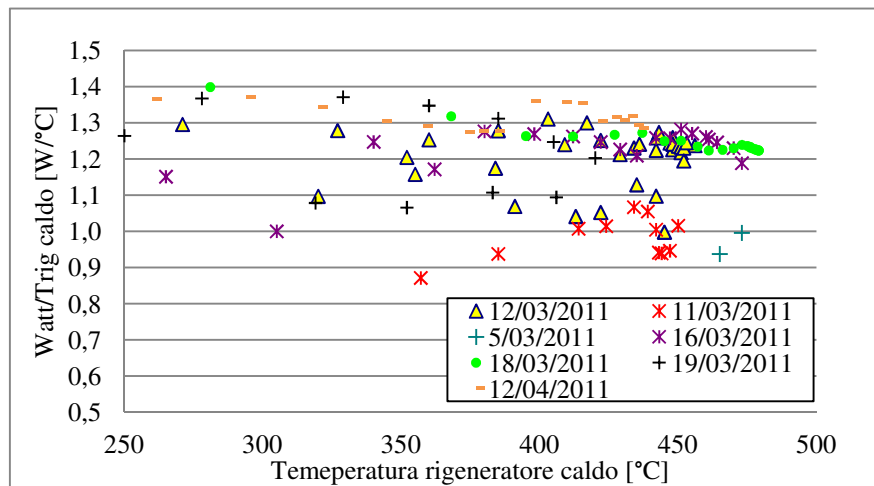


Figura 6:11: Rapporto tra potenza prodotta e temperatura del rigeneratore caldo.

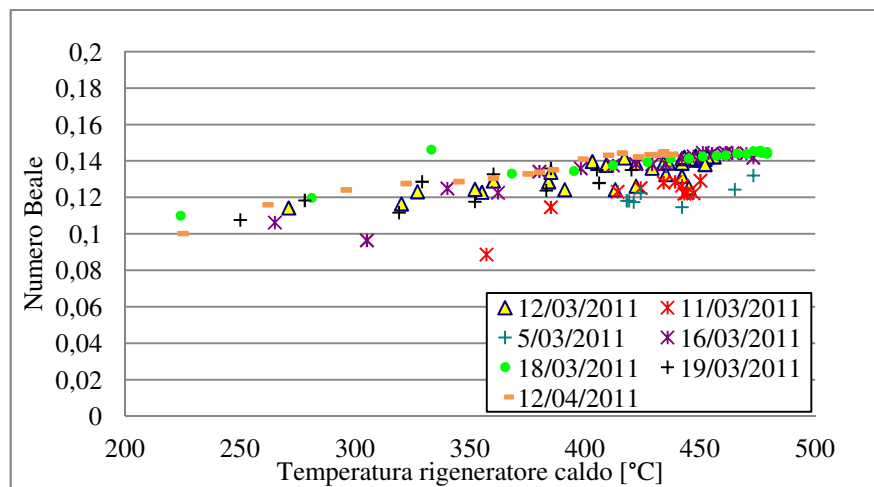


Figura 6:12: Numero di Beale in funzione della temperatura del rigeneratore.

Anche con questa configurazione preliminare del motore il numero di Beale della macchina è prossimo a 0,14, ad indicare nel complesso una buona progettazione e realizzazione.

Poiché il corretto dimensionamento dello scambiatore di calore freddo è tra i fattori che più influenzano le prestazioni della macchina, sono stati effettuati sul campo dei test con due diversi scambiatori freddi caratterizzati da un diverso numero di tubi. I risultati sono riportati nei seguenti grafici sia relativamente alla potenza elettrica prodotta che al parametro sopra richiamato Potenza/Temperatura rigeneratore.

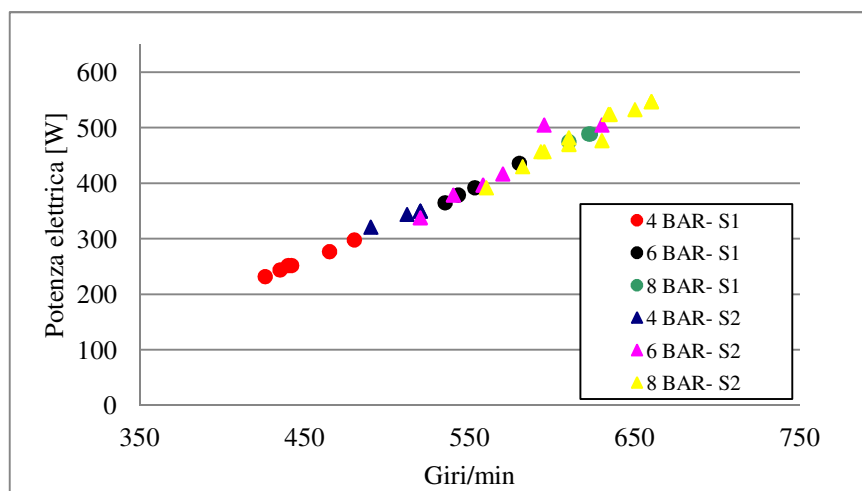


Figura 6:13: Potenza elettrica prodotta a diverse pressioni per due tipi di scambiatore freddo.

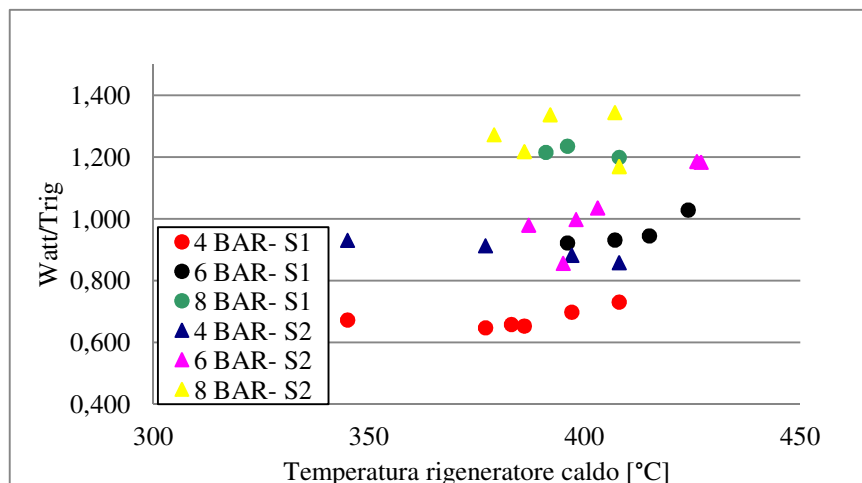


Figura 6:14: Rapporto tra potenza prodotta e temperatura del rigeneratore caldo.

Emerge in modo chiaro quindi che lo scambiatore S2 è caratterizzato da migliori prestazioni in particolare alle basse pressioni. La differenza si riduce a pressioni maggiori (pressioni relative) a causa di alcuni meccanismi riscontrati e richiamati nel capitolo 5.

6.2 – Risultati finali

A seguito delle modifiche effettuate per risolvere i problemi riscontrati durante la prima fase di test si è giunti alla configurazione finale del prototipo riportata nella seguente figura. Il prototipo ha indubbiamente un ingombro importante ma ciò, come anticipato nelle premesse progettuali, si è reso necessario per agevolare le attività di sviluppo della macchina che potrà essere ottimizzata in termini di dimensioni globali in una fase successiva di sviluppo.

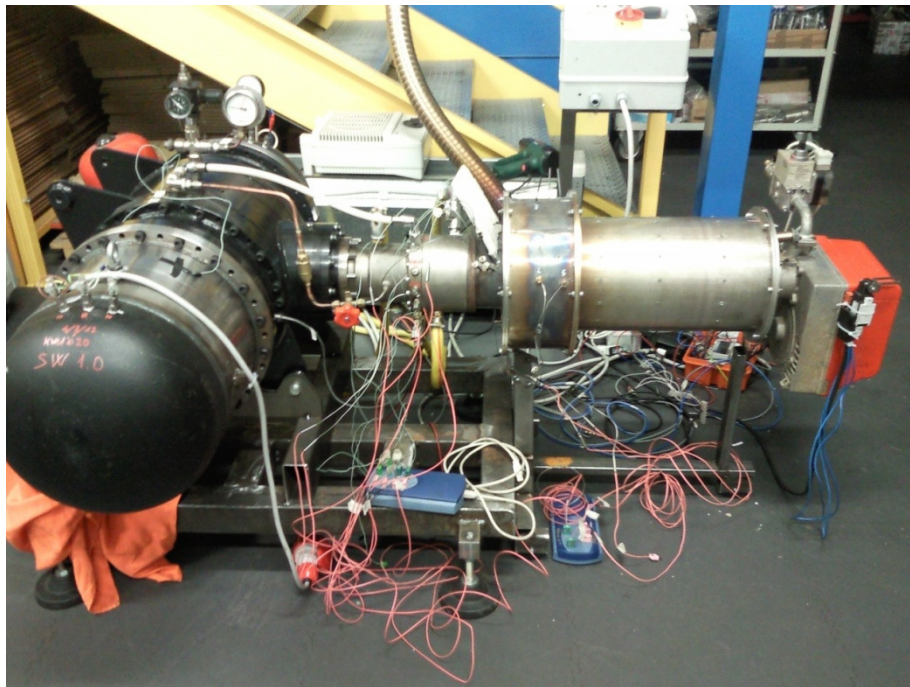


Figura 6:15: La configurazione finale del motore.

La principale modifica riguarda evidentemente il carter il quale ospita al suo interno i due generatori elettrici ed è dotato di nuovo manovellismo. Il vantaggio sulle prestazioni della nuova configurazione è visibile nella figura 6:16 a parità degli altri componenti del

motore ma variando i due modelli di scambiatore freddo provati nella fase precedente. Anche in questo caso la soluzione con lo scambiatore S2 risulta più performante.

L'efficienza complessiva del motore è fortemente influenzata dall'efficienza del rigeneratore: sono stati pertanto condotte diverse misure con rigeneratori diversi per porosità, diametro del filo, metodo di realizzazione.

Le figure successive riportano i risultati dei test condotti su differenti matrici in termini di potenza elettrica prodotta in funzione del numero di giri, o del numero di Beale ottenuto in funzione della temperatura nella parte calda del rigeneratore.

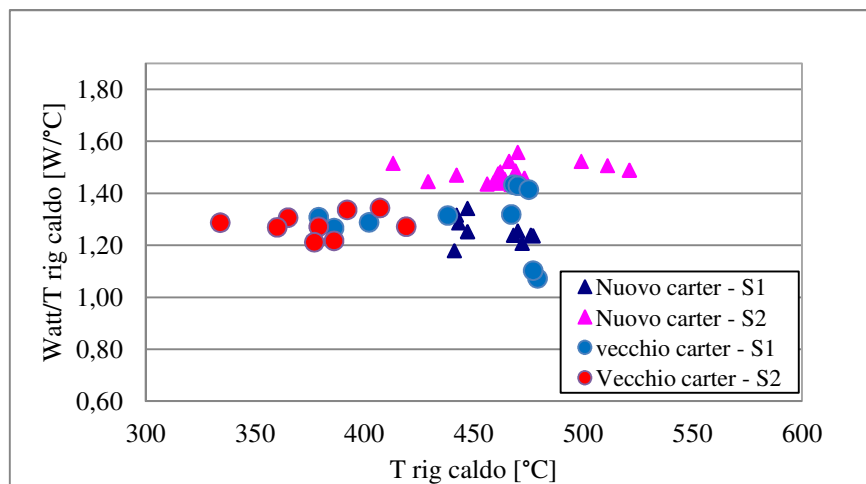


Figura 6:16: Prestazioni a confronto tra nuovo e vecchio carter.

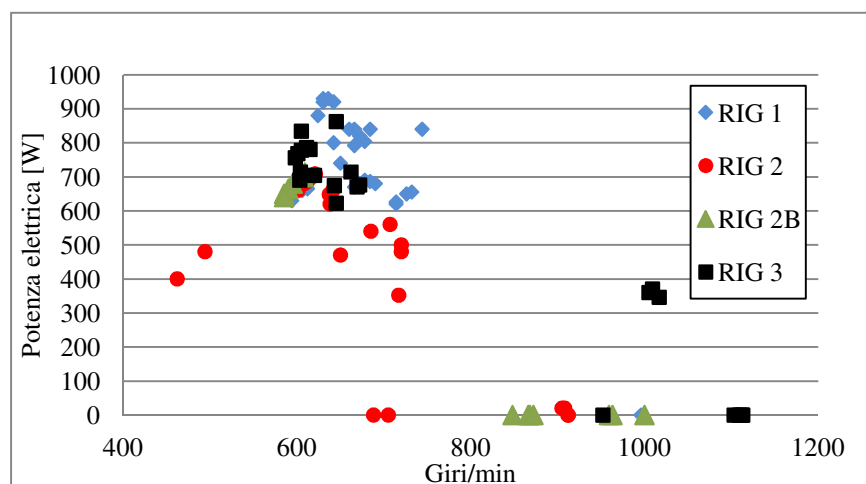


Figura 6:17: Potenza elettrica prodotta con la nuova configurazione con diversi rigeneratori.

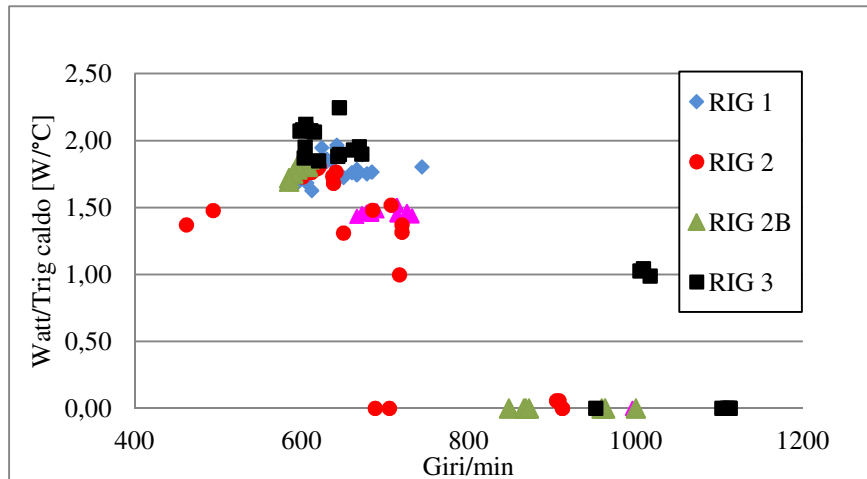


Figura 6:18: Effetto dei differenti rigeneratori testati.

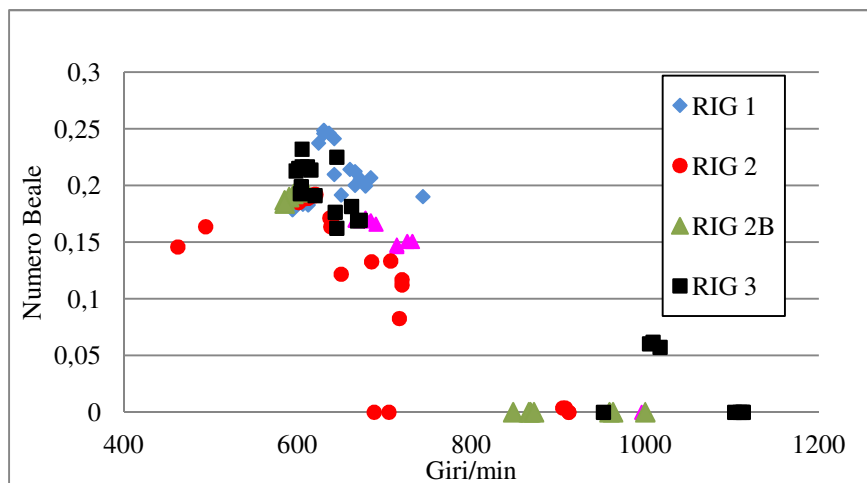


Figura 6:19: Numero di Beale per diversi rigeneratori.

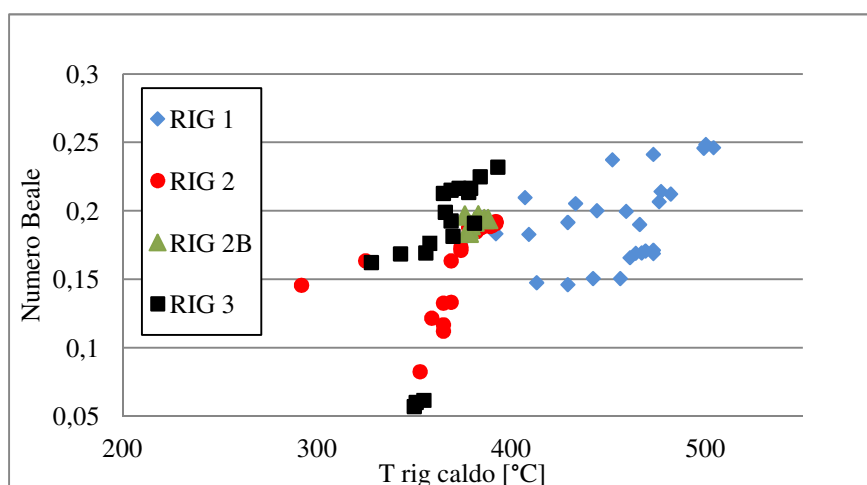


Figura 6:20: Numero di Beale in funzione della temperatura del rigeneratore.

Dal confronto con i dati della figura 6:12 emerge un notevole miglioramento ottenuto sia modificando il carter ed il manovellismo che variando rigeneratore poiché con una temperatura di circa 400° C al rigeneratore caldo si sono ottenuti numeri di Beale superiori a 0,2 contro lo 0,15 delle precedenti misurazioni.

Alcuni dei dati dei precedenti grafici sono relativi al funzionamento con il motore funzionante a vuoto: la velocità di rotazione massima raggiunta è un parametro di misura indiretta della potenza dissipata per attriti interni al motore.

Ulteriori misure con differenti rigeneratori sono presentate nelle seguenti figure. I dati relativi al rigeneratore numero 6 non sono riportati poiché non in grado di far produrre potenza utile.

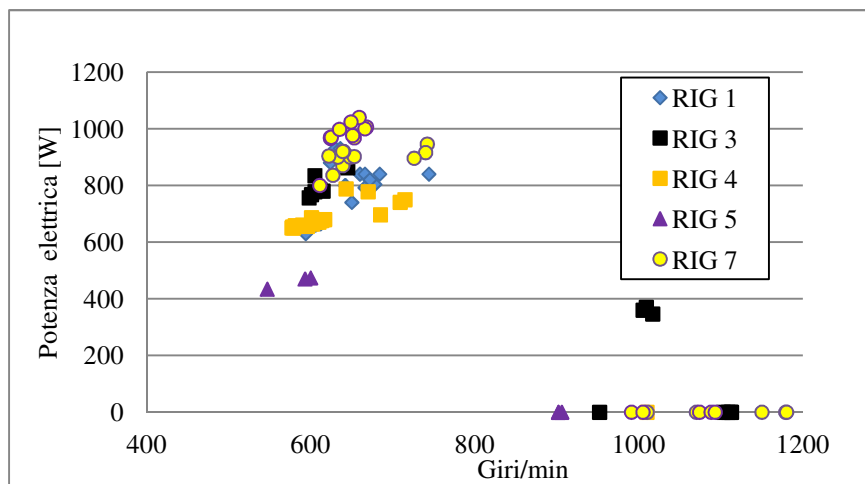


Figura 6:21: Potenza elettrica prodotta con la nuova configurazione con diversi rigeneratori.

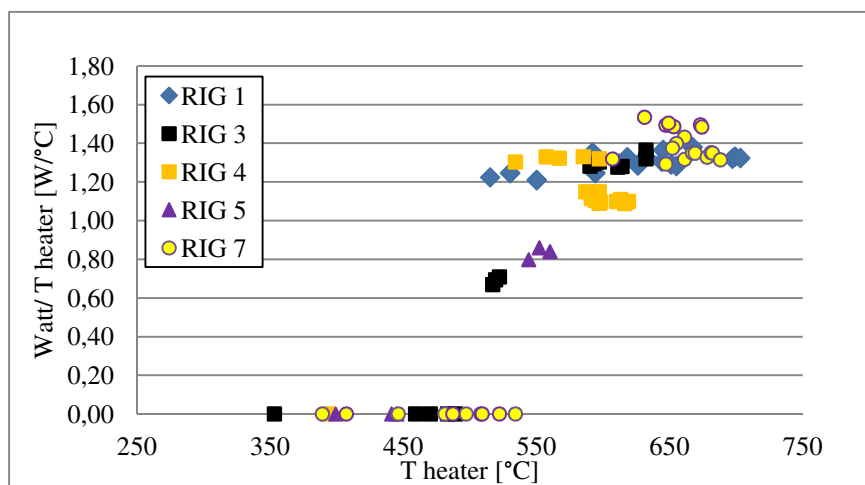


Figura 6:22: Effetto dei differenti rigeneratori testati rispetto alla temperatura nello scambiatore caldo.

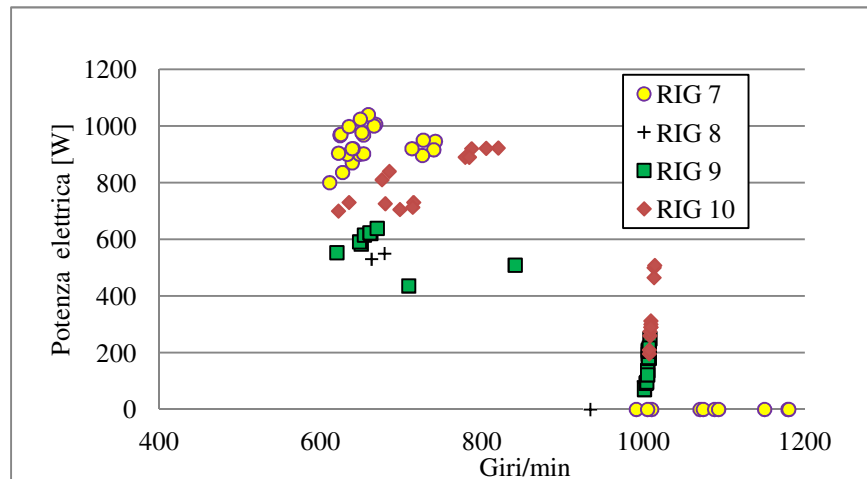


Figura 6:23: Potenza elettrica prodotta con la nuova configurazione con diversi rigeneratori.

Dai dati presentati risulta che il rigeneratore 3 e 7 presentano le migliori prestazioni sia in termini di potenza elettrica prodotta, che di rendimento che di numero di Beale. In merito all'efficienza del solo motore, applicando l'espressione 6.1 si può ricavare il grafico dei rendimenti massimi del solo motore Stirling ottenuti con i rigeneratori più performanti i cui risultati sono riportati nella figura 6:24.

La configurazione finale scelta è quella con il rigeneratore numero 7 poiché oltre ad aver raggiunto un potenza elettrica prodotta maggiore garantisce maggiori numeri di Beale e rendimenti del motore.

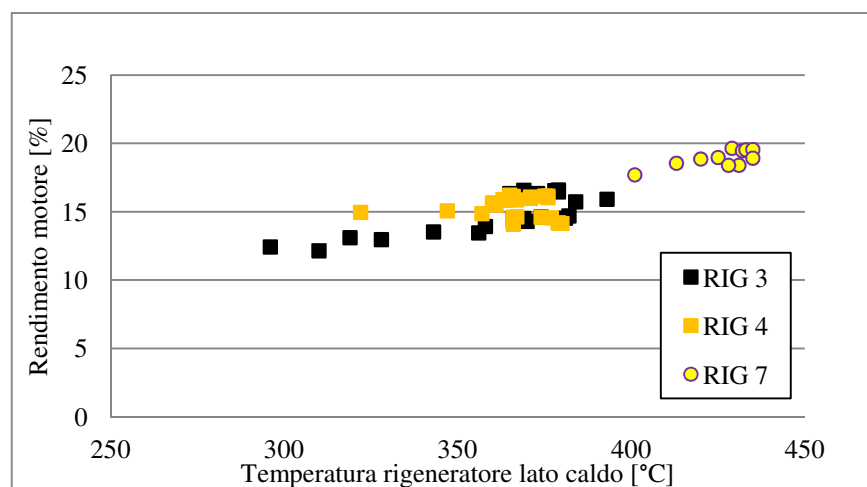


Tabella 6:24: Rendimento del motore con alcuni rigeneratori.

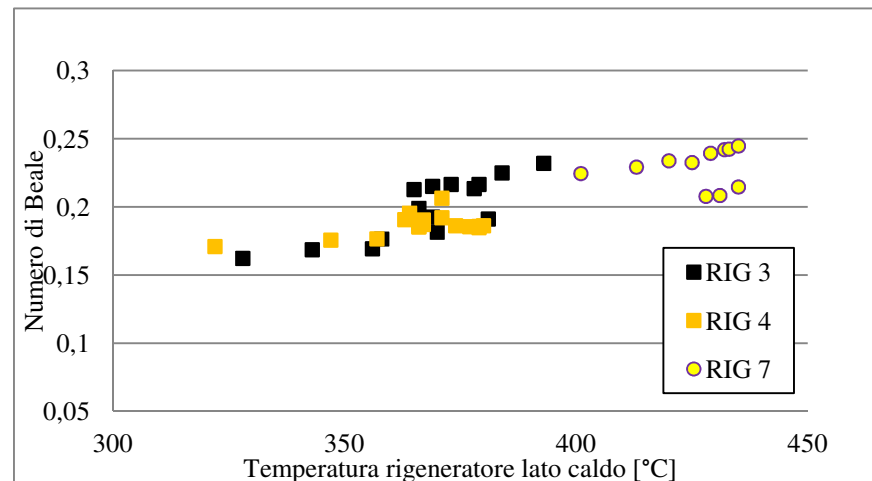


Figura 6:23: Numero di Beale con la nuova configurazione con diversi rigeneratori.

L'andamento delle temperature all'interno della matrice rigenerativa è stata monitorata durante tutti i test. Nel seguente grafico sono riportati alcuni confronti tra diversi rigeneratori: poiché l'efficienza del rigeneratore ha influenza sulle temperature del gas al suo interno e sulle temperature del gas all'interno degli scambiatori o in ingresso agli stessi (sia con gas proveniente dal rigeneratore che dalle camere di lavoro) le differenti prestazioni della macchina comportano differenti valori di temperatura. Al fine di confrontare i rigeneratori si è pertanto provveduto ad uniformarne la distribuzione assiale (relativamente allo sviluppo assiale dalla camera di compressione alla camera di espansione) delle temperature misurate, riducendone i valori misurati di una quantità tale da ottenere la stessa temperatura di ingresso al rigeneratore lato freddo per tutti i dati misurati. L'operazione è dal punto di vista concettuale poco significativa ma permette un'immediata visualizzazione grafica delle prestazioni di rigenerazione: infatti il rigeneratore che presenta maggiore gradiente termico al suo interno, e quindi in definitiva efficienza di rigenerazione comporterà a pari temperatura lato freddo una maggiore temperatura lato caldo.

I risultati sono confrontati anche con quelli ottenuti con il rigeneratore numero 5, appositamente realizzato per confronto per avere basse prestazioni avendo un rapporto tra superficie di scambio e volume morto particolarmente basso. Il grafico permette di valutare le prestazioni solo da un punto di vista termico senza dare informazioni in merito alle perdite fluidodinamiche.

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

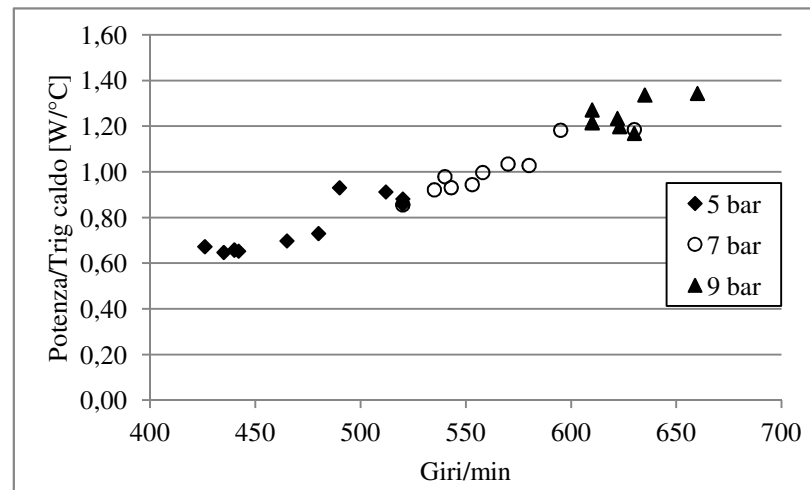


Figura 6:25: Effetto della pressione di carica (assoluta).

I risultati sperimentali sono stati confrontati con quelli della simulazione. A riguardo bisogna tenere in considerazione che il modello simulativo ipotizza una temperatura uniforme e costante delle pareti dello scambiatore caldo cosa che difficilmente si verifica in realtà. La temperatura misurata nello scambiatore caldo non è evidentemente rappresentativa del valore medio della temperatura delle pareti ma solo un'indicazione puntuale ed è difficilmente rapportabile con la temperatura media ipotizzata nella simulazione. La temperatura misurata nel rigeneratore lato caldo è evidentemente una misura più attendibile ma pur sempre poco indicativa della temperatura dei tubi nello scambiatore caldo. Al fine di confrontare i risultati sperimentali, con riferimento alle seguenti 2 figure, si è considerata per la temperatura dei tubi caldi il valore medio misurato durante i test nello scambiatore caldo (valore medio delle temperature rilevate per ogni punto sperimentale del seguente grafico) per la definizione della curva superiore, mentre si è ipotizzata una temperatura delle pareti pari alla media tra temperatura del rigeneratore lato caldo e scambiatore caldo per la curva inferiore. Gli altri parametri simulativi utilizzati sono gli stessi delle condizioni sperimentali. Evidentemente il valore corretto della temperature delle pareti non corrisponde né alla curva superiore né a quella inferiore ma ad un valore evidentemente intermedio (circa 530°C per il rigeneratore 3 e 606 °C per il rigeneratore 7). I punti sperimentali sono situati proprio in una zona limitata dalle due curve simulative dimostrando quindi una capacità di simulazione delle prestazioni globali del motore del modello simulativo accettabile. Viene riportato il confronto sia per il rigeneratore numero 3 che 7.

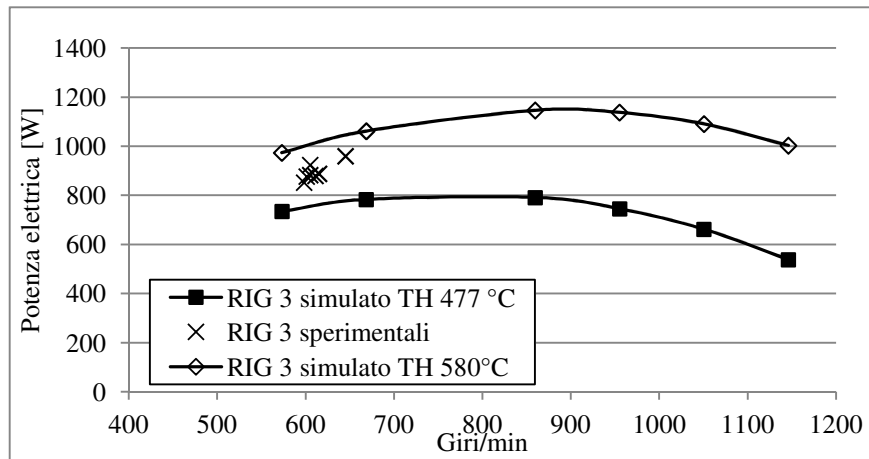


Figura 6:26: Confronto tra dati simulati e sperimentali.

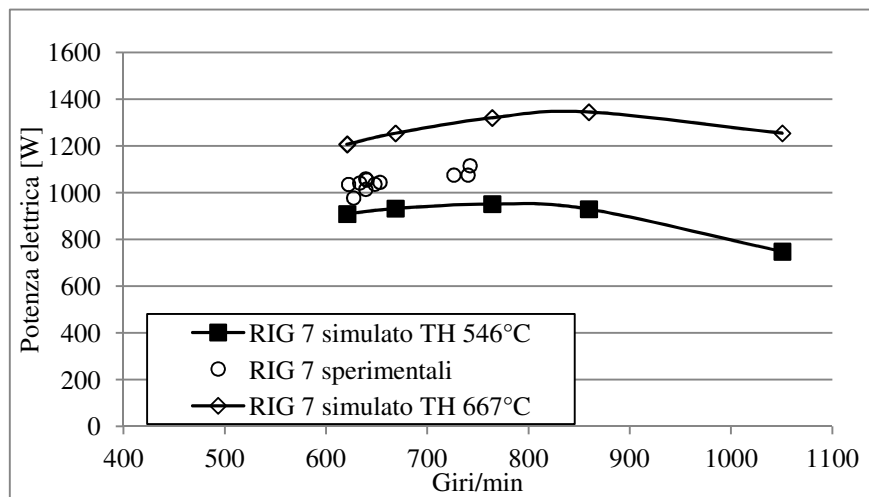


Figura 6:27: Confronto tra dati simulati e sperimentali.

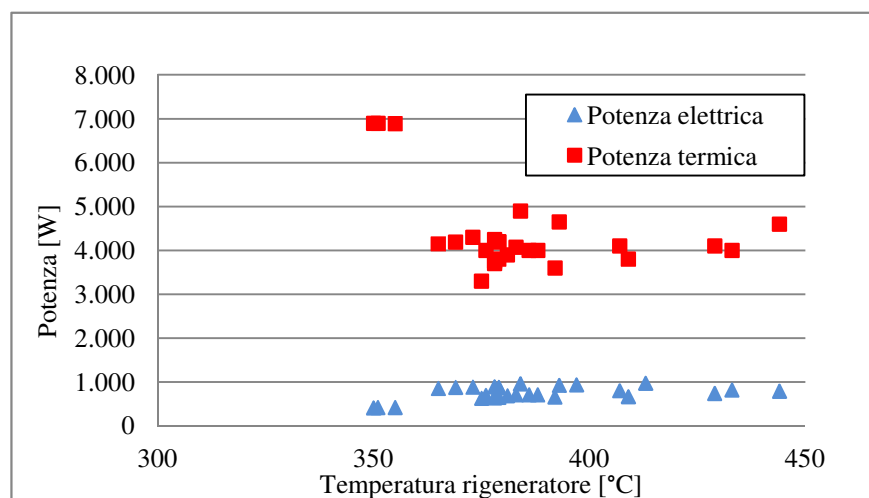


Figura 6:28: Prestazioni del motore.

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

7 - Conclusioni

Come evidenziato dalle analisi del potenziale della microgenerazione sia dal punto di vista energetico che economico esiste la possibilità di una maggiore diffusione della tecnologia anche in ambito residenziale.

I vincoli normativi attuali richiedono valori di PES positivi che in genere sono raggiungibili per macchine dotate di rendimento elettrico maggiore del 10% e rendimento termico maggiore del 70%, spesso facilmente raggiungibili. Il maggiore ostacolo è tuttavia di carattere economico e procedurale oltre che tecnologico.

Per questo è stato progettato e realizzato un prototipo di microgeneratore a ciclo Stirling della potenza elettrica di 1 kW e della potenza termica utile di circa 4 kW; il motore anche se ancora in fase prototipale ha dimostrato di poter raggiungere prestazioni interessanti. Il rendimento elettrico del motore al momento risulta prossimo al 18-20% ed in prospettiva può ulteriormente salire fino al 20-21% tramite ulteriori modifiche e migliorie e riduzione delle potenze dissipate. Il rendimento elettrico dell'intera macchina è tuttavia al momento limitato a valori prossimi al 4-6% a causa del ridotto rendimento del bruciatore attualmente utilizzato che penalizza pertanto in modo importante le prestazioni complessive della macchina; in prospettiva la realizzazione di un nuovo bruciatore studiato appositamente e dotato di preriscaldamento dell'aria comburente può triplicare l'attuale rendimento permettendo quindi il raggiungimento di rendimenti elettrici totali del microgeneratore prossimi al 15%. Il numero di Beale della macchina ha raggiunto valori di 0,25.

Il modello simulativo e progettuale del motore ha confermato la sua validità e capacità di prevedere le prestazioni del motore a ciclo Stirling.

In ultimo i dati sperimentali ottenuti sono stati confrontati con la teoria della similitudine dinamica ed energetica proposta da Organ confermandone i risultati.

Il prototipo necessita di ulteriori sviluppi e test in particolare per quel che riguarda l'affidabilità e la durabilità nel tempo delle prestazioni ma già allo stato attuale lascia intravedere interessanti possibilità in termini di sviluppo e potenziale di accesso al mercato.

Appendice A

Parametri caratteristici di motori a ciclo Stirling

		GPU 3	MP1002CA	P-40/4-95	V-160	PD46	Whispergen	400 HP/Cyl	Stirling Denmark
Configurazione		beta	beta	alfa	alfa	Beta	beta	beta	beta
Numero cilindri		1	1	4	1	1	4	1	1
Potenza	kW	8,95	0,25	45	9,00	3	0,25	291	10
Fluido		Elio	Aria	Elio	Elio	Elio	Azoto	Elio	Elio
Pressione	bar	69	14	150	150	102	24	110	78
Giri/min		3600	1500	4000	1500	3000	1500	452	1550
Alfa manovellismo									70
Sfasamento volumi		120	121	90	90				
VE	cm ³	120,88	59,4	95	160	81		17400	441,6
V _{esp}	cm ³	119,7	59,4	95,0	159,8	81,2		17419,2	441,6
V _{comp}	cm ³	119,7	64,1	95,0	159,8	81,2		15058,6	425,3
V _{sw}	cm ³	118,63	61,1	134	225	77,5	37,55	15300	
D _{displacer}	mm	69,9	55	55	68	60,325		356	105
D _{pistone}	mm	69,9	55	55	68	60,325		331	95
Corsa pistone	mm	31,2	27	40	44	28,4		175	60
Corsa displacer	mm	31,2	25	40	44	28,4		175	51
Scambiatore caldo									
Numero tubi		40	160	18	24	96		49	24
Lunghezza	mm	245,3	37,25	60	240	104	50	1090	365
Diametro	mm	3,02	2,38x0,4	3	2,7	1,83	0,098	10	8
Volume morto	cm ³	70,28	5,606	33	32,979	26,26		4194	440,32
Sup caldo	cm ²	930,92	327	440	488,58	573,99		16770	2201,62
A passaggio	cm ²	2,865	1,53	1,27	1,37	2,525		38,48	12,063
r _h	mm	0,755	0,1713	0,75	0,675	0,4575	0,0245	2,5	2
Scambiatore freddo									
Numero tubi		312	160	400	302	152		750	216
Lunghezza	mm	46,1	37,25	90	100	66	50	314	180
Diametro	mm	1,08	2,38x0,4	1	1,25	1,016	0,0975	3	2,5
Volume morto	cm ³	13,17	5,606	28	37,06	8,13		1660	190,85
Sup freddo	cm ²	488,01	327	1130	1185,92	320,20		22180	3053,62
A passaggio	cm ²	2,858	1,53	3,14	3,7	1,23		53,01	10,6
r _h	mm	0,7	0,1713	0,25	0,3125	0,254	0,024375	0,75	0,625
Rigeneratore									
Rig. per circuito		1	1	2	1	8	1	6	1
Porosità		0,75	0,85	0,685	0,69	0,69		0,582	0,78
L _{reg}	mm	22,6	28	44	30	20,32	30	75	44

dw	mm	0,04	0,0395	0,05	0,0501	0,4564		0,14	0,04
Volume morto	cm ³	54,39	19,308	174	68,682	8,005		5194	362,5
Sup	cm ²	18130	4820	63730	24600	320,2		1060000	102000
A passaggio	cm ²	24,06	7,28	38,72	2,89	1,23		692,58	82,39
S/V	cm ⁻¹	333,30	249,63	366,26	358,17	40		204,08	281,37
r _h	mm	0,0305	0,04	0,073	0,0279	0,254		0,0487	
D _{idr}	mm	0,12	0,2238	0,1087	0,1116	1,016	0,36	0,194	0,1418
Varie									
Sh/Sk		1,91	1,00	0,39	0,41	1,79		0,76	0,72
Vh/Vk		5,33	1,00	1,18	0,89	3,23		2,53	2,31
VE/V _{SW}		1,0189	0,9721	0,7089	0,7111	1,0451		1,1372	
V _{esp} /V _{comp}		1	0,9259	1	1	1,0		1,1567	1,0383
V _{SW} /VE		0,9813	1,0286	1,4105	1,4062	0,9567		0,8793	
V _{comp} /V _{esp}		1	1,08	1	1	1		0,8644	0,9630
Parametri di similitudine dinamica/energetica									
NMA		0,0166	0,021	0,0191	0,0121	0,0168	0,0164	0,0139	
NSG		2,18*10 ⁹	5,60*10 ⁸	4,27*10 ⁹	5,62*10 ⁹	1,90*10 ⁹	7,34*10 ⁸	1,45*10 ¹⁰	
NT		3,7	2,92	3,07	2,727	2,67	2,54	3,08	
ω _{L_{xe}} /V(RTC)		0,1393	0,2143	0,3922	0,327	0,1211		0,23	
ω _L /V(RTC)		0,0166	0,0422	0,0129	0,0196	0,011		0,0124	
ω _{L_{xc}} /V(RTC)		0,1396	0,2143	0,159	0,121	0,248		0,167	
NT _{xe}		14,06	11,44	13	12,89	9,34		13,65	
NT _{xr}		0,433	0,4716	0,989	0,47	0,627		0,502	
NT _{xc}		7,07	11,44	13,8	11,39	10,96		13,05	
(v(RTC)/rpm) ³		0,02962	0,00757	0,01023	0,14585	0,01876	0,00963	239,106	
NBeale		0,1822	0,1169	0,3358	0,1066	0,0759	0,1109	0,2295	
((4L _{reg})/D _{idr}) ^{1,5}		20217,0	11160,1	64626,4	35234,3	27330,3	6085,8	60448,8	
NSG ^{0,5}		46690,5	23664,3	65345,2	74966,7	43589,0	27096,3	120415,9	
((4L _{heater})/D _{heater}) ^{1,2}		1036,8	642,8	1096,6	1148,7	670,0	9370,5	1470,3	
NSG ^{0,2}		73,74	56,19	84,35	89,11	71,74	59,31	107,71	
((4L _{cooler})/D _{cooler}) ^{1,2}		521,3	642,8	1164,0	1015,0	786,3	9428,2	1405,7	
L _{ref}	mm	49,04	39,38	39,60	60,82	42,63	33,48	248,25	
NP		3,62*10 ⁷	1,18*10 ⁷	8,16*10 ⁷	6,8*10 ⁷	3,19*10 ⁷	1,21*10 ⁷	2,02*10 ⁸	

Appendice B

Prestazioni di alcuni motori a ciclo Stirling

Motore	Produttore	Tipo	Potenza all'albero [W]	Vsw [cm ³]	Pressione media [MPa]	Giri/min	Rendimento all'albero [%]	Rendimento totale [%]	Numero di Beale
System 7	JCGS	gamma	5	0,56	1,8	2400	20	6	0,131
Fluidyne	Harwell	alfa	14	2320	0,1	33	7,8	1,4	0,11
Ross yoke	Ormat	alfa	27	69	0,1	1500			0,157
F5 TMG	Harwell	beta	34	45	0,1	6000	13	12	0,076
C-60	Ross	alfa	100	60	0,2	2400			0,08
Fluydin	Metal Box	alfa	160	32000	0,1	38	7	3,7	0,079
Homach TMG	Homach	beta	170	135	0,2	6000	9,5	8,6	0,063
102C	Philips	beta	480	67	1,2	1600	8		0,224
RE-1000	Sunpower	gamma	1200	67	7,1	1820	29		0,084
TDE	MTI	gamma	1200	92	4	2700	19	13	0,072
SPIKE	Sunpower	beta	1300	314	1	3800	21		0,063
Proto 2	G.E.	beta	1750	133	8,2	1810	14	9	0,053
MELSE II	AIST	alfa	3600	427	4,8	1000	19		0,105
Rice husk	Sunpower	beta	4000	6900	0,5	720			0,107
No. 13	Woodbury	gamma	14000	144000	0,3	113	11		0,172
1-98	Philips	beta	15000	98	22	3000			0,139
Stirling 1843	R. Stirling	gamma	16000	316000	1,3	28	16	8,9	0,082
1-365	Philips	beta	30000	365	10,5	2500	37		0,188
Mod I	MTI	alfa	37000	690	11	2000	38		0,146
TRIAL	AISIN	alfa	57000	1070	10	2500			0,127
4-275/P75	United Stirling	alfa	118000	1560	15	2600	44	40	0,116
4-215	Philips	alfa	125000	1220	20	4500	32		0,068
4-235	Philips	beta	147000	1077	22	3000			0,126

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

Appendice D

Listato programma di simulazione macchina a ciclo Stirling

(*Simulazione Macchina di Stirling – linguaggio programmazione MATHEMATICA *)

(*PARAMETRI MOTORE*)

Mp=1.013;

Md=1.5;

Bid=0.1; (*biella displacer*)

Bip=0.1; (*biella pistone*)

ca=0.11; (*coefficiente attrito meccanico*)

$\alpha_g=0.0$;

Desp=0.0;

Dcomp=0.0;

Dr=0.0;

Cesp=0.0;

Ccomp=0.0;

LB=0.1; (*lunghezza del displacer ai fini del shuttle heat transfer*)

G=0.0015; (*displacer gap ai fini del shuttle h.t.*)

$r=N[Cesp/Ccomp]$;

$Ar=N[Dr*Dr*Pi/4]$;

$Ad=N[Desp*Desp*Pi/4]$;

$Ap=N[Ad-Ar]$;

$\alpha_r=N[2*Pi*\alpha_g/360]$;

$Vesp=N[Ad*Cesp]$;

$Vcomp=N[Ap*Ccomp]$;

$Vsmds=0.00002459$; (*è il volume vuoto dello smusso superiore del displacer compresi i volumi laterali del gap*)

$Vsmdi=0.00001059$; (*è il volume vuoto dello smusso inferiore del displacer*)

$Vsmp=0.000011568$; (*è il volume vuoto dello smusso superiore del pistone*)

$lpmsp=0.2568$; (*è la lunghezza tra la sommità del pistone al suo pms e il cielo della testa calda.*)

$lduo=0.12$; (*è la lunghezza del displacer misurata dalla sommità del duomo alla base di attacco del rod nella parte inferiore*)

$Vddd= N[lduo*Ad-Vsmdi-Vsmds]$; (è il volume del vecchio displacer *)

DAR=0.0; (* è l'altezza della zona delle luci sbocco cooler, ovvero del volumeDR*)

Eedead=0.00524;

$Ee=N[Eedead+Cesp/2]$;

Pagina mancante. Per informazioni scrivere a fede.marca@gmail.com

Bibliografia

- [1] I. Urieli, D.M. Berchowitz, "Stirling cycle engine analysis", Adam Higler Ltd., Bristol, England, 1984.
- [2] N. Lane, D. M. Berchowitz, "Development of a high frequency Stirling engine-powered 3 kW(e) generator set", Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1989.
- [3] V. Naso, "La macchina di Stirling", ESA, Milano, 1991.
- [4] G. Benvenuto, F. de Monte, "Analysis of free-piston Stirling engine/linear alternator system part 2: results" Journal of propulsion and power, Vol. 11 No.5 1995.
- [5] F. de Monte, G. Galli, F. Marcotullio, "An analytical oscillating flow thermal analysis of the heat exchangers and regenerator in Stirling machines", Proceedings of the 31th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1996.
- [6] Keys, London, "Compact heat exchanger", McGraw-Hill, New York, 1964.
- [7] G. Benvenuto, F. de Monte, "The influence of thermodynamic losses on free-piston Stirling engine performance", Proceedings of the 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1995.
- [8] D.M Berchowitz, M. Richter, "Development and performance of a 3 kW(e) air charged free-piston Stirling engine with linear alternator", Proceedings of the 22th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1987.
- [9] G. Benvenuto, F. de Monte, "Study of the response to load variation of free-piston Stirling engine", Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1991.
- [10] G. Benvenuto, F. de Monte, "A simple approach to calculate the regenerator effectiveness in Stirling machines", International Conference on Stirling cycle machines, 1995.
- [11] G. Benvenuto, F. de Monte, F. Farina, "Dynamic behaviour prediction of free-piston Stirling engines", Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1990.
- [12] G. Benvenuto, F. de Monte, "The effect of nonlinear thermo-fluid-dynamic terms on free-piston Stirling machine stability", Proceedings of the 31th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1996.
- [13] R. Redlich, D.M. Berchowitz, "Linear dynamics of free-piston Stirling engines", Proceedings of the institution of mechanical engineers, Vol 199, 1985.

- [14] D.M. Berchowitz, "Operational characteristics of free-piston Stirling engines", Proceedings of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1988.
- [15] H. Karabulut, H.S. Yucesu, C. Cinar, "Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer" Renewable Energy Vol. 31, 2006.
- [16] E.D. Rogdakis, N.A. Bormpilas, I.K. Koniakos, "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engine" Energy conversion and management Vol. 45, 2004.
- [17] A. Sakano, S. Isshiki, I. Ushiyama, "Studies on flow resistance of regenerator in Stirling engine".
- [18] M. D. Kankam, J.S. Rauch, W. Santiago, "Dynamic analysis of free-piston Stirling engine/linear alternator-load system- experimentally validated", Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1992.
- [19] L. Thieme, "Component technology for Stirling power converters", Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1991.
- [20] F. de Monte, G. Benvenuto, "Reflections on free-piston Stirling engines, part 1: cyclic steady operation", Journal of propulsion and power, Vol. 14 No.4 1998.
- [21] C. D. West, "Principles and applications of Stirling engines", Reinhold, New York, 1986.
- [22] G. Walker, J.R. Senf, "Free piston Stirling engines", Springer-Verlag, Berlin, 1985.
- [23] M.D. Kankam, J.S. Rauch, "Comparative survey of dynamic analyses of free-piston Stirling engines", Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1991.
- [24] G. Benvenuto, F. de Monte, "An adiabatic approach for the design and the response to load evaluation of free-piston Stirling engines", Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1992.
- [25] W.T. Beale, "Free piston Stirling engines- some model tests and simulations" International automotive engineering congress, 1969.
- [26] Z.X. Fu, S.A. Nasar, M. Rosswurm, "Stability analysis of free piston Stirling engine power generation system", Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1992.
- [27] Z.X. Fu, S.A. Nasar, M. Rosswurm, "Tradeoff between magnet volume and tuning capacitor in a free piston Stirling engine power generation system", Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1992.

- [28] W. Chung, S. Kim, "Heat transfer analysis in Stirling engine heat input system", Proceedings of the 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1995.
- [29] L. Bauwens, "Are empirical convection models adequate for regenerators?", Proceedings of the 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1995.
- [30] G. Chen, J. McEntee, "Development of a 3 kW free-piston Stirling engine with the displacer gas-spring partially sprung to the power piston", Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1991.
- [31] W. A. Wong, J. E. Cairelli, D.M. Swec, "NASA Lewis Stirling SPRE testing and analysis with reduced number of cooler tubes", Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1992.
- [32] D. Gedeon, "Scaling rules for Stirling engines", Proceedings of the 16th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1981.
- [33] W.T. Beale, "Free-piston Stirling engines for domestic cogeneration and biomass energy conversion", Symposium on greenhouse gas emissions and mitigation research, 1995.
- [34] R. Redlich, "A summary of twenty years experience with linear motors and alternators", Sunpower Inc., 1995.
- [35] F. de Monte, G. Benvenuto, "Reflections on free-piston Stirling engines, part 2: stable operation", Journal of propulsion and power, Vol. 14 No.4 1998.
- [36] I. Kolin, M. Golub, V. Naso, "Crucial parameters for wire mesh regenerator".
- [37] G. Benvenuto, F. de Monte, "Analysis of free-piston Stirling engine/linear alternator system part 1: theory" Journal of propulsion and power, Vol. 11 No.5 1995.
- [38] N. Chen, F. Griffin, "Effects of pressure-drop correlations of Stirling engine predicted performance", Proceedings of the 18th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1983.
- [39] F. de Monte, "Thermal analysis of the heat exchangers and regenerator in Stirling cycle machines", Journal of propulsion and power, Vol. 13 No.3 1997.
- [40] W.P. Hew, J. Jamaludin, "Fabrication and testing of a linear electric generator for use with a free-piston engine", Proceedings of the National Power and Energy Conference, 2003.
- [41] I. Boldea, C. Wang, B. Nasar, "Analysis and design of flux reversal linear permanent magnet oscillating machine", IEEE, 1998.
- [42] F. Marignetti, M. Scarano, "Analysis of PM tubular actuators", IEEE, 1999.

- [43] S. Geng*, J. Niedra, "A 3-D magnetic analysis of a linear alternator for a Stirling power system", AIAA, 2000.
- [44] I. Boldea, S. Nasar, "Linear electric actuators and generators", IEEE, 1999.
- [45] I. Boldea, S. Nasar, "New linear reciprocating machine with stationary permanent magnets", IEEE, 1996.
- [46] H. Arof, K.M. Nor, "Linear generator: design and simulation", Proceedings of the National Power and Energy Conference, 2003.
- [47] E. Miller, J. Dudenhofer, "On the dynamic response of pressure transmission lines in the research of helium-charged free piston Stirling engines", Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1989.
- [48] G. Chen, "Dynamic characteristics concerned in the design of a free-piston Stirling engine/magnetic coupling/compressor system", Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1989.
- [49] N. Chen, F. Griffin, C. D. West, "Linear harmonic analysis for Stirling machines and second law analysis of four important losses" DOE EERE Research Report.
- [50] N. Chen, F. Griffin, "Linear harmonic analysis of free-piston Stirling engines", Oak Ridge National Laboratory Report. 1986.
- [51] N. Chen, F. Griffin, C. West, "Linear harmonic analysis of Stirling engines thermodynamics", Oak Ridge National Laboratory Report. 1984.
- [52] R. C. Tew, "Comparison of free-piston Stirling engine model predictions with RE 1000 engine test data", National Aeronautics and Space Administration Lewis Research Center, 1984.
- [53] O. Ercan Ataer, "Numerical analysis of regenerators of free-piston type Stirling engines using Lagrangian formulation", International Journal of Refrigeration", 2001.
- [54] W.R. Martini, "Stirling Engine Design Manual", Martini Engineering, 1985.
- [55] P. A. Chapman, N. A. Vitale, T.J. Walter, "5-kWe Free-Piston Stirling Engine Converter".
- [56] N.W. Lane, W.T. Beale, "Free-piston design features", Sunpower.
- [57] Allan J. Organ, "The Regenerator and the Stirling Engine", MEP, 1997.
- [58] Theodor Finkelstein, Allan J. Organ, "Air Engines", ASME, 2001.
- [59] C.M. Hargraves, "The Philips Stirling Engine", Elsevier, 1991.

- [60] W. Chiu, Z. Hogan, Z. Antoniak, "Parametric testing and evaluation of a free-piston Stirling engine/linear compressor system", General Electric Company, 1983.
- [61] Allan J. Organ, "The Air Engine", Woodhead Publishing Limited, 2007.
- [62] Bernd Thomas, Deborah Pittman, "Update on the evaluation of different correlations for the flow friction factor and heat transfer of Stirling engine regenerators", American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000.
- [63] D. Gedeon, "Sage User's Guide", Godeon Associates, 2011.
- [64] C. Dodson, A. Razani, T. Roberts, "A model for exergy efficiency and analysis of regenerators", International Cryocooler Conference, 2009.
- [65] N.P. Nightingale, "Automotive Stirling Engine", Lewis Research Center, 1986.
- [66] D. Gedeon, J.G. Wood, "Oscillating-flow regenerator test rig: hardware and theory with derive correlations for screens and felts, Lewis Research Center, 1996.
- [67] T.R. Knowles, "Composite matrix regenerator for Stirling engines", Lewis Research Center, 1997.
- [68] L.G. Thieme, J.G. Schreiber, "NASA GRC Stirling technology development overview", Glenn Research Center, 2003.
- [69] R.Tew, M. Ibrahim, D.Danila et alter, "A microfabricated involute-foil regenerator for Stirling engines", Glenn Research Center, 2007.
- [70] D.M. Clucas, J.K. Raine, "Development of a hermetically sealed Stirling engine battery charger, Journal of Mechanical Engineering Science, 1994.
- [71] L. Crema, F. Alberti, A. Bertaso, A. Bozzoli, "Development of a pellet boiler with Stirling engine for m-CHP domestic application", Energy, Sustainability and Society, 2011.
- [72] T.F. Regan, E.J. Lewandowski, "Development of a Stirling Dynamic Model with enhanced thermodynamics", Glenn Research Center, 2006.
- [73] J.Boucher, F. Lanzetta, P. Nika, "Optimization of a dual free piston Stirling engine", Applied Thermal Engineering, 2007.
- [74] E.J. Lewandowski, T.F. Regan, "Overview of the GRC Stirling Converter System Dynamic Model, Glenn Research Center, 2004.
- [75] Y. Timoumi, I. Tlili, S.B. Nasrallah, "Performance optimization of Stirling engines", Renewable Energy 33, 2008.
- [76] C.M. Invernizzi, "Stirling engines using working fluids strong real gas effects", Applied Thermal Engineering 30, 2010.

[77] M.Bianchi, P.R. Spina , “Ricerca di sistema elettrico -Integrazione di sistemi cogenerativi innovativi di piccolissima taglia nelle reti di distribuzione dell’energia elettrica, termica e frigorifera”, Report ricerca di sistema elettrico, ENEA ,MSE, Università di Ferrara, 2010.