

Microturbine a Gas
Caratteristiche e impiego come sorgenti di energia
ad uso residenziale

Marco Penzo

Indice

1	Introduzione	2
2	Analisi strutturale	4
2.1	Descrizione del ciclo termodinamico	4
2.2	Aspetti generali	6
2.3	Turbocompressore	6
2.4	Combustore	9
2.4.1	Metodi per la riduzione dei consumi	12
2.5	Rigeneratore	13
2.5.1	Geometria delle superfici di scambio del rigeneratore	15
2.6	Generatore	18
2.7	Cuscinetti	19
2.8	Previsioni di sviluppo	23
3	Applicazioni	26
3.1	Analisi delle possibili applicazioni	26
3.2	Analisi di una applicazione on-site	28
3.2.1	Analisi dello stabile	29
3.2.2	Analisi delle soluzioni meccaniche	34
3.2.3	Analisi dei costi	38
3.2.4	Esempio di calcolo	39
3.2.5	Conclusioni	43

Capitolo 1

Introduzione

La termodinamica degli impianti di produzione é da sempre un settore di studio per l'ingegneria. Se all'inizio il principale obbiettivo consisteva nel massimizzare la produzione di lavoro a paritá di carburante fornito in ingresso, con lo sviluppo di normative sulla sostenibilitá ecologica ed economica questo obbiettivo è cambiato. Come é noto dai fondamentali principi della termodinamica, per produrre del lavoro é necessario scambiare del calore con l'ambiente esterno, che si suppone essere ad una temperatura inferiore rispetto alla macchina.

Se il calore scambiato con l'ambiente risulta inutilizzato, abbassa l'efficienza complessiva della macchina. Si é allora pensato di recuperare il calore in uscita utilizzandolo per scaldare un edificio o compiere dei processi termici industriali. Su questa idea si basano i sistemi di cogenerazione di tipo Combined Heat Power (CHP), di cui esistono di diverse tipologie: in base al tipo di carburante fornito in ingresso (motori a combustione, celle a combustibile, microturbine a gas), e in base al luogo di impiego: residenziale o industriale. L'efficienza teorica dei sistemi CHP puó essere stimata intorno al 100%, dato che non producono scarti; in realtá l'efficienza effettiva é intorno al 80% di cui il 50% termica e 30% elettrica (fig 1.1), e ciò rende bene l'idea della percentuale di energia sprecata dai sistemi di tipo tradizionale.

L'evoluzione tecnologica odierna ha permesso di costruire macchine CHP di dimensioni e potenze ridotte, adatte a soddisfare i bisogni di una singola abitazione, in questo caso si parla di microCHP con il quale si identificano i sistemi con potenza termica nominale non superiore a 100kW. La sostenibilitá ecologica di questi sistemi ha favorito il loro sviluppo; l'Unione Europea con la direttiva 2004/8/EC ha incentivato la diffusione di queste macchine, mettendo in evidenza come questi sistemi siano particolarmente adatti a soddisfare i fabbisogni di un paese e allo stesso tempo ridurre la quantitá di gas serra emessi nell'atmosfera.

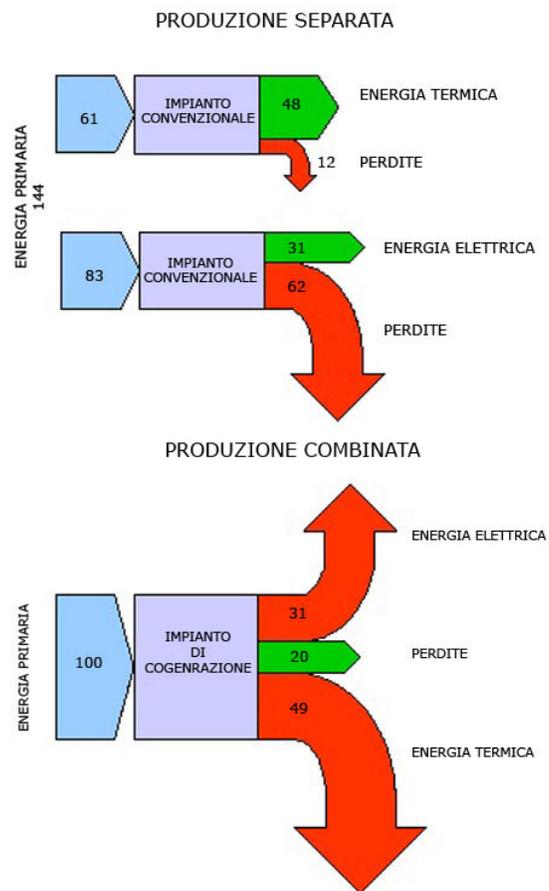


Figura 1.1: Cogenerazione, consumo evitato di energia primaria

Capitolo 2

Analisi strutturale

2.1 Descrizione del ciclo termodinamico

Le microturbine a gas operano secondo il ciclo termodinamico conosciuto come ciclo Brayton, così come le più grandi turbine a gas. Il ciclo termodinamico di una microturbina a gas è però caratterizzato da parametri caratteristici piuttosto bassi se confrontati con quelli d'impianti di grossa taglia.

Il compressore monostadio radiale comprime l'aria fino alla massima pressione (con rapporti di compressione tipicamente variabili da 3 a 9). Allo scarico del compressore, l'aria, che ha innalzato la sua temperatura durante la fase di compressione, può venire inviata al combustore direttamente oppure indirettamente, dopo aver attraversato uno scambiatore che preriscalda l'aria utilizzando il calore dei gas di scarico della turbina. Nel primo caso si realizza un ciclo turbogas semplice mentre nel secondo caso si ha un ciclo rigenerato che a fronte di un rendimento superiore, dovuto alla bassa temperatura dei gas di scarico, introduce, tuttavia, un componente in più (il rigeneratore) che si ripercuote sul piano delle dimensioni e dei costi. La maggioranza delle microturbine a gas oggi in commercio utilizzano un ciclo rigenerativo. In termini di prestazioni le turbine a gas presenti attualmente sul mercato nel segmento di taglia 50-500 kW presentano rendimenti variabili dal 15% al 20% in ciclo semplice e dal 20% al 30% in ciclo rigenerativo. Il combustore alza la temperatura del gas inviando al bruciatore la quantità di combustibile necessaria al raggiungimento della temperatura massima del ciclo; quest'ultima è determinata in funzione dei materiali e della vita richiesta alla turbina a gas. Per macchine con potenze comprese tra 50 e 500 kW la temperatura di ingresso nella turbina può variare da 850 a 1050 °C per le macchine più spinte (tipicamente di derivazione aeronautica); a questo proposito sono in corso programmi di sviluppo volti al miglioramento delle prestazioni delle piccole turbine a gas che hanno come obiettivo l'innalzamento della temperatura d'ingresso in turbina fino a 1250 °C. La possibilità di raggiungere queste temperature è legata soprattutto all'utilizzo di materiali ceramici. Si tenga inoltre conto che la geometria connessa con il tipo di turbina

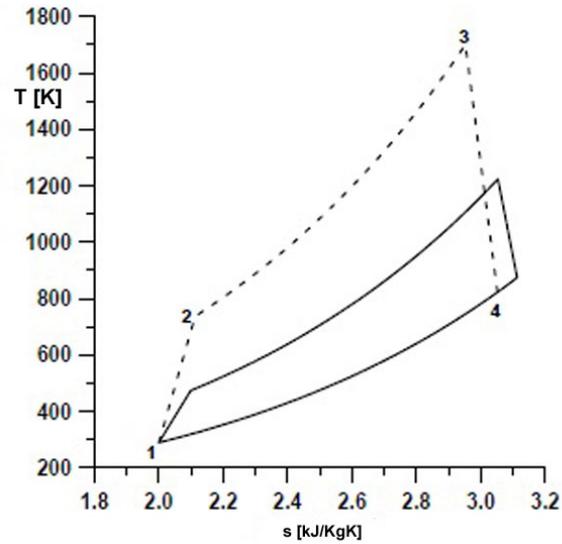


Figura 2.1: Ciclo termodinamico di una microturbina a gas confrontato con il ciclo di una turbina a gas di grosse dimensioni (linea tratteggiata)

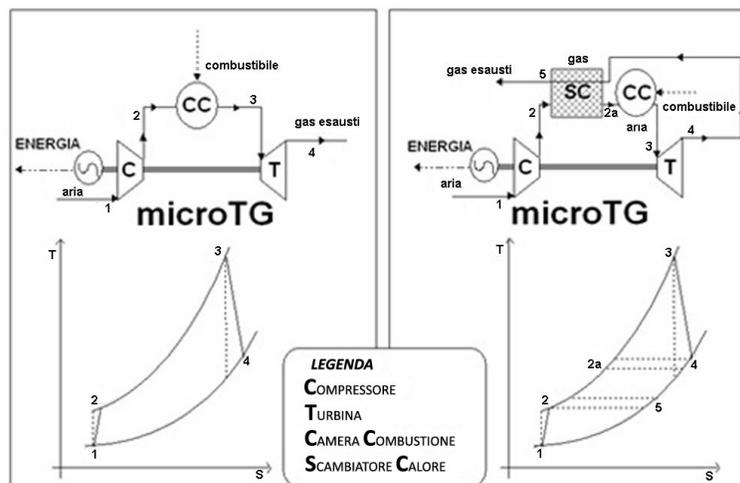


Figura 2.2: Schema di microturbina a gas in ciclo semplice a sinistra e rigenerato a destra

(per macchine di piccola taglia l'impiego di turbomacchine radiali é obbligatorio) limita molto le possibilità di raffreddamento delle palettature, al contrario di ciò che accade nelle grandi macchine assiali. Successivamente i gas caldi sono inviati agli stadi d'espansione della turbina. Al termine dell'espansione i gas, ancora dotati di una temperatura superiore a quell'atmosferica, possono attraversare lo scambiatore rigenerativo prima dello scarico del turbogas.

2.2 Aspetti generali

Le turbine a gas di piccola taglia presentano efficienze minori rispetto a quelle di grossa taglia, sia per la dimensione delle palettature sia per le difficoltà tecnologiche di realizzare con accuratezza i dettagli meccanici della struttura. In fig. 2.3 sono schematizzati i principali componenti di una turbina a gas:

- Il turbocompressore costituito da un compressore centrifugo e da una turbina radiale centripeta, operante a velocità di rotazione comprese tra i 40000 e 100000 giri/min
- Il rigeneratore, necessario per recuperare energia dai gas di scarico ed aumentare l'efficienza globale della macchina
- Il combustore, elemento fondamentale, che converte l'energia contenuta nei combustibili in energia meccanica
- Il sistema di produzione di energia elettrica, costituito da un generatore che converte l'energia meccanica di rotazione dell'albero in energia elettrica.

2.3 Turbocompressore

Costituisce il cuore della macchina ed é composto dal compressore centrifugo fig 2.6 e dalla turbina radiale fig 2.5, é montato lungo un singolo albero con il generatore elettrico.

Il compressore centrifugo é il primo elemento che l'aria incontra quando entra nella turbina, la sua funzione consiste nel catturare il flusso d'aria parallelo all'asse di rotazione e di comprimerlo sfruttando la forza centrifuga prodotta dalla sua rotazione. In questo modo produce un nuovo flusso d'aria compressa in direzione ortogonale al proprio asse di rotazione. Il compressore é messo in moto dalla rotazione dell'albero che a sua volta é fatto rotare dalla turbina radiale, la quale, sfruttando i gas in uscita dal combustore, ortogonali al suo asse di rotazione, li cattura con la sua palettatura imprimendo un momento rotante all'albero; i gas sono successivamente allineati in direzione parallela all'asse di rotazione.

Questo sistema permette di aumentare il fattore di compressione del gas in ingresso al combustore, incrementando quindi l'efficienza termica e di conseguenza

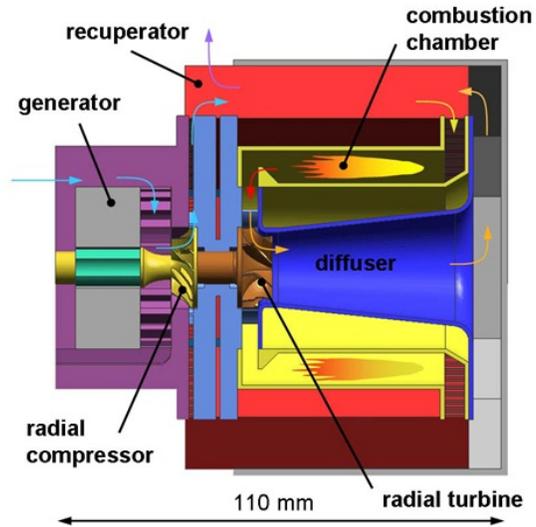


Figura 2.3: Schema di una microturbina a gas

la potenza prodotta.

In fig 2.4 un esempio di compressore centrifugo e turbina radiale a singolo stadio.

I rendimenti ottenibili con turbocompressori a singolo stadio dipendono fortemente da quattro fattori:

- Numero di giri specifico
- Diametro della girante
- Svergolamento della pala
- Numero di Mach



Figura 2.4: Turbocompressore di una microturbina a gas



Figura 2.5: Turbine a flusso radiale



Figura 2.6: Compressore centrifugo

Le caratteristiche di semplicità e di ridotto costo del compressore centrifugo a singolo stadio sono vantaggi ideali per delle turbine a gas a basso costo con potenze fino ai 400 kW elettrici. Inoltre le turbine a flusso radiale si sono dimostrate molto adeguate nel campo delle piccole turbomacchine, in particolar modo per la loro semplicità, basso costo, relativamente alte prestazioni e facilità di installazione. L'aumento della temperatura può portare ad un incremento notevole delle prestazioni, questo parametro però è fortemente limitato dalle caratteristiche meccaniche dei materiali soprattutto quando le dimensioni sono particolarmente ridotte.

2.4 Combustore

Negli ultimi decenni lo sviluppo delle camere di combustione è stato finalizzato alla riduzione delle emissioni inquinanti, soprattutto di ossidi di azoto, senza peraltro penalizzare efficienza ed affidabilità. Le esigenze del combustore di una normale turbina a gas coincidono con quelle di un combustore convenzionale:

- Elevata efficienza di combustione
- Accensione affidabile e non brusca in qualsiasi condizione ambientale
- Ampi limiti di stabilità di fiamma
- Assenza di impulsi di pressione e di altre instabilità
- Basse perdite di pressione
- Distribuzione uniforme della temperatura in uscita, per pareggiare l'avvitamento delle pale
- Basse emissioni
- Bassi costi e semplice manutenzione
- Forma e dimensioni compatte
- Lunga durata
- Possibilità di utilizzare diversi tipi di combustibile

Ulteriori problemi si pongono quando le dimensioni dei combustori diventano ridotte (si parla dell'ordine dei millimetri): la sostenibilità della fiamma diventa un arduo compito perché non è più disponibile la "quenching distance" cioè la minima altezza necessaria ad una fiamma perché sia stabile, le perdite di calore aumentano perché a parità di volume ci sono più superfici di scambio, inoltre il flusso diventa di tipo laminare e non più turbolento, impedendo una corretta miscelazione dei gas con i combustibili riducendo l'efficacia della combustione. Una possibile soluzione a questi problemi consiste nel realizzare combustori su camere separate.

	Conventional Combustor	Micro- Combustor
Length	0.2 m	0.001 m
Volume	0.073 m^3	$6.6 * 10^{-8} m^3$
Cross-Sectional area	0.36 m^2	$5 * 10^{-5} m^2$
Inlet total pressure	37.5 atm	4 atm
Inlet total temperature	870K	500 K
Mass flow rate	140 kg/s	$1.8 * 10^{-4}$ kg/s
Residence time	~ 7 ms	~ 0.5 ms
Efficiency	$>99\%$	$>90\%$
Pressure ratio	>0.95	>0.95
Exit temperature	1800 K	1600 K
Power density	1960 MW/ m^3	3000 MW/ m^3

Note: residence times are calculated using inlet pressure and an average flow temperature of 1000 K

Tabella 2.1: Tabella di confronto tra un combustore di una microturbina e uno convenzionale

D'altra parte, per quanto riguarda le perdite di calore verso i componenti, c'è da tenere in considerazione che il rendimento globale di una microturbina a gas si riduce in maniera apprezzabile qualora ci sia un elevato scambio termico fra il compressore e la turbina. Ridurre il trasferimento di calore dalla camera di combustione alle componenti vicine può essere il problema più importante e difficile da risolvere qualora si intenda progettare un adeguato combustore per le ultra microturbine a gas. Una configurazione con combustore separato può essere una delle soluzioni più appropriate per migliorare le prestazioni dal punto di vista dello scambio termico; infatti sembra essere questo l'obiettivo della ricerca futura in tale campo.

Le ricerche nel settore della micromeccanica applicata al silicio hanno permesso di realizzare sistemi per la combustione contenuti in dimensioni ridottissime, nell'ordine di qualche millimetro.

Un esempio di questa evoluzione è un recente programma di sviluppo presso il M.I.T.: una ultra microturbina (fig 2.9) capace di produrre 10-50 W in un package delle dimensioni di un centimetro cubo, permettendo una densità di potenza pari a circa 2000 MW/ m^3 . Tale turbina è realizzata interamente in silicio, secondo un sistema a 6 strati in cui ogni strato sovrapposto costituisce un micro componente come mostrato in figura 2.7 e 2.8. Al prototipo sono necessari solo 16 g/hr di combustibile per funzionare e le temperature raggiunte al suo interno sono di molto superiori rispetto le temperature accettabili dalle normali turbine a gas di taglia industriale: infatti la temperatura di ingresso in turbina è di circa 1600 K.

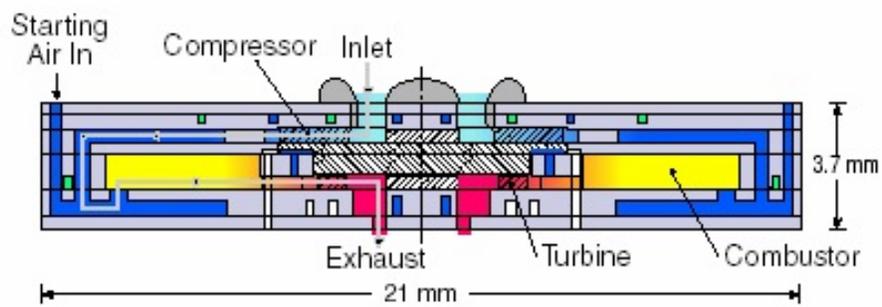


Figura 2.7: Schema in sezione della metà del sistema a 6 wafer

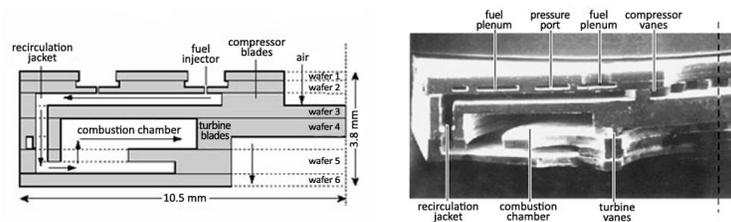


Figura 2.8: Foto a SEM in sezione della metà del sistema a 6 wafer

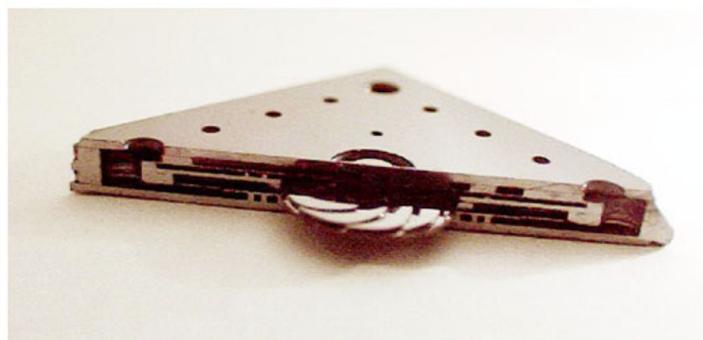


Figura 2.9: Spaccato del prototipo del micro combustore

2.4.1 Metodi per la riduzione dei consumi

In tutto il mondo le leggi che tutelano l'ambiente pongono limiti sempre piú rigidi sulle emissioni dei sistemi produttivi che si basano sulla combustione. I principali inquinanti di tali sistemi, e dunque anche delle turbine a gas, sono il soot, cioé l'insieme degli idrocarburi incombusti (UHC): il monossido di carbonio CO, gli ossidi di azoto NOx, gli ossidi di zolfo SOx e il biossido di carbonio CO₂. Gli effetti dannosi del CO e degli NOx sulla vita animale e vegetale sono stati ampiamente dimostrati.

La riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti puó essere ottenuta in diversi modi:

- Aumento dell'efficienza dei sistemi di produzione energetica (sia mediante il miglioramento dei rendimenti sia con l'adozione della cogenerazione)
- La de-carbonizzazione del combustibile
- Utilizzo di combustibili alternativi

La de-carbonizzazione del combustibile non risulta una strada economicamente percorribile per due motivi: da un lato privare il combustibile della gran parte del carbonio significa rinunciare ad una grossa quantitá di energia potenziale ed aggiungere costi di impianto dovuti al sistema di reforming, dall'altro il processo per eliminare il carbonio produce a sua volta CO₂.

Attualmente la ricerca é impegnata nello sviluppo di tecnologie in grado di ridurre drasticamente le emissioni di ossidi di azoto (al di sotto delle 10 ppm). Il meccanismo cinetico di formazione degli NOx é fortemente influenzato dalla temperatura: piú questa é elevata, maggiore é la quantitá di ossidi di azoto che vengono prodotti. Per controllare tale tipo di inquinanti é dunque necessario tagliare i picchi di temperature. Nei combustori tradizionali, in cui la combustione é di tipo diffusivo, si riesce a ridurre di 100-200 gradi °C tali picchi mediante l'iniezione di vapore d'acqua. Tuttavia questa tecnica influisce negativamente sulle emissioni di monossido di carbonio, che tendono ad aumentare. L'obbiettivo di un ingegnere che progetta un combustore é sempre quello di realizzare un facile campo di accensione, alta efficienza della combustione e minima formazione di gas inquinanti. Poiché alcune di queste richieste danno luogo a situazioni di "trade-off", il risultato finale sará una situazione di compromesso. Molte strategie sono state considerate al fine di ridurre l'emissione di sostanze inquinanti, vale a dire al trattamento successivo dello scarico (SCR) ai piú nuovi processi di combustione. Le innovative strategie di combustione hanno lo scopo di ridurre le temperature di reazione nello sforzo di minimizzare l'emissione di NOx, ma anche condurre ad una diminuzione di emissioni di CO.

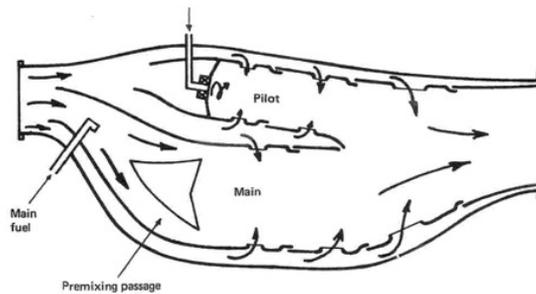


Figura 2.10: Combustore a due stadi anulare

Un metodo é quello di utilizzare una geometria variabile per adeguare la percentuale di aria entrante nella zona di combustione primaria: alte pressioni e grandi quantità di aria sono impiegate per minimizzare la formazione di polveri sottili e ossidi di azoto. Un altro approccio é di utilizzare zone separate di combustione, ognuna progettata specificatamente per ottimizzare le prestazioni della combustione con una propria separata alimentazione di aria-combustibile, questa strategia é chiamata “staged combustion”.

Il combustore catalitico é un'altra possibile soluzione per avere una diminuzione degli NOx. In questo caso il combustibile é prevaporizzato e premiscelato con l'aria con un piccolo rapporto di equivalenza e poi la miscela é inviata attraverso un reattore catalitico. Il risultato é una miscela povera di combustibile che normalmente é fuori dai limiti di infiammabilit . Di conseguenza la temperatura é molto bassa con bassa formazione di NOx.

2.5 Rigeneratore

Le microturbine a gas per ottenere prestazioni competitive sul mercato dell'energia elettrica distribuita devono essere basate sul ciclo rigenerato. Il rigeneratore permette di recuperare l'energia dei gas di scarico per preriscaldare l'aria in ingresso successivamente utilizzata nel combustore. Un altro aspetto fondamentale per il successo delle microturbine a gas é il costo, che deve essere molto contenuto per poterle rendere competitive in un mercato in cui la concorrenza dei motori alternativi é forte. Il costo della macchina, come é possibile osservare in tabella, é per circa un terzo dovuto al rigeneratore.

Costo in percentuale di una microturbina a gas	
Compressore, Turbina, Combustore	25%
Rigeneratore	30%
Apparecchiature elettroniche	25%
Generatore	5%
Accessori	5%
Package	10%

Se l'aria viene preriscaldata é necessario meno combustibile per raggiungere la temperatura di ingresso in turbina, permettendo un risparmio di circa 40% del combustibile necessario. Tuttavia, tali scambiatori di calore, costituiti per lo piú di acciaio inossidabile, possono essere utilizzati soltanto con temperature di ingresso dei gas di scarico intorno ai 600-650 °C. A piú alte temperature, il metallo é soggetto a fenomeni di scorrimento viscoso ed ossidazione, che causano rotture e perdite strutturali, riducendo velocemente l'efficienza e la vita del rigeneratore. Leghe speciali o recuperatori di materiale ceramico saranno necessari per incrementare le temperature di ingresso nel rigeneratore in modo d'aumentare l'efficienza del ciclo termodinamico.

Durante l'ultima metà del secolo scorso i rigeneratori si sono sviluppati dai grandi e ingombranti sistemi ad unitá compatte e leggere. Il fattore principale del loro utilizzo limitato nelle turbine a gas industriali, anche in considerazione dell'alto costo dei combustibili, é stata la loro modesta affidabilitá. In una microturbina a gas, infatti, il rigeneratore non é solo uno dei componenti piú costosi, ma fino a qualche anno fa era anche il meno evoluto. Questo era parzialmente dovuto al fatto che, le produzioni erano in piccola quantitá e i rigeneratori non erano mai stati progettati per grossi volumi di produzione. Il grande lavoro di sviluppo durante l'ultima decade ha rimosso questi ostacoli.

Oggi ci sono svariate configurazioni di rigeneratori che hanno caratteristiche di affidabilitá ed efficienza adeguate per consentire l'integrazione con le microturbine. Nel progettare un rigeneratore per microturbine a gas non si é completamente liberi nello stabilire la configurazione globale dello scambiatore in quanto bisogna rispettare i seguenti vincoli:

- La direzione dei flussi di gas compatibili con il resto del sistema
- Accoppiamento chiuso con le macchine rotanti per formare un sistema compatto
- Introduzione dell'opzione di un condotto di by-pass per il fluido caldo
- Futuro accoppiamento con le celle a combustibile

Ci sono fondamentalmente due tipi di configurazione, la prima che assicura un accoppiamento chiuso e compatto del rigeneratore, e l'altra dove lo scambiatore di calore é posizionato dietro, sopra o al fianco delle macchine rotanti. La prima tipologia denominata "Anular Wrap-Around Recuperator" (Fig 2.11), puó essere realizzata accoppiando, in maniera da ottener un sistema completamente chiuso, le macchine rotanti e lo scambiatore di calore rigenerativo. Essa presenta le seguenti caratteristiche:

- Buona aerodinamica dei flussi di gas, permettendo basse perdite di carico
- Bassa emissione di rumore
- Eliminazione di condotti esterni e di dispositivi di dilatazione termica

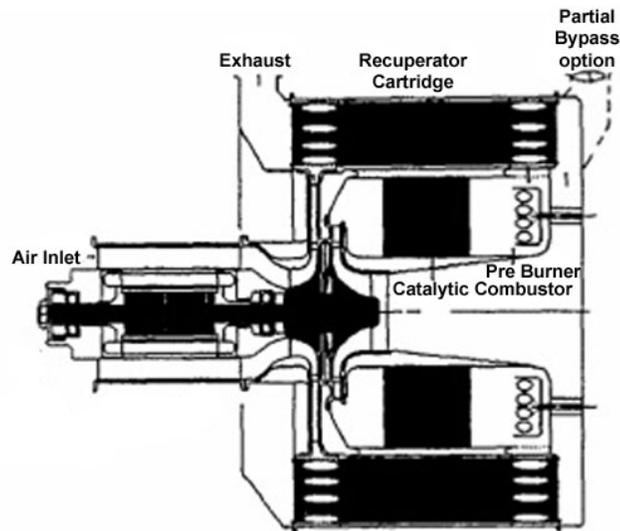


Figura 2.11: Rigeneratore di tipo Anular Wrap-Around

La seconda tipologia può essere adottata installando un convenzionale rigeneratore a forma di cubo dietro ed in linea con le macchine rotanti. Questo tipo di disposizione, denominata “Rear-Mounted Recuperator” (fig 2.12) è adatta sia per i combustori tubolari che anulari. Le applicazioni dove una tale disposizione può portare notevoli vantaggi si hanno quando si richiede:

- Facile by-pass dei gas caldi per applicazioni cogenerative
- Utilizzo di un combustore esterno o scambiatore di calore per bruciare combustibili derivanti da biomasse
- Accoppiamento con le celle a combustibile.

2.5.1 Geometria delle superfici di scambio del rigeneratore

Oggi giorno ci sono due principali tipi di rigeneratori che vengono utilizzati nelle microturbine a gas. Entrambi sono compatti e presentano alte efficienze con un costo ragionevole. Il primo tipo è il rigeneratore a superficie primaria, mentre il secondo è il rigeneratore con superficie dotata di alette. Per quanto riguarda i primi, essi vengono così definiti in quanto l'intera superficie è per il 100% efficace. Un esempio di rigeneratore con superficie di tipo primaria è mostrato in figura 2.13.

Infine, ci sono da considerare i rigeneratori con superficie alettata (fig 2.14,2.15

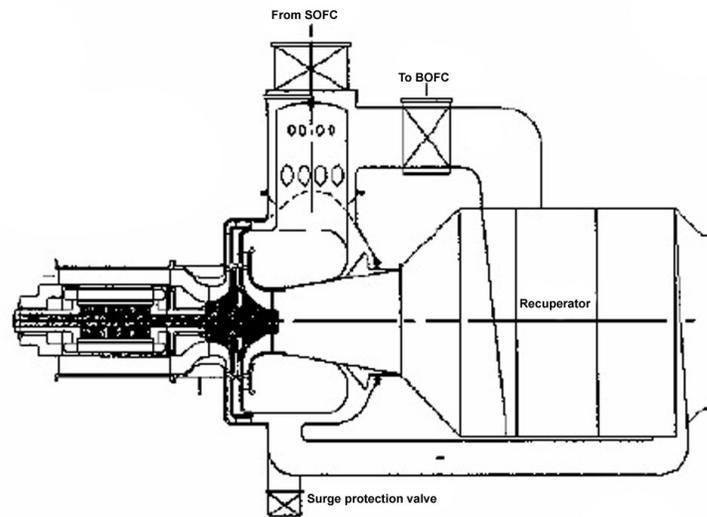


Figura 2.12: Rigeneratore di tipo Rear mounted

e 2.16). La tecnologia degli scambiatori di calore con superficie alettata é ben nota e tali apparecchiature sono state utilizzate nelle applicazioni industriali e aerospaziali per alcuni decenni. Le prestazioni e l'integritá strutturale di tali rigeneratori sono andati continuamente migliorando e sono stati utilizzati per una varietá di differenti applicazioni nelle turbine a gas.

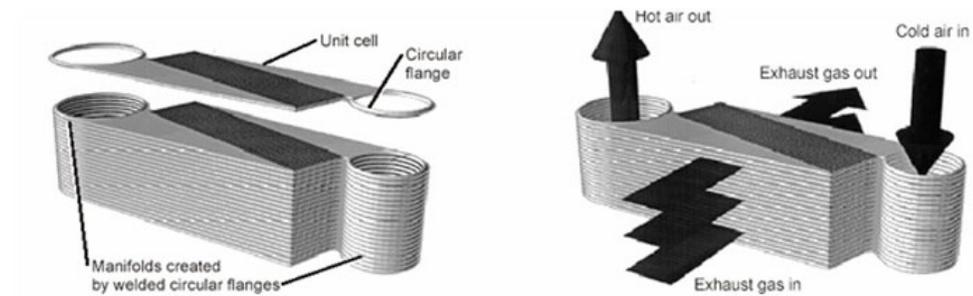


Figura 2.14: Rigeneratore con superficie di tipo alettata

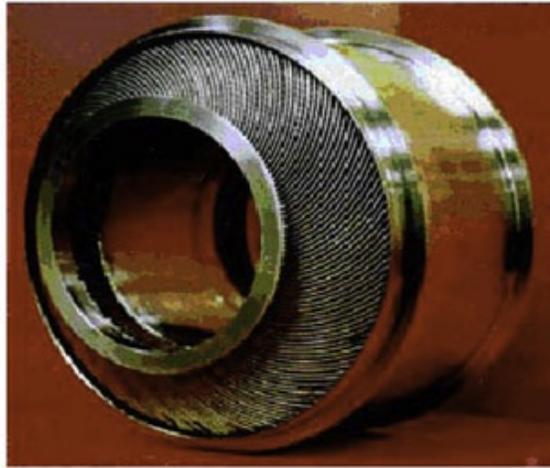


Figura 2.13: Rigeneratore con superficie di tipo primaria

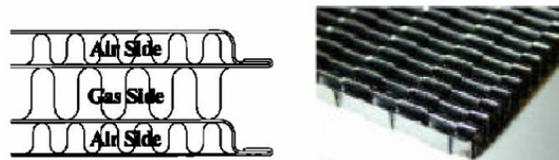


Figura 2.15: Profilo delle superfici alettate

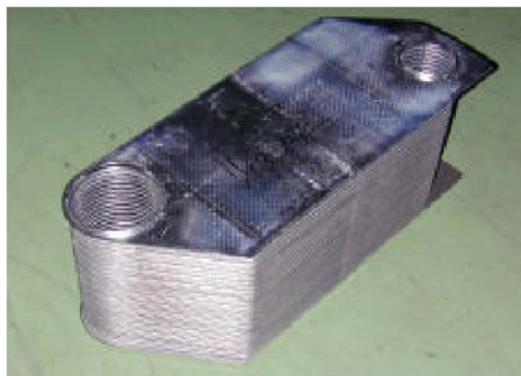


Figura 2.16: Assemblato di superfici alettate

2.6 Generatore

Questo tipo di macchina elettrica permette di trasformare lavoro meccanico in energia elettrica (fig 2.17); come tutte le altre tipologia di macchine elettriche utilizza la legge di Lorentz:

$$F = L \cdot B \cdot I \quad (2.1)$$

La forza generata é proporzionale al campo magnetico B, per la corrente I che percorre il filo, per la lunghezza L del filo.

La corrente ad alta frequenza (1400-1500Hz) fornita dal generatore di una microturbina a gas deve essere convertita tramite opportuni dispositivi elettronici (raddrizzatori, inverter) ad una corrente alternata a 50-60 Hz.

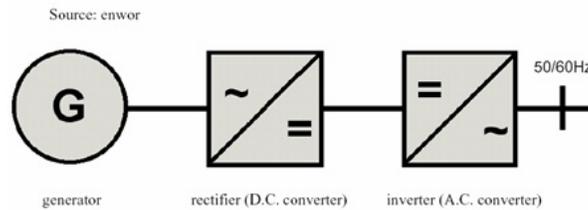


Figura 2.17: Esempio di sistema per la conversione

Il mancato utilizzo di un riduttore dei giri permette di migliorare l'affidabilità meccanica della macchina e la riduzione delle dispersioni di potenza dovute alla presenza minore di componenti meccanici in movimento. Inoltre l'assenza del riduttore permette di utilizzare la turbina a velocità di rotazione variabile. Ciò risulta particolarmente utile nelle applicazioni cogenerative in quanto permette di ottenere valori di efficienza elettrica soddisfacenti anche a carico parziale, a differenza dei sistemi di generazione convenzionale che soffrono di un sensibile calo di prestazioni quando non funzionano a pieno carico. Il funzionamento di una macchina elettrica non é facilmente descrivibile, in quanto esso é caratterizzato da differenti parametri. Tuttavia essi possono essere raggruppati in tre famiglie:

- Limiti meccanici
- Limiti termici
- Limiti elettromagnetici

Un tipo di generatore che ben si adatta per essere applicato a macchine ad elevata velocità é il generatore a magnete permanente perché é in grado di operare in maniera efficiente anche a temperature di 250 °C. Integrando un generatore permanente ad elevata velocità in una microturbina a gas, il progettista dovrà tenere conto oltre delle curve caratteristiche della macchina (fig 2.18) anche di:

- Limiti dei magneti permanenti
- Scelta dell'opportuno sistema di raffreddamento e valutazione delle perdite parassite
- Manutenzione e riparazione dei componenti
- Regolazione del potenziale
- Sistema di conversione di frequenza a potenza alternata

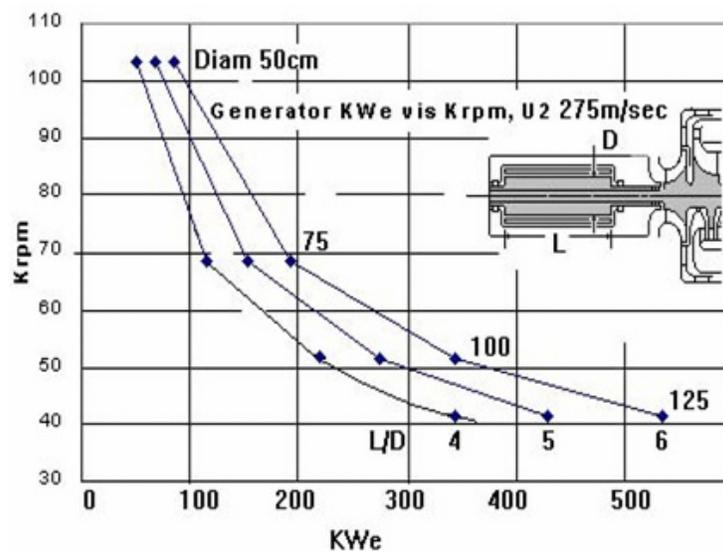


Figura 2.18: Curve caratteristiche di un generatore

2.7 Cuscinetti

Le microturbine a gas sono macchine che girano ad alte velocità, perciò richiedono un'alta affidabilità dei sistemi di supporto. Esistono diverse possibilità: cuscinetti a sfere, cuscinetti magnetici, cuscinetti a gas, ecc; ad ogni scelta corrispondono dei pregi e dei difetti, come riportato nella tabella 2.2, perciò la scelta del progettista deve essere eseguita in modo accurato.

I cuscinetti a sfera sono la tipologia più comune e meno complessa, come si può notare dalla figura 2.20, sono costituiti da due anelli di diverso diametro tra i quali sono interposte delle sfere metalliche, che svolgono il compito di supportare l'elemento rotante, di ridurre l'attrito e di preservare la sede di rotazione. La riduzione dell'attrito è dovuta al rotolamento delle sfere, questo è vero fin tanto che la velocità di rotazione si mantiene sotto ad una certa soglia, al di

sopra della quale le sfere slittano aumentando sensibilmente l'attrito; questo difetto rende questa scelta poco adatta ad una turbina con elevato numero di giri dell'albero.

Bearing type	Merit	Demerit
Ball bearings	Very large load capacity	Need oil to lubricate Speed limited at $\sim 2.500.000$
Magnetic bearing	Very viscous loss	Heavy and bulky Magnet requires low temperature
Foil bearing	Work at high temperature Absorbs heat expansion No need external power Large dumping High stability	Difficult to design
Tilting pad bearing	Very high stability	Difficult to fabricate
Lobe bearing	Easy to fabricate High stability No need external power	Large viscous
Herringbone bearing	High stability Design method exist No need external power	Need high accuracy Low damping Large viscous
Squeeze film bearing		Need external power to generate the squeezing vibration Still under development
Static gas bearing	High loading capacity Wide bearing gap	Need supply air Low whirl limit
Hydroinertia gas bearing	High loading capacity High whirl stability Very wide bearing gap (low accuracy requirement)	Needs large volume of supply air Not much know

Tabella 2.2: Tabella di confronto tra i vari tipi di cuscinetti

I cuscinetti di tipo magnetico (fig 2.21) sfruttano le proprietà del campo magnetico di respingere o attrarre altri oggetti metallici, in questo modo riescono a sostenere il carico tramite la levitazione magnetica. Questo permette di ottenere la totale assenza di contatto fisico tra l'elemento rotante e il cuscinetto. Oltre ad essere ingombranti e pesanti, presentano problemi di stabilità, infatti sono quasi sempre accoppiati con altri tipi di cuscinetti; inoltre non sono utilizzabili alle alte temperatura perché come è ben noto, sopra il punto di Curie i materiali ferromagnetici perdono le loro caratteristiche magnetiche. Questo li

rende poco adatti all'utilizzo nelle turbine di piccole dimensioni, dove é difficile isolare efficacemente il combustore con il resto della macchina.

I cuscinetti a gas utilizzano un sottile strato di fluido compresso per sostenere il carico. Questo tipo di cuscinetti sono anche chiamati in gergo "fluid film bearing". I cuscinetti a gas non presentano alcun contatto con le parti in movimento, questa caratteristica risulta essere molto stabile grazie alla proprietá dei fluidi di trasferire in modo uniforme le forze lungo tutta la zona di compressione. Esistono due tipi base di fluido: i liquidi e i gas. La differenza principale tra questi due é la loro viscositá: i liquidi sono piú viscosi rispetto ai gas.

Questa proprietá applicata ai cuscinetti porta ad una serie di implicazioni:

- Una minore viscositá implica che; per una stessa pressione di lavoro, il cuscinetto avrá una capacitá di carico inferiore (tipicamente un cuscinetto a liquido supporta fino a 5 volte il carico di un cuscinetto a gas con la stessa superficie).
- Un'elevata viscositá implica attrito tra il fluido e l'elemento rotante, questa forma di attrito genera calore all'intero del cuscinetto, provocando pericolosi surriscaldamenti.
- I cuscinetti a gas richiedono un gioco del cuscinetto pari a $10 \mu m$ rispetto ai $100 \mu m$ richiesti dai cuscinetti a liquido; questo si traduce in una richiesta di elevata precisione durante la fabbricazione degli elementi.

La pressione all'interno del sistema, viene generata in due modi differenti a seconda del tipo di cuscinetto: idrostatico o idrodinamico. Un cuscinetto idrostatico utilizza un compressore esterno per mantenere il fluido nel punto di lavoro, mentre un cuscinetto idrodinamico utilizza il moto relativo della macchina per generare la pressione necessaria. Di norma i cuscinetti idrodinamici sono costituiti solo da fluidi in quanto la viscositá dei gas non é sufficiente a garantire la stabilitá del cuscinetto.

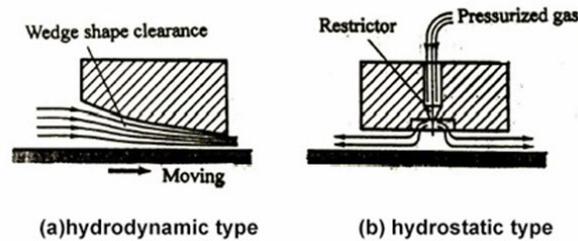


Figura 2.19: Principio di funzionamento dei cuscinetti a gas



Figura 2.20: Spaccato di un cuscinetto a sfera con gabbia

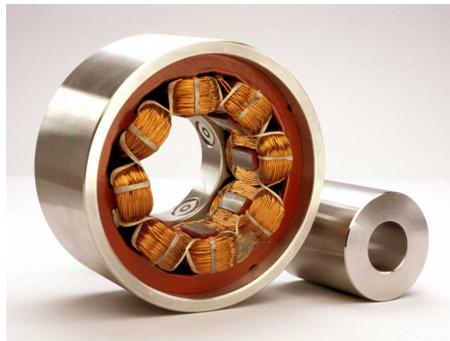


Figura 2.21: Cuscinetto magnetico

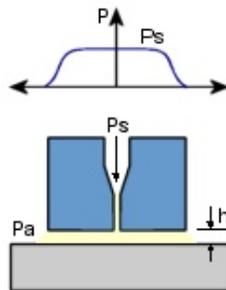


Figura 2.22: Profilo di pressione in un cuscinetto idrostatico a gas

2.8 Previsioni di sviluppo

Per la prossima generazione di microturbine a gas gli obiettivi saranno:

- Rendimenti globali confrontabili con quelli dei motori a combustione interna
- Costo della macchina di 500 US\$/kW
- Emissioni di NOx < di 10 ppm
- Alcuni anni di funzionamento prima di eventuali revisioni
- Flessibilità per quanto riguarda l'utilizzo di diversi combustibili

È chiaro che un significativo incremento nel rendimento delle microturbine a gas può solo essere raggiunto incrementando la temperatura di ingresso in turbina. Siccome attualmente molte delle microturbine a gas vengono progettate per utilizzare componenti metallici senza sistema di raffreddamento, temperature di funzionamento più alte senza nessun miglioramento nelle prestazioni dei materiali porterebbero ad un ciclo di vita della macchina molto breve. Pertanto, miglioramenti nel rendimento delle microturbine a gas possono solo essere realizzati attraverso l'utilizzo di componenti costruiti con acciai speciali e materiali ceramici resistenti ad alte temperature.

Uno dei componenti critici in queste turbomacchine con piccoli rapporti di compressione è il rigeneratore che è responsabile in maniera significativa del rendimento globale della microturbina a gas. Pertanto, a parità di rapporto di compressione, un incremento della temperatura di ingresso in turbina viene a determinare un incremento del rendimento della turbina a gas, ma così facendo i gas caldi entranti nel rigeneratore raggiungono valori per cui sarà molto difficile rispettare il ciclo di vita dello scambiatore di calore. Infatti, come si può notare dalla figura 2.24, al variare della temperatura in ingresso nella turbina aumenta anche la temperatura in ingresso nel rigeneratore. Questo implica l'utilizzo di materiali appositi, in quanto le alte temperature possono danneggiare la struttura del rigeneratore. I materiali metallici, per l'esattezza l'Haynes230, una lega composta di nichel, cromo, alluminio e ferro, sono in grado di resistere fino ad una temperatura massima di 900 °C al di sopra della quale il materiale inizia ad ossidarsi con un ritmo superiore alla norma, comportando un rapido deterioramento. Attualmente questo limite viene superato utilizzando dei recuperatori ceramici in grado di resistere fino a 970 °C. A queste temperature l'efficienza termica della macchina è pressochè identica per qualsiasi rapporto di compressione, mentre si nota una consistente differenza nella potenza specifica generata al variare della compressione.

Alcuni anni fa sono terminati in Giappone i programmi di ricerca e sviluppo di microturbine a gas costruite con materiali ceramici di taglie rispettivamente di 300 e 100 kW elettrici e con rendimenti del 42%.

Risulta evidente dalla figura 2.23 come il trend di avanzamento tecnologico dei rigeneratori inizi a subire un appiattimento della curva raggiungendo al massimo

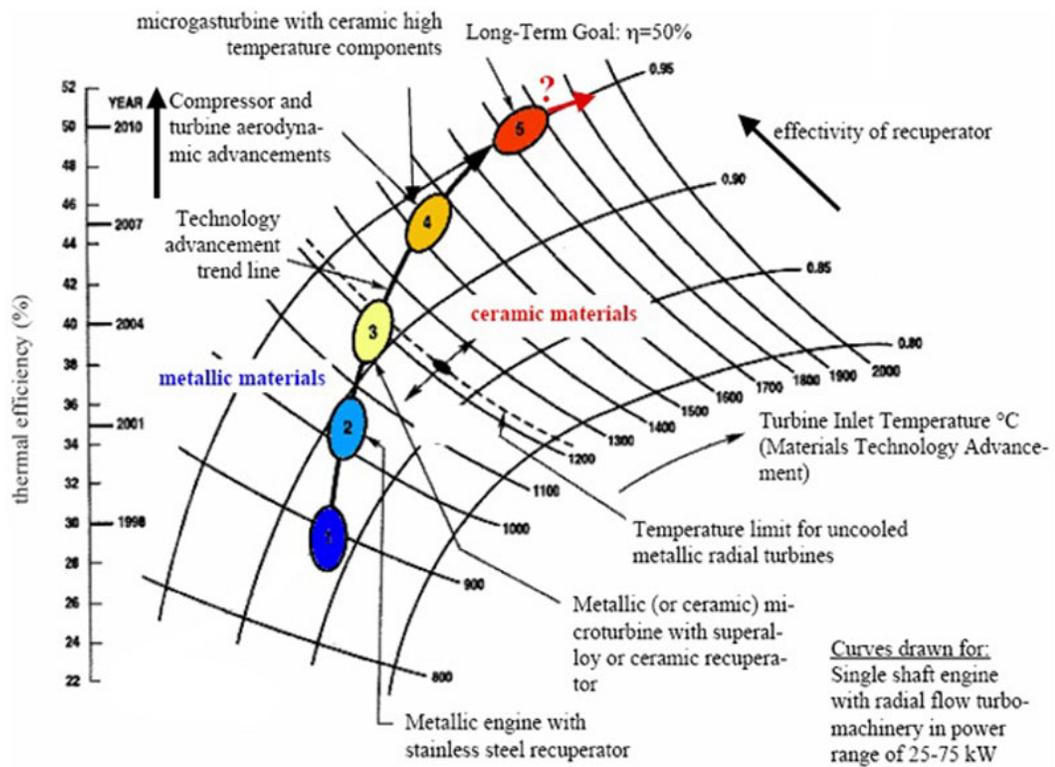


Figura 2.23: Previsioni per lo sviluppo di microturbine a gas

delle efficienze termiche pari a ~52%; questo limite verrà difficilmente superato se non con l'introduzione di nuovi tipi di materiali.

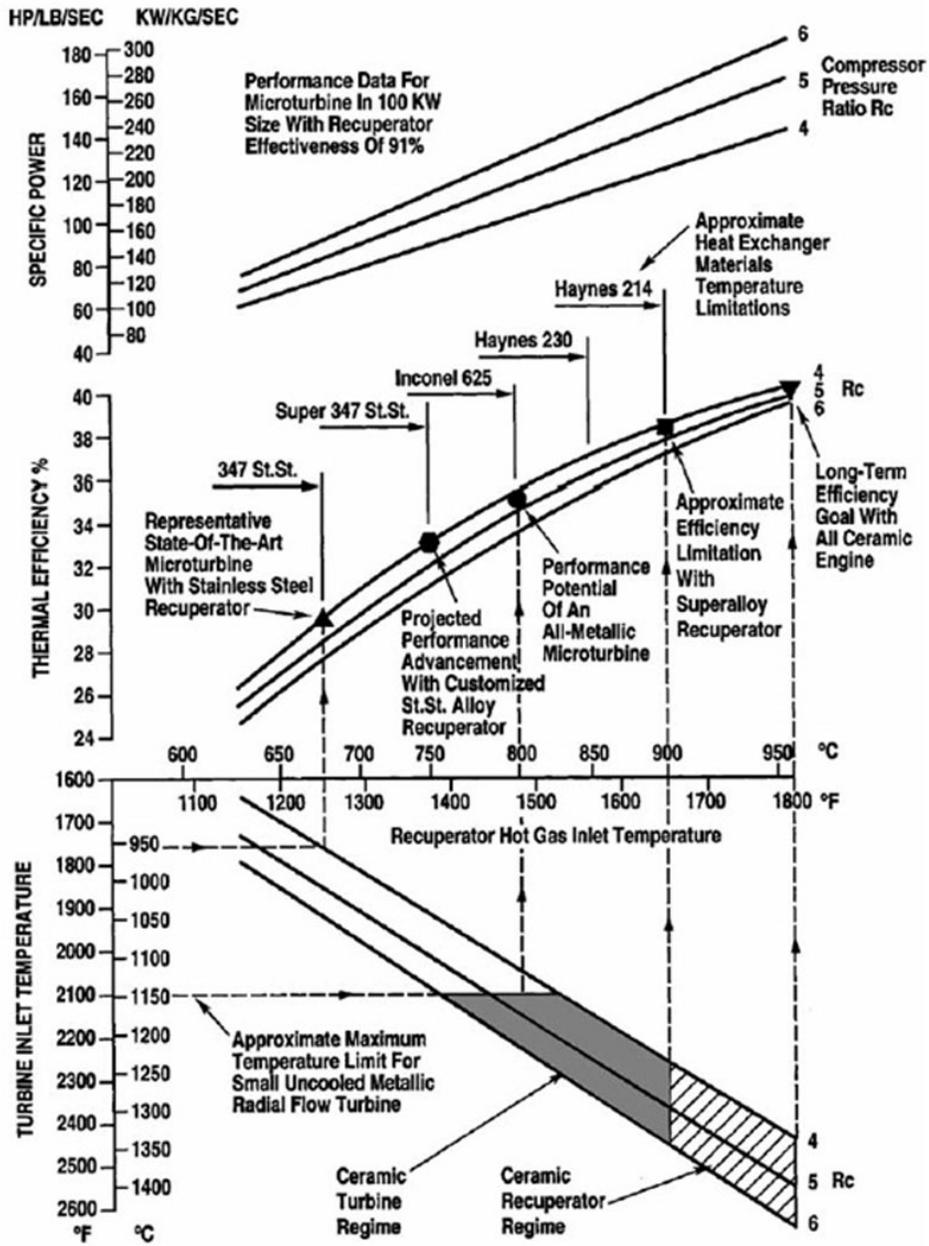


Figura 2.24: Effetto della temperatura limite dei materiali dei rigeneratori sulle prestazioni delle microturbine a gas

Capitolo 3

Applicazioni

3.1 Analisi delle possibili applicazioni

In un mercato guidato dall'economia, un nuovo sistema di generazione di energia può solo essere introdotto quando offre alcuni benefici (operativi, funzionali ed economici) rispetto ai sistemi esistenti. Le microturbine sono particolarmente adeguate per la generazione distribuita grazie alla loro flessibilità nei sistemi di connessione, possibilità di essere collocati in parallelo, capacità di fornire energia elettrica affidabile e stabile, basse emissioni. La microturbina può essere impiegata con successo ovunque vi sia bisogno d'energia elettrica e/o termica, sia nel settore industriale che civile, pubblico e privato, e negli impianti di teleriscaldamento. Trova, inoltre applicazione nel settore militare, marino, agricolo, distillazione e desalinizzazione dell'acqua. I tipi d'applicazione includono:

- Generazione continua: l'uso di microturbine per la generazione continua coinvolgerà tipicamente le applicazioni che richiedono oltre 6.000 ore di funzionamento l'anno. Per riuscire ad entrare in tale tipologia di mercato, le microturbine dovranno generare energia elettrica a costi competitivi con quelli della rete. Tuttavia in determinate circostanze, come nel caso d'utenti che hanno problemi di affidabilità della rete elettrica o di qualità dell'alimentazione, può essere preferibile produrre l'energia elettrica "in loco", anche ad un prezzo maggiore. Infatti, ci sono alcune applicazioni che richiedono un'alimentazione con una qualità maggiore di quella fornita dalla rete elettrica, (corrente che abbia una definita forma d'onda, frequenza e/o fattore di potenza). Ci riferiamo a quelle industrie che utilizzano attrezzature elettroniche molto sensibili o macchinari che funzionano soltanto con corrente continua. Queste, per evitare i rischi derivanti dalla rete elettrica, preferiscono auto produrre l'energia per evitare gli alti costi dei guasti.
- Razionalizzazione del carico elettrico: sappiamo che i costi dell'energia elettrica variano a seconda delle fasce orarie imposte dalle compagnie di

produzione energetica. Nelle ore di punta il costo del chilowattora può essere fino a 3-5 volte superiore a quello dell'utilizzo d'energia elettrica in ore vuote. In queste condizioni potrebbe essere molto conveniente evitare di pagare i prezzi elevati del chilowattora, facendo funzionare in parallelo con la rete un sistema di microturbina a gas che fornisca energia elettrica quando acquistarla è economicamente sfavorevole. Queste unità funzionano molto meno frequentemente dell'alimentazione continua e sono usate soltanto per diverse centinaia di ore l'anno.

- Cogenerazione: nelle applicazioni di produzione combinata di energia termica ed elettrica, il flusso di gas di scarico delle microturbine è utilizzato per produrre acqua calda per usi sanitari, per muovere gruppi ad assorbimento in grado di riscaldare, raffreddare, deumidificare ed assicurare altri fabbisogni di energia termica in un'abitazione o in un processo industriale. Alcune applicazioni di microturbine basate sulla produzione combinata di energia elettrica e termica hanno la possibilità di by-passare l'eventuale presenza di un rigeneratore. In questo modo, la temperatura di uscita dalla turbina dei gas combusti è più alta, ne consegue una maggiore potenza termica disponibile per il recupero.
- Generazione a distanza: la generazione a distanza riguarda quelle applicazioni molto difficili da raggiungere con la rete elettrica, come siti di montagna, ma anche luoghi dove sono richieste operazioni di estrazione e produzione di gas e di petrolio e determinati lavori minerari. Le microturbine, grazie alla possibilità di essere alimentate con diversi combustibili, sono ideali per l'utilizzo in siti remoti, dove le linee elettriche difficilmente possono essere allacciate.
- Generazione di sostegno: negli ospedali, nei centri di elaborazione dati, negli aeroporti è indispensabile che non si verifichi mai un'interruzione, nemmeno di breve durata. Basti pensare ad una sala operatoria in cui è vitale che certe apparecchiature funzionino con continuità, oppure a un calcolatore che per un certo tempo (magari non breve) deve eseguire una complicata serie di operazioni. In tali applicazioni un sistema di generazione di energia elettrica come la microturbina a gas risulta essere molto vantaggioso per la sua rapidità negli avviamenti.
- Alimentazione mediante biocombustibile: un elemento di forte innovazione sarà costituito dalla possibilità di alimentare le microturbine con biocombustibili. Il superamento delle problematiche connesse all'utilizzo di tali combustibili in sistemi basati su turbine a gas, dotati di elevata affidabilità ed efficienza e con ridotte emissioni di NOx e di CO, rappresenta un salto tecnologico di notevole portata sulla strada dello sviluppo sostenibile, ampliando enormemente i vantaggi connessi alla generazione di energia e calore da biomasse di origine agricola e forestale.
- Microapplicazioni: i recenti sviluppi nella tecnologia dei materiali ceramici e nei sistemi microelettromeccanici, hanno aperto nuove possibilità per

la generazione di sofisticate e pratiche applicazioni nel campo delle micro macchine termiche per la produzione d'energia elettrica. Il principale vantaggio delle piccolissime turbine a gas rispetto ai sistemi di generazione esistenti é da ricercarsi nell'alta densità di energia rispetto, ad esempio, alle batterie, anche se con un rendimento più basso. Di fatto, la densità di energia dei combustibili basati su idrocarburi ed idrogeno supera di molto quello che é lo stato dell'arte delle batterie come é possibile osservare in figura 3.1. Possono essere immaginate diverse applicazioni per le

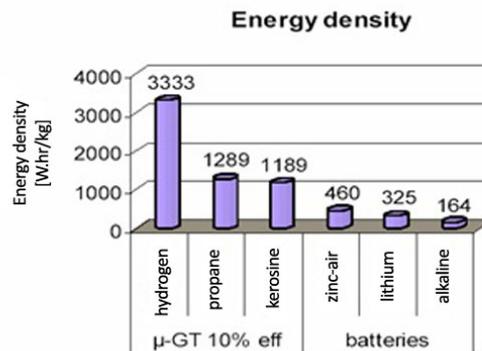


Figura 3.1: Confronto tra la densità di energia di una microturbina a gas e delle batterie

ultra microturbine a gas. In generale esse possono essere divise in due gruppi. Da una parte le applicazioni dove la turbina a gas é utilizzata in generazione di potenza trasportabile, dall'altra può essere utilizzata per la generazione di potenza per piccoli veicoli. Fra le applicazioni per generazione trasportabile ci sono quelle militari, in cui le ultra microturbine a gas possono essere utilizzate per coprire l'esigenza di radio, sensori, display e computer oppure applicazioni civili come carica batterie per telefonini o trapani portatili. Per quanto riguarda infine le applicazioni per la propulsione di veicoli si guarda a questa tecnologia per l'alimentazione di aerei spia.

3.2 Analisi di una applicazione on-site

In questo capitolo analizzeremo l'applicazione di una microturbina a gas su di una struttura per soddisfare il fabbisogno elettrico e le necessità di riscaldamento trattando i seguenti fattori: ambientale, economico e energetico.

In aggiunta all'alta efficienza di conversione energetica e al basso livello di inquinamento, l'applicazione on-site di sistemi di cogenerazione a microturbine a gas permette una riduzione dei costi dovuta alla rimozione delle linee di dis-

tribuzione dell'energia con conseguente incremento di sicurezza e affidabilità. Inoltre la separazione dalla rete mette al riparo da eventuali disfunzioni dei sistemi energetici dovuti sia a cause naturali come terremoti o rottura, sia a cause umane come atti terroristici contro centrali di produzione.

Di seguito studieremo il sistema in condizioni di funzionamento ottimali, cercando di ottenere il costo minimo. Saranno inclusi anche i costi delle esternalizzazioni sociali dell'inquinamento dovuti alle emissioni di CO_2 , CO e NO_x .

Il progetto verrà applicato ai seguenti tre casi:

1. Una microturbina a gas per soddisfare il fabbisogno elettrico della struttura, in questo caso il riscaldamento e il condizionamento sono generate da un sistema che non necessita di energia elettrica.
2. Una microturbina a gas per soddisfare il fabbisogno elettrico, di riscaldamento, condizionamento e di produzione dell'acqua calda per i sanitari della struttura .
3. Un sistema cogenerativo a microturbina a gas per soddisfare il fabbisogno sia energetico che di riscaldamento e condizionamento dell'ambiente e dell'acqua mediante la produzione di energia elettrica e il recupero dei gas di scarico.

Per l'analisi della struttura faremo riferimento al documento [2] mentre per l'analisi dei costi al documento [3].

3.2.1 Analisi dello stabile

Lo stabile preso in esame é situato nella città di Teheran in Iran; il gas naturale in questa città é disponibile tramite tubazione.

Si prendono in considerazione 10 piani residenziali per un totale di 40 unità, ognuna delle quali con una superficie di 200 m^2 . La struttura ha una altezza di 30m, una larghezza di 40m (est-ovest) e uno spessore di 20m (sud-nord). L'area delle finestre é il 30% dei muri del lato sud-nord e il 20% per i muri del lato est-ovest. La somma dei muri esterni ed interni é pari a 22, ognuno dei quali con 12cm di spessore, tutti realizzati in mattoni con intonaco di gesso sulle pareti interne. Il tetto ha uno spessore di 22cm ed é composto di mattoni e di materiale per coperture e nessun isolante termico é installato né sui muri né sul tetto.

La singola unità residenziale é occupata in media da un nucleo familiare di 4 elementi adulti. Il consumo elettrico e la durata dell'uso delle luci e degli elettrodomestici della singola unità abitativa é stato misurato il 15 gennaio.

Questi sono i risultati:

- Lampade: 2 unità, 236 W, 30 min, dalle 6.00 alle 6:30; 3 unità, 354 W, 30 min, dalle 6:30 alle 7.00; 4 unità, 472 W, 210 min, dalle 16:30 alle 20.00; 3 unità, 354 W, 180 min, dalle 20.00 alle 23.00
- Televisore, 70 W, 300 min, dalle 16.00 alle 21.00
- Computer, 121 W, 180 min, dalle 18.00 alle 21.00

- Lavastoviglie, 345 W, 90 min, dalle 9.00 alle 10:30
- Asciugacapelli, 95 W, 60 min, dalle 7.00 alle 7.30 e dalle 20.00 alle 20.30
- Ferro da stiro, 964 W, 30 min, dalle 19.00 alle 19.30
- Frigo, 205 W, 15 min ogni ora, tutte le 24 ore

Per ogni mese dell'anno, é stato assunto che il quindicesimo giorno rappresenti tutti gli altri giorni del mese.

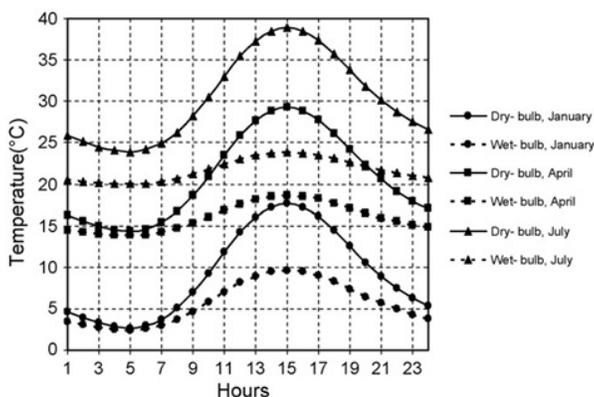


Figura 3.2: Temperatura dell'aria di Teheran

L'elettricit  usata per l'illuminazione   stata corretta secondo l'orario di alba e tramonto del sole del quindicesimo giorno del mese, comparato con l'orario relativo al 15 di Gennaio. Un'altra modifica   stata apportata all'energia utilizzata dal frigo:   stato assunto che ogni settimana vengano aggiunti nel frigo 9kg di frutta, aprendo l'elettrodomestico quando la temperatura dell'aria   massima. In figura 3.2 sono mostrate le temperature dell'aria di Teheran, durante il mese di Gennaio, Aprile e Luglio.

Il totale dei consumi di energia elettrica misurata nel 15 di Gennaio pi  la stima per gli altri giorni dell'anno   stata comparata con le bollette dell'energia elettrica ricevute dalle famiglie nei mesi passati. I risultati sono stati molto buoni, si   ottenuta una deviazione massima del 5% nel mese di Luglio, e una deviazione minima del 0,8% nel mese di Dicembre, mentre la deviazione media annuale registrata   del 2,34%. Per stimare la somma totale dei consumi della struttura,   stato assunto che: tutte le unit  abitative abbiano consumi simili all'unit  sopra considerata eccetto per i consumi di ferro da stiro, computer, lavastoviglie e asciugacapelli ridistribuiti in un intorno di 4 ore rispetto all'ora di funzionamento considerata nell'unit  abitativa campione.

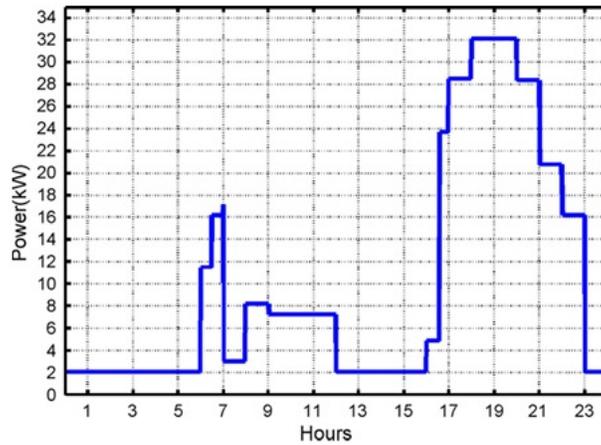


Figura 3.3: Consumo elettrico della struttura stimato per il 15 di gennaio

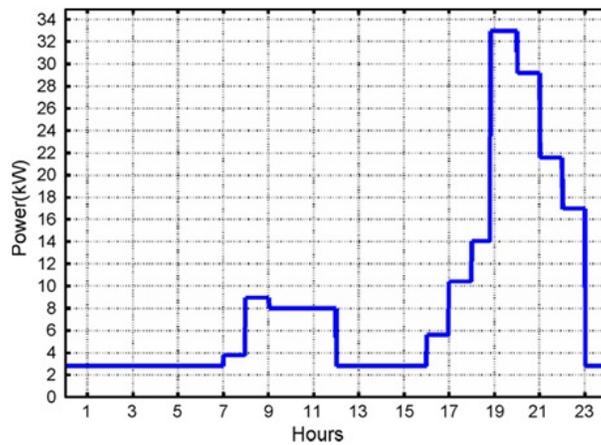


Figura 3.4: Consumo elettrico della struttura stimato per il 15 di luglio

L'area sottesa dai grafici in figura 3.3 e 3.4 rappresenta l'energia elettrica richiesta dallo stabile. Questa area corrisponde al valore di 867,6 MJ/giorno per il 15 Gennaio e di 740 MJ/giorno per il 15 di Luglio.

Passiamo ora all'analisi della quantità di energia necessaria per il sistema di riscaldamento e di condizionamento dello stabile (fig 3.6 e fig 3.7). La stima viene effettuata per il quindicesimo giorno di ogni mese e prende in considerazione tutte le 40 unità abitative.

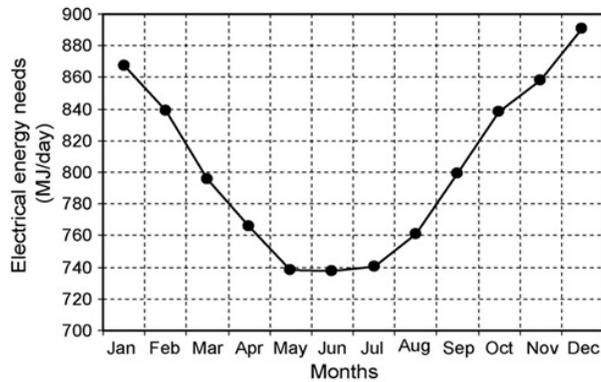


Figura 3.5: Consumo energetico giornaliero della struttura al variare dei mesi

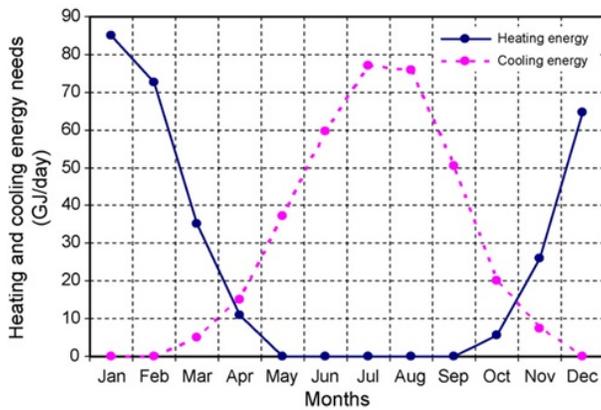


Figura 3.7: Energia richiesta dagli impianti di riscaldamento e condizionamento al variare dei mesi

Nella singola unità residenziale abitata da 4 adulti il consumo di acqua calda è valutato nel seguente modo: la quantità media di acqua calda utilizzata al giorno per i servizi igienici è di 358,5 l/giorno, mentre la temperatura media dell'acqua usata è di 41,5 °C. La media della quantità e della temperatura dell'acqua usata per lavare i piatti è rispettivamente di 30 l/giorno e 52 °C mentre la temperatura dell'acqua "fredda" risulta essere circa pari alla media della temperatura ambiente.

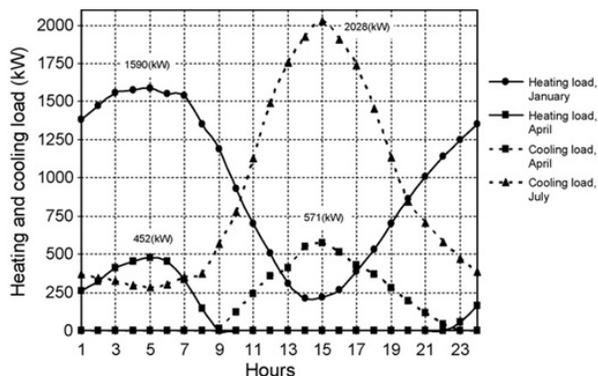


Figura 3.6: Stima delle potenze necessarie per il riscaldamento e condizionamento

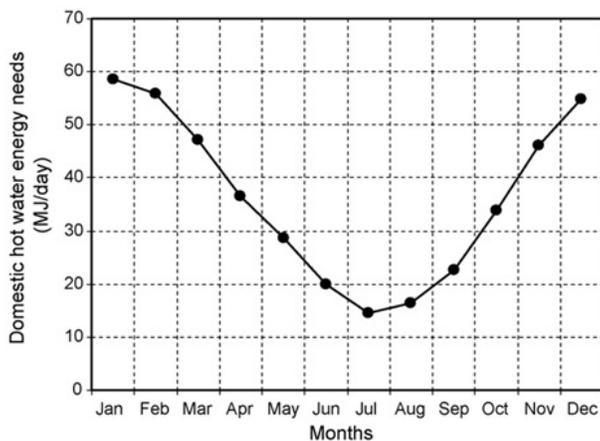


Figura 3.8: Quantità di energia richiesta per il consumo di acqua calda

L'energia necessaria per generare l'acqua calda é stata stimata secondo la seguente formula:

$$Q = \rho_W \cdot C_W \cdot [\dot{V}_1 \cdot (T_1 - T_0) + \dot{V}_2 \cdot (T_2 - T_0)] \quad (3.1)$$

Dove Q é la quantità di calore in KJ/giorno necessario, ρ_W e C_W rispettivamente la densità in kg/l e il calore specifico in kJ/KgC dell'acqua, \dot{V}_1 e \dot{V}_2 rispettivamente le quantità in metri cubi di acqua per il bagno e per lavare i piatti, mentre T_1 e T_2 rispettivamente le temperature medie dell'acqua per i sanitari e per lavare i piatti, infine T_0 rappresenta la temperatura media dell'aria.

Si assume che tutte 40 le unità abitative abbiano gli stessi consumi uniformemente distribuiti tra le ore 5.00 e le 23.00, con nessun uso di acqua calda tra le

ore 23.00 e le 5.00. Nella tabella 3.1 vengono riportate le quantità di l'energia elettrica richiesta e di acqua calda necessarie al fabbisogno della struttura. Si può notare dai grafici e dalla tabella 3.1 che: il picco di energia elettrica richiesta è di 32,96kW in corrispondenza del mese di Luglio dalle ore 19.00 alle 20.00, il massimo carico per il riscaldamento è di 1590 kW ed è situato in Gennaio alle 5.00 del mattino, il massimo consumo da parte del sistema di condizionamento è di 2028 kW in corrispondenza delle ore 15.00 nel mese di Luglio e il massimo consumo di acqua calda corrisponde al valore di 0,926 kW dalle ore 5.00 alle 23.00 nel mese di Gennaio.

Potenza elettrica richiesta in kW												
Hour	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
6	2.05	2.05	2.214	2.41	2.56	2.73	2.83	2.8	2.685	2.46	2.23	2.068
12	7.225	7.225	7.389	7.59	7.74	7.9	8	7.97	7.86	7.635	7.41	7.24
18	28.55	28.55	28.174	28.9	10.19	10.4	10.5	29.3	29.18	28.96	28.73	28.57
24	2.05	2.05	2.214	2.41	2.56	2.73	2.83	2.8	2.685	2.46	2.23	2.068
Media24h	10.99	10.2	9.773	9.97	9.3354	9.5	9.6	10.36	10.243	10.02	11.17	11
Potenza per il riscaldamento della struttura in kW												
Hour	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
6	1548	1464	961	450	0	0	0	0	0	285	777	1364
12	506	330	0	0	0	0	0	0	0	0	0	254
18	532	383	0	0	0	0	0	0	0	0	0	288
24	1352	1214	682	160	0	0	0	0	0	0	494	1107
Media24h	928.8	840.3	407.75	127.5	0	0	0	0	0	63.38	299	748.3
Potenza per il raffreddamento della struttura in kW												
Hour	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
6	0	0	0	0	48	216	303	293	145	0	0	0
12	0	0	108	355	737	1058	1490	1469	931	379	176	0
18	0	0	102	369	741	1041	1455	1403	907	408	187	0
24	0	0	0	0	194	353	387	379	301	23	0	0
Media24h	0	0	57.542	175.3	431.4	689	898	883	583.4	232.4	84.4	0
Potenza richiesta in kW per l'acqua calda												
Hour	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
6	0.926	0.886	0.7611	0.606	0.489	0.364	0.29	0.31	0.4	0.567	0.74	0.871
12	0.926	0.886	0.7611	0.606	0.489	0.364	0.29	0.31	0.4	0.567	0.74	0.871
18	0.926	0.886	0.7611	0.606	0.489	0.364	0.29	0.31	0.4	0.567	0.74	0.871
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Media24h	0.733	0.7	0.6025	0.48	0.387	0.29	0.23	0.25	0.317	0.449	0.59	0.69

Tabella 3.1: Consumi della struttura

3.2.2 Analisi delle soluzioni meccaniche

Un metodo per soddisfare il fabbisogno energetico della struttura in esame è quello di impiegare una serie di microturbine a gas.

Calcoliamo ora le quantità di microturbine a gas necessarie per soddisfare il fabbisogno a seconda del caso applicativo:

Caso 1: In questo caso, l'unico scopo è quello di soddisfare il fabbisogno elettrico, la seguente formula si adatta al calcolo del numero di microturbine a gas:

$$n = \frac{e'}{e} \quad (3.2)$$

Dove n è il numero di turbine, e è la quantità di energia elettrica prodotta da ogni turbina in kW ed e' l'energia elettrica richiesta in kW

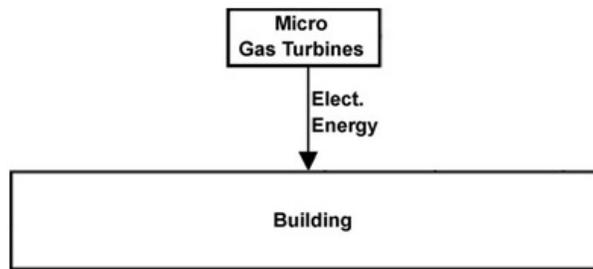


Figura 3.9: Schema per il caso 1

Caso 2: In questo caso, oltre al fabbisogno elettrico dobbiamo soddisfare la richiesta energetica anche per il sistema di condizionamento e riscaldamento dell'ambiente e dell'acqua; la seguente equazione può essere considerata valida per la stagione invernale:

$$(ne - e')\beta_{hp} - q' = Q_h \quad (3.3)$$

Dove β_{hp} è il coefficiente di prestazioni della pompa di calore, Q_h l'energia per riscaldare l'edificio in kW e q' l'energia richiesta per l'acqua calda in kW. Mentre per la stagione estiva bisogna considerare lo sforzo energetico del condizionatore, usando la seguente equazione:

$$(n \cdot e - e')\beta_{ref} - q' \cdot \beta_{abs} = Q_c \quad (3.4)$$

Dove β_{ref} è il coefficiente di prestazioni del condizionatore, Q_c la quantità di energia per raffreddare la struttura e β_{abs} il coefficiente di prestazioni del sistema di scambio per raffreddare l'acqua.

Caso 3: Questo caso analizza, le stesse condizioni del caso 2, con l'unica differenza che le restanti parti di energia necessarie per la meccanica del condizionatore e della pompa di calore ausiliaria sono fornite dai gas di scarico.

Una microturbina a gas può produrre una quantità di energia q mediante

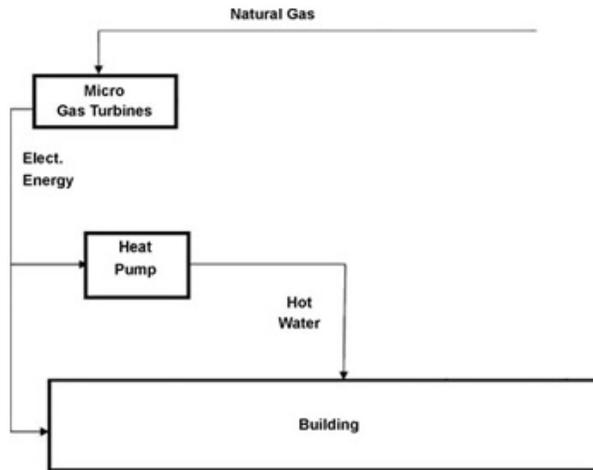


Figura 3.10: Schema per il caso 2 inverno

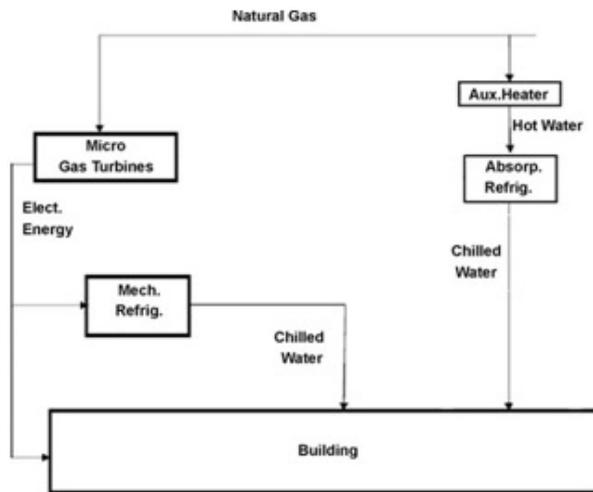


Figura 3.11: Schema per il caso 2 estate

il recupero dei gas di scarico; il legame con l'energia elettrica prodotta é il seguente:

$$q = e\left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \quad (3.5)$$

Dove η é l'efficienza della macchina. Le variabili e ed η dipendono sia dalla temperatura dell'ambiente sia dalla pressione, in una località in cui la pressione é costante, la dipendenza si riduce alla sola temperatura.

Per determinare il numero di microturbine a gas da utilizzare durante la stagione invernale, può essere applicata la seguente equazione:

$$(n \cdot e - e') \cdot \beta_{hp} + n \cdot q \cdot \alpha - q' = Q_h \quad (3.6)$$

Dove q é l'energia recuperata dai gas di scarico in kW, α l'efficienza dello scambiatore per produrre l'acqua calda o vapore per riscaldare gli ambienti. Per l'estate risulta piú idonea la seguente equazione:

$$(n \cdot e - e') \cdot \beta_{ref} + (n \cdot q \cdot \alpha - q') \cdot \beta_{abs} = Q_h \quad (3.7)$$

Combinando le equazioni 3.6 e 3.7 con l'equazione 3.5 dell'energia dei gas di scarico si ottengono le seguenti equazioni:

$$(n \cdot e - e')\beta_{hp} + n \cdot e \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \cdot \alpha - q' = Q_h \quad (3.8)$$

$$(n \cdot e - e')\beta_{ref} + (n \cdot e \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \cdot \alpha - q')\beta_{abs} = Q_h \quad (3.9)$$

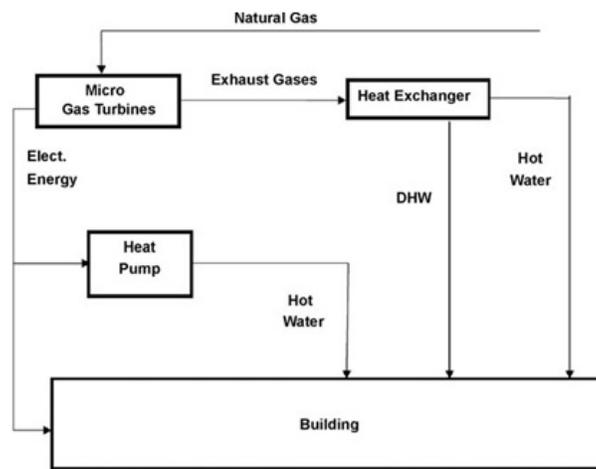


Figura 3.12: Schema per il caso 3 inverno

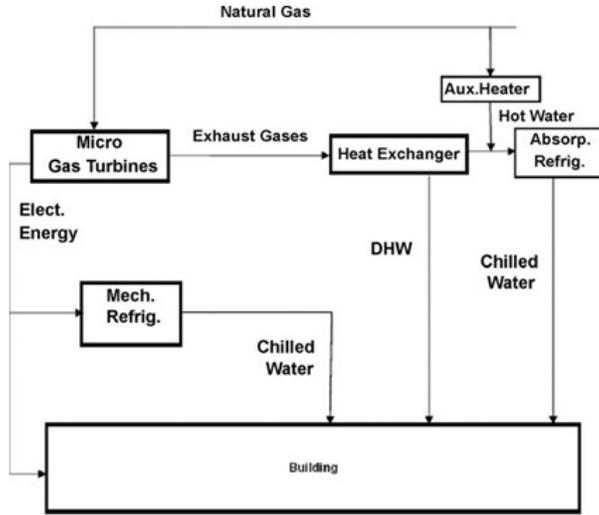


Figura 3.13: Schema per il caso 3 estate

3.2.3 Analisi dei costi

Concludiamo ora il progetto del sistema con l'analisi dei costi.

Il costo dell'energia elettrica prodotta da una microturbina a gas può essere stimato tramite la seguente equazione:

$$C_E = C_I + C_O + C_F + C_A \quad (3.10)$$

Dove C_E , C_I , C_O , C_F , C_A sono rispettivamente: il costo dell'energia, il costo associato con l'investimento iniziale incluso il costo di installazione, il costo associato con le operazioni di manutenzione, il costo associato al consumo di carburante e i costi delle esternalizzazioni sociali dovuti all'inquinamento. Il valore di recupero dell'installazione viene considerato trascurabile.

Il costo C_I dell'energia viene calcolato nel seguente modo:

$$C_I = \frac{C \cdot I}{8760 \cdot C_f} \quad (3.11)$$

Dove C è il costo totale del macchinario in US\$/kW, I il fattore di recupero del finanziatore sul capitale investito e C_f è il fattore di efficienza.

Il fattore di recupero del capitale I può essere calcolato dalla seguente relazione:

$$I = \frac{i(1+i)^L}{(1+i)^L - 1} \quad (3.12)$$

dove L è il periodo di vita utile del macchinario in anni, o il periodo in cui l'investimento viene totalmente restituito. Viene assunto che il valore degli interessi

i sia costante nell'arco dell'intero periodo e se non specificato diversamente, L vale 20 anni e $i = 0,1$ cioè il 10% di interessi.

Il fattore di efficienza C_f vale :

$$C_f = \frac{e'_{mean}}{n \cdot e'_{nominal}} \quad (3.13)$$

dove e'_{mean} è il consumo medio annuo della struttura in kW e $e'_{nominal}$ la potenza nominale della singola turbina a gas.

Per il costo del carburante si assume C_F :

$$C_F = \frac{\text{Fuel cost} \left(\frac{US\$}{kWh} \right)}{\eta_I} \quad (3.14)$$

Dove η_I è l'efficienza del sistema.

Il costo delle esternalizzazioni sociali dovute all'inquinamento C_A può essere ottenuto nel seguente modo:

$$C_A = [\dot{m}_{NO}(C_{A,NO}) + \dot{m}_{CO}(C_{A,CO}) + \dot{m}_{CO_2}(C_{A,CO_2})] \frac{1}{3600 \cdot e_{nominal}} \quad (3.15)$$

Dove \dot{m}_{NO} , \dot{m}_{CO} , \dot{m}_{CO_2} sono la massa dei gas di scarico rispettivamente di monossido di azoto, monossido di carbonio, e biossido di carbonio mentre $C_{A,NO}$, $C_{A,CO}$, C_{A,CO_2} sono i costi di recupero sociale per l'inquinamento dei rispettivi gas.

Per i casi in cui il sistema di cogenerazione a microturbina a gas produca calore e potenza, si assume che la caldaia usata nei casi precedenti produca lo stesso ammontare di energia termica. Il risultato è che i costi di investimento, le operazioni di manutenzione, i costi del carburante e infine le esternalizzazioni devono essere rettificati nel seguente modo:

$$C_E = (C_I + C_O + C_F + C_A) - (C_I + C_O + C_F + C_A)_{\text{assumed boiler}} \quad (3.16)$$

3.2.4 Esempio di calcolo

Per portare un esempio dei risultati appena ottenuti, utilizziamo una turbina da 30 kW modello C30 prodotta da Capstone alimentata a gas naturale. Questo tipo di turbina è in grado di produrre, come mostrato in figura 3.15, una potenza elettrica massima di 30 kW e 85kW di potenza termica. È in grado di funzionare sia in modo autonomo sia interconnessa con la rete elettrica nazionale. A pieno regime permette di erogare fino a 56A con una tensione di 480 VAC e un'efficienza elettrica del 26%. Le dimensioni della struttura contenente la turbina figura 3.16 sono 0,76m di larghezza, 1,5m di profondità e 1,9m di altezza con un peso di 500kg. Un particolare degno di nota è il livello di rumore, a pieno carico sviluppa 65 dBA rilevati a 10 metri di distanza, equivalenti al rumore generato da una conversazione molto accesa tra due uomini, questo parametro influisce sui luoghi di installazione, in quanto potrebbe arrecare disturbo alle eventuali



Figura 3.14: Spaccato di una turbina Capstone C30

unità residenziali adiacenti.

Procediamo sostituendo i valori della turbina presa in esame nelle formule considerate nel capitolo precedente:

Caso 1: In questo caso il massimo picco di energia richiesta é di 33 kW durante il mese di Luglio dalle ore 19.00 alle 20.00, con una temperatura ambiente massima di 34 °C. Analizzando la figura 3.15 si vede che la turbina alla temperatura di 34 °C é in grado produrre 25,2 kW con una efficienza del 23,4%. Utilizzando l'equazione 3.2, si nota che sono necessarie due turbine Capstone C30. Il costo di installazione é di 1100 US\$/kW e il costo di manutenzione é 0,019 US\$/kWh. I costi sociali di esternalizzazione del monossido di azoto, monossido di carbonio e biossido di carbonio sono rispettivamente di 8,715 , 6,424 , 0,024 US\$/Kg. Il costo del carburante si assume in 0,0297 US\$/kWh. Utilizzando le equazioni 3.11, 3.12, 3.13, 3.14 si ricavano i seguenti valori:

$$C_f = \frac{10,18}{2 \cdot 30} = 0,17 \quad (3.17)$$

$$I = \frac{0,1(1 + 0,1)^{20}}{(1 + 0,1)^{20} - 1} = 0,117 \quad (3.18)$$

$$C_I = \frac{1100 \cdot 0,117}{0,17 \cdot 8769} = 0,0864 \quad (3.19)$$

$$C_F = \frac{0,0297}{0,23} = 0,129 \quad (3.20)$$

Per la turbina in esame il volume dei gas di scarico sono i seguenti:

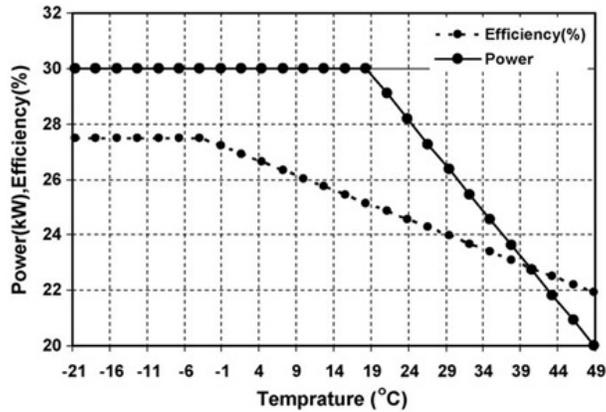


Figura 3.15: Andamento dell'efficienza e potenza della turbina C30 al variare della temperatura ambiente

$$\begin{aligned}
 \text{monossido di azoto} & 2,2197 \cdot 10^{-4} \left(\frac{kg}{kWh} \right) \\
 \text{monossido di carbonio} & 5,54 \cdot 10^{-5} \left(\frac{kg}{kWh} \right) \\
 \text{biossido di carbonio} & 0,28 \left(\frac{kg}{kWh} \right)
 \end{aligned}$$

Dunque:

$$C_A = 8,175 \cdot 2,2197 \cdot 10^{-4} + 6,624 \cdot 5,54 \cdot 10^{-5} + 0,024 \cdot 0,28 = 0,00284 \left(\frac{US\$}{kWh} \right) \quad (3.21)$$

Concludo utilizzando l'equazione 3.16

$$C_E = 0,0864 + 0,019 + 0,129 + 0,00284 = 0,237 \left(\frac{US\$}{kWh} \right) \quad (3.22)$$

Caso 2: Assumiamo i seguenti valori per i coefficienti di prestazioni:

$$\beta_{hp} = 3 \quad \beta_{ref} = 2,5 \quad \beta_{abs} = 0,7$$

Usando l'equazione invernale per il 15 Gennaio alle ore 5.00 di mattina e guardando le tabelle dei consumi 3.1 e la figura 3.15 otteniamo i seguenti valori:

$$T_a = 2,8^\circ C \quad e' = 2,05 kW \quad Q_h = 1590 kW \quad q' = 0,926 kW \quad e = 30 kW \\
 \eta = 27\%$$

Conseguentemente dall'equazione degli n otteniamo $n = 17,75$ unità, dunque arrotondando per eccesso dovremmo utilizzare 18 unità.

Per il 15 Luglio alle ore 15.00 si hanno i seguenti valori:



Figura 3.16: Turbina Capstone C30

$$T_a = 39^\circ C \quad e' = 2,83kW \quad Q_h = 2028kW \quad q' = 0,29kW \quad e = 23,2kW$$

$$\eta = 23\%$$

Conseguentemente dall'equazione degli n otteniamo $n = 34,04$ unità, dunque arrotondando per difetto dovremmo utilizzare 34 unità. Il principale compito delle turbine in questo caso é quello di soddisfare il fabbisogno energetico dei sistemi per il riscaldamento e per il condizionamento della strutture e il riscaldamento dell'acqua per i sanitari. Per soddisfare tutte queste esigenze in tutti i mesi dell'anno é necessario utilizzare 34 unità. Utilizzando le equazioni 3.11, 3.12, 3.13, 3.14 otteniamo i seguenti risultati:

$$C_f = \frac{144,96 + 10,18 + 0,48}{30 \cdot 34} = 0,152 \quad (3.23)$$

$$I = \frac{0,1(1 + 0,1)^{20}}{(1 + 0,1)^{20} - 1} = 0,117 \quad (3.24)$$

$$C_I = \frac{1100 \cdot 0,117}{0,152 \cdot 8769} = 0,0966 \quad (3.25)$$

$$C_F = \frac{0,0297}{0,23} = 0,129 \quad (3.26)$$

I costi delle esternalizzazioni sociali rimangono gli stessi del caso 1 equazione: 3.21.

Concludo utilizzando l'equazione 3.16

$$C_E = 0,0966 + 0,019 + 0,129 + 0,00284 = 0,247 \left(\frac{US\$}{kWh} \right) \quad (3.27)$$

Caso 3: In questo caso diversamente dagli altri bisogna considerare la quantità di energia recuperata dai gas di scarico. Analizzando le equazione 3.8 e 3.9 si nota che sono sufficienti 30 microturbine per soddisfare le necessità della struttura. Utilizzando le equazioni 3.11, 3.12, 3.13, 3.14 otteniamo i seguenti risultati:

$$C_f = \frac{144,96 + 10,18 + 0,48}{30 \cdot 30} = 0,173 \quad (3.28)$$

$$I = \frac{0,1(1+0,1)^{20}}{(1+0,1)^{20} - 1} = 0,117 \quad (3.29)$$

$$C_I = \frac{1300 \cdot 0,117}{0,173 \cdot 8769} = 0,1 \quad (3.30)$$

$$C_F = \frac{0,0297}{0,23} = 0,129 \quad (3.31)$$

I costi delle esternalizzazioni sociali rimangono gli stessi del caso 1 (equazione: 3.21).

Utilizzando l'equazione 3.5 si trova che i gas di scarico possono produrre 106,4 kW, la caldaia per lo scambio di energia termica viene assunto con una efficienza del 60%, con un costo iniziale e di manutenzione rispettivamente di 75,7 US\$/kW e 0,002 US\$/kWh.

Concludendo il costo dell'energia risulta mediante la formula 3.16 :

$$\begin{aligned} C_E &= (0,1 - 0,0126) + (0,03 - 0,002) + (0,129 - 0,14) + \\ &\quad (0,00284 - 0,0003) \\ &= 0,321 \left(\frac{US\$}{kWh} \right) \end{aligned} \quad (3.32)$$

3.2.5 Conclusioni

I risultati di questa analisi mostrano che il numero di microturbine necessario a seconda dei casi é di 2, 34 e 30 con un costo dell'elettricitá rispettivamente di 0,237, 0,247 e 0,321 (US\$/kWh). Questi valori sono validi per un interesse annuo del 10%. Considerando il costo dell'elettricitá, si nota che il costo dell'investimento iniziale é una grossa porzione del valore finale, circa il 37% per il caso 1 , il 40% per il caso 2 e 31% per il caso 3; per migliorare il costo finale, é necessario ridurre questi costi al minimo, per ottenere questo risultato il fattore

di capacità deve essere il piú possibile vicino al valore ideale, cioè uno. Si puó concludere che il modo di gestire i consumi di elettricitá gioca un ruolo fondamentale per la stima dei costi, la gestione dell'energia e dei fattori economici come anche la semplicitá di funzionamento e la complessitá del sistema sono fattori decisivi per il risultato finale.

Case	C_E (US\$/kWh)	C_O (US\$/kWh)	C_I (US\$/kWh)	C_F (US\$/kWh)	C_A (US\$/kWh)
1	0.237	0.019	0.0864	0.129	0.00284
2	0.247	0.019	0.0966	0.129	0.00284
3	0.321	0.03	0.1	0.129	0.00284

Tabella 3.2: Tabella comparativa dei costi per un interesse del 10%

In accordo con i risultati teorici ottenuti, i valori nella tabella 3.2 indicano che il primo caso consente il costo minore principalmente perché i costi iniziali sono i piú bassi. Comparando le energie e le efficienze si nota che il caso 3 é il metodo piú efficiente. Tuttavia parlando in modo generale, la scelta del sistema piú efficiente dipende da un lato dal modo di gestire l'energia e le risorse economiche, dall'altro lato dalla complessitá e sofisticatezza del sistema.

In ogni caso un sistema che funziona il piú possibile vicino alle sue condizioni ottimali risulterà con il costo di produzione di elettricitá minore e quindi una produzione piú economica; in altre parole, quanto piú il fattore di capacità sará vicino a uno, tanto piú il sistema sará efficiente.

Bibliografia

- [1] Antonino Pontecorvo, “Studio di una Microturbina a Gas per Sistemi Cogenerativi ed Ibridi”, Tesi di dottorato, Università di Napoli
- [2] M.A. Ehyaei, M.N. Bahadori, “Selection of micro turbines to meet electrical and thermal energy needs of residential buildings in Iran”, *Energy and Buildings* 39 (2007) 1227-1324
- [3] M.A. Ehyaei, M.N. Mozafari, “Energy, economic and environmental (3E) analysis of a micro gas turbine employed for on-site combined heat and power production”, *Energy and Buildings* 42 (2010) 259-264
- [4] Amit Mehra, Xin Zhang, Arturo A. Ayon, Ian A. Waitz, Martin A. Schmidt, Christopher M. Spadaccini, “A Six-Wafer Combustion System for a Silicon Micro Gas Turbine Engine”, *Journal of microelectromechanical systems*, Vol. 9, No. 4, December 2000
- [5] A. E. Robinson, H. H.-W. Funke, P. Henrick, E. Recker, J. Peirs, “Development of a hydrogen fuelled 1 kW ultra micro gas turbine with special respect to designing, testing and mapping of the μ -scale combustor” ICSET 2008
- [6] Capstone turbine corporation, “Capstone C30 product datasheet”
- [7] Fabrizio Reale, “Soluzioni innovative per impianti basati sulla Micro-Turbina a gas: Analisi energetica e ambientale, Tesi di dottorato, Università di Napoli
- [8] Haynes international, ‘Haynes214 datasheet’