

ABSTRACT

Con l'introduzione del mercato libero dell'energia faccia affari in Italia, nuove strategie di gestione di centrali e di sistemi di produzione di energia elettrica sono state applicate: il funzionamento fortemente irregolare e discontinuo delle centrali elettriche è stato richiesto per incontrare la richiesta degli utenti e produrre l'energia principalmente durante le ore di picco, quando il prezzo dell'elettricità è più alto. Sempre più spesso questa strategia è stata chiesta alle centrali elettriche, anche a quelle progettate per il funzionamento a carico base, come i grandi (vecchi) impianti elettrici a vapore. Questo modo di funzionare determina dei profitti maggiori nel breve periodo, ma tende a causare la riduzione della vita dei componenti più critici, a causa della danno da creep e da fatica termo-meccanica. Nel lungo periodo quindi si possono verificare perdite di profitto per gli extra-costi associati alla manutenzione non pianificata e la mancata produzione della centrale quando si verifica una rottura inattesa. In questo lavoro si presenta una procedura basata sui modelli di rottura a creep e a fatica termo-meccanica per valutare la vita residua delle apparecchiature più critiche delle centrali elettriche a vapore, con particolare attenzione al surriscaldatore di alta temperatura. Gli effetti della variazione rapida e frequente sia della temperatura che della pressione in questo componente saranno valutate anche in termini economici. Inoltre saranno considerati anche gli effetti della saldatura, della corrosione e dell'erosione esterna. Infatti, in molte altri componenti della caldaia, la loro presenza accelera le conseguenza dei danni da creep e fatica. La procedura qui presentata predice la vita rimanente dei componenti più critici sulla base dei dati storici e dei parametri di funzionamento. Essa permette anche di prevedere diverse strategie future per gestire le centrali e di valutarne le conseguenze economiche e la vita rimanente dei componenti. Per questo è stata presentata un'analisi economica con il confronto tra due tipi di gestioni diverse in un arco temporale di 20 anni.

Questa procedura risulta quindi utile per verificare in tempo reale le condizioni operative di uno dei componenti più critici delle centrali termoelettriche e per garantire un funzionamento al massimo del rendimento anche in condizioni di fuori progetto.

ABSTRACT

Since the introduction of a deregulated energy market in Italy, new strategies in plants and systems management have been applied: strongly irregular and discontinuous operation of power plants has been requested in order to meet the users demand and produce energy mainly during peak hours, when the electricity price is higher. More and more often this strategy has been asked to all power plants, also to those designed for base-load operation, as the (old) big steam power plants. This operation mode supplies greater money income in the short period, but is likely to cause lifetime reduction of the most critical components, due to creep and thermo-mechanical fatigue; so, serious long-term profit losses can derive from the extra-costs associated with the unplanned maintenance and the unavailability of the plant if a failure occurs. In this paper the Authors will present a technique based on creep and thermo-mechanical fatigue failure models aimed at estimating the residual life of the most critical devices of power plants. The effects of rapid and frequent variation of temperature and pressure in the superheater of a steam plant will be evaluated also in economic terms. Moreover, the effects of welding, corrosion and erosion will be considered, too. Indeed, in many devices, as the boiler of a coal fed plant, their presence accelerates the consequence of creep and fatigue on operating life. The procedure, on the basis of the historical data, predicts the residual life of the most critical components. It also permits to assume different future strategies for plant management and evaluate for each of them the residual life and the economic effects. An example of application on a real steam power plant will be presented, too; for this case, the comparison between different operation strategies will be examined. The procedure presented here could also be useful to organise maintenance actions, in order to prevent the occurrence of unexpected failures and the consequent loss of energy production.

Sommario

INTRODUZIONE	7
CAPITOLO 1_IL MERCATO FLESSIBILE DELL'ENERGIA	9
1.1 IL MERCATO ELETTRICO.....	9
1.1.1 Il Mercato Elettrico italiano	9
1.1.2 I soggetti del Sistema Elettrico.....	10
1.1.3 Il funzionamento del mercato elettrico	11
1.2 PRODUZIONE ELETTRICA NEL MERCATO ELETTRICO	16
1.2.1 I vincoli tecnici del sistema elettrico	16
1.2.2 La gestione del sistema elettrico.....	17
1.3.FLESSIBILITA' DELLE CENTRALI DI PRODUZIONE	18
1.3.1 Variazioni di carico del generatore.....	24
1.3.2 Costo dell'esercizio flessibile.....	27
1.3.3 Meccanismi di danno e costi di gestione	30
1.3.4 I costi per il funzionamento flessibile della centrale	33
1.3.5 Aumento costi per funzionamento ciclico.....	35
CAPITOLO 2 CENTRALI A VAPORE A CARBONE	37
2.1 LA CENTRALE TERMOELETTRICA DI FUSINA.....	37
2.1.1 La centrale	37
2.1.2 L'impianto a vapore.....	39
2.1.3 La caldaia	40
2.2 SURRISCALDATORE DI ALTA TEMPERATURA.....	44
2.2.1 Dati tecnici	44
2.2.2 Dinamica dei surriscaldatori.....	46
2.3 GLI ACCIAI PER I SURRISCALDATORI.....	52
2.3.1 Requisiti degli acciai resistenti alle alte temperature.....	52
2.3.2 Gli acciai austenitici.....	54
2.3.3 L'acciaio AISI SA213 TP321H.....	59
CAPITOLO 3 MECCANICA DAL DANNO.....	67
3.1 DEFINIZIONE DI DANNO	67

3.2	DANNO DA CREEP	70
3.2.1	Modello di calcolo del proposto da ASME.....	72
3.2.2	Modello di calcolo del proposto da R5 procedure.....	72
3.3	DANNO DA FATICA TERMOMECCANICA.....	75
3.3.1	Modello di calcolo del danno proposto da ASME e da R5 procedure	79
3.4	INTERAZIONE DEI DANNI DI CREEP E FATICA TERMOMECCANICA	82
3.4.1	Modello di calcolo del danno proposto da ASME.....	84
3.4.2	Modello di calcolo del danno proposto da R5 procedure	85
3.5	INTERAZIONE CON ALTRI FATTORI DI DANNO	87
3.5.1	Ossidazione interna.....	90
3.5.2	Corrosione esterna	92
3.5.3	Saldature eterogenee	94
CAPITOLO 4 CALCOLO DEL DANNO		97
4.1	CONDIZIONI PER LA VALUTAZIONE DEL DANNO	97
4.1.1	Modello strutturale.....	98
4.1.2	Modello con codice di calcolo commerciale.....	100
4.1.3	Cicli di carico	104
4.2	CALCOLO DEL DANNO SUL SURRISCALDATORE.....	110
4.2.1	Danno a creep.....	110
4.2.2	Danno a fatica termo-meccanica	115
4.2.3	Danno totale per creep-fatica	117
4.2.4	Danno totale combinato con altri fenomeni di avaria.....	118
4.3	CALCOLO DEL DANNO IN ALTRI COMPONENTI	128
4.3.1	Rotore di turbina a gas	128
4.3.2	Surriscaldatore caldaia a recupero	132
4.4	CONCLUSIONI	137
CAPITOLO 5 MODELLO ECONOMICO		139
5.1	STRATEGIE DI GESTIONE.....	139
5.2	CONDIZIONI ECONOMICHE AL CONTORNO.....	143
5.2.1	Prezzo del carbone	143
5.2.2	Costi di produzione	148
5.2.3	Emissioni anidride carbonica	152
5.2.4	Prezzo di vendita dell'energia	157
5.3	ANALISI ECONOMICA.....	161

5.3.1	Principali indicatori di calcolo	162
5.3.2	Confronto tra diverse strategie	165
5.4	CONCLUSIONI	170
BIBLIOGRAFIA		171
	Ringraziamenti.....	179

INTRODUZIONE

La progressiva liberalizzazione del mercato elettrico in Italia ha generato una sempre maggior competitività fra i differenti soggetti produttori di energia elettrica, costringendo un crescente numero di impianti, originariamente progettati per la produzione del carico di base, a funzionare in maniera ciclica all'inseguimento delle curve di domanda giornaliere e settimanali.

Tale fenomeno, peraltro già ampiamente sperimentato in molti Paesi del mondo è particolarmente importante per i cicli combinati alimentati a gas data la loro alta efficienza termodinamica, ma è divenuto la normalità anche per tutte le altre tipologie di impianto.

In questo quadro, l'esigenza maggiormente sentita da parte dei produttori di energia è di quantificare i costi dovuti alla flessibilizzazione cui sono associati una serie di conseguenze quali la riduzione della vita utile dei componenti e la difficoltà di controllo sia dei parametri termodinamici che determinano le condizioni di funzionamento del ciclo sia delle emissioni.

Nello studio che viene qui presentato si sono individuati i principali meccanismi di danno influenzati dalle modalità di funzionamento flessibile, i fattori limitanti la flessibilità operativa, i modelli di valutazione quantitativa dei vari tipi di danno, oltre alle analisi strutturali dei componenti critici, per la valutazione della frazione di vita spesa e per la valutazione della convenienza economica sul lungo termine del funzionamento flessibile.

Questo lavoro è dedicato alle metodologie di valutazione del costo aggiuntivo indotto dall'esercizio flessibile e contiene la rassegna di quanto disponibile in lavori pubblicati sull'argomento; in particolare, dopo un inquadramento generale delle problematiche associate alla flessibilizzazione delle centrali elettriche a vapore, viene riportata un'ampia sintesi dello stato dell'arte sul danno ed i modelli per la sua valutazione, con particolare attenzione ad una delle possibili e più consolidate metodologie sviluppate per calcolare il costo al ciclo, basata su una combinazione di modelli "top-down" (basati sull'utilizzo di dati storici relativi alle operazioni effettuate sull'impianto, alle soste forzate, etc) e di metodi "bottom-up" (basati sul calcolo delle sollecitazioni indotte nei componenti critici dalle pressioni, temperature, etc, nonché su analisi della loro vita residua e sui loro costi storici di riparazione/sostituzione).

L'attenzione è stata riposta sul componente più sollecitato all'interno della caldaia di una centrale elettrica a vapore alimentata a carbone (il surriscaldatore di alta temperatura) e sia da un punto di vista di resistenza strutturale sia da un punto di vista economico. Infatti nel lavoro sono stati poi riportati i risultati di un confronto tra due diverse modalità di gestione della

stessa centrale, con un'analisi di dettaglio sulle principali componenti di costo (costi del combustibile, costi O&M, costi di capitale, costi associati al rischio, etc), e di vendita di energia nel mercato libero, la cui conoscenza è necessaria per un'affidabile valutazione dell'impatto economico dovuto alla flessibilizzazione.

In particolare vengono sottolineati gli aspetti economici e manutentivi relativi alla caldaia le cui parti calde risultano le più soggette agli effetti della flessibilizzazione i quali producono, fra le altre conseguenze, un incremento notevole dei già elevati costi di manutenzione.

Come sarà descritto ampiamente nei prossimi paragrafi, per ottimizzare il costo dovuto alla flessibilizzazione ed aumentare il tempo medio fra i guasti minimizzando le fermate, è necessario valutare il consumo di vita di ciascuna manovra (avviamento, arresto, etc). Tale valutazione, allo stato presente, può essere effettuata con tre approcci aventi differenti livelli di accuratezza, ma fra loro integrabili.

Il primo approccio è basato su tecniche di tipo affidabilistico/statistico. Questo approccio si basa sull'esame di dati storici relativi a macchine dello stesso tipo e, tramite valutazioni statistiche, permette di estrarre la vita caratteristica (per esempio il tasso di guasto) dei componenti considerati, una volta che siano state individuate le condizioni di funzionamento. I dati storici possono essere ottenuti in vari modi, per esempio da banche dati mondiali, dall'archivio aziendale e tramite interviste con il personale d'impianto.

Un secondo metodo, di tipo sperimentale, consiste nel valutare, tramite controlli in campo (es. analisi microstrutturale), i danni prodotti su un piccolo campione di macchine esercite con tipi diversi di condizioni operative e quindi valutare a partire da essi la vita residua.

Il terzo metodo è quello basato sui metodi di calcolo (analisi localizzata di sforzi e deformazioni, unitamente all'applicazione di leggi evolutive del danno) che utilizzano spesso codici di calcolo ad elementi finiti.

Prima di analizzare quanto riportato in letteratura e descritto nei prossimi paragrafi sono necessarie due premesse. La prima è che i metodi considerati non vengono solitamente utilizzati separatamente ma spesso sono fra loro integrati (si consideri per esempio che il primo metodo, quello affidabilistico/statistico, non funziona nel caso di macchine di tipo nuovo per le quali è necessario utilizzare il terzo metodo, etc). La seconda premessa riguarda la pratica corrente; in generale gli sforzi maggiori per la valutazione dei costi sono concentrati nell'ottimizzazione degli intervalli di manutenzione; per tale motivo nel seguito ampio spazio sarà riservato a tali problematiche.

CAPITOLO 1

IL MERCATO FLESSIBILE DELL'ENERGIA

1.1 IL MERCATO ELETTRICO

1.1.1 Il Mercato Elettrico italiano

Il decreto di liberalizzazione del mercato elettrico (il cosiddetto "decreto Bersani"), datato 19 febbraio 1999, ha sancito l'inizio dell'apertura del mercato elettrico italiano in applicazione della Direttiva Comunitaria CE 96/92. A seguito di una serie di provvedimenti legislativi che da allora si sono succeduti, il 31 marzo del 2004 si è aperta ufficialmente in Italia la Borsa Elettrica (all'inizio per i produttori). Con la liberalizzazione completa del mercato elettrico per tutti i cittadini, si è aperta una nuova fase per gli utenti elettrici italiani. Oggi infatti le imprese e i privati, pur con diverse difficoltà, possono identificare fornitori alternativi all'esistente e negoziare con essi una serie di elementi commerciali significativi (prezzo, condizioni di fornitura, ecc.), al fine di pervenire a concreti risparmi, estremamente utili considerato il quadro previsto in crescita dei costi energetici.

La borsa elettrica è nata e si gestisce come uno strumento fondamentale per la creazione di un mercato elettrico concorrenziale in Italia, per favorire l'emergere di prezzi di equilibrio efficienti che consentono ai produttori e ai grossisti di vendere e comprare energia elettrica dove c'è una maggiore convenienza economica, per assicurare ai suoi operatori la trasparenza e la sicurezza degli scambi. In particolare deve promuovere la competizione nelle attività della produzione e vendita all'ingrosso, attraverso la creazione di una "piazza del mercato" e favorire la massima trasparenza ed efficienza dell'attività, svolta in monopolio naturale, del dispacciamento.

Il Mercato Elettrico è un marketplace telematico per la negoziazione dell'energia elettrica all'ingrosso, nel quale il prezzo dell'energia corrisponde al prezzo di equilibrio ottenuto dall'incontro tra le quantità di energia elettrica domandate e quelle offerte dagli operatori che vi partecipano.

E' un vero e proprio mercato fisico dove si definiscono i programmi di immissione e di prelievo dell'energia elettrica nella (e dalla rete) secondo il criterio di merito economico. La

borsa elettrica non è un mercato obbligatorio: gli operatori, infatti, possono concludere contratti di compravendita anche al di fuori della piattaforma di borsa, i cosiddetti contratti bilaterali.

Il Gestore dei Mercati Energetici S.p.A. (GME) è la società a cui è stata affidata - ai sensi dell'articolo 5 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79 - l'organizzazione e la gestione economica del mercato elettrico, ovvero il mercato organizzato all'ingrosso dell'energia elettrica, cioè "Borsa Elettrica Italiana" o IPEX (Italian Power EXchange) com'è denominata all'estero.

1.1.2 I soggetti del Sistema Elettrico

I principali soggetti che concorrono al funzionamento del sistema elettrico - ciascuno con uno specifico ruolo espressamente definito dalla normativa - sono, oltre al Parlamento ed al Governo:

- il Ministero dello Sviluppo Economico (MSE) che, tra l'altro, definisce gli indirizzi strategici ed operativi per la sicurezza e l'economicità del sistema elettrico nazionale;
- l'Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas (AEEG), autorità indipendente che garantisce la promozione della concorrenza e dell'efficienza nel settore, con funzioni di regolazione e controllo;
- Terna S.p.A., società che gestisce in sicurezza la rete di trasmissione nazionale ad alta ed altissima tensione e i flussi di energia elettrica attraverso il dispacciamento, bilanciando, cioè, l'offerta e la domanda di energia 365 giorni l'anno, 24 ore al giorno;
- il Gestore dei Servizi Energetici (GSE), società per azioni a capitale pubblico che ha un ruolo centrale nella promozione, incentivazione e sviluppo delle fonti rinnovabili in Italia oltre a ritirare la produzione di energia CIP6 e ne gestisce la vendita sul mercato. Azionista unico del GSE è il Ministero dell'Economia e delle Finanze che esercita i diritti dell'azionista congiuntamente al Ministero dello Sviluppo Economico. Il GSE controlla due società: l'Acquirente Unico (AU) e il Gestore dei Mercati Energetici (GME);
- l'Acquirente unico (AU), società per azioni a cui è affidato il ruolo di garante della fornitura dell'energia elettrica nell'ambito del servizio di maggiore tutela e di

salvaguardia di cui al Decreto Legge 18 giugno 2007, n. 73, convertito con la legge 3 agosto 2007, n. 125;

- il Gestore dei Mercati Energetici (GME), società per azioni che organizza e gestisce da un punto di vista economico il mercato elettrico, secondo criteri di neutralità, trasparenza, obiettività, nonché di concorrenza tra produttori, assicurando al tempo stesso la disponibilità di un adeguato livello di riserva di potenza. Il GME, in particolare, gestisce i mercati dell'energia, ripartiti tra Mercato a Pronti dell'Energia (Mercato del Giorno Prima, Mercato Infragiornaliero e il Mercato per il Servizio di Dispacciamento) e Mercato a Termine dell'Energia con obbligo di consegna fisica dell'energia. Dal 2007, il GME gestisce anche la Piattaforma dei Conti Energia a Termine (PCE), attraverso la quale gli operatori che negoziano bilateralmente energia elettrica al di fuori dei mercati dell'energia registrano le relative obbligazioni commerciali e dichiarano i relativi programmi di immissione e prelievo. Il GME gestisce inoltre anche i mercati per l'ambiente: mercato dei certificati verdi, mercato dei titoli di efficienza energetica, mercato delle unità di emissione.

1.1.3 Il funzionamento del mercato elettrico

La negoziazione dell'energia, finalizzata alla programmazione delle unità di produzione e di consumo, è affidata al GME che, a tal fine, organizza e gestisce i Mercati dell'Energia, composti dal Mercato del Giorno Prima, dal Mercato Infragiornaliero e dal Mercato a Termine. A differenza di altri mercati europei dell'energia, il mercato del GME non è quindi un mercato puramente finanziario finalizzato solo alla determinazione di prezzi e quantità, ma è un vero e proprio mercato fisico dove si definiscono programmi fisici di immissione e prelievo.

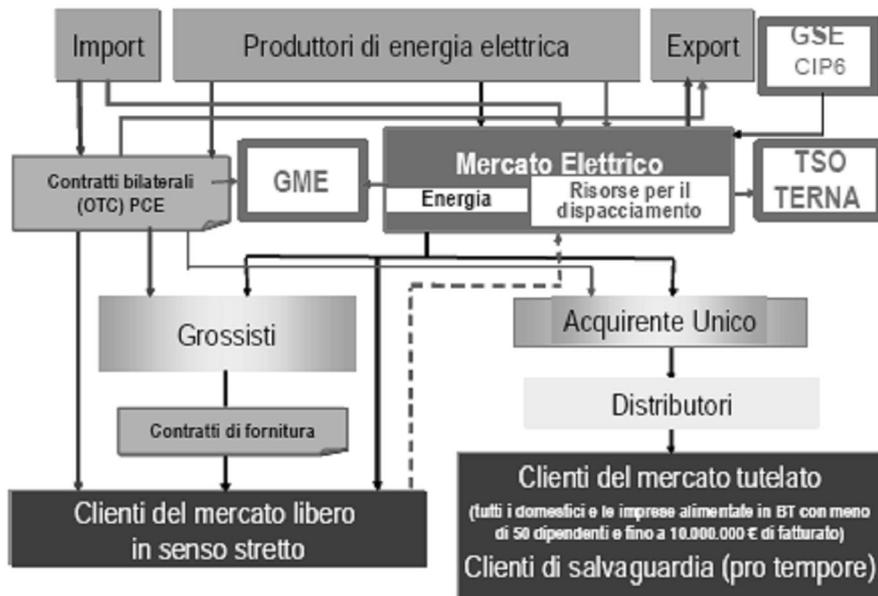


Figura 1.1
 Assetto organizzativo del mercato elettrico in Italia [16]

La disponibilità di un'adeguata quantità di riserva è garantita da Terna attraverso la selezione di offerte di variazione dei programmi presentate dagli operatori sul mercato del servizio di dispacciamento. Su tale mercato, organizzato dal GME, vengono svolte le attività di raccolta delle offerte e la comunicazione degli esiti per quanto concerne l'accettazione delle offerte. La riserva è eventualmente utilizzata da Terna in tempo reale in funzione di bilanciamento. L'assetto organizzativo di massima è stato riassunto nella Figura 1.1.

Le zone di mercato sono aggregati di zone geografiche e/o virtuali caratterizzate da uno stesso prezzo zonale dell'energia. Il sistema elettrico è, infatti, articolato in porzioni di reti di trasmissioni - definite zone - per le quali esistono, ai fini della sicurezza del sistema elettrico, limiti fisici di transito dell'energia con le corrispondenti zone confinanti. Tali limiti sono determinati sulla base di un modello di calcolo basato sul bilancio tra la generazione ed i consumi.

La rete di trasmissione nazionale è interconnessa con l'estero attraverso 18 linee: 4 con la Francia; 9 con la Svizzera; 1 con l'Austria; 2 con la Slovenia ed 1 cavo sottomarino in corrente continua con la Grecia, 1 cavo sottomarino in corrente continua fra Sardegna e Corsica (Figura 1.2).



Figura 1.2
Zone virtuali e zone geografiche della rete di trasmissione nazionale [16]

Articolazione del mercato elettrico

Il Mercato Elettrico si articola nel Mercato Elettrico a Pronti (MPE) e nel Mercato Elettrico a Termine dell'energia elettrica con obbligo di consegna e ritiro (MTE).

Per Mercato Elettrico a Pronti si intende l'insieme del Mercato del Giorno Prima (MGP), del Mercato Infragiornaliero (MI) e del Mercato del Servizio di Dispacciamento (MSD).

- il Mercato del Giorno Prima (MGP) è la sede di negoziazione delle offerte di acquisto e vendita di energia elettrica per ciascuna ora del giorno successivo. Al MGP possono partecipare tutti gli operatori elettrici. Su MGP le offerte di vendita possono essere riferite solo a punti di offerta in immissione e/o misti e le offerte di acquisto possono essere riferite solo a punti di offerta in prelievo e/o misti. Le offerte sono accettate in ordine di merito compatibilmente con il rispetto dei limiti di transito comunicati da Terna S.p.A. Qualora accettate, quelle in vendita sono remunerate al prezzo di equilibrio zonale, quelle in acquisto al Prezzo Unico Nazionale (PUN). Le offerte accettate determinano i programmi preliminari di immissione e prelievo di ciascun punto di offerta per il giorno successivo. La partecipazione è facoltativa.

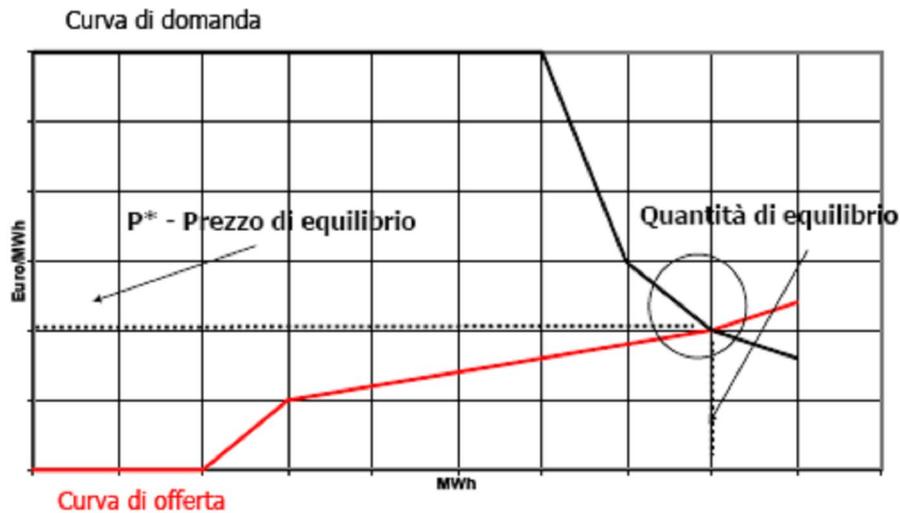


Figura 1.3
Punto di equilibrio del mercato [16]

- Il Mercato Infragiornaliero (MI) è la sede di negoziazione delle offerte di acquisto e vendita di energia elettrica per ciascuna ora del giorno successivo, ai fini della modifica dei programmi di immissione e prelievo definiti sul MGP. Le offerte sono accettate in ordine di merito compatibilmente con il rispetto dei limiti di transito residui a valle del MGP. Qualora accettate, le offerte sono remunerate al prezzo di equilibrio zonale. Le offerte accettate modificano i programmi preliminari e determinano i programmi aggiornati di immissione e prelievo di ciascun punto di offerta per il giorno successivo. La partecipazione è facoltativa. Il MI si articola in due aste implicite, che si svolgono con orari di chiusura diversi ed in successione.
- il Mercato del Servizio di Dispacciamento (MSD) è la sede di negoziazione delle offerte di vendita e di acquisto di servizi di dispacciamento, utilizzata da Terna S.p.A. per le risoluzioni delle congestioni intrazonali, per l'approvvigionamento della riserva e per il bilanciamento in tempo reale tra immissioni e prelievi. Al MSD possono partecipare solo le unità abilitate alla fornitura di servizi di dispacciamento e le offerte possono essere presentate solo dai relativi utenti del dispacciamento. La partecipazione a MSD è obbligatoria. Il MSD restituisce due esiti distinti: 1) il primo esito (MSD ex-ante) relativo alle offerte accettate da Terna S.p.A. a programma, ai fini della risoluzione delle congestioni e della costituzione di un adeguato margine di riserva; 2) il secondo esito (MSD ex-post) relativo alle offerte accettate da Terna S.p.A. nel tempo reale (tramite l'invio di ordini di bilanciamento) ai fini del bilanciamento tra immissioni e prelievi. Le offerte accettate su MSD determinano i programmi finali di immissione e prelievo di ciascun punto di offerta. Su MSD le

offerte sono accettate sulla base del merito economico, compatibilmente con la necessità di assicurare il corretto funzionamento del sistema. Le offerte accettate su MSD sono valorizzate al prezzo offerto (pay as bid).

Il Mercato Elettrico a Termine dell'energia Elettrica (MTE) è la sede per la negoziazione di contratti a termine dell'energia elettrica con obbligo di consegna e ritiro della stessa. Su tale mercato sono ammessi tutti gli operatori ammessi al mercato elettrico.

Su tale mercato il GME si pone come controparte centrale ed, essendo operatore di mercato qualificato, è titolare di un conto energia sulla PCE sulla quale registra la posizione netta in consegna, corrispondente alle transazioni in acquisto e vendita concluse dall'operatore sul MTE.

Le negoziazioni su MTE si svolgono in modalità continua e le sessioni si svolgono dalle ore 9.00 e fino alle ore 14.00 dei giorni di mercato.

Sono negoziabili due tipologie di contratti la cui quantità di energia sottostante è fissata dal GME in misura pari a 1 MW, moltiplicato per il periodo rilevanti sottostanti il contratto medesimo. Le tipologie sono:

1. Baseload, il cui sottostante è l'energia elettrica da consegnare in tutti i periodi rilevanti dei giorni appartenenti al periodo di consegna;
2. PeakLoad, il cui sottostante è l'energia elettrica da consegnare nei periodi rilevanti dal nono al ventesimo dei giorni appartenenti al periodo di consegna, esclusi il sabato e la domenica.

1.2 PRODUZIONE ELETTRICA NEL MERCATO ELETTRICO

Il sistema elettrico nazionale è un sistema a rete organizzato in cui, in un contesto di libero mercato dell'energia, le attività che lo caratterizzano sono ben distinte e svolte da soggetti diversi. Le attività sono: la produzione, la trasmissione e la distribuzione di energia elettrica.

La produzione di energia, attività liberalizzata, prevede la trasformazione nelle centrali elettriche, ossia nei centri di produzione, delle fonti primarie di energia in elettricità che è poi trasferita alle zone di consumo attraverso un sistema a rete composto da linee, stazioni elettriche e di trasformazione. In questo sistema, l'energia prelevata dai consumatori finali è complessivamente prodotta e immessa in rete dagli impianti di generazione disseminati sul territorio. A questa energia si somma quella importata dall'estero. La rete funziona quindi come un sistema di vasi comunicanti, nel quale tutta l'energia viene immessa e dal quale tutta l'energia viene prelevata, senza che sia possibile stabilire da quale impianto provenga l'energia consumata. L'ultima fase che conclude la filiera del sistema elettrico nazionale è rappresentata dalla distribuzione, cioè la consegna di elettricità in media e bassa tensione agli utenti.

1.2.1 I vincoli tecnici del sistema elettrico

Nel sistema elettrico nazionale, il sistema a rete prevede che il funzionamento delle attività di trasmissione e dispacciamento siano soggetti a vincoli tecnici molto stringenti, quali:

- la richiesta di un bilanciamento istantaneo e continuo tra le quantità di energia immessa in rete e quelle prelevate dalla rete, tenuto conto delle perdite di trasporto e distribuzione;
- il mantenimento della frequenza e della tensione dell'energia in rete all'interno di un intervallo ristrettissimo, per tutelare la sicurezza degli impianti;
- la necessità che i flussi di energia su ogni singolo elettrodotto non superino i limiti massimi di transito ammissibili sull'elettrodotto stesso.

Deviazioni anche minime da uno qualsiasi dei parametri sopra indicati, per più di qualche secondo, possono condurre rapidamente a stati di crisi del sistema. Il rispetto dei questi vincoli è reso ulteriormente difficile dalle caratteristiche delle tecnologie e delle modalità con cui l'energia elettrica viene prodotta, trasportata e consumata. In particolare, le difficoltà originano da tre fattori:

1. variabilità, inelasticità e non razionalità della domanda: la richiesta di potenza sulla rete esibisce una notevole variabilità di breve periodo (oraria) e di medio periodo (settimanale e stagionale);
2. assenza di stoccaggi e vincoli dinamici all'adeguamento in tempo reale dell'offerta: l'energia elettrica non può essere immagazzinata in quantità significative, se non, indirettamente, e nel caso della tipologia di impianti idroelettrici "a bacino", attraverso la quantità d'acqua contenuta nei bacini stessi; inoltre gli impianti elettrici hanno limiti minimi e massimi alla potenza erogabile nonché tempi minimi di accensione e variazione della potenza erogata;
3. esternalità sulla rete: una volta immessa in rete, l'energia impegna tutti gli elettrodotti disponibili come in un sistema di vasi comunicanti, ripartendosi secondo complesse leggi fisiche determinate dall'equilibrio di immissioni e prelievi; ciò rende non tracciabile il percorso dell'energia per cui ogni squilibrio locale, non tempestivamente compensato, si propaga su tutta la rete attraverso variazioni di tensione e frequenza.

1.2.2 La gestione del sistema elettrico

L'elevato grado di complessità e coordinamento necessari a garantire il funzionamento del sistema, impongono l'individuazione di un coordinatore centrale dotato di un potere di controllo su tutti gli impianti di produzione facenti parte del sistema. Tale soggetto, noto come dispacciatore, rappresenta il fulcro del sistema elettrico ed ha il compito di assicurarne il funzionamento nelle condizioni di massima sicurezza per garantire la continuità e la qualità del servizio. E' lui, infatti, a garantire che la produzione eguagli sempre il consumo e che la frequenza e la tensione non si discostino dai valori ottimali, nel rispetto dei limiti di transito sulle reti e dei vincoli dinamici sugli impianti di generazione.

Il dispacciatore svolge pertanto l'attività di *bilanciamento* del sistema in tempo reale (c.d. balancing). Il necessario equilibrio tra immissioni e prelievi in ogni istante ed in ogni nodo della rete, è garantito dai sistemi di regolazione e controllo automatici delle unità di produzione (c.d. riserva primaria e secondaria), che aumentano o riducono l'immissione in rete in modo da compensare ogni squilibrio sulla rete stessa. Il dispacciatore interviene attivamente - inviando alle unità di riserva terziaria ordini di accensione, aumento o riduzione della potenza erogata - solo quando i margini operativi dei sistemi di regolazione automatici sono inferiori agli standard di sicurezza al fine di reintegrarli.

1.3.FLESSIBILITA' DELLE CENTRALI DI PRODUZIONE

Negli ultimi dieci anni il settore dell'energia elettrica in Italia è stato soggetto a profondi cambiamenti nella struttura e nell'organizzazione. In particolare sono stati attuati tutta una serie di provvedimenti per mettere fine al regime di monopolio nel settore della generazione. Il processo di liberalizzazione del mercato sta quindi producendo una crescente competitività tra i vari produttori e questo rende sempre più importante ottimizzare le strategie di gestione e controllo degli impianti in modo da ridurre i costi della produzione [17, 18]. Tale ottimizzazione deve anche tenere conto delle leggi ambientali sempre più severe che restringono i margini operativi delle centrali.

L'economia di esercizio degli impianti di generazione è dunque obiettivo irrinunciabile per tutti gli operatori elettrici poiché è il presupposto per la sopravvivenza delle *Power Company* nel mercato dell'energia. Tale obiettivo è conseguibile attraverso un'ottimizzazione sistematica delle prestazioni e delle modalità di gestione degli impianti.

La variabilità del costo dei combustibili, le nuove e più efficienti tecnologie impiantistiche e la variabilità quotidiana della richiesta di energia elettrica pongono problematiche complesse al gestore di impianti che è chiamato sempre più a sviluppare modelli operativi orientati a migliorare l'esercizio in termini di efficienza, flessibilità ed affidabilità [19, 20].

Caratteristiche essenziali per il corretto esercizio del sistema elettrico sono infatti la capacità delle unità di generazione di soddisfare con dinamica adeguata le variazioni di carico richieste dal sistema (soprattutto la richiesta di breve periodo che è maggiormente remunerata) e di funzionare a valori minimi di carico durante i periodi non di punta del diagramma giornaliero di carico. Pertanto ogni unità dovrebbe avere caratteristiche di progetto che la renda atta a funzionare alternativamente a carichi elevati ed al minimo tecnico, ad effettuare lo spegnimento notturno e di fine settimana con tempi brevi per la successiva ripartenza.

Le esigenze di funzionamento ciclico dipendono dal profilo del diagramma giornaliero di carico, che è variabile in funzione dell'andamento climatico stagionale, ed in funzione della dinamica dei consumi di energia elettrica. A questo proposito la tendenza di lungo periodo mostra che i consumi del settore domestico, del commercio e dei servizi si espandono a ritmi più elevati della media dei consumi in altri settori, in particolare di quelli dell'industria che registrano anzi un decremento. E' perciò probabile che la richiesta di energia elettrica presenti andamenti giornalieri e stagionali con variazioni più frequenti ed ampie rispetto al passato.

Ne consegue la necessità di ottimizzare la manovra di avviamento dei gruppi di produzione, di garantirne la ripetitività ed il tempo di esecuzione in modo da assicurare l'immissione in rete dei corretti livelli di potenza nei tempi concordati.

Per esercizio flessibile di una centrale termoelettrica si intendono quelle modalità operative che rispondono a variazioni nelle richieste di carico del sistema elettrico, includendo in queste l'inseguimento del carico giornaliero (Figura 1.4), i funzionamenti a basso carico o a carico maggiore rispetto al valore nominale e i transitori di arresto e di avviamento frequenti.

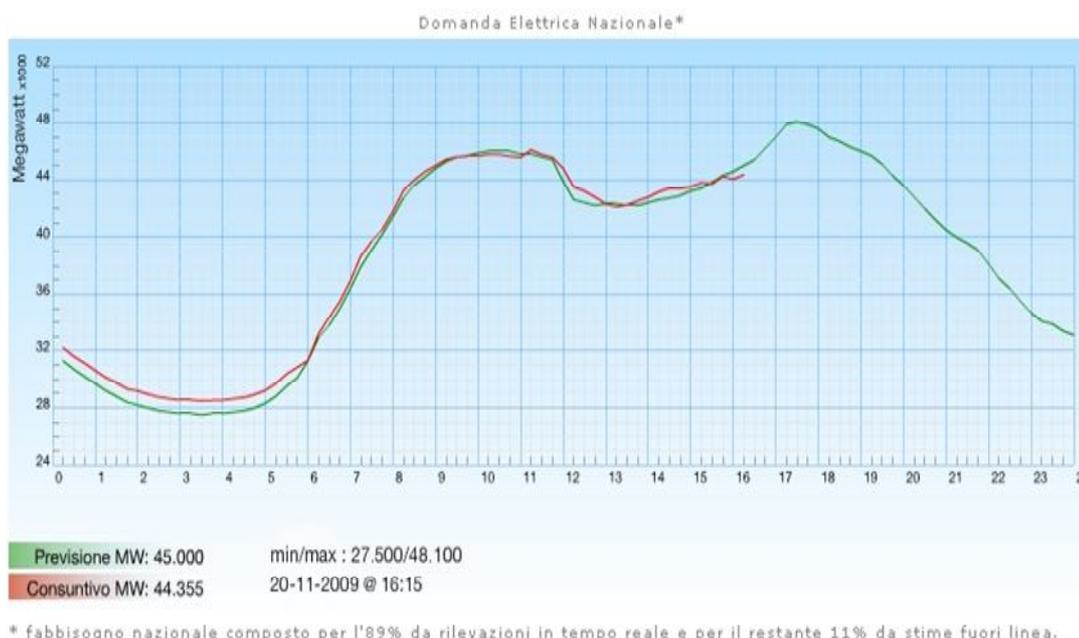


Figura 1.4
Domanda elettrica nazionale il 21/11/2009 [Terna SpA]

Il comportamento flessibile aumenta di solito le usure e le rotture a fatica. Le caldaie (ed in particolari le sue parti a temperatura maggiore), le turbine a gas, le turbine a vapore, i componenti ausiliari sono soggetti a cicli termo-meccanici più elevati, a causa sia di un aumento nella frequenza dei transitori sia di una maggiore velocità di riscaldamento dovuta alla necessità di reagire alle richieste di rete con sempre maggior rapidità. Ogni ciclo danneggia i componenti ed i danni accumulati nel tempo finiscono per rendere più frequenti i guasti e i fuori servizio non programmati. Inoltre, i metodi stessi utilizzati per avviare e arrestare un impianto influiscono fortemente sull'affidabilità dello stesso e sulle sue attese di vita [2, 11, 21].

Uno degli effetti attribuibili all'utilizzo flessibile degli impianti, che di solito si trascura, è poi l'aumento dell'errore dovuto all'intervento umano durante le attività collegate ai transitori di

centrale. Tali errori sono causa di esplosioni ed implosioni, errato allineamento delle valvole e problemi di interfaccia uomo/macchina.

Tutti questi comportamenti si traducono inevitabilmente in un aumento dei costi nel breve, ma soprattutto nel lungo periodo a fronte di un guadagno superiore operando secondo le regole del mercato elettrico (Figura 1.5). Infatti, andando a produrre nel momento in cui c'è una maggiore richiesta di potenza elettrica si hanno maggiori ricavi, ma significa spegnere la centrale nelle rimanenti ore.



Figura 1.5
Prezzo di vendita Nazionale (PUN) il 21/11/2009 [GME]

Sfortunatamente i costi reali dovuti alla flessibilizzazione dell'impianto in termini di costi di manutenzione addizionali, di EFOR ("Equivalent Forced Outage Rate"- rapporto tra la somma delle ore di fuori servizio e delle ore equivalenti di funzionamento in derating accidentali e la somma tra le ore di servizio, le ore di fuori servizio e le ore equivalenti di funzionamento in derating accidentali) e di incremento dei costi di produzione, non sono spesso conosciuti o ben compresi dagli operatori che gestiscono le centrali di produzione [1, 2, 5].

Grande importanza assumono quindi una conoscenza accurata delle modalità operative durante il funzionamento ciclico o durante i transitori di carico e dei relativi costi, al fine di ottimizzare tale comportamento e determinare il costo reale di ciascuna operazione. Ciò permette, per esempio, nei momenti durante i quali il tasso di profitto è elevato, di reagire in

maniera rapida alle variazioni di carico oppure di stabilire che possa essere più conveniente produrre energia elettrica durante la notte o nei week-end (anziché spegnere completamente l'impianto) per evitare i costi associati ai transitori di arresto e, di conseguenza, produrre più megawatt-ora. In altre parole, l'obiettivo di ciascuna unità di produzione dovrebbe essere definito in maniera da ottenere il massimo valore aggiunto [5, 6, 7, 8, 9, 10].

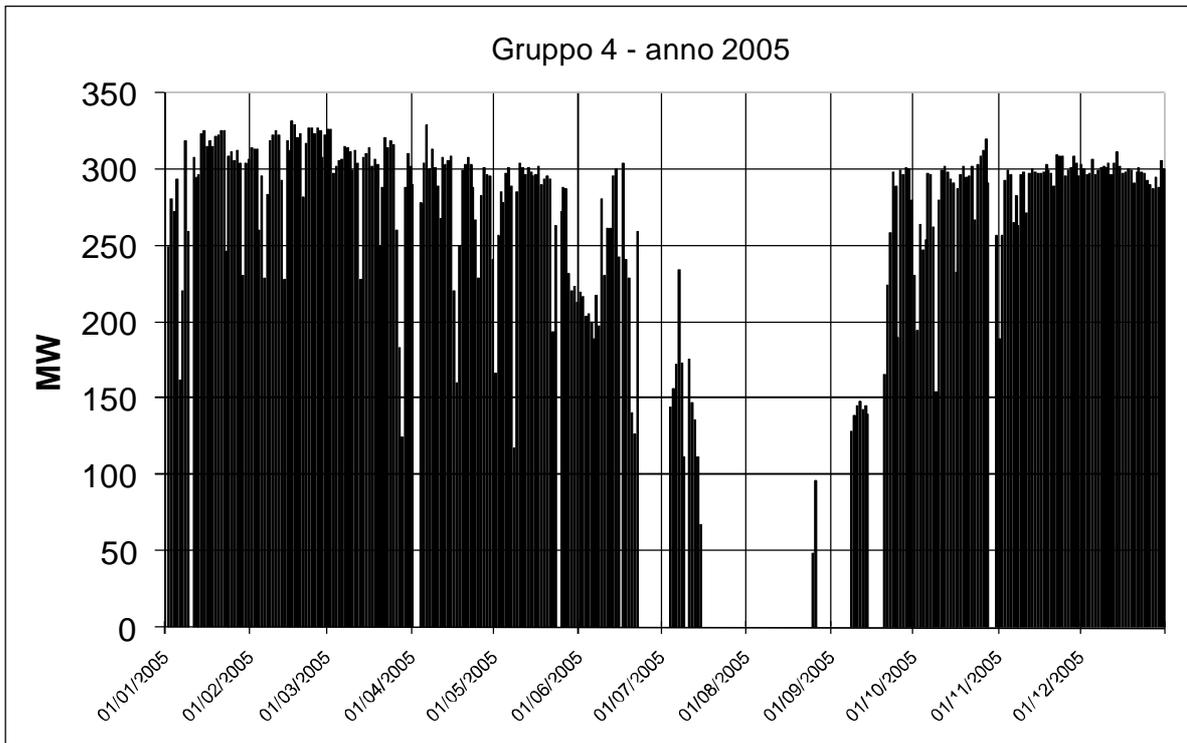


Figura 1.6
Potenza media giornaliera gruppo da 320 MW alimentato a carbone

Come detto, i cambiamenti verificatisi in tutto il mondo nella natura della domanda e del mercato dell'industria energetica hanno fatto sì che molti impianti per la produzione di energia elettrica, a ciclo combinato o meno, si siano dovuti assoggettare a quello che in letteratura è chiamato "two shift run" ossia la generazione di carico per 12-15 ore solamente durante il giorno, di solito in combinazione con la fermata completa per tutto il fine settimana [11, 12, 13]. Altri impianti fossili, sebbene funzionanti per tutto il giorno, sono stati costretti a seguire le variazioni nella domanda di elettricità. A riguardo si propongono i grafici relativi alla potenza media giornaliera prodotta da un gruppo da 320 MW (Figura 1.6) alimentato a carbone e all'energia giornaliera prodotta dai gruppi da 165 MW (Figura 1.7) sempre a carbone, entrambi della centrale di Fusina (VE) che verrà descritta nello specifico nel prossimo capitolo.

Gli spazi bianchi che si intervallano nel grafico di Figura 1.6 sono relative a fine settimana e il senso è ancora più accentuato nei gruppi più piccoli in cui si nota proprio come la produzione di energia elettrica sia proprio avvenuta dal lunedì al venerdì con spegnimento durante i fine settimana (Figura 1.7).

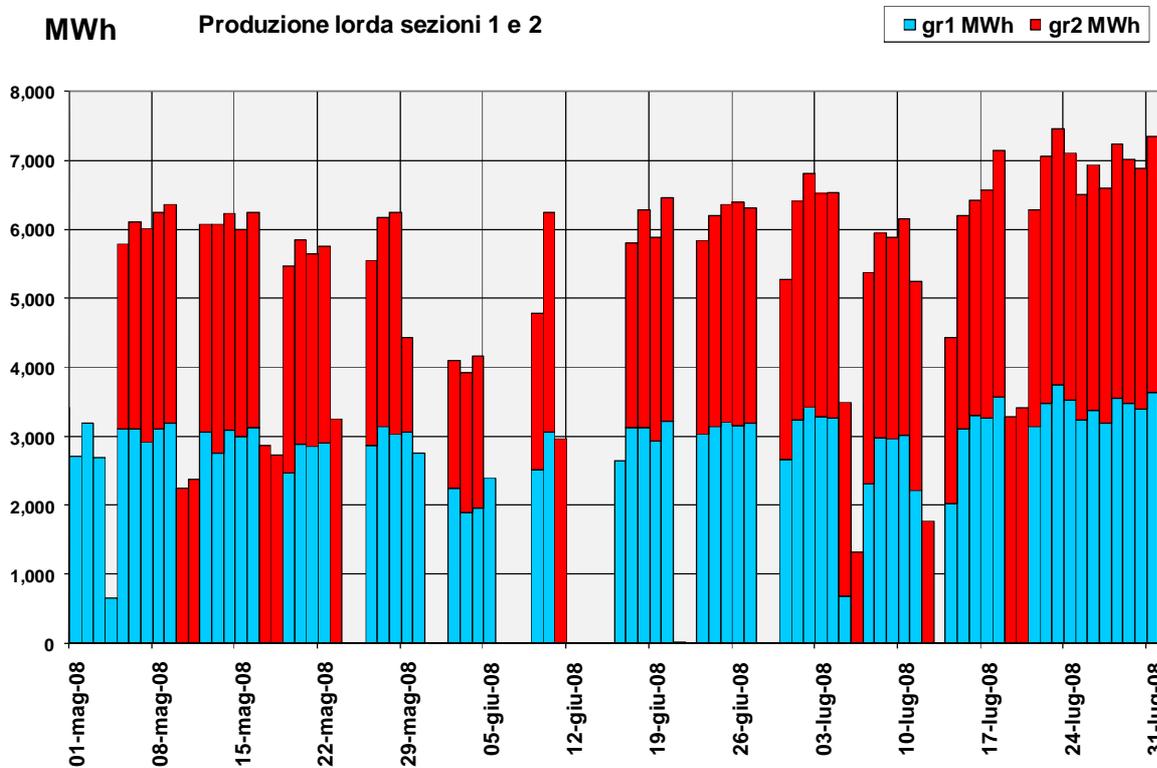


Figura 1.7
Energia media giornaliera gruppi da 165 MW alimentati a carbone

Tale modo di funzionare nel quale le temperature e le pressioni non sono mai stabili per più di poche ore produce, come detto, un incremento dei costi di manutenzione e di produzione e, nei casi peggiori, fermate non programmate al cui costo si somma, in alcuni Paesi, quello di pesanti penali per mancata fornitura [4].

In questo scenario complesso anche l'energia proveniente dalle fonti rinnovabili potrebbe avere un certo impatto sul ciclaggio dei gruppi convenzionali. L'energia del vento, per esempio, pur essendo una piccola quota di quella totale, è concentrata in piccole aree nelle quali l'impatto è estremamente elevato. Ciò implica che l'impianto convenzionale è costretto a seguire ancor di più il carico ed inoltre che le variazioni di carico assumono un andamento difficilmente prevedibile (lo stesso discorso vale per l'energia solare: i periodi piovosi generano una produzione di energia imprevedibile) [10]. La tendenza, quindi, anche nel

futuro, è quella di un aumento della flessibilizzazione legata allo sviluppo delle energie rinnovabili ed ai sistemi di produzione diffusi.

Può sembrare strano, ma storicamente la letteratura in materia di "two shift run" e di flessibilizzazione in generale si è inizialmente focalizzata sugli impianti a vapore, quelli che comunemente sono utilizzati per il cosiddetto "carico base"; oggi invece un interesse sempre maggiore è rivolto ai cicli combinati data la loro crescente diffusione nel mondo [7, 12]. Peraltro, le metodiche sviluppate per il calcolo del costo dovuto alla flessibilizzazione, descritte in letteratura, si riferiscono a scenari già presenti nel resto del mondo, soprattutto in America; scenari analoghi si cominciano ad intravedere ed ad affrontare anche nel sistema elettrico europeo ed italiano.

Nel mercato elettrico di qualsiasi paese, le utilities che gestiscono le centrali di produzione devono essere in grado non solo di reagire in maniera rapida alle variazioni di carico (soprattutto quando questo è più remunerativo), ma anche di prendere decisioni del tipo, per esempio, se sia più conveniente produrre energia elettrica durante la notte, a basso carico, con costi aggiuntivi di combustibile e bassa remunerazione, piuttosto che spegnere un impianto (e quindi effettuare un ciclo di lavoro) riducendo di conseguenza la vita residua nei componenti e nelle parti critiche (tale riduzione va sempre "tradotta" in termini di costi aggiuntivi associati). La Figura 1.8 riporta qualitativamente l'aumento del danno in funzione delle ore di fermata e quindi in base al tipo di partenza a caldo, a tiepido o a freddo [8, 20].

Un'altra esigenza molto sentita in America e, nel prossimo futuro, anche in Italia, è quella di distribuire la fornitura richiesta dal mercato fra le varie unità disponibili in modo da minimizzare i costi [11, 18].

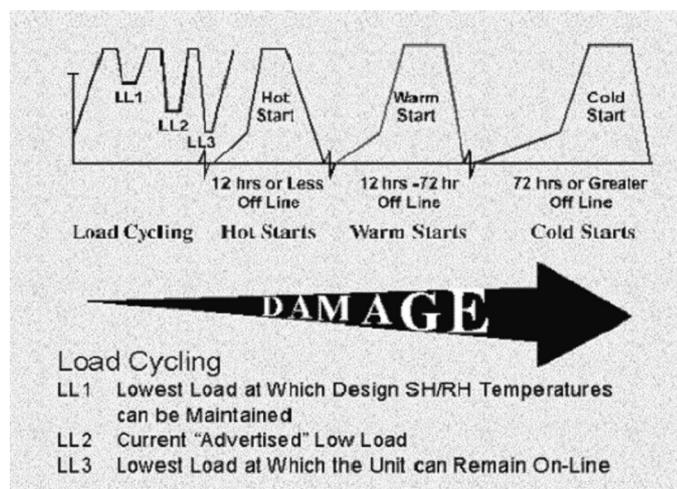


Figura 1.8

Danno per funzionamento ciclico in funzione dei tempi di fermata degli impianti [8]

1.3.1 Variazioni di carico del generatore

Come indicato il grande interesse che si è prestato all'analisi dinamica dei generatori di vapore ha motivazioni di natura tecnico-economica assai importanti nella gestione dei sistemi di produzione di energia elettrica. Infatti, l'entità del carico complessivo dell'utenza elettrica è, per sua natura, variabile durante la giornata e richiede una adeguata capacità delle unità di generazione di "seguire" il carico, dato che non esistono dispositivi economici per accumulare energia elettrica. Questa esigenza è particolarmente onerosa anche in termini energetico-strutturali per le unità termoelettriche, in quanto le variazioni di carico debbono essere "seguite" sia dalla turbina che dal generatore di vapore, macchine che per loro natura sono ottimizzate per il funzionamento a carico nominale e, in aggiunta, sono soggette a "stress" specifici quando sono sottoposte a variazioni di carico [15].

Esiste un conflitto intrinseco tra le esigenze della turbina e le esigenze del generatore di vapore nella realizzazione (combinata) dalle variazioni di carico, conflitto che si evidenzia quando ad un impianto a vapore è richiesta una variazione di carico ampia (es. 50%). La turbina pone dei limiti alla rapidità delle variazioni di carico solo nella misura in cui queste producono variazioni di temperatura con gradiente troppo elevato: sono queste ultime infatti, che producono sollecitazioni nel rotore e nelle casse di turbina, con possibili danni nei materiali dovuti a fatica. D'altra parte se, come è la norma, la temperatura all'ingresso delle valvole di turbina rimane costante, poiché i salti entalpici tra uno stadio e l'altro di turbina, a pari temperatura iniziale, dipendono unicamente dal rapporto di pressione monte/valle stadio, il profilo di temperatura in turbina non cambia al variare del carico se tali rapporti si mantengono inalterati. Questo avviene in modo "automatico" se le valvole di regolazione della turbina rimangono completamente aperte in quanto, in tali condizioni, tutte le pressioni lungo la turbina variano proporzionalmente alla portata di vapore, mantenendo il loro rapporto costante. In particolare, quindi, sarebbe necessario che il generatore funzionasse a pressione variabile (almeno nella parte di surriscaldamento). Questo palesemente contrasta con le esigenze (dinamiche) del generatore di vapore, per il quale la variazione di pressione (almeno quando riguarda tutto il generatore) implica una variazione dell'energia accumulata nell'evaporatore ed una contestuale variazione di temperatura nei pannelli dell'evaporatore.

In particolare, l'accumulo di energia sarà, a pari gradiente della variazione di carico, tanto più elevato quanto più grande è la "capacità" dell'evaporatore: questo accumulo richiederebbe un "overfiring" (cioè un eccesso transitorio di combustibile) esattamente proporzionale alla

capacità. E' proprio questo il limite maggiore nel determinare il gradiente massimo di pressurizzazione dell'evaporatore.

Quindi il generatore di vapore, specie se di grossa capacità (come i generatori a circolazione naturale) ha il suo modo naturale di funzionamento a pressione costante, modo che può rendere importanti le limitazioni di turbina. Questo spiega anche perché dove sono richieste elevate rapidità di salita di carico si impieghino generatori ad attraversamento forzato (molto diffusi soprattutto in Germania).

Esistono anche soluzioni intermedie, che cioè prevedono funzionamento a pressione costante nell'evaporatore (cosa spesso richiesta anche dalla stessa termoidraulica dell'evaporatore) e pressione variabile all'ammissione in turbina. Concettualmente ciò può venir realizzato inserendo delle valvole di regolazione (e di laminazione) prima dell'ultimo stadio di surriscaldamento. Tale soluzione è adottata per esempio nelle caldaie ad attraversamento forzato di tipo UP della Babcock & Wilcox.

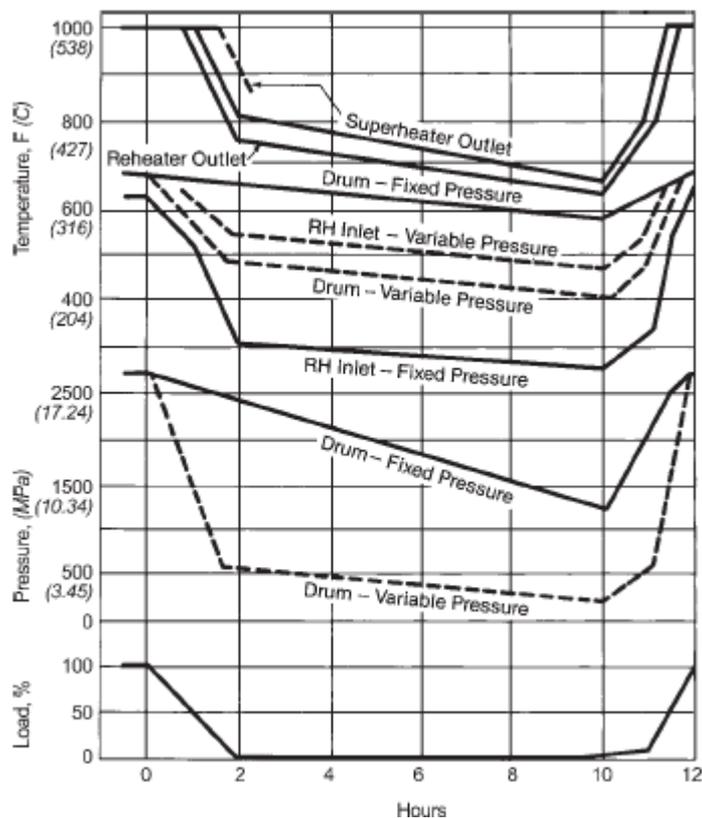


Figura 1.9

Variazioni di temperature al variare del carico in una caldaia di centrale a vapore [22]

Un altro fattore importante nel limitare il gradiente delle variazioni di carico è costituito dalle variazioni di temperatura del vapore surriscaldato e risurriscaldato; si è visto infatti che al crescere del carico il trasferimento di calore "si sposta" verso le zone a convezione

provocando un aumento delle temperature (dell'ordine di 50°C passando dal 50% al 100% del carico) che deve essere compensato dai dispositivi di controllo della temperatura (Figura 1.. Si è visto anche che il dispositivo di più facile impiego (per la scarsa interazione con gli altri sottosistemi) è l'atterramento del vapore che, però, ha un effetto sulla temperatura del vapore ritardato (di un tempo dell'ordine del minuto) rispetto alla variazione di combustibile in camera di combustione. Se si tiene conto che si richiede alle variazioni di temperatura del vapore di non superare qualche grado centigrado durante le variazioni di carico, si comprende come la rapidità delle variazioni di carico debba essere limitata nonostante un'accurata messa appunto dei dispositivi di controllo.

L'interdipendenza tra zona evaporante e zona a surriscaldamento nelle caldaie ad attraversamento forzato potrebbe, in linea di principio, svincolare il livello della temperatura dal livello del calore a convezione: anche qui però, la complessità della dinamica della zona evaporante rende praticamente impossibile mantenere l'equilibrio energetico nei transitori rapidi.

Una non meno importante fonte di limitazione nelle variazioni di carico sono i mulini del polverino di carbone che pur potendo variare rapidamente la portata in uscita per azione dell'aria primaria non sono in grado di "sostenere" tali variazioni per grandi escursioni di carico se non a patto di una notevole lentezza. Questa spesso, insieme ai costi di esercizio, è la principale ragione per cui ai generatori alimentati a polverino di carbone hanno prestazioni ridotte nelle variazioni di carico rispetto a quelli alimentati ad olio combustibile.

A conclusione, vale la pena sottolineare che il classico generatore a circolazione naturale nel funzionamento a pressione costante è quello che presenta i minori problemi nel rispondere rapidamente a variazioni di portata vapore, almeno nella misura in cui queste non disturbano la turbina. In questo tipo di funzionamento, infatti, l'elevata capacità di accumulo energetico dell'evaporatore rappresenta un punto a favore, in quanto si può estrarre dall'evaporatore una significativa quantità di energia senza "disturbare" in modo sensibile la pressione. In questo modo di funzionamento è quindi comprensibile come i generatori a circolazione naturale siano quelli meno difficili da controllare anche se ne va ricordato un limite specifico: le variazioni transitorie di pressione nel corpo cilindrico causano variazioni del livello di liquido che, per la loro rapidità, non possono venir contrastate da variazioni della portata di acqua. Spesso quindi i limiti di variazione (dell'ordine dei 100 mm) del livello finiscono per essere i più stringenti quando si faccia ricorso all'energia accumulata, ciò che equivale ad imporre variazioni di pressione all'evaporatore.

Il fenomeno corrispondente negli evaporatori ad attraversamento forzato è lo spostamento della zona evaporante; in particolare il suo arretramento può indurre fenomeni di crisi termica (mancato "bagnamento" dei tubi) con conseguente danneggiamento dei pannelli di evaporatore per aumento della temperatura del metallo. Data l'impossibilità di misurare direttamente la posizione della zona evaporante il fenomeno viene rilevato, con un certo ritardo, da misure di temperatura all'uscita dell'evaporatore: da qui deriva un'ulteriore motivazione a limitare la rapidità delle possibili variazioni.

In definitiva, la determinazione del tipo di servizio che un'unità termoelettrica è in grado di svolgere per l'inseguimento del carico del sistema elettrico non può prescindere dalla considerazione di tutti i limiti intrinsecamente legati alla dinamica del generatore.

1.3.2 Costo dell'esercizio flessibile

Il funzionamento ciclico delle centrali, che include le operazioni di avvio/spengimento, il ciclaggio di fuori progetto e frequenti variazioni di potenza per il controllo automatico di generazione, può essere molto dannoso per i componenti atti alla generazione di potenza. Questo è specialmente vero quando le centrali non sono state progettate per funzionare in modo flessibile. Varie analisi, tra cui alcune specifiche su unità alimentate a carbone [10], hanno dimostrato che i costi finanziari associati a funzionamenti in fuori progetto sono molto alti.

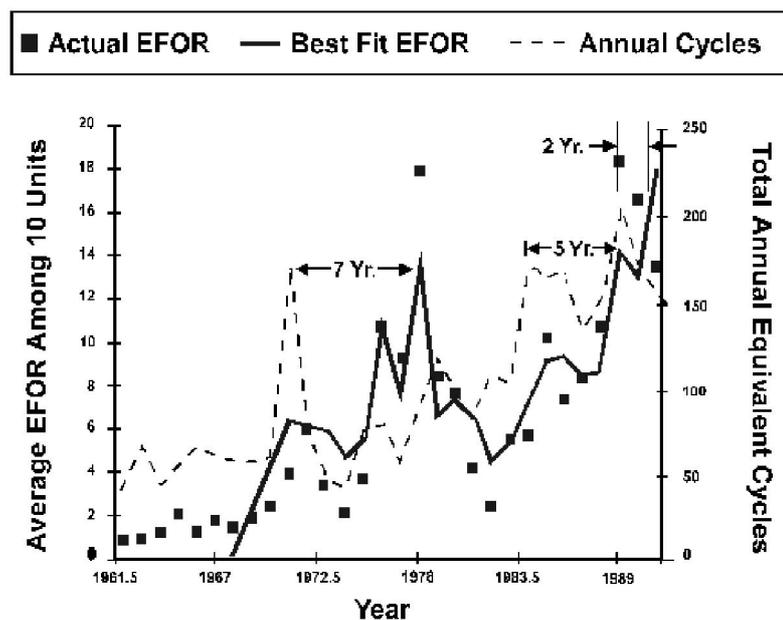


Figura 1.10

Relazione fra il numero di avviamenti da caldo equivalenti e EFOR [4, 6]

Esiste una forte evidenza sperimentale, come riportato per esempio in Figura 1.9, della presenza di correlazione fra EFOR (“Equivalent Forced Outage Rate”) e numero annuale di avviamenti [4, 6].

L'analisi della figura precedente mostra che esiste una certa relazione fra un aumentato numero di avviamenti e, dopo un certo ritardo temporale, l'incremento di EFOR. Il ritardo iniziale, fra il picco degli avviamenti (il momento nel quale l'impianto viene gestito in maniera flessibile) ed il picco di EFOR, è di circa 7 anni. Con l'aumento di età dell'impianto, questo ritardo si riduce a circa 5 anni e si riduce ulteriormente allorché l'impianto diventa più vecchio. Questo dato conferma il fatto che un aumento sostanziale nel numero di avviamenti si traduce in un numero maggiore di guasti, ma che essi non si verificano fino a quando non si è accumulato un significativo periodo di servizio addizionale [4, 7].

Un'analisi su alcune selezionate centrali più vecchie alimentate a carbone ha evidenziato come sia più costoso e dannoso farle esercire in modo ciclico rispetto alle nuove unità di ciclo combinate. I bassi costi del combustibile sono un altro vantaggio di carbone. Decidere di far funzionare le centrali alimentate a carbone in modo flessibile dovrebbe essere considerato in modo molto attento, soprattutto per i numerosi effetti a lungo termine, quali i danni ai componenti e i costi significativi necessari al controllo ottimale della stesse in condizioni di fuori progetto.

Il costo vero per accensioni e spegnimenti, funzionamento flessibile e a carichi pari al 90-120% di potenza nominale non sono spesso noti o non bene percepiti per gli operatori delle utility del sistema elettrico. Persino quando un'unità è progettata per funzionare in modo flessibile ci sono delle conseguenze esterne da considerare nell'equilibrio del progetto di centrale, nel ciclo chimico dell'acqua, nella polverizzatore e tipi di carbone/cenere. Per ottimizzare le operazioni e determinare il costo vero di ogni strategia, la flessibilità delle unità dovrebbe essere soggetto ad un'analisi completa di tutte le operazioni di ciclaggio. Utilizzando questa analisi, una centrale di produzione elettrica è in grado di ridurre significativamente costi, avere una flessibilità più operativa, una risposta più rapida al variare del carico e un incremento sui ricavi.

Tornando all'aumento di EFOR in funzione del ciclaggio, esso è ovviamente minore per le unità che sono state specificatamente progettate per essere flessibili, è più grande per le unità a carico base che sono state modificate per essere flessibili ed è ancora maggiore per le unità che non sono state modificate (Figura 1.10). Valori di EFOR più elevati significano che, per tenere operativi gli impianti, i costi di capitale e delle spese di manutenzione aumentano.

L'intervento di manutenzione di solito elimina l'incremento di EFOR. Le spese possono portare a costi di capitale e di manutenzione molto più elevati e non competitivi, che, insieme ad una ridotta capacità di produzione, si traducono in un ritiro prematuro dell'unità.

Cycling Effects

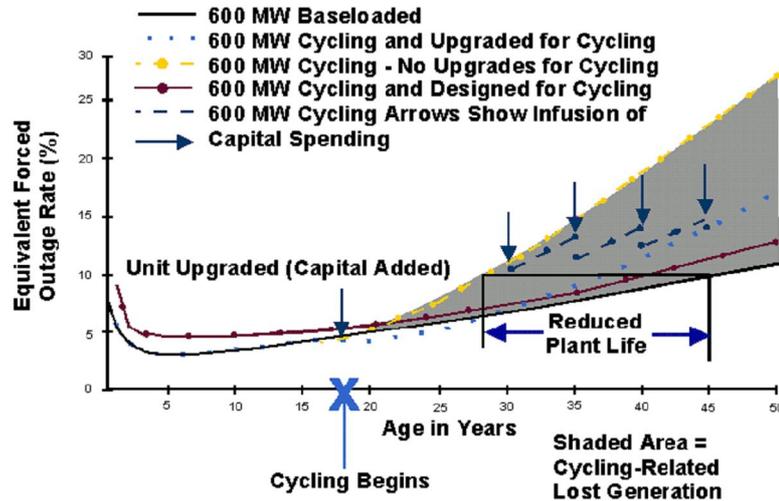


Figura 1.11

Andamento percentuale dell' EFOR nel tempo per impianti di caratteristiche differenti [4, 6]

La conoscenza dei costi operativi in tempo reale è un punto critico per definire la competitività del business del mercato elettrico. Durante le fasce a maggiore profitto, gli operatori delle unità dovrebbero essere in grado di rispondere quanto più rapidamente possibile ai cambi di carico e di esercire la centrale in funzionamento al limite o al di sopra delle potenzialità. Nel contempo, durante i periodi di minore redditività del mercato, un operatore deve essere in grado di decidere di sospendere dell'attività ed incorrere in quei danni tipici del funzionamento ciclico o per operare al carico minimo.

Restano poi altri motivi di incertezza economica sulla ottimale combinazione di funzionamento degli impianti in termini di costo di combustibile e di flessibilità in modo da incontrare comunque il carico richiesto dal sistema. Per giungere a questo è necessario valutare di volta in volta se la riduzione del costo/prezzo della produzione a carico base ha dei benefici in contratto di vendite di potenza nel lungo termine. Inoltre è da valutare in modo rigoroso il risparmio che si ottiene se si riduce il numero delle operazioni di ciclaggio dell'impianto e al tempo stesso è necessario capire se la manutenzione dell'impianto deve essere eseguita sulla base dei periodo di funzionamento o sulla base del numero totale di cicli eseguiti. Come si vede sono ampie e complesse le questioni che vengono introdotte con la nuova gestione del mercato elettrico. Nel momento in cui i costi del funzionamento flessibile

di centrale sono stati analizzati è possibile dire che è una strategia competitiva passare il costo elevato per far funzionare gli impianti in modo flessibile alle utility competitive per non accendere/spengere gli impianti o effettuare variazioni di carico per specifiche unità con bassi costi di ciclaggio.

L'analisi riportata in [7, 10] ha avuto come base di dati il funzionamento di più di 300 impianti termoelettrici negli Stati Uniti, Canada ed Europa, alimentati a carbone, olio e gas naturale, sia in condizioni subcritiche che supercritiche. Alcuni impianti erano stati progettati per funzionare in modo ciclico, altri con una strategia a carico base alla potenza nominale o al di sopra.

Sebbene far funzionare una centrale al di sopra della potenza nominale possa essere costoso, ciò può salvare un costoso rapido avvio su un'altra unità del gruppo. Senza distinzioni di tipo, ogni unità del gruppo di produzione dovrebbe avere il suo costo analizzato in modo da permettere alle società di gestione di dispacciare un'unità con costo simile.

1.3.3 Meccanismi di danno e costi di gestione

Le definizioni di funzionamento flessibile o ciclico variano tra partenze on/off (normalmente definite come partenze a freddo, tiepido e a caldo) e doppio livello (two-shifting) di carico ciclico con variazioni frequenti di carico. Molte unità hanno solo alcuni avviamenti, ma prevedono una alta quantità di ore a funzionamento tipo carico-segue. Comunque, questo può aggiungersi significativamente al danno ciclico di un'unità.

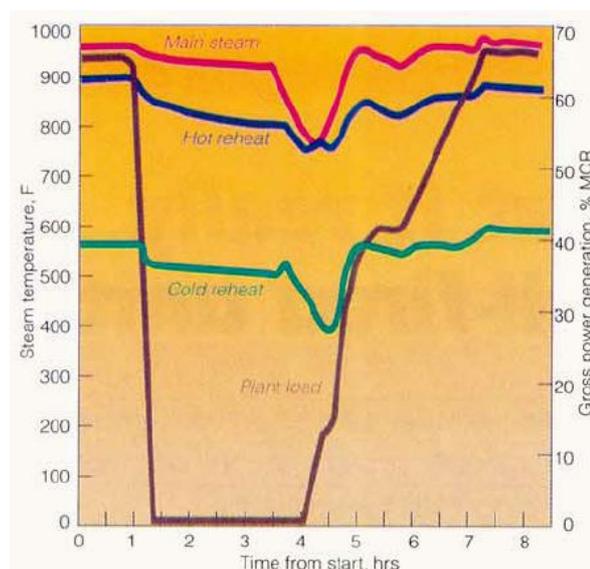


Figura 1.12

Variazioni della temperatura del vapore durante variazioni di carico [6]

Le partenze “a caldo” sono definite come quelle che tipicamente hanno temperature di caldaia / turbina molto alte, 370°C a 480°C, e meno di 8 a 12 ore di fuori collegamento. Gli avviamenti “tiepidi” vengono definiti quando le temperature di caldaia / turbina sono dell’ordine di 120°C – 370°C e il generatore non risulta collegato da 12 a 48 ore. Le partenze “a freddo” sono definite quelle in cui gli avviamenti avvengono a temperatura ambiente, con le temperature di turbina e di caldaia sotto le temperature di transizione di apparizione delle fratture (120°C o meno), e hanno da 48 a 120 ore di non collegamento alla rete elettrica. Queste definizioni possono differire a causa delle dimensioni delle unità, degli operatori e delle definizioni dei produttori, distributori e dal Gestore dei Mercati Elettrici.

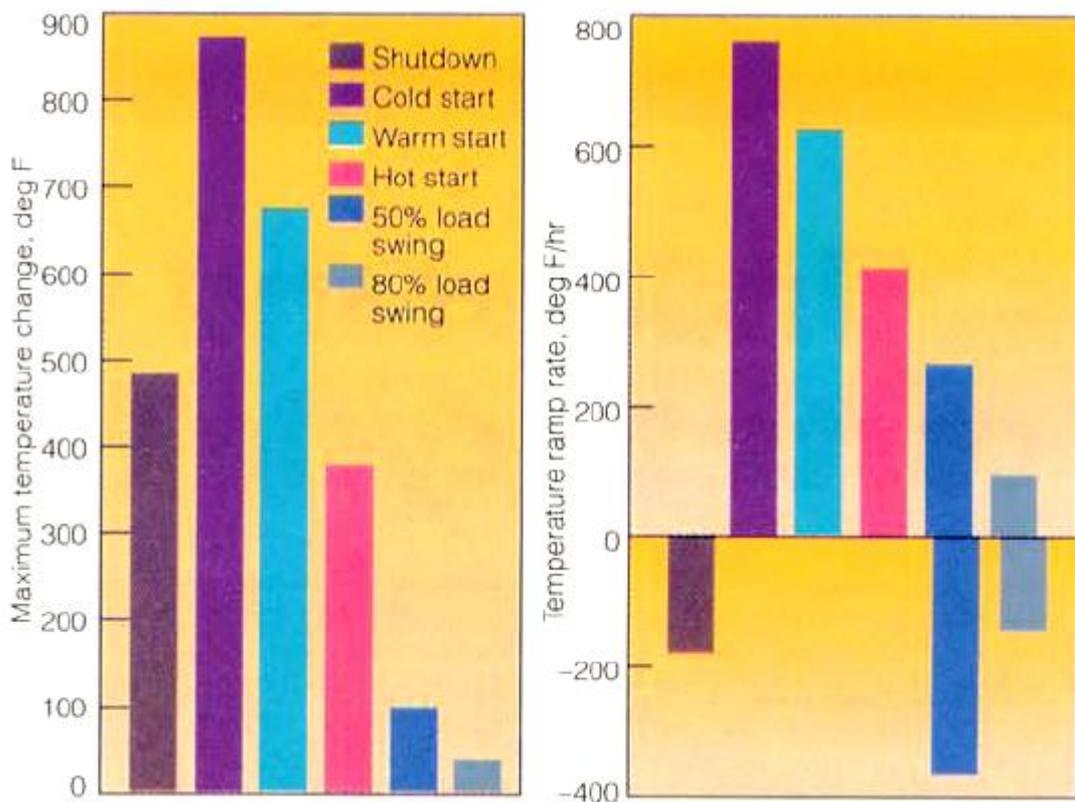


Figura 1.13

Variazioni di temperatura all’uscita del risurriscaldatore (a sinistra) e andamento delle velocità di riscaldamento/raffreddamento(a destra) durante transitori diversi [6]

Il danneggiamento, di cui si parlerà ampiamente nel capitolo 3 e 4, provoca spese in termini di manutenzione futura e sostituzioni di impianti, fuori-servizio forzati e riduzioni di produzione per andamento flessibile. Un aumento delle spese generali si può verificare anche per la produzione a carico più alto di quella nominale. Come si vedrà il meccanismo di danno prevalente che porta a rottura è la fatica termo meccanica e la presenza di saldature eterogenee

lungo i tubi di caldaia. Per avere un ordine di grandezza di riferimento analizzando studi di settore [5, 6], il tempo dopo il quale si ha la rottura considerando un funzionamento ciclico in una centrale di nuova costruzione può avvenire tra i 5 e i 7 anni mentre negli impianti esistenti che cominciano ad essere eserciti in modo ciclico le prime rotture si verificano in tempi molto più rapidi, dopo 9 mesi – 2 anni.

L'elevato numero di tipi di unità, produttori di componenti, bilancio di tipologie di impianti e differenti strategie di gestione rende difficile la valutazione del costo dell'operatività ciclica rispetto a quella costante. Comunque i modelli di danno sono stati sviluppati a partire fondamentalmente dai danni dovuti al creep e alla fatica meccanica e termica e la loro reciproca interazione per ciascun componente al variare degli intervalli di pressione e temperatura. Questi modelli prendono in considerazione i confronti tra l'operatività ciclica, a carico base e a temperature superiori a quelle di progetto. I modelli sono calibrati con i dati di targa (temperatura e pressione) per i componenti critici di centrale durante le classiche operazioni transitorie. Il processo di validazione dei modelli di danno include la scelta dei componenti critici con analisi agli elementi finiti e metodi di analisi di danno per creep e fatica. Utilizzando questi modelli è possibile determinare la vita residua utile del componente specifico. Le analisi del ciclo di vita di componenti chiave dell'impianto e dall'elevato costo devono essere statisticamente basate sulla storia di carico a rottura e la totalità dei danni deve essere calibrata sui costi attualizzati di centrale. Di norma, le analisi di creep e fatica non basate sulla storia di carico sono raramente utili e spesso fuorvianti nel predire i costi delle strategie operative di tipo ciclico.

I componenti critici dove i dati di targa della centrale sono analizzati includono:

- Corpo cilindrico
- Evaporatori
- Surriscaldatori e risurriscaldatori
- Collettori
- Ingresso economizzatori
- Componenti di avvio centrale

Il lavoro di questo studio si propone di valutare il danno dovuto a creep e fatica e le sue conseguenze economiche proprio di uno dei componenti più sollecitati (meccanicamente e termicamente) in una centrale termoelettrica a vapore e cioè il surriscaldatore di alta temperatura.

In aggiunta l'analisi potrebbe prendere in considerazione le turbine e i componenti collegati con il generatore elettrico: valvole di ammissione, statori, avvolgimenti elettrici.

La rampa di massima temperatura e il range di cambiamento di temperatura sperimentato da un componente durante i transitori sono gli indicatori importanti del danno a creep e fatica collegati alla strategia di funzionamento ciclico. Tutti i parametri sono utilizzati per quantificare l'intensità di carico di ciascuna unità sia durante l'avvio che lo spegnimento. I dati di targa sono anche usati nella valutazione delle problematiche in caso di utilizzo in fuori progetto. Usando queste informazioni, gli operatori sono in grado di determinare la temperatura raccomandata per i limiti della velocità di salita e discesa durante i transitori in particolare per il surriscaldatore e l'economizzatore. Con queste informazioni è possibile minimizzare il danno, massimizzare la vita e l'affidabilità del componente e contemporaneamente ridurre le spese di manutenzione.

E' quindi fondamentale per chi gestisce le centrali termoelettriche di utilizzare i dati di targa per calibrare i costi di gestione e i programmi di manutenzione, ma avere al tempo stesso dei parametri che in tempo reale diano una indicazione della pericolosità di curve di carico particolarmente rapide o frequenti nel tempo. Lo studio qui proposto può essere visto anche in questa ottica, per poter dare un costo in termini di accorciamento dei tempi di sostituzione e di manutenzione di componenti più sollecitati rispetto alle condizioni stazionarie.

I modelli di danno saranno quindi confrontati con lo storico delle spese di manutenzione effettuate in condizioni stazionarie in modo da derivare il costo specifico di unità per ciascun ciclo di carico tipico. Di solito deve essere fornita una valutazione della spesa annua di gestione e di manutenzione ordinaria al variare delle strategie e quindi i costi non direttamente correlati al funzionamento dell'unità non saranno presi in considerazione.

Per confrontare le gestioni è necessario avere dati storici o simulazioni orarie di produzione, dei fattori di carico e del comportamento in avviamento, anche perché esistono situazioni peculiari nei diversi mesi e nelle diverse settimane dell'anno. Basti pensare alla differenza tra le situazioni ambientali estive ed invernali e i problemi legati alla condensazione del vapore o alle caratteristiche dell'aria di alimentazione o della combustione stessa. Dai dati dei parametri in uscita dalla centrale, dalle condizioni di affidabilità e dalle cause di guasto è possibile prevedere le caratteristiche di funzionamento per diverse scelte operative dall'avvio fino allo spegnimento.

1.3.4 I costi per il funzionamento flessibile della centrale

I costi di centrale (gestione e manutenzione) tendono ad aumentare nel momento in cui si introduce la strategia di gestione di tipo ciclico o flessibile [5, 6, 7, 8, 9]. Nella figura

seguito viene data una valutazione orientativa di quanto costa un ciclo in gestione di tipo continuo e di tipo flessibile. Questo include tutte le tipologie di funzionamento ciclico (avviamento a caldo, tiepido e a freddo) per tre diverse tipologie di centrale.

È possibile valutare questo incremento e lo studio qui presentato nell'ultimo capitolo confronta due tipologie di gestione: una di tipo a carico base e una di tipo più flessibile, adottando condizioni di costo e prezzi di vendita adeguati.

I risultati dell'analisi specifica per ogni tipologia dipendono fondamentalmente dall'analisi di regressione dei costi rispetto ai cicli effettuati e i dati di targa durante il funzionamento ciclico a tutti i cambiamenti di carico.

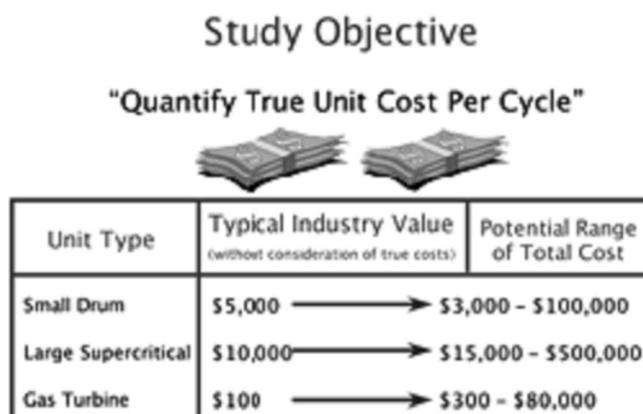


Figura 1.14

Quantificazione del vero costo per ciclo di accensione/spegnimento per diverse tipologie di centrale [9, 10]

I crescenti costi incrementali attribuiti alla flessibilità operativa ricadono nelle seguenti categorie:

- Aumenti per le manutenzione e spese in conto capitale per le revisione e i controlli
- Costo per l'incremento della velocità di riscaldamento delle unità, per garantire l'efficienza a lungo termine e l'efficienza ai carichi bassi o variabili
- Costo dei combustibili per ogni avvio, potenza per gli ausiliari di centrale per ogni avvio, sostanze chimiche e la manodopera supplementare richiesta dall'avvio di ogni unità
- Incremento dei costi di capacità di generazione a lungo termine a causa di una vita di centrale più breve (maggior frequenza nelle sostituzioni dei componenti dell'unità di produzione).

La misura della velocità di riscaldamento dell'unità sia in condizioni di carico continuo che di carico variabile porta a verificare che c'è degradazione significativa nella velocità di

riscaldamento quando si esercisce la centrale in modo flessibile per un lungo periodo di tempo.

La bassa efficienza è dovuta principalmente alle tipologie di gestione alternative tipo funzionamento a basso carico, a cosiddetto “carico-segue” o a frequenti spegnimenti ed avvii. Gli effetti cumulativi a lungo termine del funzionamento ciclico possono aumentare la velocità di riscaldamento della centrale per effetto di scambiatori danneggiati, di saldature cedute o per valvole e sistemi di controllo consumati o esauriti. Ne consegue che l’aumento di costo risultante per una centrale progettata per funzionare a carico base risulta essere significativo nel momento in cui viene esercita in modo ciclico.

1.3.5 Aumento costi per funzionamento ciclico

Il risultato dell’analisi dei dati di targa della centrale durante il funzionamento ciclico è una serie di raccomandazioni per i cambiamenti dei parametri operativi necessari, per variazioni nelle trasformazioni chimiche e modifiche/cambiamenti strutturali d’impianto [10]. In particolar modo, i cambiamenti operativi consistono fondamentalmente nella modifica della velocità di aumento della temperatura dei componenti chiave. Per aumentare la risposta della centrale e minimizzare i costi e i danni in centrale si raccomanda che le velocità di avvio si possa incrementare al massimo fino a 10 volte rispetto a quelle di progetto i particolare per gli avviamenti a caldo. Durante gli avviamenti/spegnimenti a freddo e tiepidi la velocità deve essere aumentata con moderazione [10].

Comunque le reazioni fisico-chimiche di centrale durante gli avviamenti, spegnimenti e il funzionamento a regime possono avere un impatto maggiore sul costo e il danno dei componenti critici. Modifiche strutturali da posizionarsi nel breve periodo includono l’aggiunta di termocoppie e di equipaggiamenti per effettuare monitoraggi addizionali. Le termocoppie sono usate per monitorare la temperatura della caldaia in particolare dell’acqua della zona degli evaporatori e del vapore della zona dei surriscaldatori durante spegnimenti al limite della criticità. Modifiche a più lungo termine riguardano l’aggiunta di supporti ai tubi della caldaia, aggiunta di ventilatori mobili per i fumi, pompe, valvole, monitor per i polverizzatori e sistemi di bypass per gli avviamenti.

Elevate velocità di variazioni di potenza per impianti non progettati per il funzionamento ciclico o con il solo bypass di avvio possono condurre ad elevati cambiamenti nella velocità di aumento di temperatura e di pressione. Quando questo accade può aumentare la possibilità di danno del componente e, di conseguenza, i costi di manutenzione e di mancata produzione. Ci

sono studi [9, 10] che evidenziano come la conoscenza dei trend storici dei dati di produzione e la loro analisi per ottimizzare il funzionamento ciclico porti a dimezzare i costi di gestione ciclica rispetto ad una centrale che cominci a lavorare in modo flessibile, ma senza un'analisi dei dati storici. La ragione di questo si può avere rendendo la curva di carico per potenza e pressione/temperatura meno ripida.

In analisi effettuate su centrali progettate per il funzionamento ciclico ed equipaggiate con il sistema di bypass della turbina [10], la maggior parte delle rotture di tubi e dei costi significativi dovuti a rapide partenze può essere attribuita ad un componente solo e cioè il risurriscaldatore. Questo è dovuto agli eccessivi e rapidi cambiamenti di temperatura. I calcoli hanno dimostrato che correggendo questo problema funzionale si potrebbe diminuire di un 20% il costo per ogni avvio e di un valore analogo o maggiore dei fuori-servizio forzati.

È importante per le utilities che gestiscono questi impianti esaminare attentamente l'aumento nei costi di combustibile e di produzione per ogni centrale dei propri parchi operativi e determinare di conseguenza i costi di funzionamento flessibile. Minimizzare i costi per ogni centrale e per ogni parco produttivo può essere raggiunto usando dati di costo in tempo reale. Oltre ai dati finanziari e ai dati di produzione elettrica sono richiesti i dati nominali di centrale per un'analisi corretta e per determinare i sovra-costi di funzionamento ciclico [17, 18]. La valutazione delle effettive temperature, pressioni e reazioni fisico-chimiche della centrale durante le operazioni flessibili risulta critica per analizzare correttamente i costi di ciclaggio. In aggiunta, non considerare le frequenti variazioni di potenza durante il funzionamento quotidiano potrebbe condurre ad errori seri nel calcolare questi costi. Tutti i dati devono essere usati per calcolare il danno per ogni ciclo di avviamento/spegnimento, per calibrare i modelli di danno, diagnosticare i problemi e comprendere le raccomandazioni per il risparmio economico.

Nell'odierna competizione nel mercato elettrico risulta essenziale che le centrali elettriche a carbone, sia quelle a carico base che a carico flessibile, divengano più redditizie possibile. Questo può effettivamente essere realizzato con dettagliate analisi di costo e operazioni di ottimizzazione e di manutenzione della centrale.

CAPITOLO 2

CENTRALI A VAPORE A CARBONE

2.1 LA CENTRALE TERMOELETRICA DI FUSINA

2.1.1 La centrale

L'impianto termoelettrico ENEL "Andrea Palladio" di Fusina è situato nella zona industriale di Porto Marghera (VE); la centrale, inaugurata nel 1964, si è sviluppata ed è cresciuta negli anni, in modo omogeneo con la crescente richiesta d'elettricità della zona, e più in generale dell'intero paese.

La prima sezione da 165 MWe di potenza massima continua di progetto fu inaugurata proprio nel 1964 (Fusina 1); cinque anni dopo iniziò a lavorare una seconda sezione di uguale potenzialità (Fusina 2); ma è nel 1974 con l'installazione dei gruppi 3 e 4 (due sezioni da 329 MWe l'una) che la centrale diviene una delle maggiori del nord-est; infine nel 1992 viene messa in esercizio una quinta sezione da 165 MWe, attualmente spenta.

Tutte le sezioni sono alimentabili con olio combustibile, gas naturale e carbone polverizzato, sia separatamente, sia contemporaneamente. Attualmente le due sezioni da 329MWe e una di quelle da 165MWe sono alimentate a carbone polverizzato con tenore di zolfo pari a circa 0.6-0.7%, e utilizzano metano o olio combustibile solo nelle fasi di avviamento; possono utilizzare anche olio combustibile denso (OCD) in caso di anomalie ai bruciatori di carbone. L'altra sezione da 165MWe è autorizzata solo a metano, salvo la possibilità di impiego di carbone qualora una delle due sezioni maggiori sia spenta.

Tutte le caldaie dei cinque gruppi sono dotate di bruciatori a bassa emissione di NOx con sistema OFA; le sezioni 1 e 2 sono dotate di filtri a maniche, mentre nelle sezioni 3, 4 e 5 sono installati precipitatori elettrostatici. I gruppi 3 e 4 dal 1998, inoltre, sono provvisti di impianti di abbattimento di SOx, del tipo calcare-gesso, e di denitrificazione catalitica SCR; analoghi sistemi di ambientalizzazione sono stati installati nel corso del 2008 per le sezioni 1 e 2.

Le emissioni di macroinquinanti sono monitorate in continuo, mentre il flusso di massa della CO₂ è calcolato utilizzando fattori di emissione e i coefficienti relativi alle frazioni di

carbonio combusto raccomandati dalle linee guida del 1996 dell'IPCC per gli inventari nazionali dei gas serra.

PLANIMETRIA GENERALE DELL'IMPIANTO

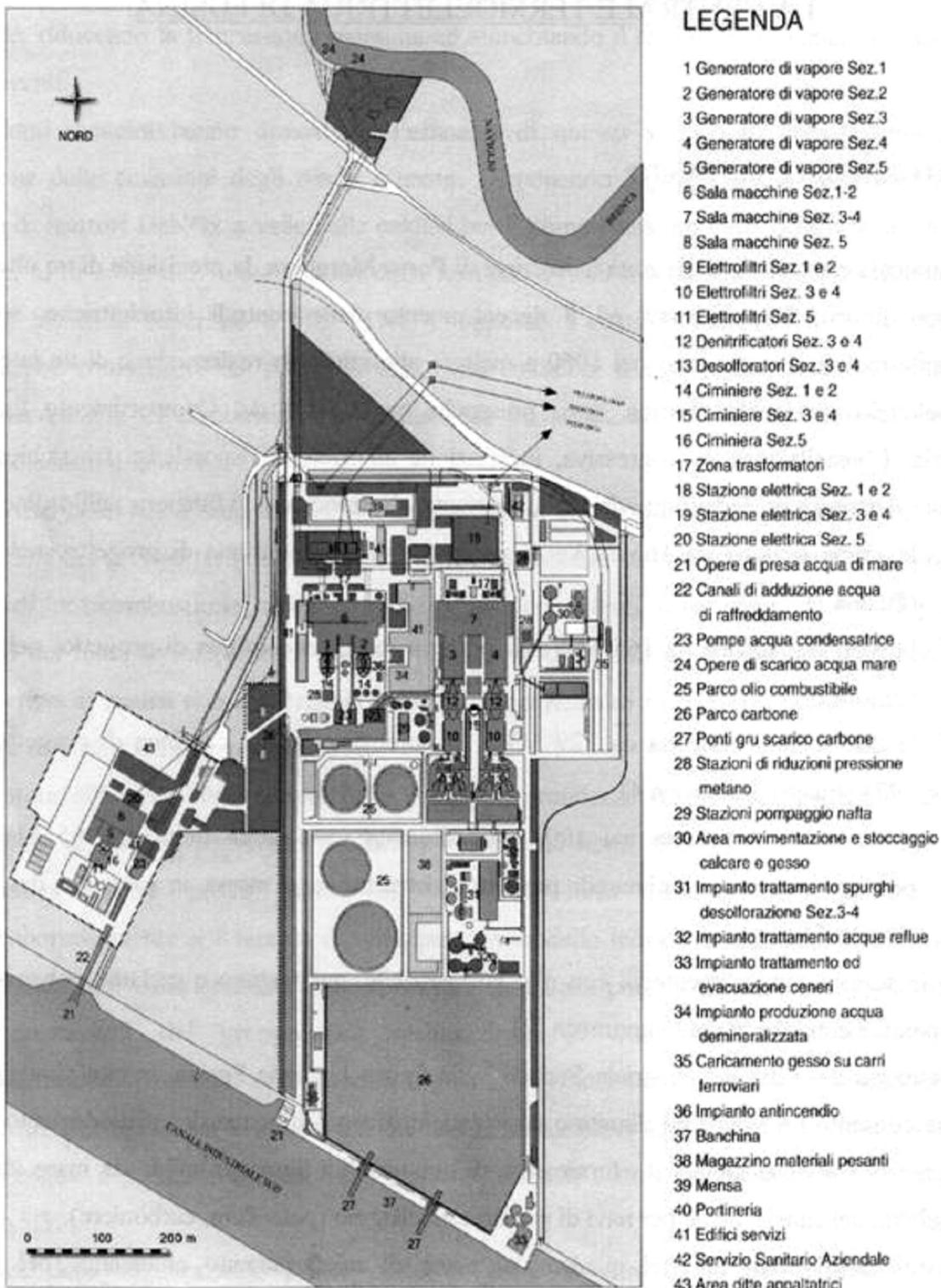


Figura 2.1
Planimetria generale dell'impianto

Per il raffreddamento dei condensatori è utilizzata l'acqua di mare, prelevata dal Canale Industriale Sud; nel 2003 sono state installate torri evaporative per i due gruppi di minore potenza, mentre per le sezioni di maggior potenzialità l'installazione è in fase di progetto. L'installazione delle torri si sta rivelando ormai una necessità strategica; infatti, a fronte di vincoli ambientali sempre più stringenti nella temperatura massima di reimmissione dell'acqua in laguna (variazione massima di temperatura pari a 3°C), e di periodi estivi con medie stagionali sempre più elevate, l'impianto rischiava lo spegnimento per tutto il periodo caldo dell'anno; al contrario con le torri evaporative, la centrale, seppur a potenzialità ridotta, può funzionare per un periodo nettamente più lungo.

Inoltre anche le scelte del carbone come combustibile e di una completa ambientalizzazione di tutti i gruppi si stanno rivelando, in questa precisa fase storica, particolarmente azzeccate: permettono, infatti, all'impianto di produrre con costi relativamente contenuti e quindi concorrenziali nella borsa elettrica e di evitare blocchi a causa di un eccessivo inquinamento (l'unico possibile problema potrà essere quello legato ai limiti alle emissioni cumulative annuali di gas serra).

I dati di carico, che nei capitoli successivi saranno utilizzati per il calcolo del danno, si riferiscono alle sezioni 3 e 4, in pratica le due di maggior potenzialità. Di seguito quindi i dati e le informazioni si riferiranno proprio a queste due sezioni.

2.1.2 L'impianto a vapore

L'acqua prelevata dalla pompa di estrazione del condensato dal condensatore (32° C), entra in tre preriscaldatori di bassa pressione, nei quali si scalda a spese del vapore spillato dalla turbina di bassa pressione. Il vapore spillato condensa e viene reinserito nel ciclo prima della pompa.

Successivamente l'acqua entra nel degasatore a miscela dove scambia calore con il vapore spillato alla fine del corpo di media pressione della turbina. Una seconda pompa, detta di alimento, porta l'acqua a 390 bar. Vi sono poi altri sei preriscaldatori, in due rami paralleli, dove l'acqua continua a preriscaldarsi a spese di vapore spillato dai corpi di media e alta pressione della turbina.

A questo punto l'acqua (280°C) entra in caldaia andando a scaldarsi fino alla temperatura di saturazione nell'economizzatore, l'ultimo scambiatore fra il fluido termovettore e fumi della combustione. L'acqua viene quindi raccolta nel corpo cilindrico superiore e da qui, attraverso

cinque tubi di caduta, è portata a fino al livello inferiore della caldaia. Entra quindi nei tubi bollitori dove evapora; il vapore si raccoglie nel corpo cilindrico superiore, dove, saturo, viene separato dalle residue gocce d'acqua. Il vapore si surriscalda passando attraverso una serie di scambiatori, assorbendo calore dai fumi di combustione. Esce quindi a 540°C dall'ultimo surriscaldatore e va al corpo di alta pressione della turbina (180 bar). Qui espande fino a 40 bar. A questo punto viene rimandato in caldaia nei risurriscaldatori dove torna alla temperatura di 540°C. Il risurriscaldato va al corpo di media pressione della turbina e infine ai due di bassa pressione (2.5 bar). Espanso fino a 0.0475 bar entra nel condensatore dove condensa cedendo calore all'acqua della laguna o raffreddata nelle torri evaporative.

2.1.3 La caldaia

Le caldaie dei gruppi 3 e 4 furono costruite dalla Franco Tosi su licenza Combustion Engineering; esse sono tipiche caldaie a combustione tangenziale e circolazione assistita e sono perfettamente identiche.

La caldaia è sostenuta dall'alto mediante una struttura esterna di cavi e tiranti; questo tipo di sostegno permette quindi ai vari componenti di dilatarsi liberamente, contenendo i problemi legati ai salti termici. La camera di combustione si sviluppa verticalmente su cinque piani; ai quattro angoli di ogni piano è alloggiato un bruciatore (in realtà sono tre i bruciatori, uno per ogni tipo di combustibile); tutti e quattro i lati in questa zona sono rivestiti dai tubi bollitori, nei quali l'acqua, preriscaldata e pressurizzata proveniente dai due corpi cilindrici inferiori, vaporizza. In questa zona quindi i tubi sono esposti alla fiamma e il meccanismo di scambio termico principale è l'irraggiamento. La parete posteriore, superato il quinto piano, piega verso l'interno formando il cosiddetto naso della caldaia. Quest'accorgimento costruttivo serve essenzialmente per evitare che gli scambiatori per il surriscaldamento del vapore siano esposti da un'eccessiva radiazione. Questi scambiatori sono disposti nel tratto orizzontale che si sviluppa oltre il naso, nel cosiddetto cielo della caldaia. Essi si susseguono in serie e sono raccordati da una serie di collettori situati nella "dog house". In questa zona, lo scambio termico per irraggiamento tende a diminuire fino ad esaurirsi, mentre aumenta la percentuale di calore ceduta dai fumi caldi di combustione ai tubi per convezione forzata. I vari scambiatori che troviamo in serie sono: il surriscaldatore radiante, il risurriscaldatore radiante, il surriscaldatore a piastre, il surriscaldatore platen, il surriscaldatore di media temperatura, il surriscaldatore di alta temperatura, il risurriscaldatore finale. La temperatura dei fumi va calando dal primo all'ultimo, mentre quella del vapore cresce (i cicli del vapore sono due: in

uno il vapore viene surriscaldato una prima volta ad alta pressione, nell'altro il vapore ad una pressione più bassa è risurriscaldato). Gli scambiatori sono tutti in controcorrente, ad eccezione del surriscaldatore di alta temperatura, per mantenerne la temperatura contenuta.

Terminato il tratto orizzontale la caldaia piega su se stessa e i fumi incontrano nel tratto discendente il surriscaldatore di bassa temperatura, detto anche orizzontale per la sua disposizione, e l'economizzatore. Successivamente i fumi vengono trattati dagli impianti di abbattimento degli inquinanti prima di essere indirizzati all'economizzatore.

Fra tutti gli scambiatori menzionati il più critico dal punto di vista della fatica termo-meccanica, nonché l'unico in cui via siano sostanziali fenomeni di creep, è il surriscaldatore di alta temperatura.

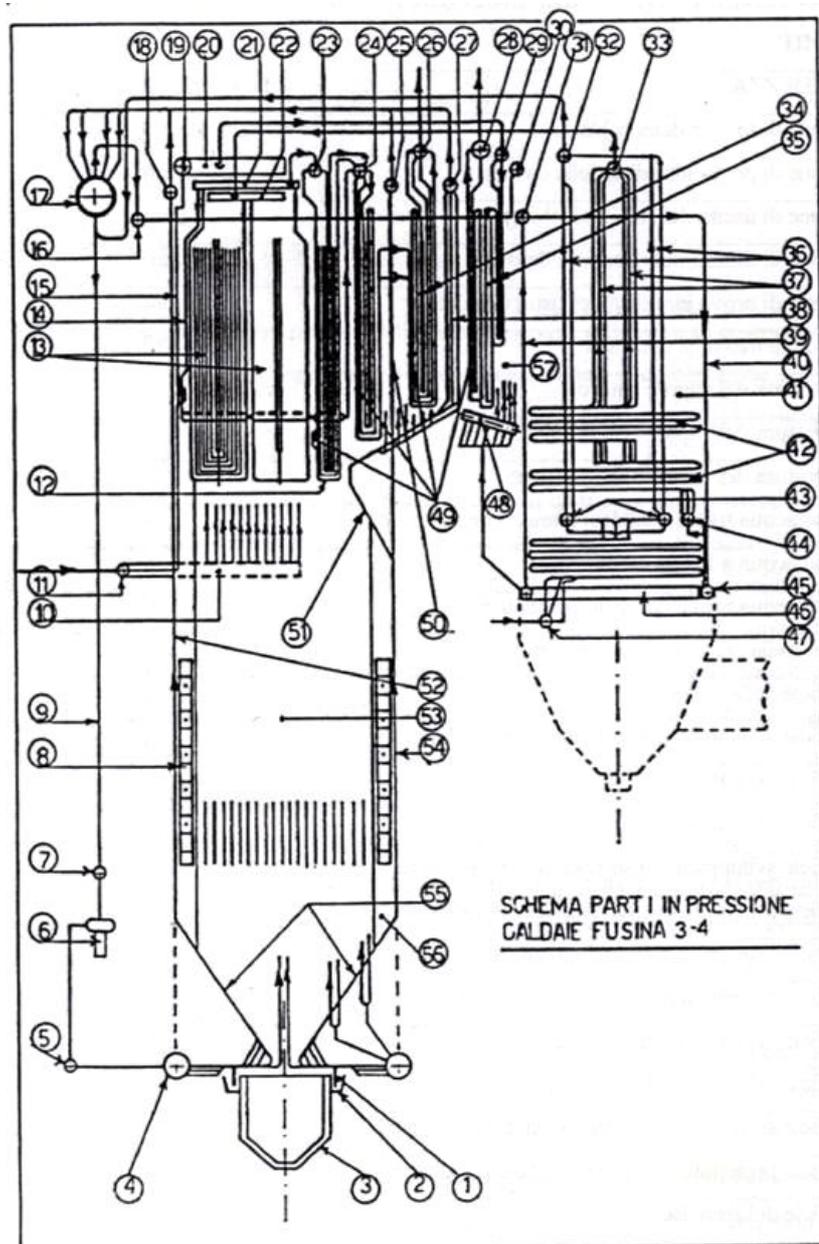


Figura 2.2
Sezione della caldaia del gruppo 4

Leggenda alla figura

1. piatto di tenuta gas	28. collettore uscita RH finale
2. canale di tenuta gas	29. collettore ingresso RH finale
3. raccoglitore ceneri	30. collettore uscita SH radiante
4. corpi cilindrici inferiori	31. collettore uscita parete frontale
5. collettore mandata p.c.c.	32. collettore uscita ECO
6. pompe di circolazione caldaia	33. collettore uscita SH BT
7. collettore aspirazione p.c.c.	34. serpentine SH AT
8. angoli bruciatori	35. serpentine RH finale
9. tubi di caduta	36. tubi uscita ECO
10. collettori laterali di ingresso RH radiante	37. tubi uscita SH BT
11. collettore frontale di ingresso RH radiante	38. tubi altare
12. SH platen	39. parete frontale steam cooled
13. SH piastre	40. parete posteriore steam cooled
14. tubi distanziatori raffreddati a vapore	41. pareti laterali steam cooled
15. tubi RH radiante	42. banchi orizzontali SH BT
16. collettore ingresso SH radiante	43. collettori intermedi ECO
17. corpo cilindrico superiore	44. collettore ingresso SH BT
18. collettore superiore della superficie frontale	45. collettore inferiore parete posteriore
19. collettore frontale d'uscita RH radiante	46. collettore uscita pareti laterali steam cooled e ingresso parete frontale
20. collettori laterali d'uscita RH radiante	47. collettore ingresso ECO
21. collettori uscita piastre	48. collettore entrate extension
22. collettori ingresso piastre	49. tubi distanziatori raffreddati ad acqua
23. collettore ingresso SH platen	50. tubi tiranti parete posteriore
24. collettore uscita platen e ingresso SH MT	51. tubi del naso
25. collettore uscita tubi tiranti parete posteriore	52. parete frontale c.d.c.
26. collettore uscita SH AT	53. pareti laterali c.d.c.
27. collettore uscita tubi altare	54. parete posteriore c.d.c.
	55. tubi tramoggia
	56. tubi d'angolo
	57. extension walls

Dati caldaia

GRANDEZZA	U. D. M.	VALORE
Pressione di timbro della caldaia	kg/cm ²	202
Pressione di prova idraulica della caldaia	kg/cm ²	252
Pressione di uscita dal surriscaldatore	kg/cm ²	178
Pressione di timbro del risurriscaldatore	kg/cm ²	53
Pressione di prova idraulica del risurriscaldatore	kg/cm ²	80
Produzione massima continua	t/h	1056
Temperatura del vapor saturo	°C	365
Temperatura del vapore surriscaldato	°C	540
Temperatura del vapore rissurriscaldato	°C	540
Volume dell'acqua totale a caldaia completamente piena	m ³	244
Volume dell'acqua a livello medio	m ³	117
Volume dell'acqua totale nel risurriscaldatore	m ³	67
Volume della camera di combustione	m ³	3559
Superficie della caldaia	m ²	3050
Superficie sviluppata del surriscaldatore radiante	m ²	230
Superficie proiettata del surriscaldatore radiante	m ²	185
Superficie del surriscaldatore orizzontale	m ²	6480
Superficie sviluppata del surriscaldatore a piastre	m ²	680
Superficie proiettata del surriscaldatore a piastre	m ²	513
Superficie sviluppata del surriscaldatore platen	m ²	712
Superficie proiettata del surriscaldatore platen	m ²	546
Superficie del surriscaldatore di M.T.	m ²	1078
Superficie del surriscaldatore di A.T.	m ²	921
Superficie sviluppata del risurriscaldatore radiante	m ²	970
Superficie proiettata del risurriscaldatore radiante	m ²	315
Superficie del rissurriscaldatore finale	m ²	2900
Superficie dell'economizzatore	m ²	6374

2.2 SURRISCALDATORE DI ALTA TEMPERATURA

2.2.1 Dati tecnici

Il surriscaldatore di alta temperatura (Figure 2.3 e 2.4) è la continuazione in serie sul lato vapore, del surriscaldatore di media temperatura. A pieno carico elabora una portata di vapore in pressione (180 bar) di 1056 t/h. È costituito da 54 sezioni, ciascuna di sei serpentine ad U; i tubi dove scorre il vapore sono tenuti separati mediante un tubo distanziatore raffreddato ad acqua; non ha un vero e proprio collettore di ingresso, ma solo uno di uscita, nel quale il vapore surriscaldato a 540°C si raccoglie prima di essere inviato al corpo di alta pressione della turbina.

Il diametro esterno dei tubi è 50.8 mm e il loro spessore è 6.4 mm per il tratto discendente e 7.9 mm per il tratto ad U e quello ascendente. Esistono diverse zone di giunzione con spessori diversi e con materiali diversi.

Poiché questa zona, come quella dei surriscaldatori immediatamente precedenti, sarebbe particolarmente soggetta ad intasamenti, dovuti all'accumulo di cenere, vi sono tre soffiatori che favoriscono il deflusso dei fumi della combustione. L'elevata velocità dei fumi e l'ambiente corrosivo sono attualmente le due maggiori cause di rottura di questi tubi, soggetti ad un'azione congiunta di erosione e corrosione.

Questo ha portato negli anni ad un continuo cambiamento dei materiali utilizzati nella costruzione dello scambiatore. Dapprima venivano utilizzati acciai poco legati del tipo (SA 213 T11 o SA 213 T22) i quali però risentono della corrosione, e inoltre hanno evidenti limiti a queste temperature. Un altro acciaio usato, e descritto in letteratura, è l'inossidabile austenitico AISI 304; questo acciaio ha un ottimo comportamento sotto tutti i punti di vista. Va sottolineato però come il surriscaldatore di alta temperatura lavori a temperature particolarmente elevate, per contenerle è anche l'unico che lavora in equicorrente, e quindi abbia in ogni caso problemi legati al creep. Da studi [3] è emerso come il 304 soffra problemi di creep, manifestando una certa debolezza ai bordi grano. Da questa serie di studi si è quindi arrivati ad utilizzare l'acciaio (SA 213 Tp321H o X7 Cr Ni Ti 18-10), che pur essendo molto simile al 304 ne supera le caratteristiche viscosive grazie all'aggiunta di una percentuale minima, non superiore allo 0.06%, di titanio, che va a rinforzare la tenuta dei bordi grano, superando i problemi evidenziati dal 304.

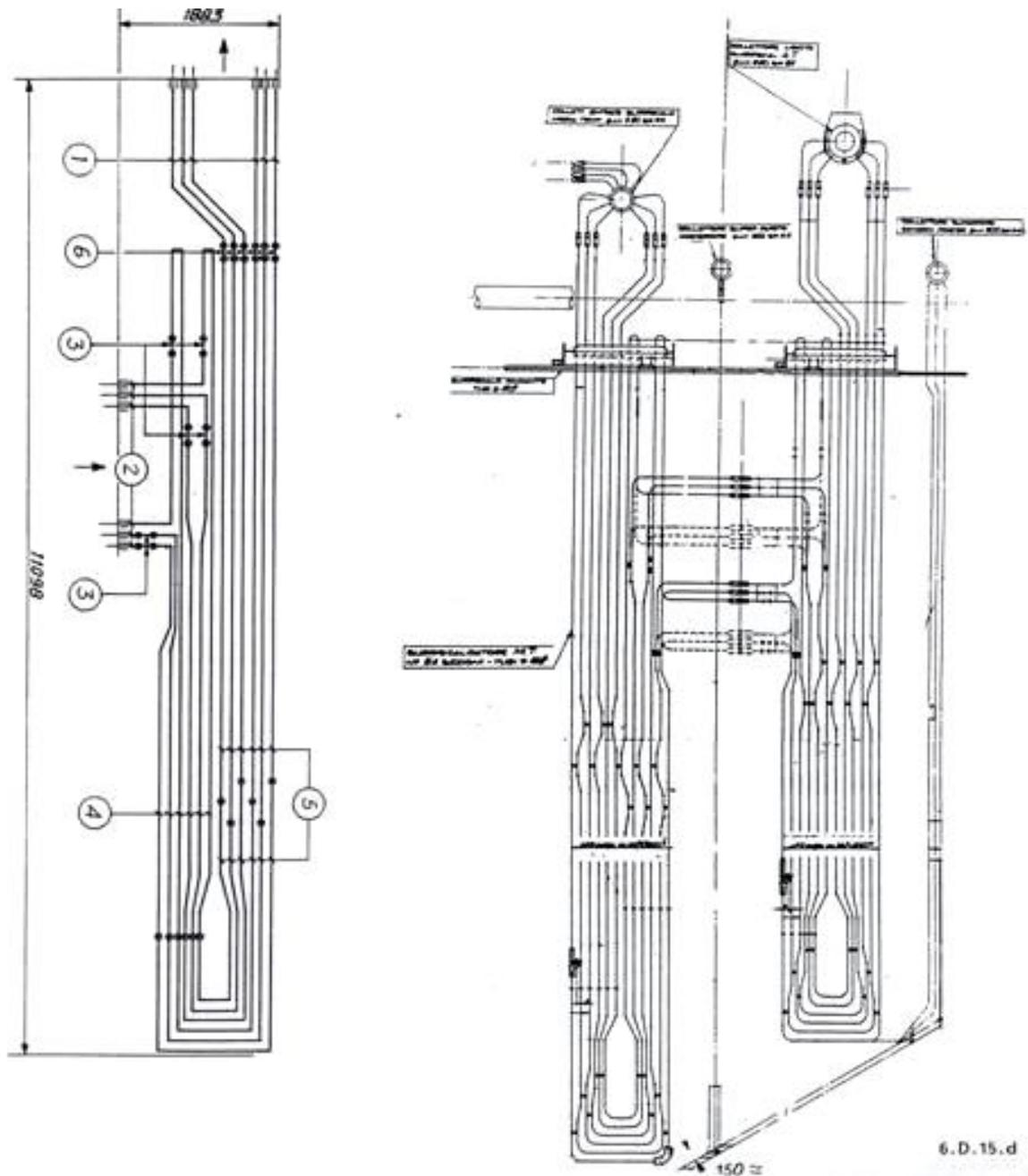


Figure 2.3 e 2.4
Surriscaldatore di alta temperatura con misure e Surriscaldatori di media e alta temperatura

Il surriscaldatore di Fusina è costruito con questo tipo d'acciaio in misura preponderante (altre parti sono costituite da tratti in AISI 309S, AISI 387, AISI SA213 T22); ciò ha permesso finora di evitare problemi di durata legati al creep; la questione è quella però di analizzare come nuove prospettive di esercizio potrebbero andare a ridurre la durata di questo pezzo attualmente determinata solo dalla resistenza alla corrosione e all'erosione, che rompono i tubi prima che si possano manifestare problemi legati al creep e alla fatica termo-meccanica.

2.2.2 Dinamica dei surriscaldatori

In considerazione delle mutate strategie di gestione risulta sempre più stringente considerare gli effetti dei transitori nei componenti della centrale termoelettrica: in particolar modo la fatica termo-meccanica è fondamentale legata al numero di accensioni e spegnimenti di centrale. Per questo motivo ci si è interessati ad analizzare la dinamica dei surriscaldatori e alla simulazione con un codice commerciale per valutare le temperature in gioco e quindi i danni conseguenti. Inoltre queste informazioni risultano fondamentali anche per ottimizzare i criteri di esercizio del sistema centrale di cui il generatore di vapore e il surriscaldatore in particolare fa parte.

Il surriscaldatore di alta temperatura in questione è il componente a più alta temperatura del circuito vapore; esso è interessato da fumi caldi (con temperature dell'ordine di 1000-1200°C) che cedono calore principalmente per convezione, ma anche per irraggiamento visto le temperature elevate in gioco. Questo aspetto risulta importante nell'analisi del comportamento dinamico dei surriscaldatori in questione per comprendere l'evoluzione della temperatura del vapore a fronte di variazioni di carico elettrico in turbina. I banchi di surriscaldatori a prevalente scambio convettivo (come quelli analizzati nello studio presente) prevedono un aumento della portata di vapore con l'aumento della potenza trasmessa, mentre per i surriscaldatori a scambio radiante si ha l'effetto opposto.

Una delle caratteristiche specifiche dei diversi tipi di surriscaldatori è quella di essere interessati da un fluido monofase gassoso, caratterizzato quindi da piccola massa e da una sostanziale indipendenza tra bilancio energetico e pressione del fluido e da uno stretto legame tra energia e temperatura. D'altra parte, prescindendo dal bilancio energetico del fluido, i fasci tubieri che costituiscono i surriscaldatori possono contenere al loro interno grandi volumi di fluido e possono quindi essere visti anche come potenziali serbatoi di vapore.

In prima approssimazione i fenomeni di accumulo di massa e di bilancio energetico possono essere studiati separatamente, in quanto tra essi esiste un sostanziale disaccoppiamento dal punto di vista della dinamica [7].

Dinamica di pressione e portata

Considerando il singolo tubo scambiatore, si può innanzitutto osservare che le variazioni di pressione al suo interno si propagano con la velocità del suono (dell'ordine di 500 m/s); quindi, prescindendo dalle perdite di carico per attrito lungo il tubo e trascurando i fenomeni a

dinamica molto rapida, si può assumere la pressione costante lungo tutto il tubo e quindi in tutto il volume del vapore.

Con riferimento alla Figura 2.5, si scrive il bilancio di massa:

$$\frac{dM_v}{dt} = \dot{m}_{vi} - \dot{m}_{vu} \quad (2.1)$$

dove M_v è la massa di vapore contenuta nel surriscaldatore, mentre \dot{m}_{vi} e \dot{m}_{vu} sono le portate di massa in ingresso ed uscita.

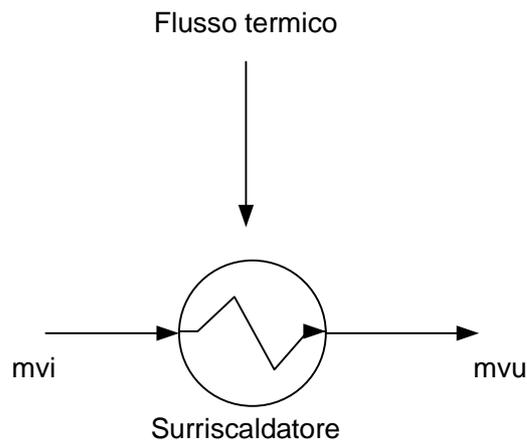


Figura 2.5
Schema del surriscaldatore.

Per il vapore sufficientemente surriscaldato si potrà assumere che valga la legge dei gas perfetti $p_v / \rho_v = R_v T_v$ e, detto V_{SH} il volume interno del surriscaldatore, la massa di vapore potrà esprimersi come:

$$M_v = \iiint_{V_{SH}} \rho_v dV = (p_v / R_v) \iiint_{V_{SH}} \frac{1}{T_v} dV = (p_v V_{SH}) / (R_v T_{vm}) \quad (2.2)$$

dove T_{vm} è la media inversa di temperatura.

A causa della grossa inerzia termica delle pareti metalliche le temperature del vapore non possono che variare molto lentamente, per cui nella variazione di dM_v / dt si può considerare costante T_{vm} ; l'Eq. 2.2 diventa:

$$\left[V_{SH} / (R_v T_{vm}) \right] \frac{dp_v}{dt} = \dot{m}_{vi} - \dot{m}_{vu} \quad (2.3)$$

per cui si può affermare che la variazione di pressione nei surriscaldatori è determinata dal bilancio di massa.

Il tempo di attraversamento del surriscaldatore, valutabile anche come la sua lunghezza divisa per la velocità del vapore, è sempre inferiore ai 10 secondi [7]:

$$\tau_s = M_v^* / \dot{m}_v^* < 10s \quad (2.4)$$

quindi è consueto trascurare l'accumulo di massa all'interno dei tubi.

Questo tempo di attraversamento è inversamente proporzionale al carico per generatori eserciti a pressione costante ($M_v^* = \text{costante}$), mentre è praticamente costante per generatori eserciti a pressione variabile ($M_v^* / \dot{m}_v^* = \text{costante}$), quindi quanto detto per la trascurabilità di τ_s si applica indipendentemente dal carico.

Dinamica della temperatura

La dinamica della temperatura è ovviamente quella fondamentale per i surriscaldatori, come si può capire considerando il bilancio termico di regime permanente:

$$\dot{m}_v (h_{vu} - h_{vi}) = q_{sc} \quad (2.5)$$

dove h_{vu} e h_{vi} sono le entalpie specifiche di uscita e di ingresso e q_{sc} il calore ceduto al surriscaldatore da parte dei fumi.

Per il vapore surriscaldato le entalpie dipendono prevalentemente dalla temperatura e poco dalla pressione, per cui il bilancio di energia determina la temperatura in uscita.

La cosa è ancora più vera in condizioni dinamiche in quanto, nello scrivere il bilancio energetico, occorre tener in conto anche l'energia E_{SH} accumulata nel surriscaldatore:

$$\frac{dE_{SH}}{dt} = q_{sc} - m_{vu} h_{vu} + m_{vi} h_{vi} \quad (2.6)$$

in E_{SH} è da includere sia l'energia accumulata dal vapore che quella accumulata dal metallo dei tubi:

$$E_{SH} = M_v e_v + M_m e_m \quad (2.7)$$

dove e_v ed e_m sono le energie specifiche medie di vapore e metallo.

Poiché, a meno di una costante, $e_v \approx c_v T_v$, $e_m = c_m T_m$ e poiché il coefficiente di scambio termico tra vapore e parete metallica assicura una differenza di pochi gradi tra vapore e metallo, si possono trarre le seguenti deduzioni:

- l'energia accumulata dipende essenzialmente dalla temperatura media del vapore T_v ;
- la quota di energia accumulata dal vapore sul totale è data circa da:

$$r_v = \frac{M_v c_v}{M_v c_v + M_m c_m} \quad (2.8)$$

che, a causa dell' elevato valore di ρ_m / ρ_v (maggiore di 100 per le pressioni più elevate), non supera mai il 5%. In altri termini la dinamica della temperatura è dominata dall'inerzia termica delle pareti metalliche.

- si può stimare grossolanamente l'ordine di grandezza dei tempi di risposta della temperatura sostituendo l'Eq. 2.7 nella Eq. 2.6, tenendo conto della Eq. 2.1, con $T_v \approx T_m$ e con $p_v = \text{costante}$:

$$(M_v c_{pv} + M_m c_m) \frac{dT_v}{dt} = q_{sc} - c_{pv} [\dot{m}_{vu} (T_{vu} - T_v) + \dot{m}_{vi} (T_v - T_{vi})] \quad (2.9)$$

dove T_{vu} e T_{vi} sono le temperature di ingresso e di uscita del vapore, e T_v è la temperatura media del vapore $T_v = (T_{vu} + T_{vi}) / 2$.

- poiché il coefficiente di scambio termico tra vapore e parete metallica è abbastanza elevato (2-5 kW/m²K), il vapore risulta quasi termicamente solidale con il metallo, cioè le loro temperature si muovono quasi insieme. Ne risulta una sostanziale maggiore lentezza della dinamica della temperatura rispetto alla dinamica che l'accumulo di massa nei surriscaldatori induce sulle pressioni e portate.

In realtà, ferma restando la fondatezza qualitativa delle deduzioni fatte, si dovrebbe tener conto di due ulteriori aspetti che influenzano lo scambio termico:

1. il processo di surriscaldamento è un fenomeno distribuito spazialmente, cosicché in condizioni dinamiche le temperature del vapore e del metallo assumono una distribuzione spaziale (lungo il percorso del vapore) che cambia nel tempo in modo da violare drasticamente l'approssimazione $T_v = (T_{vu} + T_{vi}) / 2$; per questo motivo è stato studiato con un codice commerciale (Dymola 7.3TM).
2. La potenza termica q_{sc} non è generalmente indipendente dalla temperatura del banco se non quando esso è a prevalente scambio per irraggiamento. Quando si tratti di un surriscaldatore a convezione, come nella simulazione in esame, q_{sc} dipende anche dal coefficiente di scambio termico tra i fumi e la parete metallica in quanto più elevato è

il coefficiente di scambio termico più rapidamente i gas caldi scambiano calore con il metallo.

Data la difficoltà nell'implementare questi aspetti, nella simulazione non verranno presi in considerazione; si vedrà comunque come nonostante le numerose semplificazioni i risultati ottenuti siano in accordo con quelli trovati in letteratura.

Controllo temperatura del vapore surriscaldato

Le caldaie dei gruppi in questione prevedono due modalità per controllare la temperatura del vapore surriscaldato: la prima è l'utilizzo del desurriscaldatore ad acqua e la seconda è il ricircolo dei gas di scarico.

Per le sue caratteristiche l'attemperatore risulta privo di significative capacità di accumulo sia di massa che di energia. Questo componente però determina due effetti: incrementa la portata del vapore in uscita w_A e ne riduce l'entalpia H_{v2} . quest'ultimo effetto viene realizzato diminuendo la temperatura all'ingresso del surriscaldatore finale. Secondo quanto riportato in [7] per centrali con pressioni dell'ordine dei 170 bar e temperature del vapore superiore ai 500°C, un aumento della portata dovuta al desurriscaldatore dell'ordine del 10% determina una diminuzione della temperatura di circa 60-70°C, con tempi di risposta di circa 100 s.

Con il ricircolo dei gas di scarico si varia la ripartizione del calore ceduto all'evaporatore e il calore ceduto ai banchi di surriscaldamento per controllare le temperature dei fumi nella caldaia e del vapore all'uscita del surriscaldatore. Infatti, immettendo una portata di gas "freddi" (350-400°C) nella camera di combustione si ha come conseguenza la diminuzione di temperatura dei fumi e un aumento della portata dei fumi stessi. In questo modo diminuirà il calore scambiato per irraggiamento e quindi anche la potenza termica asportata dai fumi prima di arrivare all'uscita della camera di combustione sarà ridotta garantendo una sostanziale invarianza della temperatura dei gas in questo punto della caldaia. La potenza addizionale disponibile nei fumi all'uscita della camera di combustione è ceduta alle sezioni di surriscaldamento a prevalente convezione per l'aumento del coefficiente di scambio tra fumi e tubi scambianti. La conseguenza principale risulta l'aumento della temperatura del vapore in uscita.

L'azione del ricircolo, le azioni di variazione di temperatura e di portata dei fumi danno luogo ad una molteplicità di perturbazioni che si sovrappongono ai fenomeni finora considerati e quindi la dinamica risulta ancora più complessa.

Interazione con l'evaporatore e variazioni di carico

Tutti i surriscaldatori sono in stretto contatto con il carico di centrale, ma anche con l'evaporatore; tutti gli ingressi in camera di combustione interessano parallelamente l'evaporatore (calore irraggiato) e i surriscaldatori (portata e temperatura fumi). Esiste poi un effetto in cascata tra l'evaporatore e i surriscaldatori perché le grandezze in uscita dal primo sono condizione di ingresso per i secondi e un effetto secondario in retroazione perché la temperatura del vapore in uscita ai surriscaldatori influenza l'efflusso in turbina. La portata di attemperamento non modifica l'interazione tra evaporatore e surriscaldatore, ma solo le condizioni finali del surriscaldatore steso.

Per aumentare il carico elettrico sarà necessario aumentare la portata del combustibile (e di conseguenza la portata di aria) per ottenere un aumento della portata di vapore. Per mantenere costante il livello all'interno del corpo cilindrico bisognerà aumentare la portata dell'acqua di alimento proporzionalmente al vapore. In questo modo, senza considerare in prima approssimazione le cadute di pressione lungo i surriscaldatori, la pressione all'evaporatore e nei surriscaldatori stessi risulta costante. La stessa cosa non può dirsi per la temperatura. Infatti all'aumentare del carico (e quindi combustibile e aria) il calore irraggiato cresce meno che proporzionalmente, mentre il calore ceduto nella zona a convezione cresce più che proporzionalmente. Di conseguenza la portata di vapore cresce meno del calore scambiato nella zona a convezione. Poiché quindi i surriscaldatori solo in parte ad irraggiamento, mentre i tubi evaporanti sono tutti ad irraggiamento si ha come conseguenza il fatto che ogni aumento di carico porti ad un aumento della temperatura del vapore surriscaldato. Per compensare questo effetto si agisce sul desurriscaldatore aumentandone la portata in un tempo dell'ordine delle decine di secondi rispetto all'aumento della temperatura in ingresso del surriscaldatore dovuta all'aumento di portata di combustibile per ottenere l'aumento del carico.

2.3 GLI ACCIAI PER I SURRISCALDATORI

I tubi dei surriscaldatori tendono a subire le condizioni di esercizio più severe e devono mantenere caratteristiche molto stringenti nei confronti della corrosione lato fumi, l'ossidazione lato vapore, la resistenza alla rottura da creep e la modalità di fabbricazione.

2.3.1 Requisiti degli acciai resistenti alle alte temperature

Lo sviluppo di acciai alto resistentziali operanti ad alte temperature è stato uno dei settori della ricerca maggiormente curati durante questi ultimi decenni. Per circa tre decenni, tale sviluppo è stato spinto dalla necessità di incrementare i rendimenti energetici, e quindi le temperature operative. Solo recentemente questa spinta propulsiva si è affievolita; la progettazione ha tenuto sempre maggiore in conto gli aspetti ambientali, ed in particolare la progettazione volta a minimizzare la quantità di inquinanti emessi (CO₂, diossina, polveri, ecc).

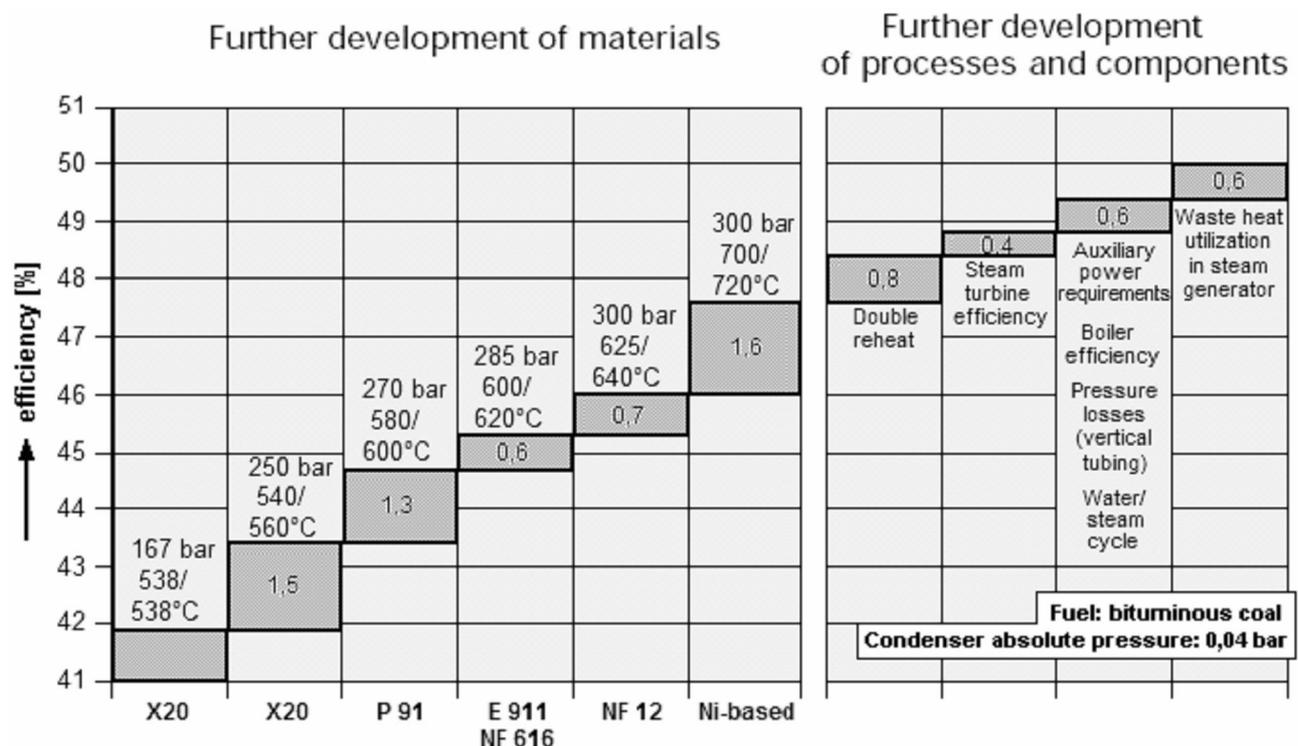


Figura 2.6 Efficienza centrali termoelettriche al variare dei parametri funzionali e acciai utilizzati [6]

Nel campo della produzione di energia elettrica si è passati da temperature operative di 565°C per acciai ferritici basso legati ad acciai, fino a temperature di 650°C in centrali ultra super critiche (USC) con l'utilizzo di acciai ferritico – martensitico contenenti il 9-12% di cromo e temperature di 675-700°C con l'utilizzo di acciai austenitici con acciai alto cromo ed alto nickel. Negli impianti di raffinazione, si è passati da temperature di 454°C con l'utilizzo di acciai 2,25Cr-1Mo nel 1990, a temperature di 482°C e pressioni di 24 MPa nel 1995 grazie al successivo sviluppo degli acciai 3Cr-1Mo-V e 2.25Cr-1Mo-V, attualmente sono in costruzione impianti in grado di operare a 510°C con pressioni di 24MPa. Anche la generazione di energia da rifiuti ha beneficiato di questo sviluppo passando da impianti operanti a 300°C ad impianti operanti a 500°C con l'utilizzo di acciai austenitici resistenti alla corrosione. Anche in campo automobilistico, lo sviluppo di materiali come il 18Cr–2Mo–Nb è stato possibile incrementare la temperatura dei gas di scarico fino a 900°C con conseguente innalzamento delle prestazioni motoristiche.

Gli obiettivi dello sviluppo dei materiali, impiegati nei componenti più sollecitati delle centrali termoelettriche, sono una più elevata resistenza a creep a lungo termine accoppiata a una sufficiente resistenza all'ossidazione, un'elevata tenacità e resistenza all'infragilimento, una buona lavorabilità per la realizzazione di componenti di grandi dimensioni (rotori, casse turbina, tubazioni e collettori del vapore). La possibilità di aumentare la temperatura e la pressione di esercizio delle centrali termoelettriche porta come conseguenza l'aumento dell'efficienza di centrale e quindi la diminuzione del consumo di combustibile a parità di energia prodotta.

Un contributo importante per quanto riguarda l'aumento di potenza in termini di efficienza consiste dunque nello sviluppo di acciai resistenti ad alte temperature con un'alta resistenza a creep con un livello accettabile di duttilità a creep [9]. Il significato di queste proprietà del materiale non fu considerato finché non si verificarono i primi danneggiamenti nelle turbine degli impianti a vapore negli anni 30, che evidenziarono il fatto che la resistenza degli acciai usati negli impianti di energia operanti ad alte temperature dipende in modo significativo dal comportamento a creep del materiale per tutto il periodo di funzionamento.

Gli acciai resistenti alle alte temperature per usi in impianti di energia a vapore devono essere capaci di soddisfare gli specifici requisiti stabiliti. Tutte le fasi di sviluppo e di sperimentazione devono quindi essere allineate con i seguenti requisiti:

- alta efficienza termica;
- capacità operativa nel medio e lungo periodo di vita;
- aspettativa di vita di almeno 200000 ore;

- alta disponibilità;
- lunghi intervalli tra una revisione e l'altra;
- brevi periodi di revisione;
- brevi tempi di fabbricazione;
- costi di produzione competitivi per impianti di potenza elettrici e a vapore.

Questi requisiti vogliono dire che l'applicazione degli acciai recentemente sviluppati non deve comportare ulteriori rischi, il che implica:

- che le prove di creep a lunga durata fino a 100000 ore sono necessarie per prevedere in modo affidabile la resistenza a creep in 200000 ore di funzionamento. Dovrebbe essere previsto un lungo periodo di prova anche se un progetto di ricerca ha una durata di solo 3-5 anni;
- soddisfacente resistenza all'ossidazione;
- alta duttilità degli acciai sotto condizioni di creep;
- alta tenacità a frattura degli acciai in una condizione di prolungato sforzo;
- produzione soddisfacente di nuovi acciai in termini di caratteristiche di fusione, fonderia, forgiatura, formatura a caldo e saldatura.

2.3.2 Gli acciai austenitici

L'acciaio austenitico legato al nichel è stato derivato dalle leghe 25%Ni-Fe alloy e 25%Ni-5 to 8%Cr-Fe fuse da Krupp in Germania nel 1893 e nel 1894. Krupp anche ha prodotto le leghe 35%Ni-13÷14%Cr-Fe e 99 25%Ni-8÷15%Cr-Fe per uso in termocoppie nel 1910. Krupp ha continuato lo sviluppo di una serie di acciai Ni-Cr-Fe e ha identificato un acciaio martensitico 10%Cr-2%Ni e un acciaio austenitico 20%Cr-5%Ni nel 1912 come acciai inossidabili. Quest'ultimo è stato classificato come V2A nel 1922 (V per Versuchstahl, letteralmente acciaio sperimentale, 2 come il numero di sviluppo, e A per austenitico) e venduto come un acciaio austenitico da usare solo dopo ricottura per la resistenza a corrosione nei tubi, macchinari e ambienti acidi [9].

Un acciaio austenitico convenzionale 18%Cr-8%Ni fu derivato dal V2A alla metà degli anni 20, ottimizzando il contenuto di cromo e di nichel al fine di massimizzare il vantaggio economico di mantenere la struttura austenitica [9].

Dato che questi acciai austenitici sono soggetti a gravi corrosioni intergranulari nelle zone saldate, è stata effettuata un'ampia indagine sul meccanismo di corrosione e un miglioramento degli acciai è stato effettuato presso Krupp intorno al 1930. Di conseguenza, sono stati sviluppati acciai austenitici utilizzando come elementi di lega titanio, vanadio, niobio e tantalio e riducendo il contenuto di carbonio a un massimo di 0.07% ottenendo così un acciaio a grano fine con una fine distribuzione di carburo di cromo. Questi acciai sono versioni originali degli acciai convenzionali Type 321 e Type 347. Il Type 316 è stato ottenuto da un acciaio 18%Cr-8%Ni contenente il 3% di molibdeno per uso in ambienti con cloruro di ammonio e acido solforico come una lega resistente alla corrosione. A quei tempi (primi anni 30), è stato visto che l'aggiunta di una giusta combinazione di molibdeno e rame forniva una migliore resistenza alla corrosione contro l'acido solforico e così l'acciaio 18%Cr-8%Ni-2%Mo-2%Cu fu sviluppato da Krupp. Dal punto di vista della migliore lavorabilità a freddo degli acciai austenitici, gli elementi che originano austenite come manganese e rame sono stati molto usati per sviluppare diversi nuovi acciai, chiamati 19-9LW(19%Cr-9%Ni-1.25%Mo-1.25%W-NbTi), 19-9DX(19%Cr-9%Ni-1.5%Mo-1.2%W-Ti) e 17-14CuMo, modificati da Krupp V6A per mezzo di Armco Steel in USA. Questi acciai con struttura austenitica stabilizzata esibiscono non solo resistenza alla corrosione da parte dell'acido solforico ma anche resistenza alle alte temperature e al creep [9].

La Figura 2.7 mostra l'aumento della resistenza a creep di acciai resistenti alle alte temperature per serbatoi, mostrata in termini di variazione della resistenza a creep in 100000 ore a 600°C, per materiali sviluppati durante il ventesimo secolo.

Dopo la Seconda Guerra Mondiale, gli acciai 18%Cr-8%Ni precedentemente sviluppati in Germania prima della guerra furono usati per applicazioni dove occorreva la resistenza alle alte temperature e in impianti chimici a livello mondiale, rendendo possibile l'aumento di pressione e di temperatura negli impianti di potenza. Inoltre, negli anni 50 furono realizzati impianti di potenza con pressioni ultracritiche usando questi acciai austenitici per i componenti.

Negli anni 50 fu sviluppata la lega 800H ad alto contenuto di nichel e fu messa in servizio negli USA come un acciaio alto resistenziale e anticorrosivo in sostituzione delle leghe base nichel. Ricordiamo che questi acciai austenitici furono sviluppati come materiali resistenti alla corrosione e inaspettatamente mostrarono una buona resistenza al creep.

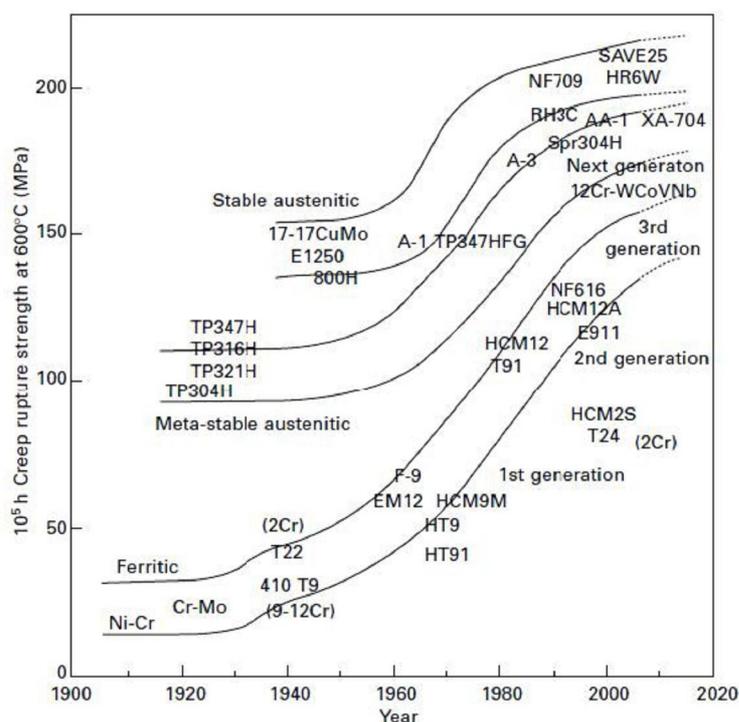


Figura 2.7

Miglioramento storico nella resistenza a creep di acciai per serbatoi [9]

Dal punto di vista del miglioramento della resistenza a creep degli acciai 18%Cr-8%Ni, gli studi sugli acciai austenitici iniziarono negli anni 60. Il Tempaloy A-1 fu sviluppato per mezzo dell'ottimizzazione del titanio e del niobio dell'acciaio 18%Cr-8%Ni nei primi anni 70, seguito dall'acciaio TP347H ad alta resistenza termo meccanica e struttura del grano fine nei primi anni 80, classificato come TP347HFG per usi in reattori come materiale resistente al creep e all'ossidazione. Successivamente, furono sviluppati molti altri acciai austenitici 18%Cr-8%Ni con elevato miglioramento della resistenza a creep come il Super304H, il XA70487 e il Tempaloy AA-1 [9].

Insieme al gruppo di acciai austenitici ad alto contenuto di cromo e di nichel, tra gli anni 80 e gli anni 90 furono sviluppati molti nuovi acciai austenitici con contenuto di nichel relativamente basso. Come mostrato in Figura 2.7, il miglioramento della resistenza a creep rispetto agli acciai ferritici è notevole. A proposito degli acciai ferritici, acciai basso-legati oppure acciai 9-12%Cr con una resistenza a creep di circa 40 MPa in 100000 ore (la metà o anche meno rispetto agli acciai 18%Cr-8%Ni) sono stati usati per molti anni.

Acciai resistenti alle alte temperature per applicazioni pratiche devono essere progettati prendendo in considerazione le loro condizioni di servizio e le condizioni ambientali ed esaminando le diverse proprietà. Tuttavia quando la progettazione delle leghe è stata sviluppata sulla base di modifiche agli acciai esistenti, sia la resistenza alla corrosione e

all'ossidazione sia le proprietà generali del materiale sono attese essere molto simili a quelle dei materiali originali.

Quindi, vengono esaminate le composizioni chimiche e le condizioni di trattamento termico con particolare attenzione ai miglioramenti riguardo la resistenza a creep. La Figura 2.8 mostra il concetto di progettazione di leghe per quanto riguarda gli acciai austenitici resistenti alle alte temperature per migliorare la resistenza a creep attraverso le modifiche degli acciai già esistenti.

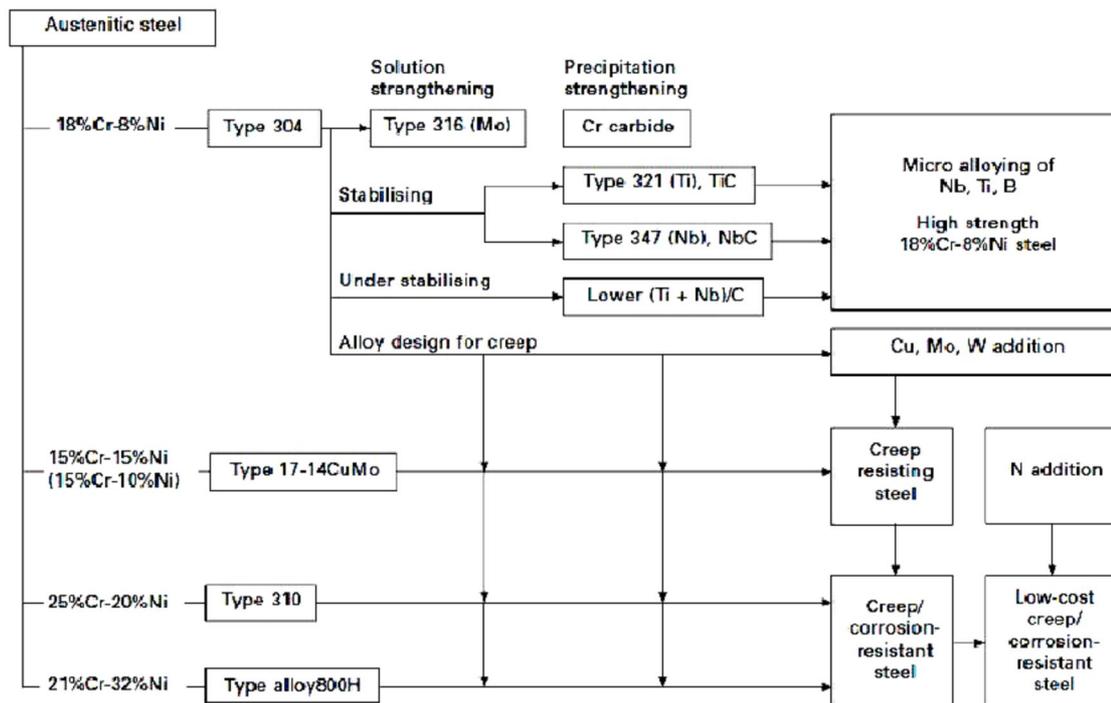


Figura 2.8

Concetto generale della progettazione di leghe per quanto riguarda gli acciai austenitici resistenti alle alte temperature

In caso di acciai austenitici, la composizione chimica può essere di gran lunga classificata nelle quattro categorie mostrate in figura e la “solution strengthening” e la “precipitation strengthening” sono progettate in modo specifico per ognuna di queste categorie.

Gli acciai 18%Cr–8%Ni basati sugli acciai Type 304 includono gli acciai Type 316 “solution-strengthened” attraverso l’aggiunta di molibdeno, così come gli acciai Type 321 e Type 347 “precipitation-strengthened” attraverso l’aggiunta di titanio o niobio. Tuttavia, questi materiali sono stati originariamente sviluppati per impianti chimici come menzionato prima, puntando l’attenzione sulla resistenza alla corrosione, ma non furono progettati dal punto di vista della resistenza a creep. In accordo con ciò, viene usato un ulteriore miglioramento della resistenza dei precipitati attraverso l’“under-stabilising” C e/o attraverso il progetto della composizione

al fine di migliorare la resistenza a creep. Gli acciai 15%Cr-15%Ni oppure 21%Cr-30%Ni con una struttura a piena fase austenitica sono in grado di avere un'alta resistenza a creep nella condizione "così com'è", anche se essi sono costosi a causa del loro alto contenuto di nichel. Gli acciai contenenti il 20% o più di cromo hanno un'eccellente resistenza alla corrosione e all'ossidazione, ma per mantenere una struttura pienamente austenitica è richiesto un contenuto di nichel almeno del 30%. Tuttavia, acciai austenitici con basso costo ed elevata resistenza possono essere progettati aggiungendo circa lo 0.2% di azoto per ridurre il contenuto di nichel e per combinare il meccanismo di rafforzamento come descritto sopra. Le caratteristiche della progettazione di acciai austenitici resistenti alle alte temperature sono descritte qui di seguito. Come detto in precedenza, l'"understabilishing" è una tecnica per migliorare la resistenza a creep degli acciai 18%Cr-8%Ni. Questo metodo migliora la resistenza a creep attraverso l'affinamento della morfologia della precipitazione mediante il fissaggio del carbonio nelle leghe e la diminuzione degli elementi che formano carburi come il titanio e il niobio, che ostacolano la formazione di carburi di cromo, fino al punto in cui il loro contenuto è insufficiente per il fissaggio del carbonio.

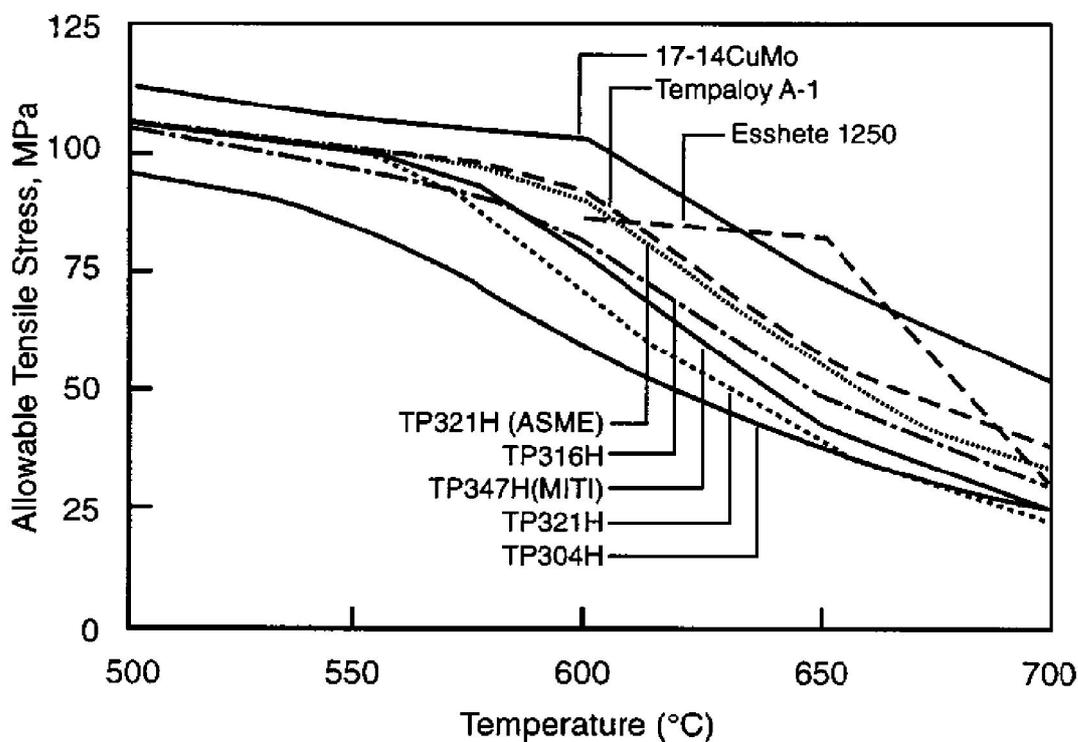


Figura 2.9
Confronto tensioni ammissibili tra diversi acciai austenitici [9]

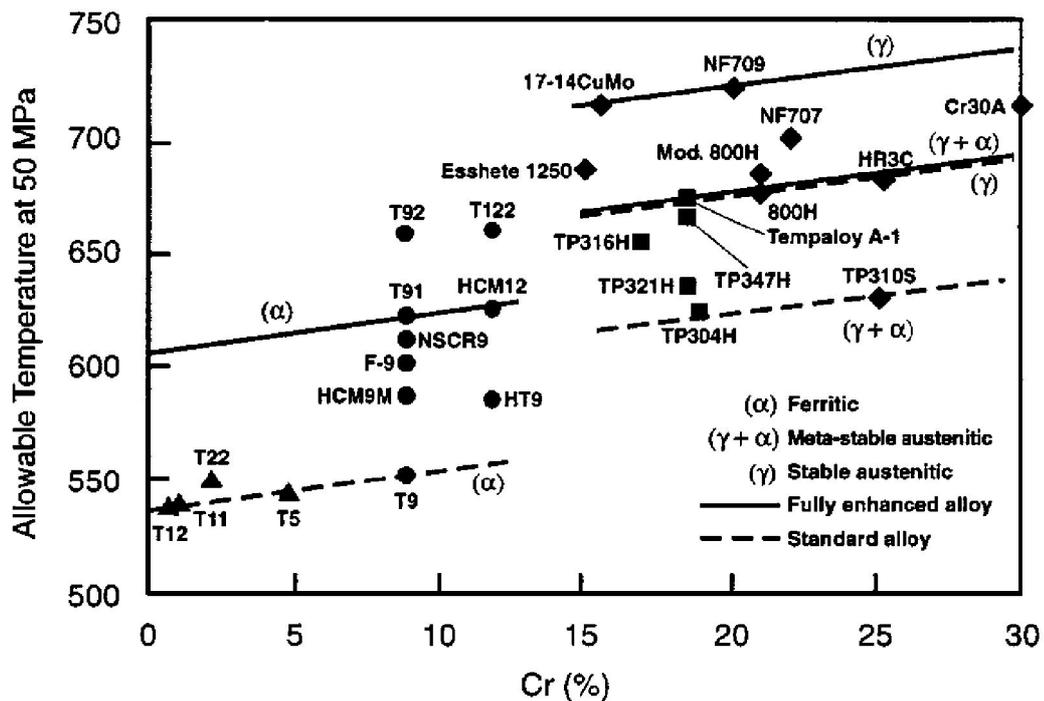


Figura 2.10

Temperatura del metallo ammissibile alla tensione di riferimento di 50MPa in funzione del contenuto di Cr [9]

2.3.3 L'acciaio AISI SA213 TP321H

In letteratura sull'acciaio caratterizzato in questo lavoro, l'AISI TP321H o X7CrNiTi 18-10, non c'è molto materiale; sono invece molto studiati due acciai inossidabili austenitici di composizione chimica molto simile l'AISI 304 e l'AISI 316 LN. Questi due acciai hanno percentuali di cromo e nichel molto simili a quelle del nostro acciaio (Cr 16-19, Ni 8-11), differiscono leggermente nella percentuale di carbonio, ma soprattutto non hanno il titanio, o perlomeno ne hanno molto meno rispetto all'acciaio qui studiato. Il titanio è, infatti, la peculiarità principale del 321H, la sua presenza ne migliora soprattutto il comportamento a caldo [3, 4].

Nel laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Meccanica di Padova sono state effettuate diverse prove meccaniche su provini di questo materiale per calcolare i principali parametri di resistenza a fatica a temperatura ambiente e alla temperatura di esercizio del surriscaldatore.

Proprietà del materiale

I dati riportati successivamente sono stati reperiti in letteratura; i dati necessari nell'analisi dei dati delle prove di caratterizzazione, sulla base di quanto riportato in normativa [10, 11], sono stati sperimentalmente confermati [3].

Componente	%	Componente	%	Componente	%
C	Max 0,08	N	Max 0,1	S	Max 0,03
Cr	17-19	Ni	9-12	Si	Max 0,75
Fe	72,55-73	P	Max 0,045	Ti	0,25-0,7
Mn	Max 2				

Tabella 2.1
Composizione acciaio TP321H

Proprietà	Valore	Proprietà	Valore
Durezza, Rockwell B	80	Coefficiente Poisson	0,299
Tensione rottura	600 – 621 MPa	Tensione di creep	
Tensione snervamento	200 – 280 MPa [0,2%]	Elongazione a rottura	45%
Modulo elasticità [trazione]	193 – 200 GPa	Modulo elasticità [torsione]	78 GPa

Tabella 2.2
Proprietà meccaniche acciaio TP321H

Proprietà	Valore	Proprietà	Valore
Densità	9,01 g/cm ³	Coefficiente di espansione termica lineare [20° C]	16 μm/m°C
Resistività elettrica	7,2 e-05 Ohm cm	Coefficiente di espansione termica lineare [20° - 500° C]	18 μm/m°C
Permeabilità magnetica	Max 1,02	Conduttività termica ad alte Temperature [100°C]	16 W/mK
Capacità termica specifica [20°-100°C]	0,5 J/g°C	Conduttività termica ad alte Temperature [500°C]	22 W/mK

Tabelle 2.3
Proprietà fisiche, elettriche e termiche acciaio TP321H

Come consigliato da normativa [10, 11], il valore del coefficiente di espansione termica è stato verificato mediante una prova il cui risultato è stato riportato in figura 2.11. In tale prova si è installato l'estensometro, con il provino scarico (0kN), successivamente lo si è scaldato fermandosi ogni 50°C, lasciandolo un paio di minuti a quella temperatura per farlo uniformare e registrando il valore della deformazione. Tale verifica è utile per verificare il proprio sistema di misura, ottenendo un feedback sull'accuratezza di tale sistema.

Il coefficiente di espansione termica lineare pari a 18,771 μm/m°C, come proposto nella Figura 2.11 è in linea con i risultati attesi.

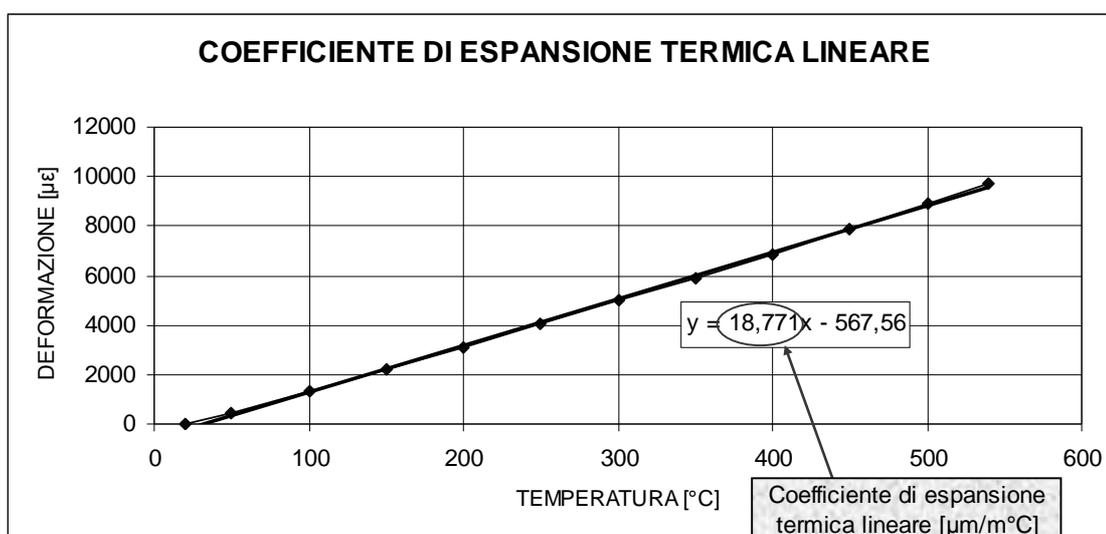


Figura 2.11
Coefficiente di espansione termica lineare [3]

Dati di creep

Per la determinazione delle caratteristiche di creep del materiale, è stato necessario utilizzare dati reperiti in letteratura; infatti, le prove sono prove estremamente lunghe e di conseguenza era impossibile replicarle in laboratorio. Principalmente ci si è riferiti ai dati reperiti nella norma ASME di riferimento [4] e questi valori sono stati confrontati altre fonti sperimentali e non.

Recentemente, sono stati resi disponibili dati di rottura per creep a lungo termine e di deformazione da creep oltre le 100000 ore per diversi acciai resistenti al creep da parte di diversi istituti di prove sui materiali nel mondo, per esempio il NIMS in Giappone. Per dati di rottura per creep e per creep a lungo termine, è utile riferirsi per esempio al NIMS Creep Data Sheets [12]. Il NIMS Creep Data Sheets contiene un database molto completo, come dati di rottura per creep spesso superiori a 100000 ore, minimum creep rate, dati di trazione a breve termine, valutazione della resistenza a trazione a breve termine e della resistenza a rottura per creep a lungo termine per mezzo di curve di regressione e micrografie ottiche, insieme con i dettagli delle procedure di fabbricazione dei metalli e la loro composizione chimica.

Una ulteriore fonte di dati ed equazioni analitiche per ricavare la tensione di rottura in temperatura è stato il lavoro della Commissione Collaborativa Europea per il Creep (ECCC), fondata nel 1991 dall'organizzazione di diversi operatori del settore produttivo, di ricerca e di applicazioni di materiali metallici ad elevata temperatura [13].

Per il calcolo del danno, come spiegato nei prossimi capitoli, è necessario conoscere il tempo di rottura per una certa temperatura e una certa tensione. Le norme europee e statunitensi forniscono tabelle del tipo 2.4 dove riportano la tensione di rottura per 100000 ore di lavoro ad una certa temperatura. Utilizzando i dati riportati in tale tabella, mediante la raccomandazione ISPESL [5] è possibile risalire al valore del tempo di rottura per la tensione desiderata, alla temperatura di esercizio. Il metodo utilizzato è riportato per maggior pertinenza nei capitoli successivi.

T [°C]	425	450	475	500	525	550	575	600
σ_{max} [MPa]	308	249	201	161	129	104	83	66

Tabella 2.4
Limiti di creep per acciaio tipo 304 SS a 100000 ore di funzionamento [4]

Dati di fatica

Per valutare il comportamento in esercizio dell'acciaio in questione sono state effettuate prove di laboratorio di trazione e di fatica a basso numero di cicli sia a temperatura ambiente, sia in temperatura. Le macchine, il software, gli strumenti di misura, utilizzati per le prove di caratterizzazione meccanica del materiale, sono prodotti della "MTS System Corporation" [3]. L'induttore, il generatore sono stati fatti dalla ditta "Induzione"; mentre, il software di controllo e lo scambio dati sulle temperature utilizzano prodotti della "National Instruments". Nelle figure seguenti sono riportati l'induttore che ha permesso la simulazione in temperatura delle prove di fatica e la macchina con provino nella sua configurazione finale.

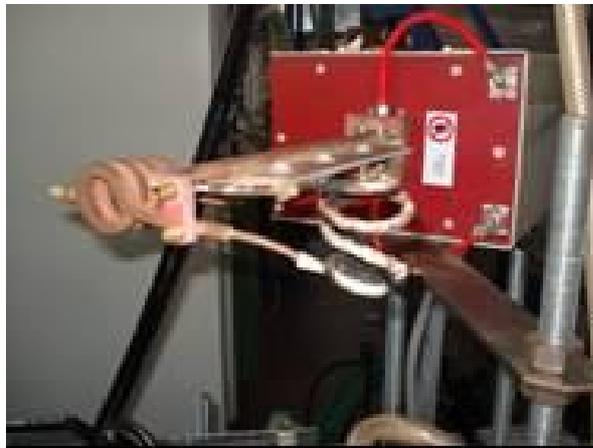


Figura 2.12
Induttore per prove a fatica in temperatura [3]

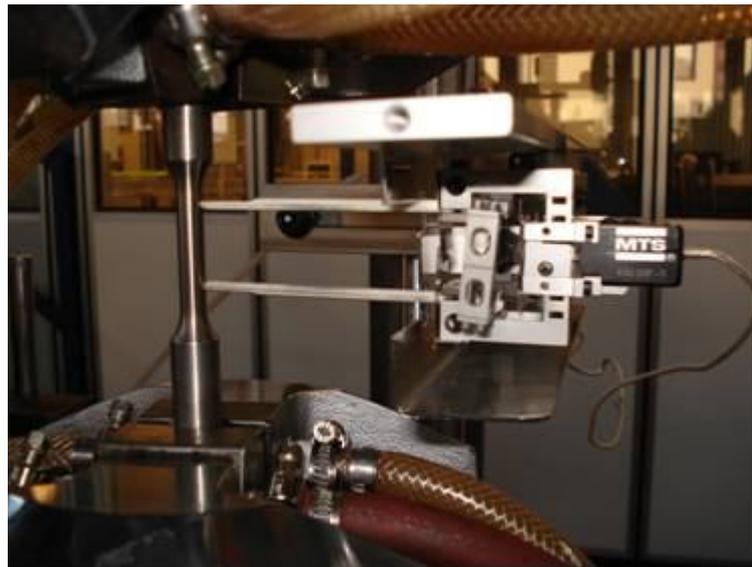


Figura 2.13
Provino e macchina per le prove a fatica nella configurazione finale [3]

Delle prove sperimentali di fatica in controllo di deformazione sono state fatte quattro distinte serie di prove: due a temperatura ambiente, una con rapporto di ciclo $R\varepsilon=-1$, una con rapporto di ciclo $R\varepsilon=0$; e due alla temperatura di 540°C con analoghi rapporti di ciclo per simulare le condizioni operative dell'acciaio.

Il primo dato ricavato e confrontato è stato però, come richiesto da normativa, il valore di E : modulo di elasticità inteso come media dei singoli moduli di elasticità ottenuti ciclando i provini, prima delle prove, in campo elastico, sia a temperatura ambiente sia a 540°C . Tale valore è necessario per il calcolo della deformazione elastica e di conseguenza della plastica, che si ottiene come differenza fra le totali e le elastiche. I risultati ottenuti sono stati i seguenti:

- Temperatura ambiente: $E = 208,55 \text{ GPa}$
- Temperatura 540°C : $E = 164,75 \text{ GPa}$

Per ogni serie di prove sono state calcolate diverse tabelle riassuntive e grafici di riferimento. Si sono ricavati i valori per costruire grafici contenenti i picchi di carico per evidenziare il comportamento del materiale quando stabilizza, grafici con i cicli di isteresi stabilizzati, con la curva ciclica stabilizzata, grafici con la curva tipo Manson-Coffin (curva deformazione in funzione dei cicli di rottura) ricavata; per le due prove $R\varepsilon=-1$ vi è inoltre un grafico di confronto fra la curva di trazione e la ciclica stabilizzata.

Si riportano di seguito a titolo esemplificativo alcune di questi grafici nelle Figure 2.14 e 2.15 di queste tabelle per la serie di dati effettuati a $T=540^{\circ}\text{C}$ e con $R=-1$. Per il calcolo del danno per fatica termo-meccanica analizzato al capitolo 4, si è utilizzato il grafico di Figura 2.15 che riporta il numero di cicli ai quali si perviene alla rottura al variare della deformazione risultante o applicata.

Ciclica Stabilizzata					
C1=E'					
$\sigma_a =$	0,1721	* ε_a el		$E' =$	172,1 GPa
	C1		C2		
$\sigma_a =$	9,558	* $\varepsilon_a p^{\wedge}$	0,3972	$K' =$	2309,76 MPa
				$n' =$	0,3972

Manson Coffin						
Equazione rette interpolanti						
C1			C2			
$\epsilon_{a\ el} =$	3075,2	$* Nf \wedge$	-0,1103	$K_{el} = 9,06618$		
$\epsilon_{a\ p} =$	2,73E+04	$* Nf \wedge$	-0,3116	$K_p = 3,20924$		
Equazione rette interpolanti						
K			cost			
$\epsilon_{a\ el} \wedge$	9,066183	$* 2Nf =$	1,10799E-08	$E' = 172,1$ GPa		
$\epsilon_{a\ p} \wedge$	3,209243	$* 2Nf =$	4,7454E-14	$\sigma'f = 571,3$ MPa		
				$b = -0,1103$		
				$\epsilon'f = 33915,1$ $\mu\epsilon$		
				$c = -0,3116$		
Curva Manson - Coffin						
$\sigma'f / E'$		b		$\epsilon'f$		c
$\epsilon_{a\ tot} =$	3319,533	$* 2Nf \wedge$	-0,1103	+	33915,1	$* 2Nf \wedge$ -0,3116 $\mu\epsilon$

Tabelle 2.5 e 2.6
Risultati prove di fatica a 540°C con $R_\epsilon = -1$

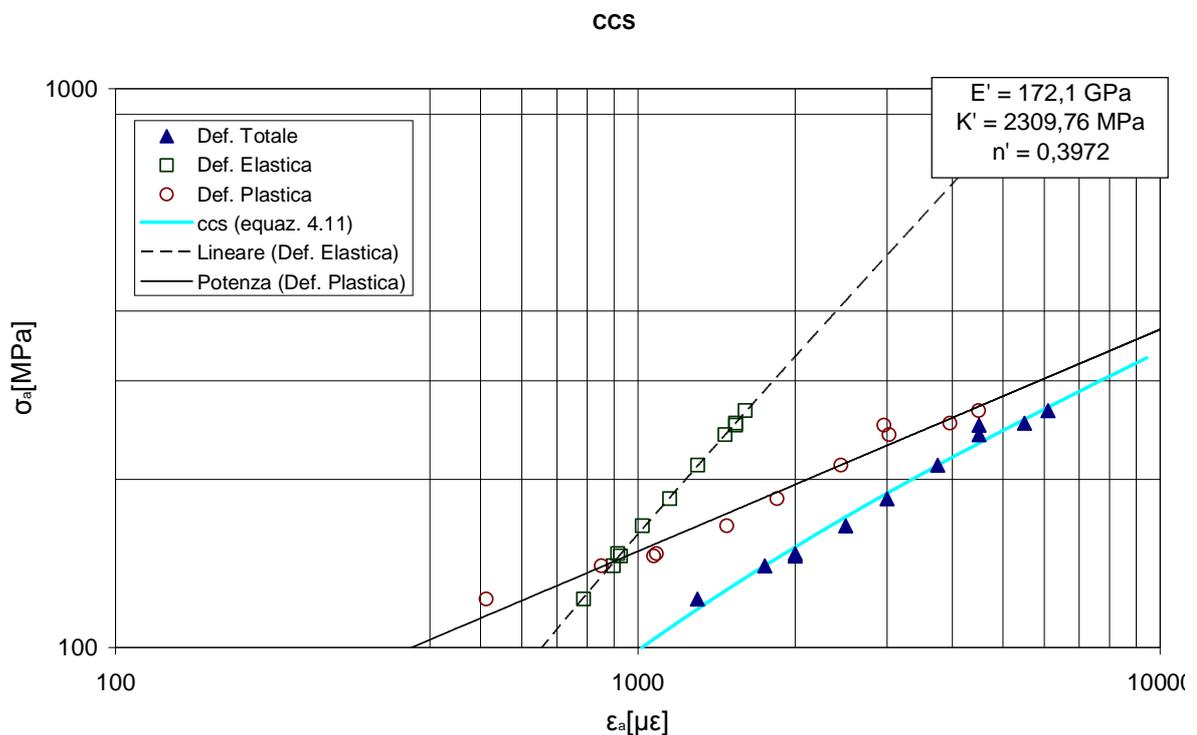


Figura 2.14
Curva Ciclica Stabilizzata delle prove di fatica a 540°C con $R_\epsilon = -1$

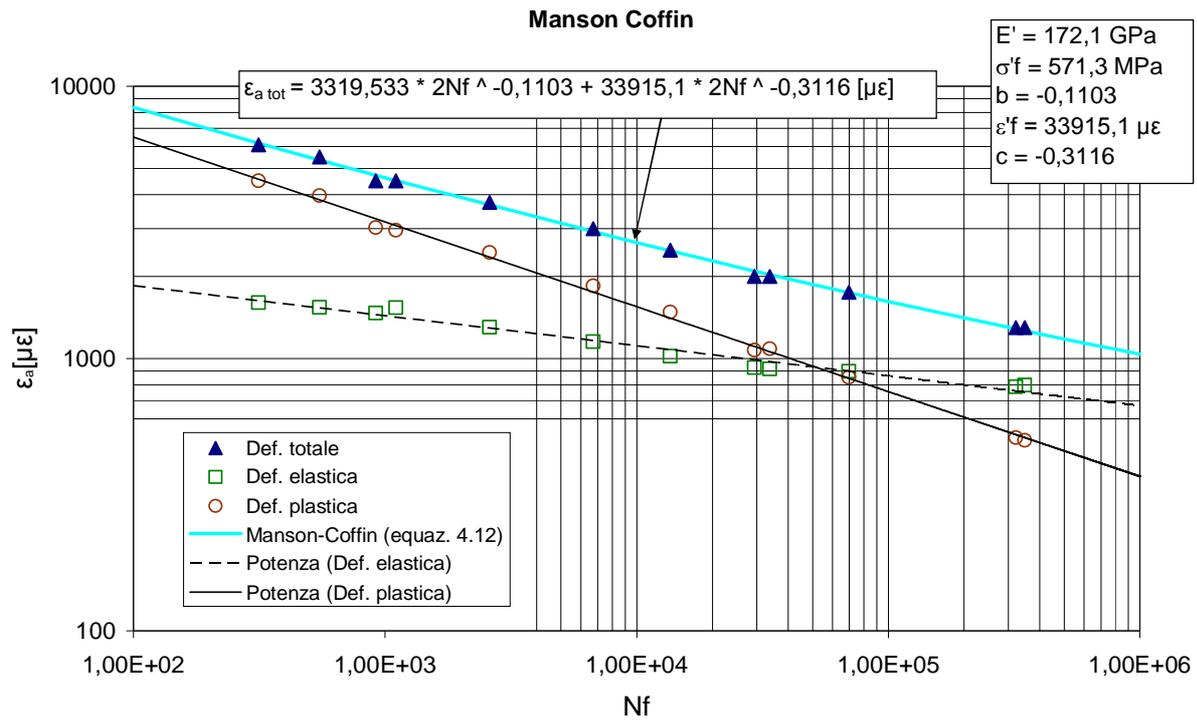


Figura 2.15
 Curva di Manson Coffin per prove di fatica a 540°C con $R_e = -1$

CAPITOLO 3

MECCANICA DAL DANNO

3.1 DEFINIZIONE DI DANNO

Il fenomeno del danno, nel suo significato meccanico riferito ai materiali solidi, è la creazione e la successiva crescita di piccole discontinuità, tipo microvuoti e microcricche, in un mezzo considerabile come un continuo su scala più grande. Preso quindi un volume rappresentativo di un elemento, dove le proprietà macroscopiche del materiale possano essere rappresentate con variabili omogenee, le discontinuità hanno dimensioni confrontabili con le distanze interatomiche. Per dare un ordine di grandezza di solito questo volume è rappresentabile mediante un cubo il cui lato può variare da 0,1/1 mm nel caso di metalli o ceramici fino a 100 mm nel caso del calcestruzzo. Un materiale può quindi dirsi privo di danno, quando il suo comportamento sotto deformazione è uguale a quello del materiale vergine.

Sebbene il termine “continuum damage mechanics” sia stato introdotto nel 1979 da J. Hult, il primo che ha proposto di descrivere il danno per mezzo di una variabile continua scalare fu L. M. Kachanov nel 1958 relativamente a un caso molto particolare: la rottura di metalli sottoposti a creep sotto carichi monoassiali. Il concetto è stato poi portato avanti nel corso degli anni '70 e '80 in Francia (1984 e 1985, J. Lemaitre), in Svezia (J. Hult), in Inghilterra (1980, F. A. Leckie e E. T. Onat) e in Giappone (1980, S. Murakami e N. Ohno; 1982, S. Murakami e T. Imaizumi).

Con la crescita del danno le proprietà del materiale ne risentono, in particolare diminuiscono il modulo di elasticità, la tensione di snervamento, la durezza, la velocità delle onde ultrasonore, la densità; al contrario tendono a crescere la resistenza elettrica e il tasso di deformazione a creep. Alcuni di questi effetti sono utilizzati per una misura indiretta del danno, la cui misura diretta, per come è definito (Eq. 3.1), risulta alla portata solo di alcuni laboratori altamente specializzati; in particolare si sfrutta la variazione del modulo di elasticità, attraverso misure statiche (prove di trazione) o attraverso metodi dinamici (utilizzando le onde ultrasonore), la variazione delle caratteristiche plastiche di incrudimento

monotono e di incrudimento ciclico, il cambiamento delle caratteristiche viscoplastiche, e infine l'incremento della resistenza elettrica.

La meccanica del danno cessa di essere applicata quando il danneggiamento porti all'esistenza di una cricca macroscopica, oltre questa soglia si entra nel campo della meccanica della frattura.

La definizione della variabile danno meccanico non è banale. Non c'è niente che macroscopicamente differenzi un elemento di volume altamente danneggiato da uno vergine. Perciò diventa necessario immaginare variabili interne che siano rappresentative dello stato deteriorato del materiale. Fisicamente, quindi, il danno può essere definito come la densità superficiale di microcricche o microvuoti giacenti in un piano che taglia il volume rappresentativo dell'elemento in una sezione δS . Per il piano con normale \vec{n} dove tale intensità è massima si ha:

$$D(\vec{n}) = \frac{\delta S_D}{\delta S} \quad (3.1)$$

Se il danno è isotropico, esso non dipende dalla singola normale, e lo stato di danno è completamente caratterizzato dallo scalare D :

$$D(\vec{n}) = D \quad \forall \vec{n} \quad (3.2)$$

Un'immediata conseguenza di una tale definizione della variabile danno è il concetto di stress effettivo, cioè lo stress calcolato sulla sezione che effettivamente oppone resistenza alle forze. Nel caso più semplice di danno isotropico quest'effettiva sezione resistente è definita come:

$$\delta \tilde{S} = \delta S - \delta S_D = \delta S(1-D) \quad (3.3)$$

Quindi se ci riferiamo al caso monoassiale, e chiamiamo $\sigma = F/S$ lo stress usuale che soddisfa l'equazione di equilibrio, lo stress effettivo può essere così definito:

$$\tilde{\sigma} = \frac{\sigma \cdot \delta S}{\delta \tilde{S}} = \frac{\sigma}{1-D} \quad (3.4)$$

Applicando, quindi, il concetto di stress effettivo all'istante della frattura, si può definire il valore critico della variabile danno D_c , come:

$$D_c = 1 - \frac{\sigma_u}{\tilde{\sigma}_u} \quad (3.5)$$

dove σ_u è l'usuale stress finale, mentre $\tilde{\sigma}_u$ è lo stress monoassiale effettivo che si ha al momento della frattura.

Il danno, quindi, può solo crescere fino al suo valore critico; vi sono essenzialmente tre distinti fenomeni alla base della crescita del danno, due dei quali particolarmente interessanti per lo studio di questa tesi: il primo, “*ductile plastic damage*”, è il danno legato alle grandi deformazioni plastiche a temperatura ambiente; il secondo, “*viscoplastic (or creep) damage*”, dovuto a deformazioni viscoplastiche a temperature medio-alte; infine “*fatigue (or microplastic) damage*” prodotto da ripetizioni di carichi. Gli ultimi due meccanismi sono chiaramente quelli che ritroviamo nel surriscaldatore analizzato nei capitoli successivi; infatti, si avranno fenomeni di creep, che daranno un danno viscoplastico funzione del tempo di permanenza ad una certa temperatura con un determinato carico, sommati a fenomeni di fatica termomeccanica, che forniranno un danno funzione del numero di cicli di carico. Altri fenomeni possono essere considerati come danno: il processo di ossidazione, la corrosione, la presenza di saldature eterogenee.

In questo modo si potrà identificare un numero massimo di cicli o un tempo massimo prima della formazione di una cricca macroscopica nel punto più sollecitato della struttura e si leggerà l'esercizio dell'impianto alla sua durata.

Si descrivono in questo capitolo i modelli di calcolo del danno usati per la valutazione della vita residua dei componenti più sollecitati dopo aver effettuato un'accorta scelta tra i modelli presenti in letteratura per i fenomeni di danneggiamento più comuni che può subire un materiale.

Particolare enfasi verrà assegnata a quei fenomeni che più facilmente si verificano negli impianti per la produzione di energia elettrica quali creep e fatica. Saranno inoltre considerate le interazioni tra questi. In ultima analisi, si prenderà in considerazione la possibilità che questi fenomeni si svolgano in un ambiente dannoso quale può essere un'atmosfera ossidante.

3.2 DANNO DA CREEP

L'andamento temporale delle deformazioni permanenti, sotto l'azione di stress costanti ad alte temperature, prende il nome di scorrimento viscoso, creep, dall'analogia con il comportamento delle sostanze viscoso a temperatura ambiente. L'influenza della temperatura è legata alla possibilità di ricristallizzazione del materiale; infatti, oltre una certa temperatura, diversa per ogni materiale, si manifestano fenomeni di creep, cioè la deformazione e quindi il danno aumentano nel tempo, anche se la tensione rimane costante (in tabella 3.1 si riportano alcune temperature di inizio creep per alcuni materiali).

Acciaio	1/2 Cr Mo V	9 Cr 1 Mo	304 e 304H	316 e 316 LN
Temperatura [°C]	410	340	440	460

Tabella 3.1
Temperatura di creep per alcuni acciai [4, 5]

All'aumentare della temperatura i fenomeni di creep si fanno più evidenti, o meglio, a parità di tensione, la velocità di deformazione $d\varepsilon/dt$ aumenta.

Volendo analizzare il fenomeno in profondità si possono distinguere quattro distinte fasi temporali di cui tre di creep; il primo stadio ancora in campo elastico per basse tensioni; il secondo stadio detto logaritmico, nel quale la velocità di deformazione è elevata a causa della debole resistenza al movimento delle dislocazioni a più bassa energia; il terzo stadio detto stazionario, nel quale la velocità di incrudimento è in equilibrio dinamico con quella di ricristallizzazione e la velocità di deformazione è minima; infine il quarto stadio, nel quale la velocità di deformazione, a causa di una progressiva riduzione della sezione resistente del pezzo e dello scorrimento progressivo dei grani lungo i giunti, aumenta fino a provocare la rottura del pezzo.

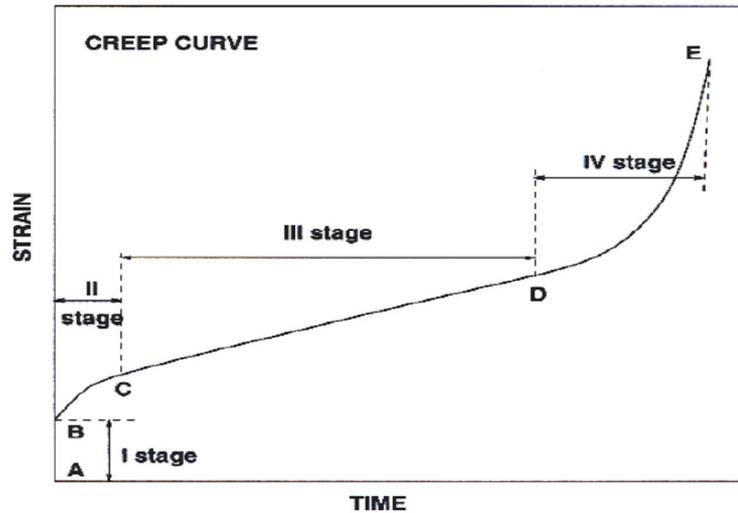


Figura 3.1
Curva schematica di creep divisa nei quattro stadi [1]

Lo sviluppo e la forma dei tre stadi di creep sopra descritti possono variare in modo marcato al variare delle condizioni di sforzo e temperatura, come mostrato schematicamente in Figura 3.2, dove il punto finale in ogni curva rappresenta il punto a rottura. Con l'aumento dello sforzo e della temperatura, il tempo a rottura e lo sviluppo del secondario di solito decrescono, ma aumenta l'allungamento totale.

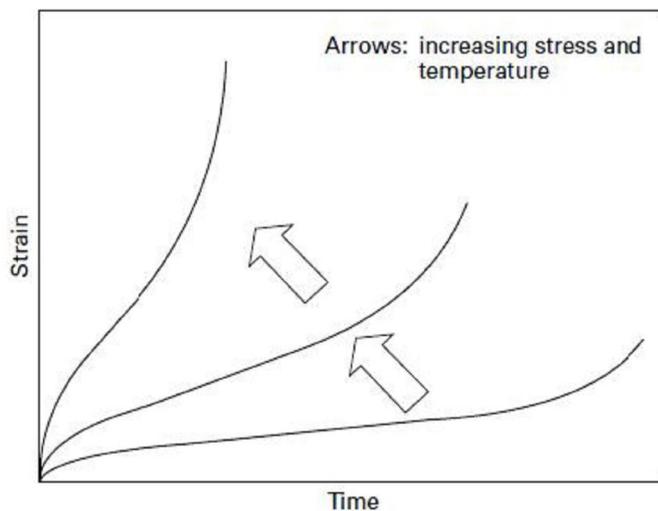


Figura 3.2
Curve di creep al variare dello sforzo e della temperatura [1]

Nel 1958 Kachanov propose un primo modello per il calcolo del danno da creep nel caso di tensione monoassiale; il modello ha presentato alcuni limiti nel caso della stima del danno da creep primario e secondario, in ogni caso ha mostrato una certa correttezza soprattutto per storie di carico abbastanza semplici.

Nel 1969 Rabotnov propose un miglioramento del modello di Kachanov; in questo modello la velocità di danneggiamento è influenzata più fortemente dal grado di danneggiamento piuttosto che dal comportamento meccanico globale. Inoltre Rabotnov estese il modello al caso multiassiale con l'introduzione di una tensione equivalente relativamente al danno da creep, derivata da una combinazione lineare dei tre invarianti del tensore dello stress.

Altri modelli sono stati sviluppati nel corso degli anni (Neu e Sehitoglu, 1989), ma per il calcolo del danno si è scelto di utilizzare i modelli, descritti nei prossimi paragrafi, suggeriti dall'ASME [4] e dalla British Standard R5 [5]. Questi ultimi sono modelli molto simili che hanno il pregio di avere un'implementazione efficace e un'ottima capacità predittiva. Hanno valenza anche in Italia perchè oltretutto sono stati ripresi dalle Linee Guida dell'ISPESL [6].

3.2.1 Modello di calcolo del proposto da ASME

Questo codice di progettazione suggerisce di stimare il danno da creep secondo un modello detto a "frazione temporale".

Secondo tale modello ad ogni ciclo ad alta temperatura il danneggiamento subito dal pezzo vale:

$$D = \int_0^{t_h} \frac{dt}{t_f(\sigma, T)} \quad (3.6)$$

dove t_f è il tempo che porta a rottura allo stress σ e alla temperatura T, mentre t_h è il tempo di sosta ad alta temperatura.

3.2.2 Modello di calcolo del proposto da R5 procedure

Nel caso non vi siano sforzi ciclici contemporanei al fenomeno di creep è proposto un metodo molto simile a quello a "frazione temporale". Per un ciclo di sosta ad alta temperatura si ha quindi:

$$D = \frac{t_h}{t_r(\sigma_{ss})} \quad (3.7)$$

dove t_h è il periodo di sosta ad alta temperatura e $t_r(\sigma_{ss})$ è quello che porta a rottura il materiale allo stress equivalente σ_{ss} .

Per trovare σ_{ss} bisogna prima definire lo stress di riferimento:

$$\sigma_{ref} = \frac{P_B}{3} + \left[\left(\frac{P_B}{3} \right)^2 + P_L^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.8)$$

dove P_L è lo stress locale che permette di rispettare l'equazione di equilibrio lungo una certa direzione, mentre P_B è la componente di tensione che rimane dopo aver sottratto la parte uniforme dello stress (P_L). Nota σ_{ref} , per materiali duttili, quali il nostro acciaio di riferimento, si può trovare lo stress di riferimento σ_{ss} mediante la formula empirica:

$$\sigma_{ss} = [1 + 0,13(\chi - 1)] \sigma_{ref} \quad (3.9)$$

dove χ è definita da:

$$\chi = \frac{\bar{\sigma}_{el,max}}{\sigma_{ref}} \quad (3.10)$$

con $\bar{\sigma}_{el,max}$ valore massimo dello stress calcolato elasticamente.

Quando, invece, gli sforzi ciclici non sono trascurabili si usa un modello detto a "esaurimento di duttilità". Il danno per ciclo è dato allora da:

$$D = \int_0^{t_h} \frac{\dot{\bar{\epsilon}}_c}{\bar{\epsilon}_f(\dot{\bar{\epsilon}}_c)} dt \quad (3.11)$$

dove $\dot{\bar{\epsilon}}_c$ è la velocità di deformazione istantanea a creep durante il periodo di sosta, t_h è il periodo di sosta ad alta temperatura e $\bar{\epsilon}_f(\dot{\bar{\epsilon}}_c)$ è la corrispondente duttilità al creep.

Nel caso in cui lo stress massimo durante il periodo di sosta ad alta temperatura coincida sempre con quello applicato e la duttilità al creep sia indipendente dalla velocità di deformazione e uguale a quella più bassa denotata come $\bar{\epsilon}_L$, o ci si possa riferire a queste ipotesi semplificative, il calcolo del danno risulta agevolato. Entrambe queste semplificazioni porteranno ad una stima pessimistica del danneggiamento a creep per ciclo, in ogni caso però sarà una stima conservativa a favore di sicurezza.

Nel caso le tensioni di creep siano di trazione, le precedenti semplificazioni portano alle seguente scrittura:

$$D = \frac{Z \Delta \bar{\sigma}'}{\bar{E} \bar{\varepsilon}_L} \quad (3.12)$$

dove Z è il fattore elastico di follow-up che tiene conto delle deformazioni concentrate a creep, $\Delta \bar{\sigma}'$ è la caduta di tensione equivalente che si ha durante la sosta, $\bar{E} = \frac{3E}{2(1+\nu)}$ è il modulo elastico effettivo.

Nel caso, invece, la sosta avvenga in una fase del ciclo con tensioni di compressione, la duttilità al creep utilizzata sarà invece quella massima, denotata con $\bar{\varepsilon}_U$ per cui (X.21) diventa:

$$D = \frac{Z \Delta \bar{\sigma}'}{\bar{E} \bar{\varepsilon}_U} \quad (3.11)$$

3.3 DANNO DA FATICA TERMOMECCANICA

Il fenomeno della fatica è un comportamento caratteristico dei materiali metallici. Il primo studio risale al 1870 e porta il nome del tedesco Wöhler, che pubblicò i risultati delle sue ricerche sulla cause di rottura degli assali dei carri ferroviari. La conclusione fu che i materiali metallici si rompono anche se sottoposti a cicli di carico con tensioni massime anche notevolmente inferiori alle tensioni di rottura; questo tipo di rottura è la rottura per fatica, dove il numero di cicli che porta a rottura cresce con il calare della tensione massima applicata. Da ciò si possono costruire curve tensione – numero di cicli, σ - N , chiamate curve di Wöhler, con le quali descrivere il comportamento a fatica di un certo materiale. Ancora oggi il circa 90% delle rotture di componenti meccanici, sono rotture per fatica [30].

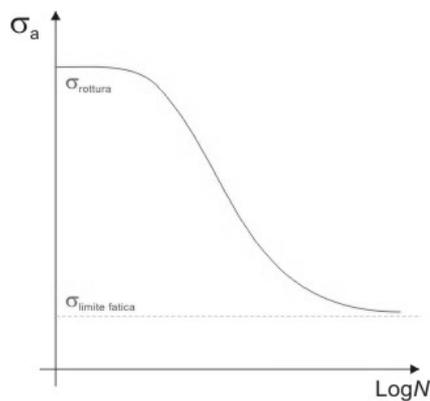


Figura 2.2
Esempio di curva di Wöhler [1]

Molteplici fattori influenzano il comportamento a fatica dei materiali: i fattori metallurgici, quali la composizione, il trattamento termico, il grado di incrudimento, la dimensione della grana cristallina, hanno un'influenza abbastanza modesta; i fattori meccanici, quali la concentrazione delle tensioni, le dimensioni del pezzo, la finitura superficiale, le proprietà superficiali, la tensione media del ciclo, la frequenza di sollecitazione hanno, invece, un'influenza più marcata sul comportamento del materiale. Quando si affronta lo studio del comportamento a fatica di un certo componente, mediante le curve di Wöhler, vanno considerati gli effetti di tutti i parametri precedentemente elencati per trovare il reale comportamento a fatica del nostro pezzo. Un'altra importante, e per questo studio essenziale, caratteristica che ne varia il comportamento a fatica è la temperatura; infatti, al crescere della temperatura le caratteristiche di resistenza meccanica del materiale hanno un evidente calo, e conseguenza di ciò anche il comportamento a fatica del materiale, peggiora. La rottura del

materiale, a parità di tensione applicata, avviene ad un numero di cicli notevolmente inferiore; la curva di Wöhler non è quindi più adatta alla descrizione del comportamento del materiale, saremmo, infatti, nel primo tratto quasi orizzontale, e si usano quindi curve deformazione – numero di cicli, ε -N, dette di Mason – Coffin.

Per quanto concerne il calcolo del danno si sono sviluppate nel corso degli anni una serie di modelli basati su diversi concetti.

Il modello di Palmgreen-Miner (1945) [11] è basato sull'assunzione che il danno si accumula additivamente in modo lineare:

$$\frac{N_i}{N_{Fi}} \quad (3.14)$$

dove N_i è il numero di cicli subiti dal materiale ad un carico dato, N_{Fi} è il numero di cicli che porta alla frattura in condizioni periodiche al medesimo carico; quindi il criterio di frattura è:

$$\sum_i \frac{N_i}{N_{Fi}} = 1 \quad (3.15)$$

perciò nei test periodici l'evoluzione del danno è considerata lineare nella quantità:

$$D = \frac{N}{N_F} \quad (3.16)$$

In realtà, la regola di accumulo lineare può essere applicata anche al danno che evolva non linearmente. Affinché ciò accada è necessario che la curva del danno sia una funzione unica (indipendente dal ciclo applicato) del rapporto $\frac{N}{N_F}$ come si può vedere in una prova a due livelli di tensione σ_a in Figura 2.3.

Un secondo modello è quello basato su considerazioni energetiche [17]; questo metodo sfrutta considerazioni di carattere energetico al fine di determinare il numero di cicli N_F in grado di portare a rottura il materiale. Innanzi tutto si definisce il parametro Δw , vale a dire l'energia dissipata per ciclo, corrispondente all'area del ciclo di isteresi nel diagramma stress - deformazione. Purtroppo la dissipazione totale di energia fino alla rottura, detta w_F , non è una costante intrinseca del materiale; essa, infatti, dipende dal numero di cicli che portano a rottura; perciò, attraverso le leggi della plasticità e la loro formulazione all'interno di una

struttura termodinamica, si lega Δw con l'energia immagazzinata nell'elemento di volume, cioè con quella quota parte dell'energia che dà luogo al danneggiamento del materiale, mentre la restante parte di energia si considera come energia persa per dissipazione di calore, e come tale, attraverso le leggi del trasmissione del calore, è calcolata.

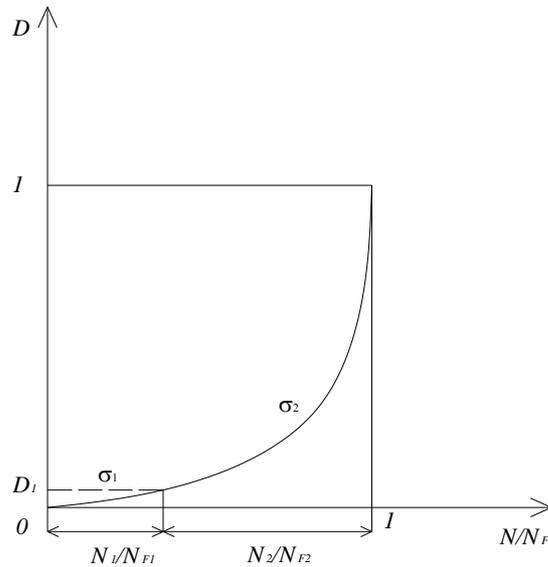


Figura 2.3
Danno a fatica con evoluzione non lineare ma accumulo lineare [1]

Un altro modello molto utilizzato, per i buoni risultati che fornisce, è quello sviluppato negli anni '80 da J. Chaboche e J. L. Lemaitre [12, 13, 18]; esso è in parte derivato da considerazioni di natura termodinamica legate alla meccanica del danno. Però, mentre la teoria generale della meccanica del danno è sviluppata utilizzando il tempo come variabile di riferimento, nel modello proposto si utilizza il concetto di ciclo di carico per valutare l'evoluzione del danno e quindi la vita a fatica. Le equazioni perciò dipendono dal carico attraverso quantità definite su un ciclo, come l'ampiezza, il valore massimo, quello medio e non più come funzioni degli incrementi del tempo, della deformazione e dello stress.

L'esecuzione di test di fatica a due livelli di tensione (N_1 cicli con range di tensione $\Delta\sigma_1$ seguiti da N_2 cicli con range $\Delta\sigma_2$, tali per cui $N_1+N_2=N_R$, con N_R numero di cicli che portano a rottura il materiale) dimostra la non linearità dell'accumulo del danno. Infatti, noti i numeri di cicli N_{F1} e N_{F2} che portano a rottura ai range di carico $\Delta\sigma_1$ e $\Delta\sigma_2$, si ha che, in

genere, $\frac{N_1}{N_{F1}} + \frac{N_2}{N_{F2}} \neq 1$. Queste misure sono sufficienti a provare che le curve di evoluzione del

danno come funzioni del rapporto N/N_F dipendono dal carico. Per tenere conto di

quest'effetto nell'equazione di crescita del danno, i due autori resero il carico e il danno variabili non separabili. Una forma generale dell'evoluzione del danno proposta da Lemaitre e Chaboche è quindi la seguente:

$$\delta D = D^{\alpha(\sigma_{\max}, \bar{\sigma})} \left(\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}}{C(\bar{\sigma})} \right)^{\beta} \delta N \quad (3.17)$$

L'esponente α dipende dal carico $(\sigma_{\max}, \bar{\sigma})$, che risulta non separabile dal danno; β e $C(\bar{\sigma})$ si ottengono correlando l' N_F , che si ottiene da 3.17, con le curve sperimentali di Wöhler. Si può osservare quindi che, con questo modello, nella fatica la vita ad un secondo livello di carico, quando il primo è più alto, è più corta di quella predetta dalla regola di accumulo lineare. Ciò è evidenziato nella figura 2.4.

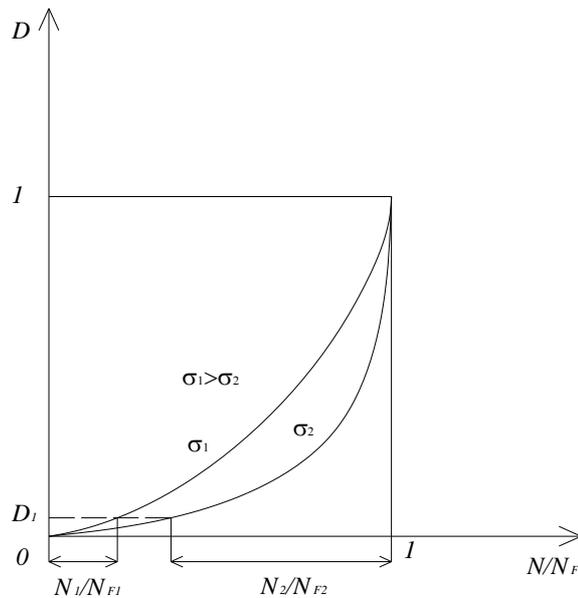


Figura 2.4

Danno a fatica con accumulo non lineare a due differenti livelli di tensione [1]

Altri modelli sono stati sviluppati nel corso degli anni, ma per il calcolo del danno si è scelto di utilizzare il modello, descritto nel prossimo paragrafo, suggerito sia dall'ASME e sia dalla British Standard.

3.3.1 Modello di calcolo del danno proposto da ASME e da R5 procedure

Sulla base degli studi degli ultimi decenni sulla fatica [4, 5, 11, 12, 14, 19, 26] si può affermare che la rottura dei materiali per fatica inizi con la formazione di una microcricca, che si propaga, ingrandendosi, finché la sezione resistente del pezzo non eguaglia quella di rottura. Il modello di cui si sta trattando si basa proprio su questo principio; considera il processo di danneggiamento a fatica costituito di due parti: la prima corrisponde alla formazione di un difetto microscopico di dimensione $a_i=20 \mu m$, la seconda alla crescita di questo difetto fino ad una profondità specificata a_0 corrispondente all'inizio di una cricca macroscopica [5].

Il danno a fatica per ciclo nel caso monoassiale, d_f , corrispondente al range ciclico di deformazione $\Delta\bar{\varepsilon}_t$ è definito come:

$$d_f = \frac{1}{N_0} \quad (3.18)$$

dove N_0 è il numero di cicli tali da originare una cricca di dimensione a_0 sotto condizioni cicliche continue al range di deformazione $\Delta\bar{\varepsilon}_t$.

Per calcolare N_0 bisogna disporre di dati rilevanti di resistenza a fatica: usualmente nella forma $N_l = f(\Delta\bar{\varepsilon}_t)$. A partire da N_l si calcolano il numero di cicli per la nucleazione, N_i , e per la crescita, N_g , di un difetto in funzione del range totale di deformazione:

$$\ln(N_i) = \ln(N_l) - 8,06N_l^{-0,28} \quad (3.19)$$

$$N_g = N_l - N_i \quad (3.20)$$

A questo punto si calcola il numero di cicli $N_g' = M \cdot N_g$ tale da far crescere la cricca dalla taglia a_i a quella a_0 dove M è dato da [5]:

$$M = \frac{a_{\min} \cdot \ln\left(\frac{a_0}{a_{\min}}\right) + (a_{\min} - a_i)}{a_{\min} \cdot \ln\left(\frac{a_l}{a_{\min}}\right) + (a_{\min} - a_i)} \quad \text{per } a_0 > a_{\min} \quad (3.21)$$

$$M = \frac{a_0 - a_i}{a_{\min} \ln \left(\frac{a_l}{a_{\min}} \right) + (a_{\min} - a_i)} \quad \text{per } a_0 < a_{\min} \quad (3.22)$$

con $a_{\min} = 0,2 \text{ mm}$.

La resistenza per una cricca di dimensione a_0 è data da $N_0 = N_i + N_g'$. Nell'ipotesi in cui $a_0 = a_l$ il calcolo si semplifica e quindi $N_0 = N_i$.

Il danno totale provocato dalla fatica si calcola quindi:

$$D = \sum_j \frac{N_j}{(N_0)_j} \quad (3.23)$$

con N_j numero di cicli totali di deformazione applicati di tipo j .

È importante anche valutare l'ordine nel quale cicli a differenti range di deformazione (Figura 2.5) sono applicati, per l'influenza che questo ha sulla vita a fatica di un componente in quanto variano i valori di ingresso nei diagrammi di riferimento.

Un semplice controllo empirico suggerito dalle norme consiste nel rimpiazzare N_0 nell'equazione (3.23) con N_i preso dall'equazione (3.19). Si ha allora:

$$D_f = \sum_j \frac{N_j}{(N_i)_j} \quad (3.24)$$

Se $D_f < 1$ l'effetto dell'ordine di esecuzione dei cicli di carico non deve essere considerato.

Se, invece, $D_f > 1$ allora sicuramente bisogna considerare che una cricca di profondità maggiore di a_i si sia formata.

Nel caso, invece, di sollecitazione multiassiale questo metodo deve essere modificato [5]; porterebbe, infatti, a stime o eccessivamente conservative, nel caso di grandi componenti di deformazione a taglio, o non conservative, ad esempio nel caso di trazione biassiale.

Come nel caso monoassiale, il danno a fatica per ciclo è definito come $1/N_0$, dove N_0 è ora il numero di cicli a fatica in grado di produrre una cricca di taglia a_0 sotto carico multi assiale; ciò che cambia è il metodo per determinare N_0 .

Si devono determinare i range di deformazione multi assiale di Tresca e Rankine [5] per le condizioni di carico; per fare ciò bisogna conoscere i range di deformazione principali $\Delta \varepsilon_1 \Delta \varepsilon_2 \Delta \varepsilon_3$. Quindi:

$$\Delta\varepsilon_T = \Delta\varepsilon_R = \frac{\Delta\varepsilon_1 + \bar{\nu}\Delta\varepsilon_2}{1 - \bar{\nu}^2} \quad (3.25)$$

per $\Delta\varepsilon_1 > \Delta\varepsilon_2 > \Delta\varepsilon_3$ corrispondente a carico di trazione biasciale; e

$$\Delta\varepsilon_T = \frac{\Delta\varepsilon_1 - \Delta\varepsilon_2}{1 + \bar{\nu}} \quad (3.26)$$

$$\Delta\varepsilon_R = \frac{\Delta\varepsilon_1 + \bar{\nu}\Delta\varepsilon_2}{1 - (\bar{\nu})^2} \quad (3.27)$$

per $\Delta\varepsilon_1 > \Delta\varepsilon_3 > \Delta\varepsilon_2$ corrispondente ad uno sforzo di taglio; si utilizza il range di deformazione equivalente di Tresca per ottenere N_i dalle curve di durata a fatica monoassiale e si determina quindi N_i nel caso multi assiale dall'espressione (3.19); si utilizza, invece, il range di deformazione di Rankine per ottenere N_l dalle curve di durata monoassiale e si determina quindi N'_g nel caso multi assiale utilizzando le equazioni da (3.20) a (3.22); quindi si sommano N_i e N'_g per ottenere il numero di cicli N_0 che portano alla formazione di una cricca di dimensione a_0 sotto carico multi assiale.

Il range di deformazione di Tresca rappresenta al meglio il meccanismo di danneggiamento nella fase di nucleazione del difetto, mentre quello di Rankine è più indicato per la rappresentazione della fase di crescita della cricca.

3.4 INTERAZIONE DEI DANNI DI CREEP E FATICA TERMOMECCANICA

A temperature elevate, i processi di danneggiamento a fatica (dovuto al carico ciclico) e di danneggiamento a creep (legato alla durata di applicazione del carico) possono interagire. I fenomeni fisici che avvengono in scala microstrutturale sono complessi e l'influenza dell'ambiente non è trascurabile.

Nei seguito ci si limiterà ad una descrizione macroscopica di questi effetti di interazione attraverso l'uso dei modelli di crescita del danno descritti nelle precedenti sezioni. L'interazione di processi di danneggiamento di natura diversa ha come condizione necessaria la possibilità di identificare in modo assoluto la variabile danno in un mezzo materiale. Se questo non fosse possibile, infatti, si potrebbe parlare di un danno causato da creep D_c e di un danno a fatica D_F ma non avrebbe senso definire una variabile danno totale $D=f(D_c, D_F)$. L'elaborazione della meccanica del danno [4, 14, 15, 24], accennata all'inizio di questo capitolo, permette di identificare una sola variabile di stato "danno" in grado di descrivere in ogni punto di un mezzo materiale e in ogni istante lo stato di danneggiamento dello stesso. La maggior parte dei modelli elaborati ipotizza l'additività dei due fenomeni di danno:

$$dD = dD_c + dD_F \quad (3.28)$$

Il primo metodo implementato fu il "Strain range partitioning method", SRP, elaborato da S. S. Manson e altri, nel 1971 [15], e successivamente adottato da molti altri autori. L'idea alla base è che un qualsiasi ciclo complesso possa sempre essere scomposto in quattro parti corrispondenti alle quattro relazioni base di danneggiamento che possono essere determinate in modo indipendente. La prima distinzione è fra il danno da creep e il danno da fatica, la seconda fra il carico di trazione e il carico di compressione; combinando queste possibilità si possono definire i quattro tipi di relazioni di danneggiamento base indipendenti, illustrate nei quattro cicli base di Figura 2.5.

In cicli alternati di trazione- compressione, si verifica sempre una di queste situazioni:

- $D_{pp}, \Delta\varepsilon_{pp}$: danno plastico sia in trazione che in compressione;
- $D_{pc}, \Delta\varepsilon_{pc}$: danno plastico in trazione, danno dovuto a creep in compressione;
- $D_{cp}, \Delta\varepsilon_{cp}$: danno dovuto a creep in trazione, danno plastico in compressione;
- $D_{cc}, \Delta\varepsilon_{cc}$: danno dovuto a creep sia in trazione che in compressione.

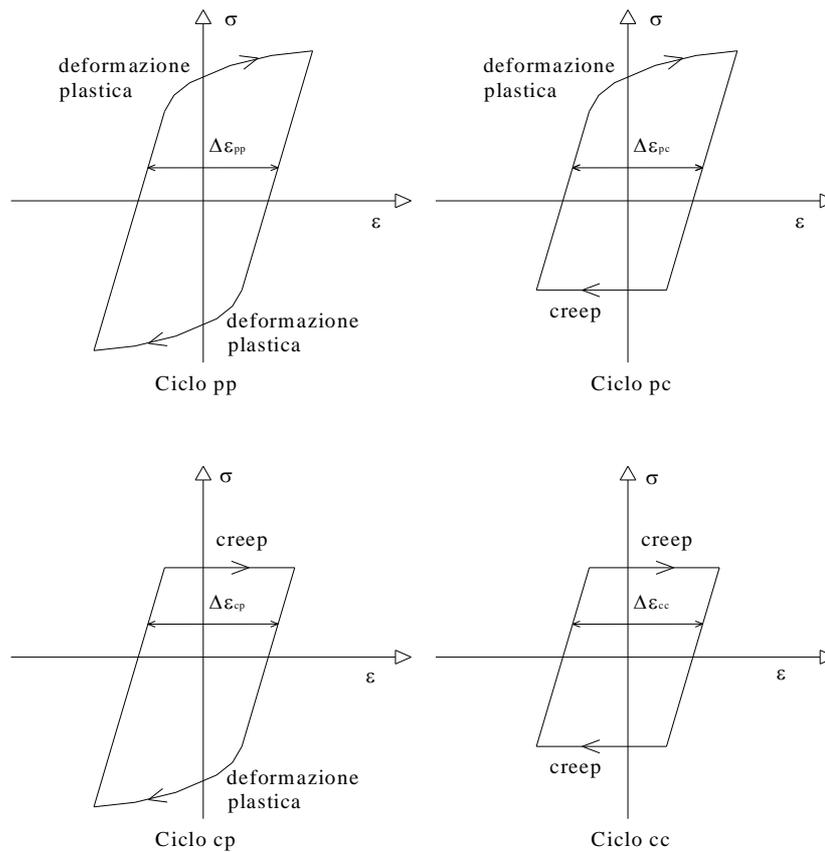


Figura 2.5
I 4 cicli base dell'SRP [1]

Ciascun danno è modellato attraverso una relazione differenziale effettuata rispetto al numero di cicli. La relazione fra i quattro tipi di danno è poi assunta come additiva. Casi con variazioni di temperatura, deformazioni plastiche molto piccole, multiassialità dei carichi risultano spesso non risolvibili con questo metodo.

Per sopperire ai limiti di questo metodo G. Halford e altri (1983) estesero l'SRP con una "Total Strain version of Strain-Range Partitioning" (detta TS-SRP) [16]. Il TS-SRP tiene conto non solo del danneggiamento dovuto a range di deformazione non elastici come fa l'SRP, ma anche del danno che risulta da range di deformazione elastici. Nel TS-SRP, il range di deformazione totale è la somma di due termini $\Delta\epsilon_e$ (deformazione elastica) e $\Delta\epsilon_{in}$ (deformazione anelastica).

Quasi contemporaneamente, sempre per superare i limiti dell'SRP, J. R. He e altri nel 1983 proposero "Strain energy partitioning method", SEP, nel quale si assume che l'energia di deformazione anelastica assorbita dal materiale causi il danno a creep e a fatica [17].

Molti altri modelli sono stati sviluppati negli anni fra i quali: “Modello ad accumulo non lineare e interazione lineare” [18], “Modello a separazione di frequenza” [19], “Modello di interazione proposto da Neu e Sehitoglu” [20], “Modello di Taira” [21]; in questo lavoro, come già sottolineato, si è però scelto di utilizzare i modelli proposti dall’ASME e dalla British Standard, che sono quindi approfonditi nei prossimi paragrafi.

3.4.1 Modello di calcolo del danno proposto da ASME

Il modello consiste nel sommare insieme i danni causati dal solo creep e dalla sola fatica attraverso una somma lineare del tipo:

$$\sum_{j=1}^p \left(\frac{n}{N_0} \right)_j + \sum_{k=1}^q \left(\frac{\Delta t}{t_f} \right)_k \leq D_L \quad (3.29)$$

dove D_L è il danno totale limite a creep e fatica, $(N_0)_j$ è il numero di cicli a fatica di tipo j (cioè cicli con assegnati range di deformazione totale e temperatura e con una velocità di applicazione della deformazione elevata, vale a dire $\geq 10^{-3} s^{-1}$) permessi dal progetto, $(t_f)_k$ è la durata a creep considerata accettabile (ottenuta da un diagramma in grado di fornire il minimo tempo di rottura a creep) per un dato livello di stress e una temperatura massima raggiunta nel punto critico del materiale durante tutto l’intervallo di tempo k , n_j è il numero di cicli ripetuti di tipo j e $(\Delta t)_k$ è la durata dell’intervallo k .

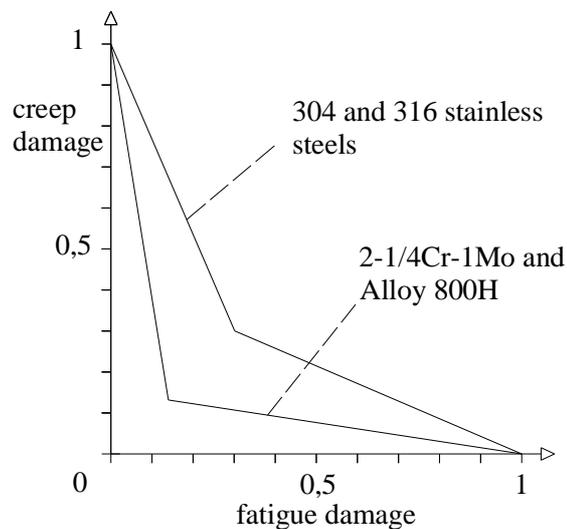


Figura 3.6

Danno massimo sopportabile a creep e fatica secondo le norme ASME III [4]

Nella figura 3.6 si vede come, secondo le norme ASME, varia il danno massimo sopportabile da diversi materiali al variare dell'interazione tra creep e fatica.

Se analizzando il funzionamento di un particolare pezzo sottoposto a fenomeni di creep e fatica si trova una coppia (D_f', D_c') che giace in figura 2.7 all'interno del poligono formato dai due assi e dalla retta $D_f + D_c = 1$ si ha che $D < 1$: ovvero si eviterà la formazione di una cricca macroscopica. Se, invece, (D_f', D_c') giace esternamente a tale poligono, $D \geq 1$, per cui si stima che tale cricca si sia formata ed è necessario passare a esaminare la crescita della cricca secondo le equazioni della meccanica della frattura che governano l'evoluzione di questa.

Inoltre attraverso l'Eq. 3.29 e il grafico di Figura 3.6 è possibile ricavare il numero di anni di funzionamento del componente prima della formazione di una cricca macroscopica causa di probabile rottura. Infatti se l'Eq. 3.29 vale per calcolare il danno che si verifica in un anno, se si vuole calcolare il danno che porta alla rottura del pezzo e quindi gli anni di vita del componente metallico deve valere:

$$D_L = d_L \cdot n_{year} = d_f \cdot n_{year} + d_c \cdot n_{year} \quad (3.30)$$

Nel momento in cui D_L interseca uno dei segmenti dei grafici di Figura 3.6 è possibile ricavare il numero di anni di vita che è l'unica incognita dell'Eq. 3.30.

3.4.2 Modello di calcolo del danno proposto da R5 procedure

Il danno totale a creep e fatica è ottenuto, similmente al metodo descritto da ASME, mediante una semplice somma lineare dei danni cumulati per ciascuno dei due fenomeni di danneggiamento. Si ha quindi che il danno totale D è la somma lineare di una componente a fatica, D_f , e di una componente a creep, D_c , vale a dire:

$$D = D_f + D_c \quad (3.31)$$

dove

$$D_f = \sum_j \frac{n_j}{N_{0j}} = \sum_j n_j \cdot d_{ff} \quad (3.32)$$

$$D_c = \sum_j n_j \cdot d_{cj} \quad (3.33)$$

In questo caso n_j è il numero di cicli di servizio di tipo j e N_{0j} , d_{ff} e d_{cj} sono i valori di N_0 , d_f e d_c per quel tipo di ciclo.

Infine nella R5 procedure, la formazione di una cricca macroscopica è descritta dal luogo dei punti in cui $D_f + D_c = 1$. Tale insieme dei punti si può visualizzare in Figura 2.7.

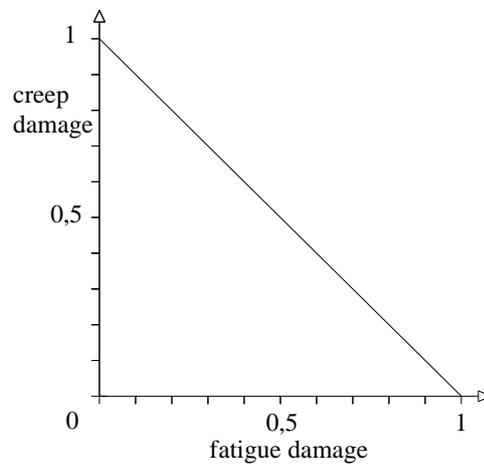


Figura 2.7

Luogo dei punti in cui si origina una cricca macroscopica secondo la R5 procedure [5]

Analogamente a quanto visto nel paragrafo precedente, la zona a favore di sicurezza è quella all'interno del triangolo formato dai due assi e dalla retta $D_f + D_c = 1$.

3.5 INTERAZIONE CON ALTRI FATTORI DI DANNO

Come riportato nella Procedura Tecnica dell'ISPESL [6] e come definito anche dal ASME Code [5] a riguardo di componenti sottoposti a scorrimento viscoso perché utilizzati in condizioni di temperatura elevata, il calcolo del consumo di vita teorico va effettuato dal progettista sulla base dei fattori di danno dipendenti dal tempo (scorrimento viscoso, fatica, corrosione, ossidazione, saldature, ecc), presenti sul componente. In particolare nel predetto documento si riporta che per eseguire il calcolo del consumo di vita teorico occorre:

- Calcolare la frazione di vita consumata per scorrimento viscoso (dopo aver valutato il danno a creep)
- Valutare il contributo della fatica oligociclica (dopo aver valutato il danno a fatica termo-meccanica)
- Valutare il contributo del danno combinato creep-fatica
- Tenere in considerazione l'effetto della corrosione ed erosione sulla riduzione di spessore
- Applicare i fattori di riduzione Cr per la presenza dei giunti saldati di cui al punto
- Tenere in debita considerazione le sollecitazioni indotte dal resto dell'impianto

In realtà infatti i componenti che risultano sollecitati ad alte temperature e a cicli di fuori progetto in centrali termoelettriche alimentate a carbone, come è il caso della nostra analisi, difficilmente giungeranno a rottura per danno da creep o da fatica [31]. Statisticamente questi componenti si romperanno a causa delle conseguenze localizzate delle ossidazioni lato vapore o le erosioni lato fumi, ma questi stessi fenomeni vanno ad incidere profondamente anche sul danno a creep o a fatica termo meccanica [20, 24, 29].

Si riportano brevemente le indicazioni dei documenti utilizzati per i calcoli che verranno eseguiti nel prossimo capitolo. In particolar modo questi fenomeni hanno come immediata conseguenza la riduzione dello spessore del metallo e l'innalzamento della temperatura del metallo stesso.

Le avarie dei tubi di caldaia sono la causa principale di indisponibilità accidentale negli impianti di produzione elettrica. Le avarie di caldaie a combustibile fossile rappresentano, su base nazionale, il 4 % della indisponibilità totale. Le avarie sono state riscontrate nelle tubazioni degli economizzatori, nei tubi schermo, nei surriscaldatori (SH) e nei risurriscaldatori (RH). Più dell'80% delle avarie dei tubi di caldaia provocano indisponibilità accidentali [8].

All'incirca il 40% di tutte le avarie dei tubi si verificano nei tubi schermo della camera di combustione come riportato in diversi rapporti tecnici italiani e stranieri. I tubi degli SH incidono al 30%, mentre i tubi degli RH, degli economizzatori e dei bruciatori a ciclone rappresentano rispettivamente il 15%, il 10% e il 5% [8].

L'ambiente aggressivo nelle caldaie a combustibile fossile risulta il motivo prevalente di queste avarie, dato che si sommano gli effetti delle sollecitazioni, della temperatura, della corrosione, dell'erosione e delle vibrazioni che assieme provocano il degrado dell'acciaio dei tubi. La corrosione per ossidazione dovuta ai prodotti della combustione e quella causata dalle impurità nell'acqua di alimento, possono ridurre notevolmente lo spessore delle pareti nei tubi e determinarne l'avaria molto tempo prima della fine prevista con il normale esercizio.

L'esposizione dell'acciaio a temperature elevate provoca cambiamenti microstrutturali dei costituenti dell'acciaio. Ad esempio, gli acciai inossidabili austenitici sviluppano dei carburi o composti intermetallici che precipitano nella matrice austenitica. La fase sigma per esempio, è un composto intermetallico composto da ferro e cromo. I cambiamenti microstrutturali si verificano anche nelle condizioni di progetto dopo un prolungato esercizio dei materiali; tuttavia la loro evoluzione viene accelerata quando esistono condizioni più aggressive di quelle di progetto.

L'utilizzazione in tali condizioni viene definito "surriscaldamento" e può portare all'avaria in seguito al meccanismo di rottura sotto sforzo.

L'erosione e le vibrazioni causate dai gas di combustione carichi di ceneri possono comportare delle avarie se le condizioni di esercizio sono diverse da quelle previste in fase di progetto. I getti dei soffiatori di fuliggine possono accelerare le particelle di cenere volatile e dirigerle contro le tubazioni producendo avarie per erosione o per sforzi di trazione. Velocità elevate del flusso dei gas possono indurre delle vibrazioni ad elevate frequenze ed avere come conseguenza avarie per la formazione di cricche da fatica. Altre avarie legate alla fatica possono verificarsi a causa degli effetti della dilatazione termica e della degradazione per corrosione.

Anche gli errori del personale addetto sono un fattore importante. Gli errori possono verificarsi nella progettazione, nella fabbricazione, nel trasporto e nello stoccaggio, nella costruzione, nelle operazioni di manutenzione delle tubazioni di caldaia. Il materiale sbagliato può essere installato in un punto critico, portando all'avaria prematura del componente. Questo errore può essere il risultato della mancanza di controllo di qualità presso la fabbrica del fornitore o nel processo di magazzinaggio e di smistamento delle scorte presso l'utilizzatore. Si sono verificate avarie nei tubi dovute a mancanza di controllo della qualità

nella pulizia durante la manutenzione, nella saldatura, nella pulizia chimica e nella fabbricazione dei tubi [8].

Poiché le avarie dei tubi di caldaia sono state oggetto di molte attenzioni per utilizzatori e costruttori, esiste una enorme mole di dati e di rapporti, teorie e studi, comunicazioni e indagini riguardanti i diversi modi e meccanismi di avaria.

L'Enel, e prima ancora l'EPRI, hanno evidenziato come queste categorie principali di avaria sono state ulteriormente articolate in 22 meccanismi di base che possono indipendentemente o congiuntamente agire e dar vita all' avaria di un tubo.

Ognuno dei 22 meccanismi di avaria fondamentali è considerato un fattore primario di come un tubo possa rompersi; tuttavia si dovrebbero anche prendere in considerazione i fattori secondari. I meccanismi primari di avaria sono i processi che degradano il tubo e producono l'avarìa; per ogni meccanismo primario possono esistere diverse circostanze capaci di innescare quel processo.

Solo per indicazione si riportano tutti i meccanismi di avaria (principali e secondari) per tutti i tubi che costituiscono una caldaia di una centrale termoelettrica.

- Rottura sotto sforzo
 - Surriscaldamento a breve termine
 - Surriscaldamento viscoso ad alta temperatura (creep)
 - Saldature tra metalli diversi
- Corrosione lato acqua
 - Corrosione caustica
 - Corrosione da idrogeno
 - Corrosione per vaiolatura
 - Cricche per corrosione sotto sforzo
- Corrosione lato fuoco
 - A bassa temperatura
 - Sui tubi schermo (in ambiente riducente)
 - Cenere di carbone
- Erosione
 - Cenere volatile
 - Scorie cadenti
 - Soffiature con fuliggine
 - Particelle di carbone
- Fatica

- Fatica meccanica
- Fatica termica
- Fatica in ambiente corrosivo
- Mancanza di controllo di qualità
 - Danni per la pulizia in manutenzione
 - Danni per l'escursione chimica
 - Materiali difettosi
 - Saldature difettose

3.5.1 Ossidazione interna

Un indicatore del grado e della durata del surriscaldamento sono gli spessori di ossido che si formano sulle superfici interne ed esterne dei tubi. Questo ossido è essenzialmente magnetite ed il suo spessore è legato al tipo di acciaio, alla temperatura ed al tempo per cui è stato esposto a tale temperatura. Nei tubi ferritici dei surriscaldatori (SH) e dei risurriscaldatori (RH), lo spessore degli ossidi aumenta col tempo e con la temperatura e può raggiungere valori da 0.38 fino a 0.64 mm dopo una lunga esposizione alle temperature di progetto. In Figura 2.7 viene riproposta l'immagine qualitativa dello strato di ossido interno lato vapore, mentre in Figura 2.8 viene indicato l'andamento dello spessore di ossido sui tubi dei banchi dei RH in una centrale a carbone con indicazione anche dei tubi danneggiati.

Studi sulla morfologia dello strato di ossido sul lato vapore mostrano la presenza di un duplice strato [31, 32, 33]. Quello interno risulta costituito da grani piccoli compatti, equiassiali e di dimensioni inferiori al micron il cui spessore è stato correlato al parametro di Larson-Miller [7] e quindi al danno per creep. Questa correlazione presuppone che sia costante il valore della temperatura, il che non è del tutto esatto poichè l'ossido agisce come una barriera di isolamento per la trasmissione del calore e pertanto la temperatura del metallo aumenta con l'aumentare dello spessore di ossido, così che le correlazioni dovrebbero essere fatte in funzione del tempo e della temperatura a partire da condizioni di assenza di ossido. Si dovrebbe quindi calcolare con un processo iterativo la crescita dello spessore di ossido per brevi intervalli di tempo. In letteratura esistono diverse valutazioni di tipo analitico che rendono possibile la valutazione dello spessore di ossido come per esempio [32, 33].

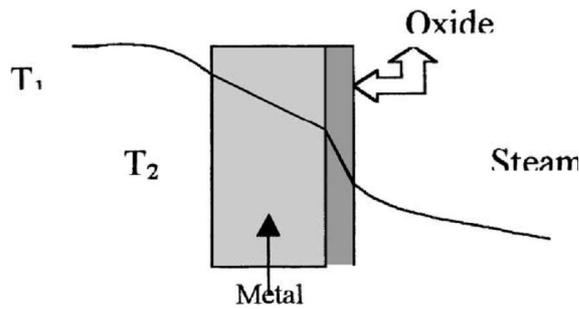


Figure 2.8

Innalzamento temperatura metallo per effetto della presenza di ossido [33]

Questo processo produrrà delle curve che mettono in relazione il tempo con lo spessore di ossido. Le curve sono paraboliche e lo spessore di ossido risulterà maggiore per temperature iniziali più elevate. La rimozione degli ossidi mediante la pulizia chimica può ripristinare le condizioni iniziali di scambio termico e abbassare così la temperatura del metallo del tubo; d'altra parte la pulizia chimica è molto difficoltosa e richiede una accurata progettazione per la sua riuscita.

Solitamente il meccanismo di creep risulta da una combinazione di surriscaldamento e di sovrasollecitazione del tubo.

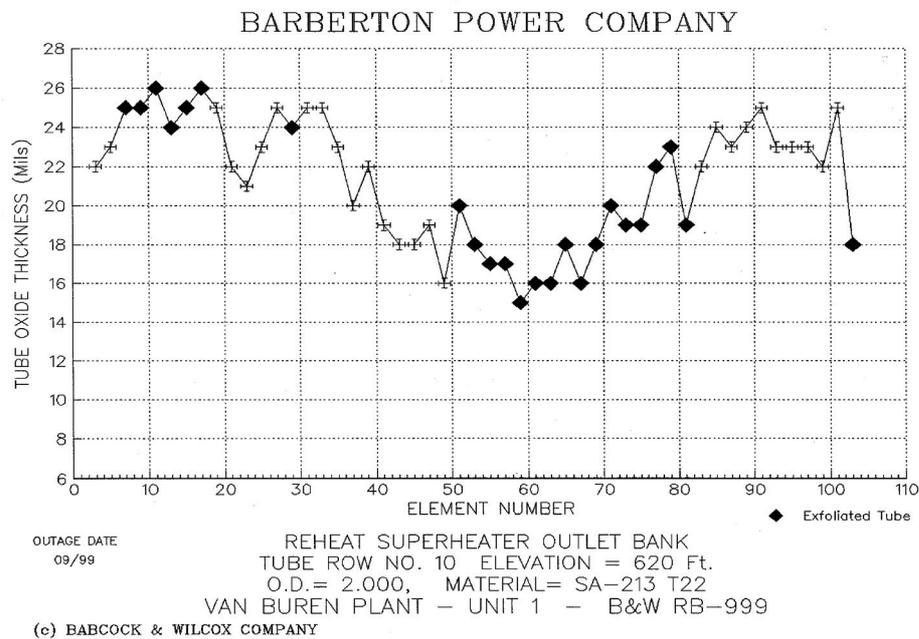


Figure 2.9

Variabilità spessore ossido lato interno banchi di surriscaldatori di centrale a vapore alimentata a carbone [32]

3.5.2 Corrosione esterna

La corrosione ad alta temperatura da cenere di carbone provoca una perdita di spessore nei tubi di parete e nei tubi dei banchi SH e RH. Questo fenomeno corrosivo viene talvolta chiamato "corrosione in fase liquida".

Si ha corrosione quando si formano sulla superficie dei tubi ceneri fuse di composti complessi di trisolfati-ferroalcali in presenza di temperature comprese tra i 600 e i 700°C. I trisolfati liquidi sciolgono l'incrostazione protettiva di ossidi di ferro ed espongono la superficie del metallo sottostante all'attacco dell'ossigeno. Ciò produce nuovo ossido a spese del metallo.

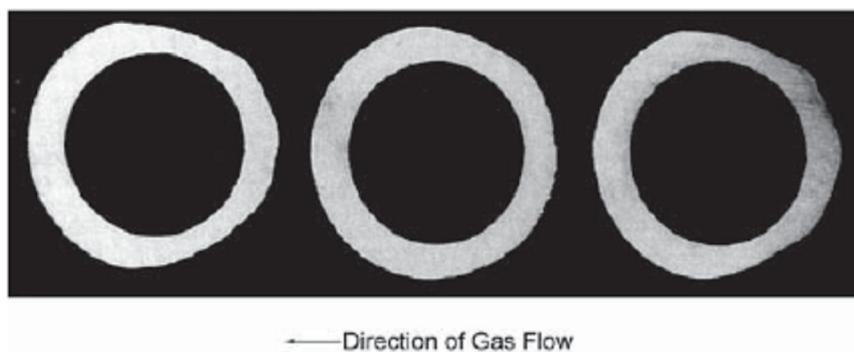


Figura 2.10
Sezione trasversale di surriscaldatori corrosi [31]

La corrosione da cenere di carbone comporta un aumento della sollecitazione a causa della perdita di materiale resistente sullo spessore del tubo. La perdita di metallo è maggiore ai bordi del deposito e produce i cosiddetti "punti piatti" sulla superficie del tubo nelle posizioni orientate verso le ore 2 o le 10 (dai 35 ai 45° rispetto alla direzione dei gas caldi). La maggiore perdita di metallo si verifica lungo l'interfaccia compresa tra la zona ricoperta dai depositi e la metà scoperta come riproposto in Figura 2.10. Un deposito fortemente aderente si forma come primo strato sulla superficie del tubo. Il deposito conico è composto da tre strati distinti. Lo strato esterno poroso che è la maggior parte del deposito è costituito da composti di cenere volante. Lo strato intermedio di colore rossastro per la presenza di Fe_2O_3 è prodotto dall'attacco corrosivo sulla superficie del tubo da parte di uno strato biancastro o giallastro di solfato acido alcalino o di solfato di ferro alcalino (Figura 2.11). Si può anche trovare uno strato più interno di una scaglia dura, nera e lucida.

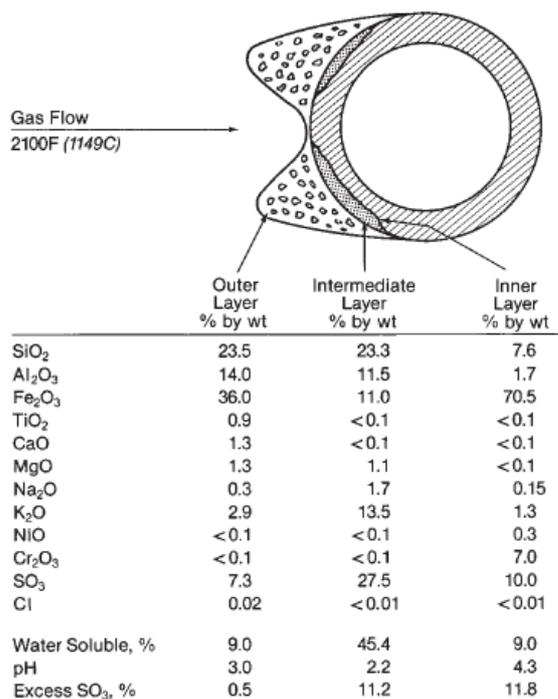


Figura 2.11
Analisi dei depositi sul surriscaldatore in acciaio inossidabile 18Cr-8Ni [31]

Il meccanismo della corrosione da cenere di carbone ad alta temperatura si unisce a quello dello scorrimento viscoso a caldo per ridurre la vita d'impiego dei tubi situati nelle zone più "calde" della caldaia. Anche la quantità di deposizione della cenere potrebbe essere un fattore determinante, così che i primi tubi di una sezione subiranno più corrosione di quelli immediatamente dietro di loro, se sono dello stesso materiale. Questo può essere evitato se il primo tubo è fatto di un materiale più resistente alla corrosione e alla erosione, quale un acciaio inossidabile o un acciaio legato al 9% di Cr-Mo. La localizzazione più probabile di questi punti di corrosione nel circuito della caldaia risulta immediatamente a monte dei giunti di transizione. La quantità di assottigliamento di parete trovata in un tubo soggetto ad avaria fornirà una solida base di riferimento per la sostituzione di tubi simili soggetti allo stesso fenomeno prima che avvenga la rottura.

La corrosione da cenere di carbone ad alta temperatura si verifica quando composti aggressivi si depositano sulla superficie lato fuoco di un tubo dove la temperatura è nel campo critico intorno a 650°C. La verifica della corrosione da cenere di carbone comporta la determinazione della corrosività della cenere e la misura della temperatura del metallo sotto il deposito di cenere. Non tutti i carboni producono ceneri corrosive, dato che deve essere presente il giusto rapporto tra ossido di ferro, triossido di zolfo e ossido di sodio o di potassio, perché si formino trisolfati-ferro-alkali. Tassi di corrosione minori di 25 nm/h non causano

problemi significativi [7]. Termocoppie di servizio possono essere utilizzate per determinare gli elementi soggetti a più alte temperature.

A causa dello scorrimento viscoso, si deve fare attenzione ai valori raggiunti dal diametro esterno. Si preferiscono letture di spessore di parete con gli ultrasuoni poiché potrebbe non essere evidente la perdita di spessore di parete sulla base dei rilievi del diametro esterno.

Può essere necessario talvolta verificare i rilevamenti con gli ultrasuoni con un campionamento dei tubi e ottenere così anche informazioni sugli spessori di ossido interno. In genere si effettua la sabbiatura o la spazzolatura metallica per rimuovere i depositi di cenere prima dell'esame e dei rilievi geometrici del tubo. E' stata utilizzata anche una tecnica di riscaldamento con torce per rimuovere i depositi [7].

3.5.3 Saldature eterogenee

Si possono verificare delle avarie per la formazione e la crescita di cricche sui giunti eterogenei dei tubi dei banchi degli SH e degli RH. Per esempio le saldature eterogenee tra l'acciaio ferritico basso legato e quello austenitico della serie 300 sono eseguite con materiali di apporto in acciaio inossidabile o con una lega a base di nichel. La maggior parte delle avarie stata osservata nelle saldature fatte con apporto di acciaio inossidabile [7].

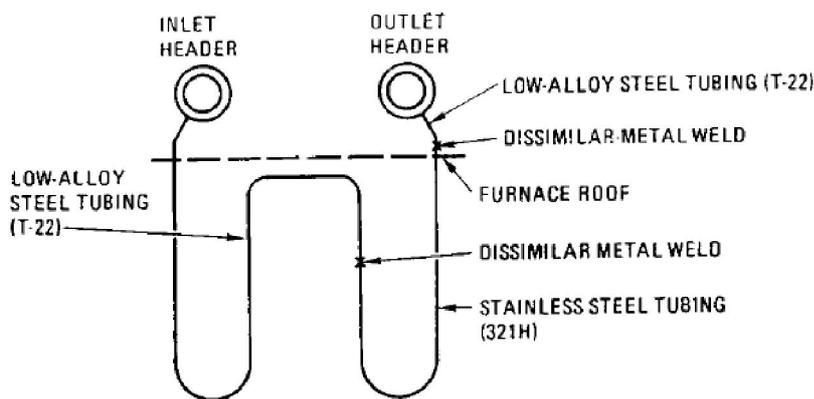


Figura 2.12

Posizionamento saldature tra tubi di acciai diversi nei surriscaldatori primari e secondari

Il degrado dei giunti con saldature eterogenee è legato al tempo e alla temperatura di esercizio, alla variazione ciclica di temperatura e alla sollecitazione del sistema. Una avaria su un giunto eterogeneo si manifesta in genere con una frattura circonferenziale parallela alla linea di fusione della saldatura come visibile in Figura 2.13. Per il metallo di apporto in

acciaio inossidabile la cricca è di tipo intergranulare localizzata ad una distanza di circa 15 micron (590 micropollici) nella zona termicamente alterata. lato acciaio ferritico lungo i bordi del grano austenitico originario [7].

Le avarie nelle saldature eterogenee derivano dall'applicazione di elevate temperature e sollecitazioni che superano i valori attesi o quelli di progetto. La temperatura effettiva raggiunta dai tubi varierà all'interno della caldaia in relazione alle condizioni di "sporciamento" e alle variazioni nel flusso dei gas e/o del vapore. E' più probabile che vada in avaria una saldatura eterogenea che opera ad una temperatura più elevata rispetto ad una esercita a temperatura inferiore.

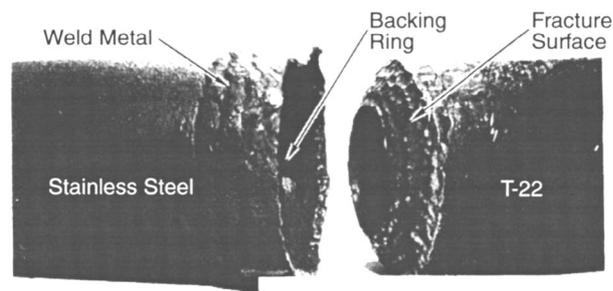


Figura 2.13
Rottura su saldatura eterogenea [29]

La figura 2.13 mostra una sezione trasversale di una avaria avvenuta lungo la linea di fusione tra il tubo ferritico ed il metallo di apporto austenitico. L'inizio di una cricca può manifestarsi in qualsiasi punto lungo la linea di fusione.

Una saldatura eterogenea degradata può rompersi improvvisamente con l'applicazione di un piccolo carico di trazione: per esempio dovrà essere necessario adottare le dovute precauzioni durante l'installazione di una impalcatura provvisoria in un banco di tubi di un SH o di un RH per effettuare ispezioni o riparazioni perché queste potrebbero essere delle cause di innesco di una semplice tensione di rottura per la saldatura.

Il danno a creep e a fatica termo-meccanica nei componenti che presentano delle zone interessate dalle saldature deve essere valutata utilizzando curve di rottura per scorrimento viscoso e di fatica relative allo specifica tipologia di giunto saldato.

L'aumento di temperatura oltre il valore di progetto è una delle cause di cedimento delle saldature o dei metallo nelle immediate vicinanze come si può ricavare da norme nazionali od estere o da risultati di prove effettuate da laboratori specializzati. In alternativa è ammesso utilizzare dati relativi al materiale base corrispondente così modificati secondo quanto previsto dall'ASME Code [4]:

- Per il calcolo del danno per fatica oligociclica si considera un valore di N (numero di cicli teorico) pari alla metà di quello ammesso per il materiale base;
- Per il calcolo del danno per scorrimento viscoso si considera un valore di H (vita teorica) determinato dividendo il valore della sollecitazione effettiva per un fattore di riduzione della resistenza a creep Cr . Tale valore (inferiore all'unità) deve essere funzione delle caratteristiche del giunto saldato e del materiale impiegato e può essere ricavato dalla Normativa ASME [4]. In assenza di precise indicazioni in proposito, il fattore di riduzione deve risultare non superiore al coefficiente di efficienza della saldatura adottato nel progetto.

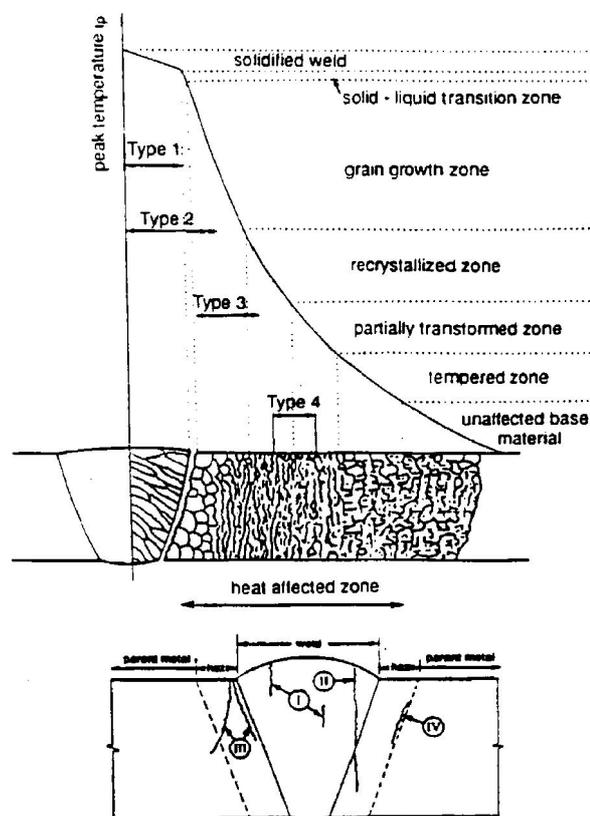


Figura 2.14

Sezione con indicazione cristallina nella zona di saldatura [29]

Per giunti saldati eterogenei si deve far riferimento, nei calcoli della frazione di vita consumata, alle caratteristiche meccaniche del materiale meno resistente.

L'analisi del sistema tensioni/deformazioni e dell'interazione scorrimento viscoso/fatica, deve essere condotta tenendo conto dei fattori di concentrazione massimi presenti nella zona interessata dalla saldatura.

CAPITOLO 4

CALCOLO DEL DANNO

4.1 CONDIZIONI PER LA VALUTAZIONE DEL DANNO

Per calcolare il danno all'interno del surriscaldatore (che si continuerà ad indicare con il simbolo SH per brevità) di alta temperatura di una caldaia a vapore subcritica sono stati effettuati i calcoli delle tensioni e delle deformazioni sulla sezione terminale di uno dei 6 tubi che costituiscono ciascuno dei 54 banchi. In particolare è stata effettuata un'analisi con le principali formule analitiche che descrivono il comportamento di cilindri a parete spessa sottoposti a pressione e variazione di temperatura per valutare il danno da creep. Invece per valutare il danno da fatica termo-meccanica sono state considerate le deformazioni termiche e meccaniche dovute alle variazioni di carico termico per ciascun ciclo di lavoro.

Questi risultati sono stati confrontati ed implementati con quelli ottenuti grazie all'applicazione di un codice commerciale in grado di simulare il comportamento di un cilindro metallico nelle condizioni operative di una centrale termoelettrica, in particolare durante i transitori o nelle situazioni di fuori progetto.

Il surriscaldatore all'interno di una caldaia alimentata a carbone si trova in condizioni molto critiche e quindi si è proceduto a valutare come la presenza di altri fenomeni all'interno della caldaia (corrosione lato fumi, ossidazione lato interno vapore e presenza di saldature eterogenee) vada a peggiorare la situazione del singolo tubo del surriscaldatore influenzando il danno e quindi diminuendo la vita residua del componente. In realtà, infatti, la rottura dei surriscaldatori avviene proprio per l'azione localizzata di questi "fattori di rischio": nello studio però si è studiata l'incidenza di questi fenomeni sul danno a creep e a fatica.

Infine il metodo di calcolo di danno totale è stato applicato anche al rotore di una turbina e al surriscaldatore di una caldaia a recupero di un ciclo combinato, entrambi costituiti da acciai diversi rispetto a quello del surriscaldatore della centrale a carbone. In questo modo si è voluto testare e confrontare la procedura di calcolo del danno con i dati o con le prove sperimentali reperite in letteratura.

4.1.1 Modello strutturale

Per il calcolo delle tensioni e delle deformazioni presenti sulle pareti ed all'interno di un tubo di surriscaldatore è stato utilizzato un modello costituito da un cilindro metallico integro, senza dilatazioni impedito, omogeneo e senza fori e saldature. A questo cilindro sono state applicate le pressioni e le temperature d'esercizio come dai dati di funzionamento della centrale termoelettrica. In questo modo è stato possibile testare l'attendibilità dei risultati del codice commerciale con i calcoli analitici a cui si riferisce e usare lo stesso codice per valutare tensioni e deformazioni anche in situazioni geometriche più complesse come curve, variazioni di spessore e punti a diverso materiale o in condizioni operative di fuori progetto come i passaggi transitori.

In questo semplice modello, lo stato di tensione ideale che ne consegue è quindi uno stato di tensione triassiale, composto da una tensione radiale S_r , un'assiale S_a e una tangenziale S_t , cioè il tipico stato di tensione di un cilindro, visto come guscio spesso, premuto da una pressione interna. I valori della tensione radiale e tangenziale risultano variabili rispetto la parete del cilindro mentre la tensione assiale risulta praticamente costante lungo l'asse.

Dalla teoria dei gusci spessi e dall'applicazione della legge di Mariotte si perviene all'espressione delle equazioni analitiche che esprimono le tensioni evidenziate:

$$\sigma_t = \frac{p}{a^2 - 1} \left(1 + \frac{r_e^2}{r^2} \right) \quad (4.1)$$

$$\sigma_r = \frac{p}{a^2 - 1} \left(1 - \frac{r_e^2}{r^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\sigma_a = \frac{p}{a^2 - 1} + \frac{m_{tot} * g}{\pi(r_e^2 - r_i^2)} \quad (4.3)$$

con $a = r_e / r_i$; queste formule sono note anche come formule di Lamé.

L'andamento qualitativo all'interno di un tubo cilindrico delle tre componenti di tensione è riportato nella Figura 4.1. Sulla fibra interna in direzione radiale agisce la pressione del fluido e quindi $\sigma_{r_i} = -p$, mentre sulla fibra esterna vale la relazione $\sigma_{r_e} = 0$. La tensione tangenziale raggiungerà il suo valore massimo in corrispondenza della fibra interna e il valore minimo in corrispondenza della fibra esterna. La tensione assiale, media tra la tensione tangenziale e radiale, è invece causata dal peso proprio del surriscaldatore e del fluido

contenuto e dalla componente dovuta alla spinta del fluido sul “fondo”, considerando la forma a serpentina del surriscaldatore con conseguenti curve di 180°.

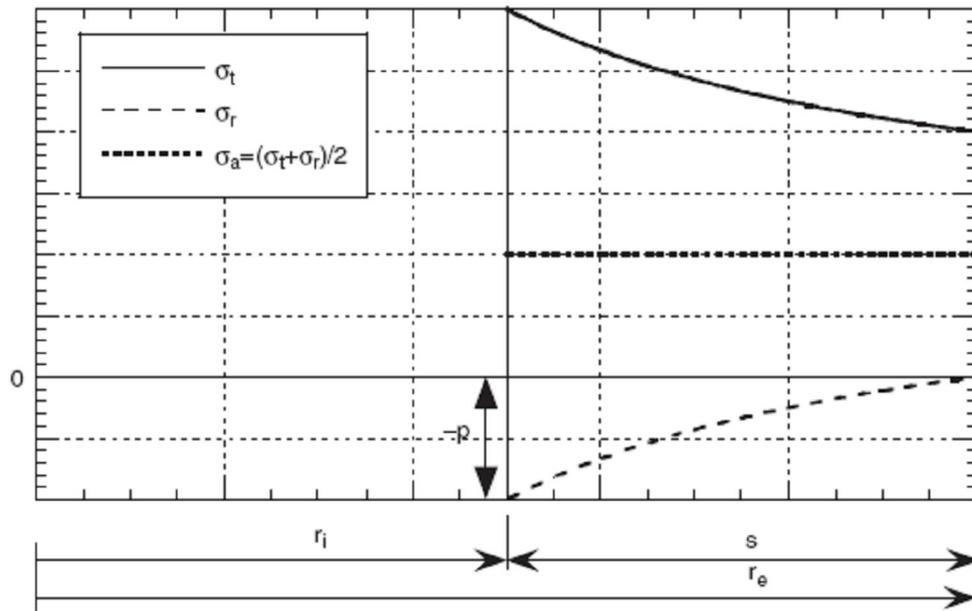


Figura 4.1
Tensioni principali all'interno della parete di un tubo del surriscaldatore [1]

Lo stato tensionale varia quindi, lungo una stessa sezione, al variare del raggio con la fibra più interna che risulta la più sollecitata rispetto a quella più esterna.

Le corrispondenti deformazioni tangenziale ϵ_t , radiale ϵ_r ed assiale ϵ_a agente sulle fibre del modello cilindrico del tubo del surriscaldatore si ricavano dalle relazioni seguenti che danno luogo all'andamento diagrammato nella Figura 4.2.

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} [\sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_a)] \quad (4.4)$$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \mu(\sigma_t + \sigma_a)] \quad (4.5)$$

$$\epsilon_a = \frac{1}{E} [\sigma_a - \mu(\sigma_r + \sigma_t)] \quad (4.6)$$

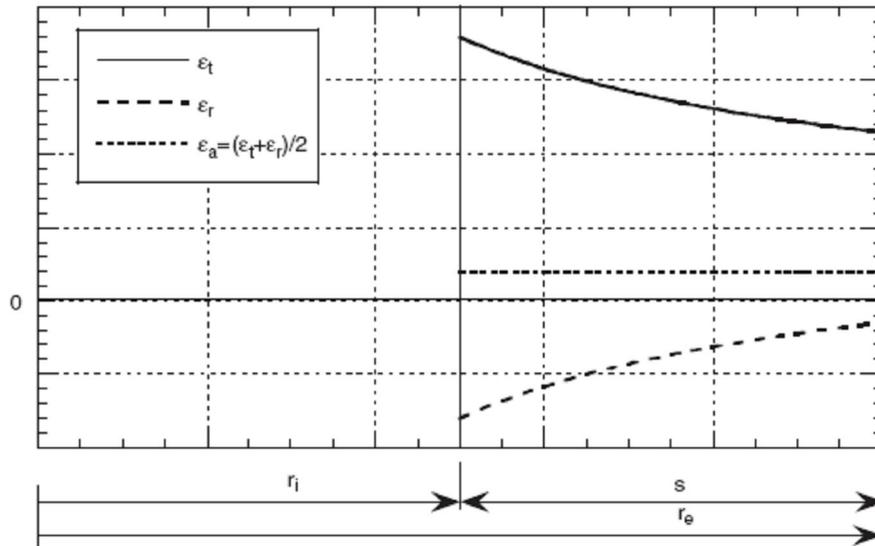


Figura 4.2

Deformazioni principali all'interno della parete di un tubo del surriscaldatore [1]

Per il passaggio dalle variazioni di tensione alle variazioni di deformazioni si possono utilizzare anche i parametri ricavati dalla equazione della curva ciclica stabilizzata (Eq. 4.7), valutata nell'acciaio in questione attraverso le prove sperimentali.

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E'} + \left(\frac{\Delta\sigma}{K'}\right)^{1/n'} \quad (4.7)$$

In questo modo risulta possibile il calcolo del danno prodotto da fenomeni di fatica meccanica e termica come richiesto dalle norme ASME e descritte nel precedente capitolo

4.1.2 Modello con codice di calcolo commerciale

Il calcolo analitico è stato confrontato e sostituito, dopo le opportune verifiche, con i risultati ottenuti con il codice ANSYS Workbench™ in grado di fornire tensioni e deformazioni in un modello di tubo sottoposto ai carichi e alle temperature di esercizio della centrale. Il programma è in grado di simulare anche i transitori di carico e di temperature secondo quelle che sono le richieste di centrale e quindi del mercato elettrico, come visto.

Il modello di tubo preso in considerazione per le simulazioni virtuali è quello in Figura 4.3, che corrisponde alla parte terminale lunga 3 m di uno dei 6 tubi che formano un banco del surriscaldatore (SH). La sezione sulla quale sono state valutate le tensioni e le deformazioni utili per il calcolo del danno è quella superiore, che è in realtà saldata con un branchetto di

materiale diverso il quale a sua volta si inserisce nel collettore di raccolta del vapore prima dell'invio in turbina.

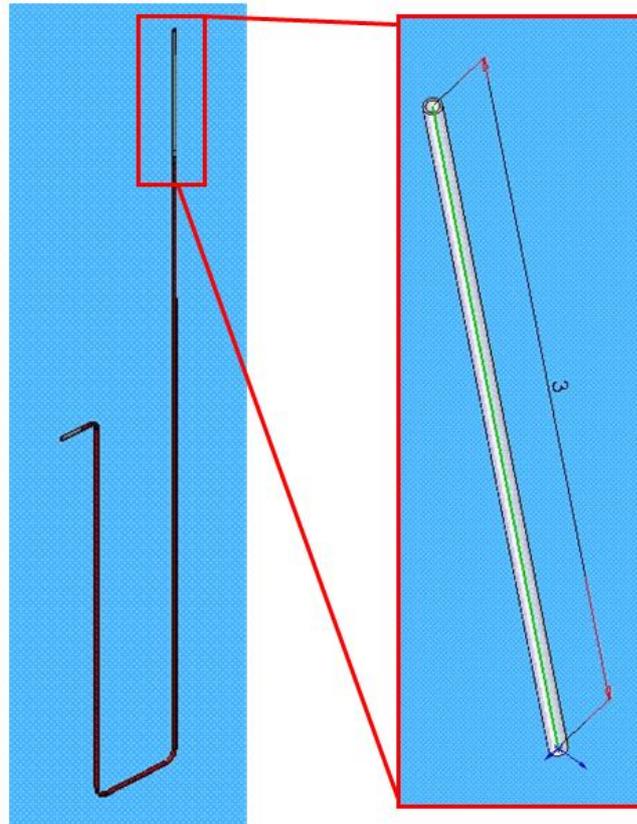


Figura 4.3

Modello di tubo di surriscaldatore usato per le simulazioni con codice commerciale

A questo modello sono state applicate tutte le condizioni per ricondurlo allo stato “reale” e quindi in particolare la forza peso della parte rimanente del tubo, il peso del vapore contenuto, la pressione e la temperatura del vapore all'interno, la temperatura dei fumi all'esterno, i coefficienti di scambio termico vapore acciaio e fumi acciaio. Il programma permette inoltre di inserire le principali caratteristiche fisiche, meccaniche e termiche dell'acciaio nella libreria di gestione del materiale e quindi di poter personalizzare al massimo grado l'indagine [13, 19].

Sono state svolte simulazioni in diverse condizioni operative sia stazionarie che transitorie in assenza di condizioni termiche e poi in presenza delle temperature di esercizio come riportato in Figura 4.4 e fatte variare sul modello secondo i tempi di avviamento e spegnimento riscontrati dai dati reali di centrale.

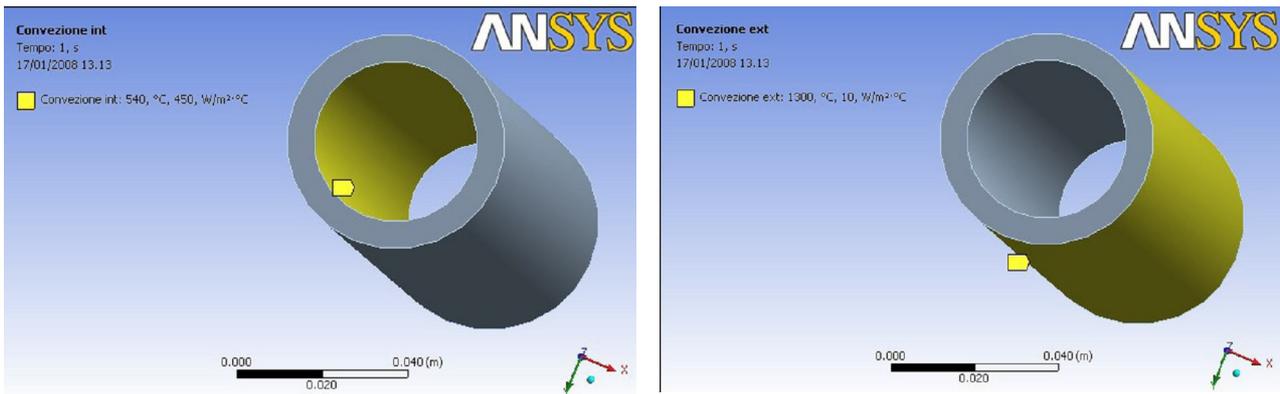


Figura 4.4
Condizioni termiche al contorno del modello rappresentativo il tubo del SH

È stato possibile inserire anche il valore del coefficiente di trasmissione di calore per convezione lato vapore e lato fumi secondo quanto reperito in letteratura (Figure 4.5 e 4.6).

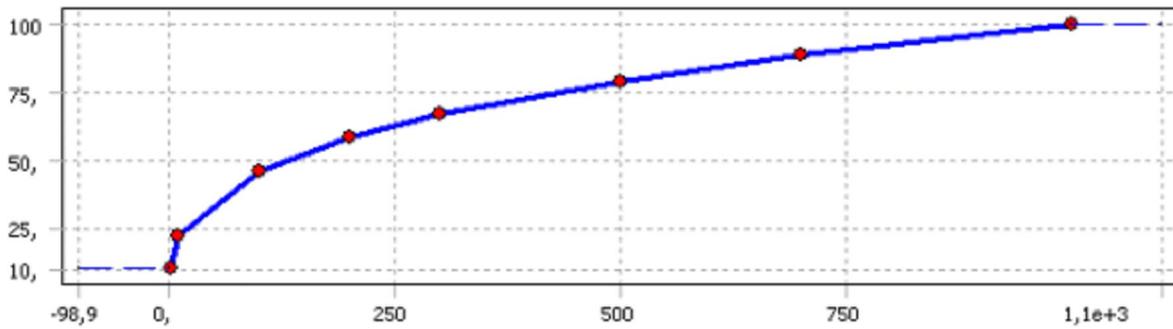


Figura 4.5
Coefficiente di convezione dei fumi in funzione della temperatura

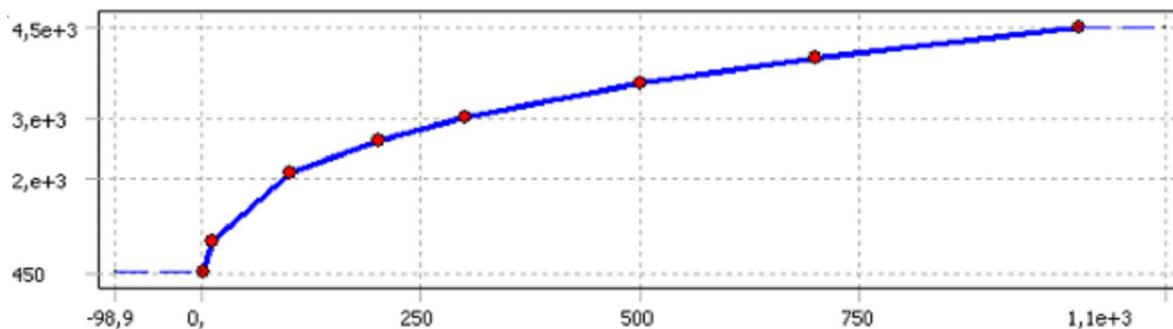


Figura 4.6
Coefficiente di convezione del vapore in funzione della temperatura

Tensioni/Deformazioni termiche

Questo tipo di deformazione risulta quindi generata da diverse situazioni: dal gradiente di temperatura che si instaura tra la sezione interna e la sezione esterna; dalla presenza di zone a temperatura minore per soffiamenti di aria o di vapore; dalla presenza di punti di sostegno raffreddati ad acqua o a vapore, anche nella parte finale del surriscaldatore, subito prima dell'inserimento in collettore. Questo tipo di tensioni sono definite come "tensioni secondarie" [8] in quanto sono autolimitanti all'interno dello spessore. Nel caso in cui un materiale è vincolato solo in una direzione, lo stress sviluppato risulta espresso dalla seguente:

$$\sigma = \pm E \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (4.8)$$

con E coefficiente di elasticità, α è il coefficiente di espansione termica (calcolato sperimentalmente in laboratorio sui provini e diagrammato nella Figura 2.11) mentre ΔT rappresenta la differenza di temperatura. Se l'oggetto è vincolato all'espansione o alla contrazione in due direzioni, come nel caso di un condotto in pressione, la tensione risultante è espressa dalla:

$$\sigma = \pm \frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta T}{(1 - \mu)} \quad (4.9)$$

con μ coefficiente di Poisson.

Queste equazioni termiche danno il massimo valore di tensione in quanto il corpo risulta completamente vincolato. Nel momento in cui la temperatura varia all'interno del componente, la naturale deformazione di una fibra è influenzata dalla diversa variazione delle fibre adiacenti. Da tutto ciò risulta che le fibre a temperatura maggiore risultano compresse mentre quelle a temperatura minore risultano tese. Le equazioni generali per le tensioni termiche in un tubo sottoposto a gradiente termico sono le seguenti [1, 8]:

$$\sigma_r = \frac{\alpha E}{(1 - \mu)r^2} \left(\frac{r^2 - a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - \int_a^r T r dr \right) \quad (4.10)$$

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{(1 - \mu)r^2} \left(\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - \int_a^r T r dr - T r^2 \right) \quad (4.11)$$

$$\sigma_a = \frac{\alpha E}{(1 - \mu)} \left(\frac{2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - T \right) \quad (4.12)$$

con a raggio interno e b raggio esterno. Per tubi relativamente sottili, in condizioni stazionarie, con un gradiente di temperatura tra interno ed esterno, lo stress termico può essere rappresentato dalla seguente:

$$\sigma = K \frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta T}{(1 - \mu)} \quad (4.13)$$

con K variabile tra 0,5 ed 1 [8].

Dalla Eq. 4.13 si deduce la deformazione termica per ciascuna delle direzioni principali vincolate nel movimento, dovuta al gradiente di temperatura e valutata con il codice commerciale, secondo la seguente [13]:

$$\varepsilon_T = \alpha \cdot \Delta T \quad (4.14)$$

in cui α è il coefficiente di espansione termica (calcolato sperimentalmente in laboratorio sui provini e diagrammato nella Figura 2.11), mentre DT rappresenta la differenza di temperatura tra lo stato del metallo in assenza di tensioni termiche e lo stato a piena deformazione termica e dipende soprattutto dalla temperatura massima applicata, in questo caso quella dei fumi. Mentre l'andamento di α è stato inserito manualmente nel programma, il calcolo della DT , e quindi della deformazione termica finale, è stato implementato direttamente dal programma. Il risultato fornito dal simulatore in termini di deformazione termica sulla sezione finale è stato di fondamentale importanza per il calcolo del danno a fatica termica in quanto di un ordine di grandezza superiore rispetto alle deformazioni indotte dalla fatica meccanica per il ciclaggio della centrale. Se non si fossero utilizzate le deformazioni termiche calcolate con la simulazione i risultati di danno a fatica sarebbero risultati tendenti a zero e falsando completamente quella che è la situazione di reale funzionamento del surriscaldatore e cioè che funzionando in modo ciclico aumenta il danno a fatica perché aumentano le tensioni per variazione meccanica e termica.

4.1.3 Cicli di carico

Per ricavare i cicli di carico in tensione e deformazione sul singolo tubo del SH, si è partiti dai dati reali di pressione e temperatura registrati alla centrale di Fusina, in condizioni di funzionamento. Analizzando cinque mesi di dati di gestione dell'impianto, si sono estrapolati due differenti tipologie di modulazione da confrontare: la prima tra le condizioni di carico

nullo (potenza 0 ai morsetti del generatore) e carico massimo, la seconda tra carico pari al 30% della potenza nominale fino a carico massimo. In realtà la centrale viene esercita anche a carico pari al 60% della potenza nominale, ma in questo caso la modulazione viene effettuata esclusivamente con la variazione della portata di vapore e quindi aumentando e diminuendo l'acqua di alimento in circolazione. Questo tipo di modulazione, come si vede dai parametri funzionali in Tabella 4.1, non è differente rispetto al caso a piena potenza e quindi non verrà analizzato nello specifico essendo, da un punto di vista di danno strutturale, del tutto simile al caso a piena potenza.

Carico	Potenza MW	Portata t/h	Pressione bar	Temperatura SH °C
100%	308	1020	175	538
60%	180	630	175	538
30%	100	320	122	538
0%	0	40	50	300

Tabella 4.1
Dati funzionali della centrale a diversi valori del carico elettrico

Di seguito vengono riportati i diagrammi dei valori dei parametri funzionali principali della centrale termica con la modulazione a 60% (Figura 4.7), 30% del carico (Figura 4.8) e a carico nullo (Figura 4.9).

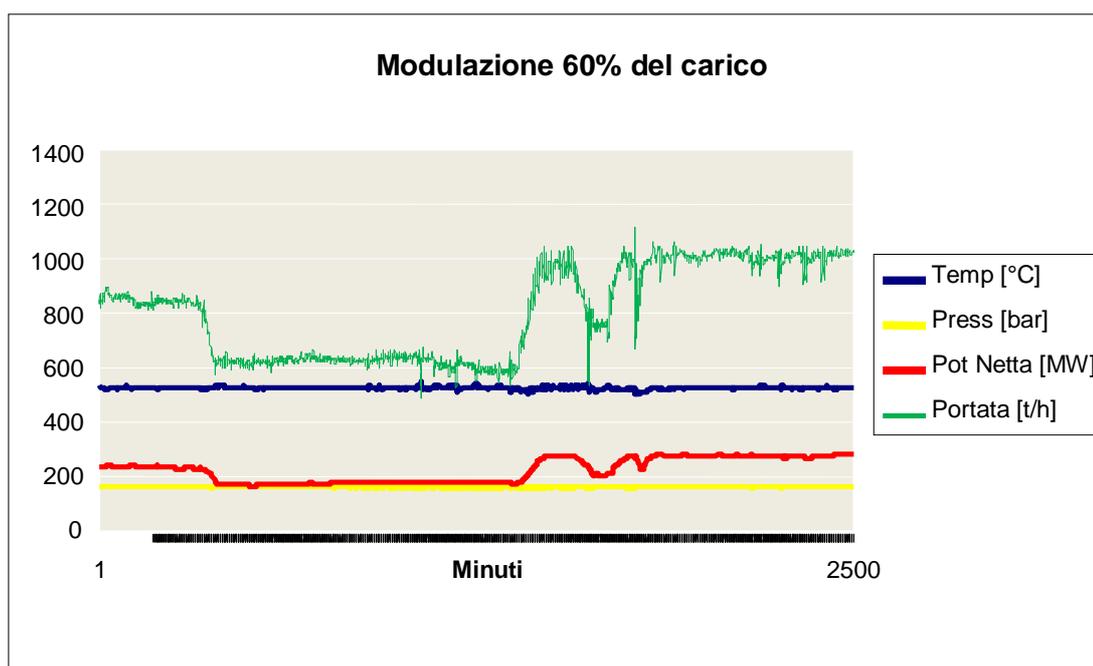


Figura 4.7
Variazione di carico con intervento su portata del vapore

Il tempo di variazione tra la condizione carico 100% a carico 30% è stato valutato nell'ordine delle 3 ore, dai dati di centrale. Stessa durata risulta avere la rampa di riscaldamento dalla condizione di carico 30% al carico 100%. Si deduce che il gradiente di potenza risulta essere pari a 1,156 MW/min in condizioni di normale gestione; in condizioni di emergenza tecnica o per inseguire le richieste del mercato elettrico la centrale riesce anche a raggiungere i 5 MW/min rimanendo legata alle condizioni dinamiche del corpo cilindrico e alle disponibilità dei mulini che rendono disponibile il polverino di carbone per la combustione in caldaia.

Nel caso in cui si passi da carico nullo a carico massimo la durata del transitorio risulta essere pari a 5,5 h (0,856 MW/min); al contrario lo spegnimento della centrale avviene in circa 6 h (0,933 MW/min) (Figura 4.9).

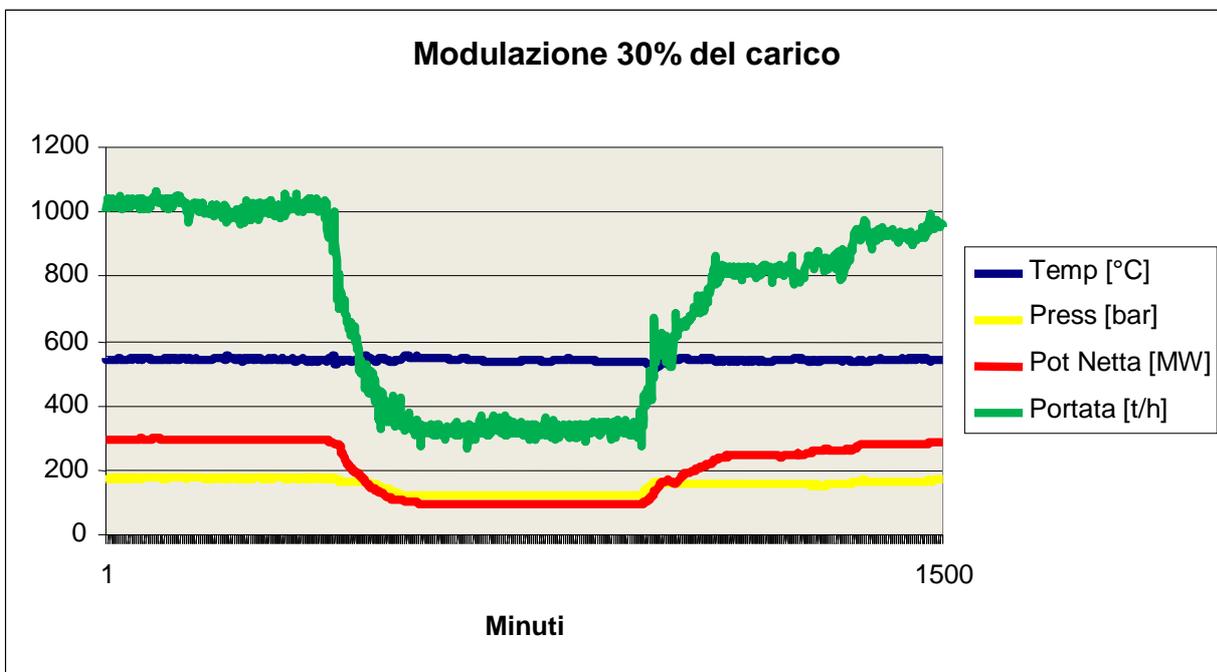


Figura 4.8
Variazione di carico con intervento su pressione e portata del vapore

In entrambe le modulazioni cicliche il danno è dovuto alla variazione della pressione interna e alla variazione della temperatura, ma la prima tipologia di modulazione risulta più penalizzante per la vita residua del surriscaldatore poiché la variazione di temperatura in questo caso risulta maggiore. Infatti la fatica termica causa un danno maggiore sull'acciaio rispetto al danno da creep perché il gradiente termico porta sempre a deformazioni tra le superfici degli acciai che formano o sostengono il surriscaldatore. Inoltre spesso lungo la linea del vapore vengono posizionati soffiatori ad aria o ad acqua a temperature molto diverse

rispetto a quelle d'esercizio del vapore o dei fumi, determinando punti a maggiore criticità dal punto di vista della fatica termica.

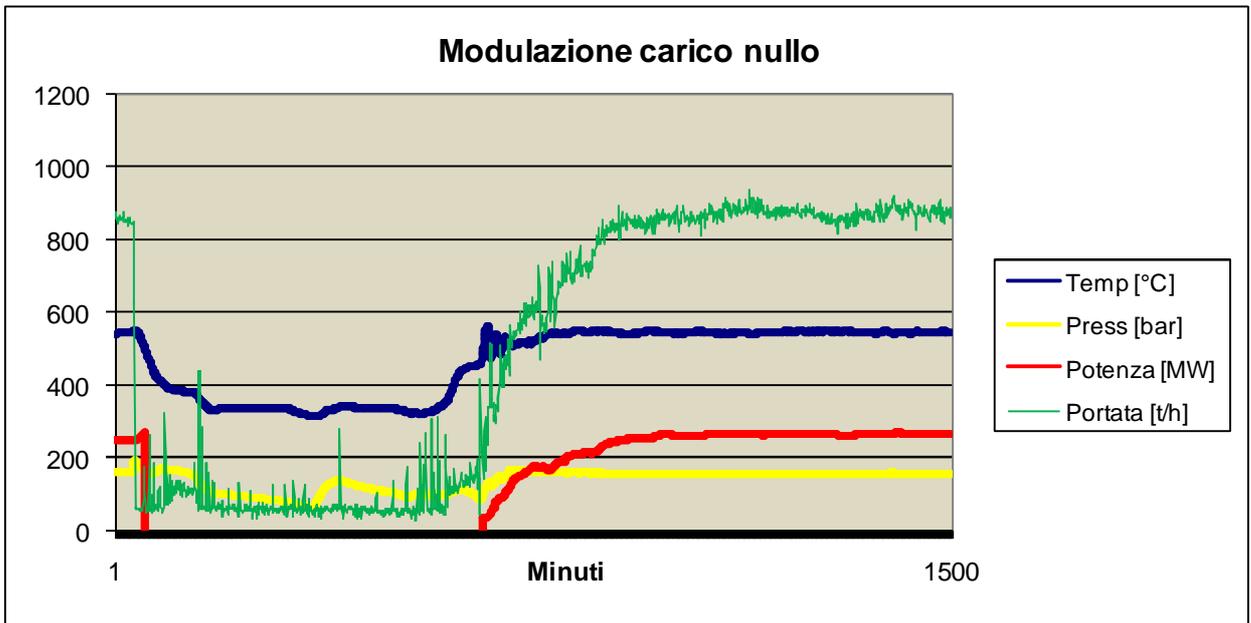


Figura 4.9
Variazione di carico con intervento su pressione, portata e temperatura del vapore

In base alle equazioni analitiche descritte nel paragrafo 4.1.1, considerando i valori funzionali in Tabella 4.1, senza considerare gli effetti della temperatura, le tensioni e le deformazioni sulla fibra più interna, la più sollecitata del tubo del SH, sono riassunte in Tabella 4.2. Le conseguenti variazioni di tensioni e deformazioni sempre sulla fibra più interna durante le modulazioni, sono esposte in Tabella 4.3. Le variazioni di deformazione sono state calcolate con la Eq. 4.7, equazione della curva ciclica stabilizzata calcolata sperimentalmente.

Carico centrale	σ_t [MPa]	σ_r [MPa]	σ_a [MPa]	ε_t [$\mu\varepsilon$]	ε_r [$\mu\varepsilon$]	ε_a [$\mu\varepsilon$]
100%	62,232	-17,5	24,510	312	-225	58
30%	43,385	-12,2	17,737	216	-158	44
0%	17,781	-5	8,535	87	-67	24

Tabella 4.2
Tensioni e deformazioni sulla fibra più interna del tubo del surriscaldatore con equazioni analitiche senza influenza della temperatura

Modulazione	$\Delta\sigma_t$ [MPa]	$\Delta\sigma_r$ [MPa]	$\Delta\sigma_a$ [MPa]	$\Delta\varepsilon_t$ [$\mu\varepsilon$]	$\Delta\varepsilon_r$ [$\mu\varepsilon$]	$\Delta\varepsilon_a$ [$\mu\varepsilon$]
0%-100%	44,452	12,5	15,975	306	75	96
30%-100%	18,847	5,3	6,774	115	31	40

Tabella 4.3

Variazioni di tensioni e deformazioni sulla fibra più interna del tubo del surriscaldatore con equazioni analitiche senza influenza della temperatura

In Figura 4.10 sono riportati i valori della tensione e deformazione tangenziale per il modello di tubo simulato con il codice commerciale come indicato nel paragrafo 4.1.2 e sono stati ottenuti considerando quindi le condizioni termiche operative al contorno. La tensione assiale è stata calcolata secondo la Eq. 4.3 mentre la tensione radiale è stata calcolata di conseguenza sapendo che la tensione assiale risulta la media tra la tensione tangenziale e quella radiale.

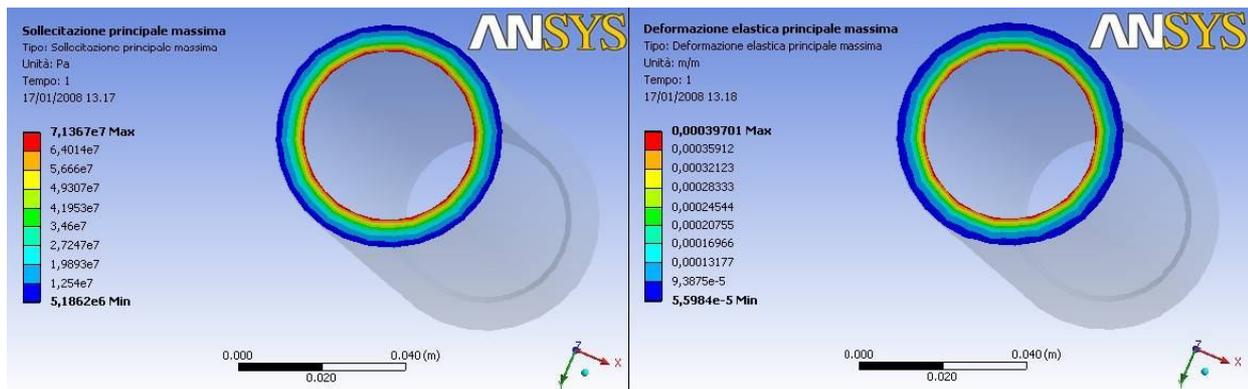


Figura 4.10

Simulazione tensione e deformazione principale a carico 100% in presenza di condizioni termiche al contorno

I valori della tensione e della deformazione ai diversi carichi e le loro variazioni durante i transitori di centrale considerando gli effetti della temperatura simulata al computer per il calcolo delle tensioni sono riassunti nella Tabella 4.4 e Tabella 4.5.

Come si nota confrontando la Tabella 4.2 con la Tabella 4.4 è la situazione a pieno carico (100%) che risulta presentare le maggiori differenze tra il caso in assenza o in presenza della temperatura.

Ai valori riportati in Tabella 4.5 c'è da aggiungere il valore della deformazione termica impedita durante gli avviamenti per la presenza della temperatura simulata con il codice commerciale. In Figura 4.11 è riportato l'andamento radiale di questa deformazione sulla

sezione oggetto dell'analisi. Il valore calcolato nella sezione interna del tubo (4988 $\mu\text{m/m}$), quella più sollecitata, sarà sommato per le valutazioni del danno per fatica termica alla deformazione equivalente di Rankine calcolata in base ai valori riportati in Tabella 4.5.

Carico centrale	σ_t [MPa]	σ_r [MPa]	σ_a [MPa]	ϵ_t [$\mu\epsilon$]	ϵ_r [$\mu\epsilon$]	ϵ_a [$\mu\epsilon$]
100%	71,367	-18,855	26,242	397	-249	55
30%	44,796	-11,449	16,777	277	-155	35
0%	25,757	-6,037	9,860	140	-86	20

Tabella 4.4

Tensioni e deformazioni sulla fibra più interna del tubo del surriscaldatore con simulatore al computer considerando l'influenza della temperatura

Modulazione	$\Delta\sigma_t$ [MPa]	$\Delta\sigma_r$ [MPa]	$\Delta\sigma_a$ [MPa]	$\Delta\epsilon_t$ [$\mu\epsilon$]	$\Delta\epsilon_r$ [$\mu\epsilon$]	$\Delta\epsilon_a$ [$\mu\epsilon$]
0%-100%	45,610	13,146	16,801	316	77	99
30%-100%	26,571	5,547	7,089	168	44	56

Tabella 4.5

Variazioni di tensioni e deformazioni sulla fibra più interna del tubo del surriscaldatore con simulatore al computer considerando l'influenza della temperatura

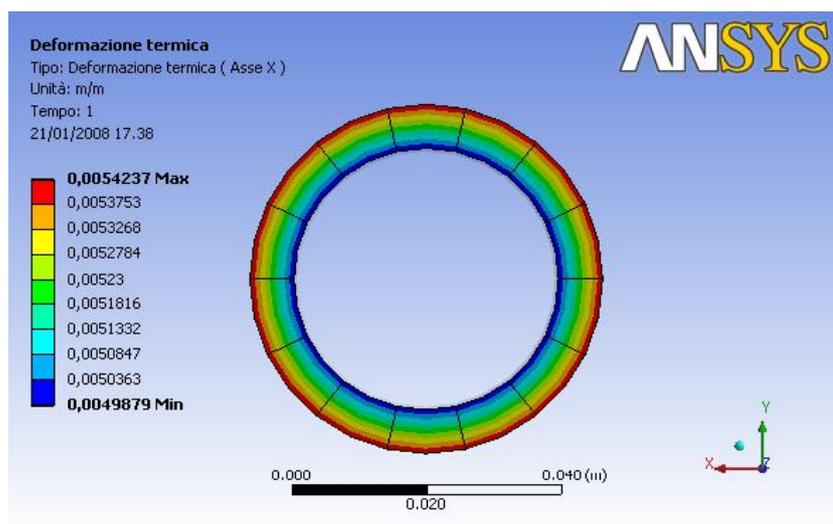


Figura 4.11

Deformazione termica sulla sezione di analisi durante l'avviamento della centrale

4.2 CALCOLO DEL DANNO SUL SURRISCALDATORE

Come definito nel capitolo precedente, il componente scelto per l'analisi (il surriscaldatore, SH) sottoposto sia a tensioni in temperature elevate che a variazioni cicliche di tensioni è nelle condizioni di danno per creep e fatica termo-meccanica. Quindi si è valutato separatamente il danno dovuto a creep e il danno dovuto alla fatica termo-meccanica per calcolare successivamente il danno cumulativo sul componente e la vita residua in funzione delle strategie di funzionamento della centrale.

Da ultimo si è completata la valutazione sul surriscaldatore considerando quanto altri fattori di avaria incidono sui singoli danni da creep o da fatica, pregiudicando ulteriormente la sua durata in servizio.

4.2.1 Danno a creep

Per il calcolo del danno da creep (Figura 4.12) a partire dai dati presentati nel capitolo precedente si utilizzerà, come già accennato, la Linea Guida ISPESL [6] che riporta quanto richiesto dal codice ASME di riferimento [2]. In particolare, fra i quattro metodi presentati nelle Linee Guida, si è scelto il metodo n.2 perché non si dispone di informazioni sufficienti per utilizzare il metodo n.1, più preciso nella costruzione dell'intera curva di creep.

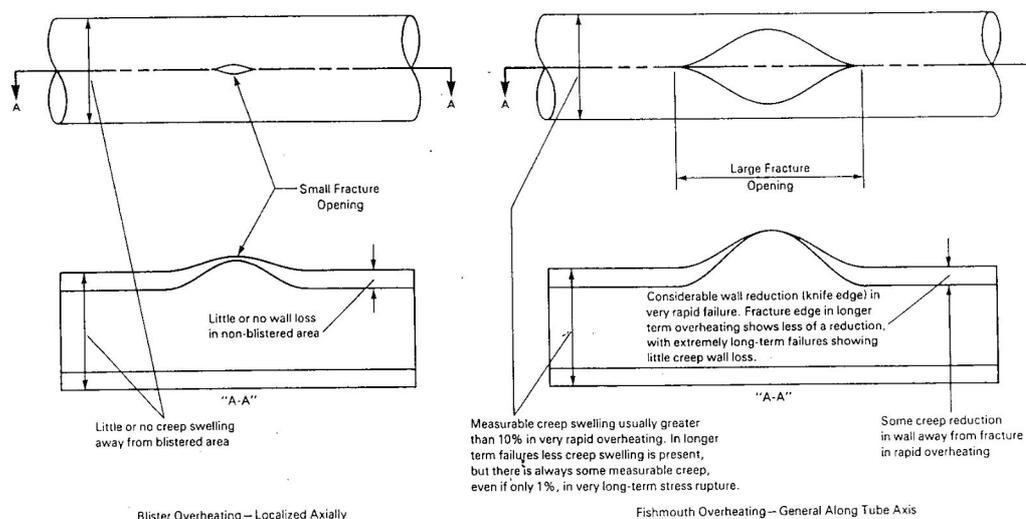


Figura 4.12

Tipiche rotture per surriscaldamento per scorrimento viscoso – creep [21]

Il metodo n.2 è comunque fra quelli consigliati e non presenta controindicazioni per estrapolazioni temporali limitate. Il caso del surriscaldatore ricade perfettamente all'interno di questa tipologia. I metodi n.3 e n.4 sono più imprecisi e richiedono l'adozione di appositi coefficienti di sicurezza per ovviare alla loro imprecisione e quindi non sono stati presi in considerazione.

Il consumo di vita per scorrimento viscoso si può calcola a partire dalle sollecitazioni significative presenti, mediante la costruzione della curva dei carichi di rottura a creep alla temperatura considerata in un diagramma Tempo-Sollecitazione di rottura. Queste curve spesso possono essere approssimate a rette relativamente a regioni limitate. In Figura 4.13 è rappresentata la curva relativa all'acciaio di cui è costituito il SH alla temperatura di 550 °C.

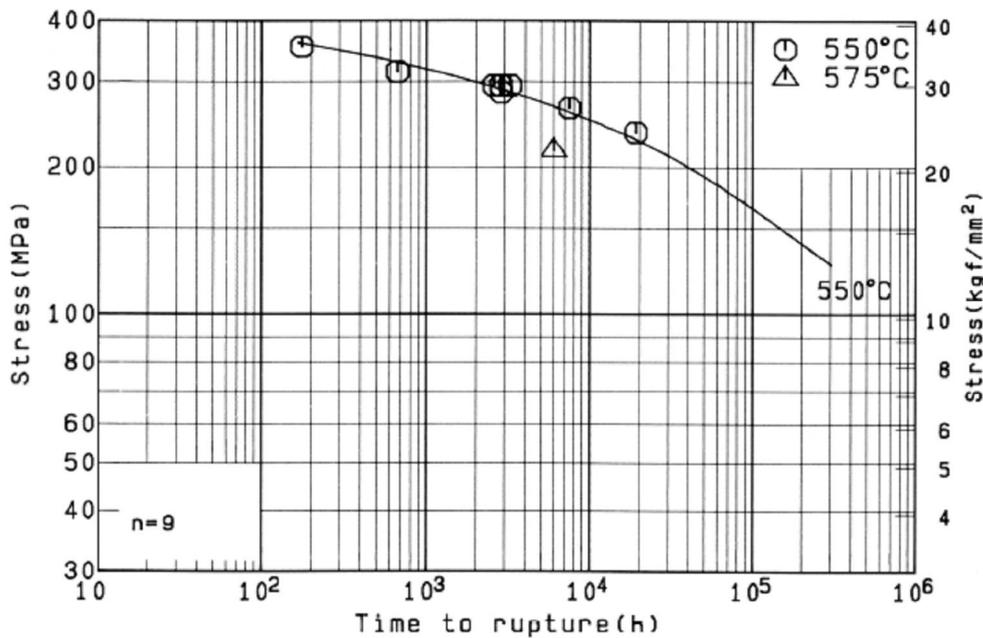


Figura 4.13

Tempo di rottura rispetto a tensione applicata per l'acciaio AISI 321H a 550°C [17]

Queste curve possono anche essere analiticamente rappresentate mediante equazioni del tipo:

$$t_r = m(\sigma)^{-n} \quad (4.15)$$

dove t_r è il tempo [h] con il quale si perviene a rottura, σ la sollecitazione applicata [MPa], m ed n due parametri dipendenti dal materiale e dalla temperatura.

I parametri m e n possono essere calcolati noti due punti della curva di creep $(\sigma_1; t_1)$, $(\sigma_2; t_2)$, dove t_1 e t_2 sono pari a 100000 h e 200000 h.

Spesso, nelle raccolte normative, è disponibile un solo valore della sollecitazione che provoca rottura (di solito quello relativo a 100000 h) ed è quindi necessario determinare un altro valore (ad esempio quello relativo a 200000 h). Tale secondo valore (nelle formule che seguono si farà riferimento al carico di rottura a 200000 h), può essere calcolato mediante un semplice artificio basato sulla teoria di Larson – Miller che introduce una corrispondenza biunivoca tra il Parametro di Larson – Miller (PLM) e la sollecitazione a rottura. Ad uno stesso valore della sollecitazione corrispondono infinite coppie temperatura-tempo che provocano rottura nel materiale ed alle quali corrisponde uno stesso valore del PLM.

Uguagliando quindi i valori del PLM relativo alle due condizioni:

$$T_1 = \text{temperatura di esercizio} \quad t_1 = 200000 \text{ ore (PLM1)}$$

$$T_x = \text{temperatura equivalente incognita} \quad t_2 = 100000 \text{ ore (PLM2)}$$

si può ricavare la temperatura equivalente T_x :

$$T_x = \frac{(C + \log 200000) \cdot (T_1 + 273)}{(C + \log 100000)} - 273 \quad (4.16)$$

Nel nostro calcolo $T_1 = 540 \text{ °C}$ (valore nella raccolta dati ECCC più vicino alla temperatura di esercizio massima e comunque pari alla temperatura di esercizio media [16]), mentre C per gli acciai austenitici (com'è il caso del surriscaldatore) vale 15. Segue una $T_x = 552,2 \text{ °C}$

Dalla norma ASME e Linee Guida ISPESL si ricava pertanto il valore della sollecitazione di rottura alla temperatura equivalente T_x ; tale valore, in genere, deve essere ricavato per interpolazione lineare, detti, infatti, T' e T'' i valori delle temperature immediatamente superiori ed inferiori a T_x , in corrispondenza dei quali sono fornite le sollecitazioni a rottura a 100000 h (σ' e σ'') si avrà:

$$\sigma_{r/200000/T_1} = \sigma_{r/100000/T_x} = \sigma' - \frac{(\sigma' - \sigma'') \cdot (T_x - T')}{(T'' - T')} \quad (4.17)$$

Dalla raccolta dati dell'ECCC relativamente all'acciaio in esame (Figura 4.14), $T' = 540 \text{ °C}$, $T'' = 560 \text{ °C}$, $\sigma' = 154 \text{ MPa}$, $\sigma'' = 129 \text{ MPa}$. Si ricava una tensione a rottura per 200000 ore di lavoro a 538 °C di $138,7 \text{ MPa}$, valore molto prossimo al valore calcolato analiticamente dal gruppo di lavoro ECCC che è pari a 136 MPa . In questo modo si è avuta la possibilità anche di verificare la metodologia ASME/ISPESL con le espressioni analitiche redatte dal Gruppo Europeo ECCC.

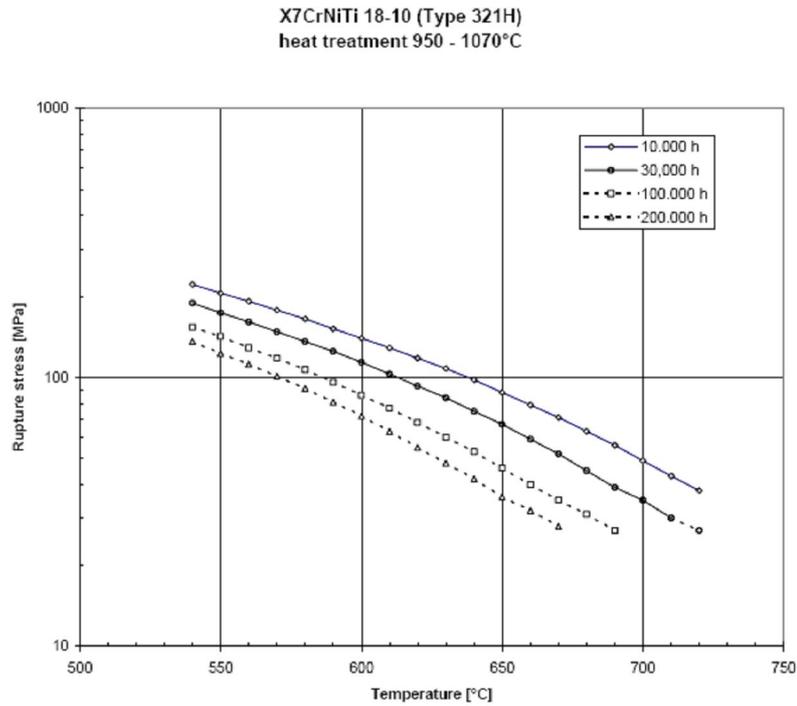


Figura 4.14

Tensione di rottura in funzione della temperatura di funzionamento per l'acciaio TP321H al variare delle ore di funzionamento [16]

Noti i valori delle sollecitazioni a rottura a 100000 e 200000 h alla temperatura considerata, si può costruire il diagramma tempo-sollecitazione espresso analiticamente dalla Eq. 4.15. Infatti, è possibile determinare con semplici passaggi il valore del parametro n che in questo caso specifico risulta essere paria a 5,5765 dall'espressione seguente:

$$n = \frac{\log\left(\frac{t_1}{t_2}\right)}{\log\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)} \quad (4.18)$$

Il valore di m si ottiene risolvendo l'Eq. 4.12 in forma logaritmica con i valori di una delle due coppie (σ ; t):

$$\log m = \log t_1 + n \log \sigma_1 \quad (4.19)$$

$$m = t_1 \sigma_1^n \quad (4.20)$$

da cui $m = 1,58025E+17$.

Per poter calcolare il danno è necessario conoscere il valore di tensione applicata sul componente da inserire nell'Eq. 4.15 per poter calcolare il valore di t_r . Sulla base di quanto

previsto dalla normativa ASME in condizioni di tensione multi-assiale, come in questo caso, il valore della tensione da considerare è quella equivalente di Von Mises [2]:

$$\underline{\sigma} = \sqrt{(\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_a^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_t \cdot \sigma_a + \sigma_r \cdot \sigma_a))} \quad (4.21)$$

dove i valori delle tensioni sono quelli nel punto di massima sollecitazione durante il periodo in cui l'acciaio è sottoposto a creep. In questo caso i valori di tensione sulla sezione interna del tubo durante il funzionamento a pieno carico: $\sigma_t = 71,367$ MPa; $\sigma_r = -18,855$ MPa; $\sigma_a = 26,242$ MPa da cui $\underline{\sigma} = 78,134$ MPa. Il valore della stessa tensione equivalente di Von Mises ricavata dal simulatore (Figura 4.15) ha dato come risultato $\underline{\sigma} = 81,187$ MPa, molto vicina, ma in condizioni di maggiore sicurezza. Per i calcoli del danno da creep è stato quindi utilizzato questo ultimo valore.

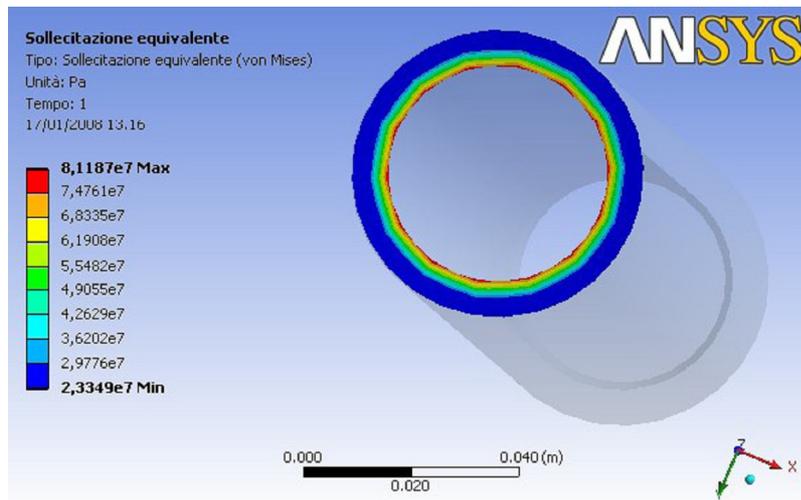


Figura 4.15

Sollecitazione equivalente di Von Mises sul surriscaldatore con centrale a pieno carico

Il danno da creep per ogni ciclo di funzionamento alla massima temperatura di esercizio conseguente all'applicazione di un tale sistema tensionale è quindi:

$$d_c = \frac{1}{t_r(\underline{\sigma})} \quad (4.22)$$

dove $t_r(\underline{\sigma})$ è il tempo di rottura per quella determinata tensione espresso in ore.

In conclusione con la (4.15) $t_r = 3563382$ h e $d_c = 2,8063E-07$ h⁻¹.

Il danno invece nel caso di riduzione ad un terzo del carico, danno ridotto, ma comunque presente perché comunque la temperatura di esercizio è sempre la massima, con una $\underline{\sigma} = 56,553$ MPa, e quindi $t_r = 97879590$ h, sarebbe di $d_c = 1,02166E-08$ h⁻¹.

Allo stesso risultato si perviene, anche se con minore precisione, utilizzando i grafici rintracciabili in letteratura (in Figura 4.13 viene riproposto quello relativo all'acciaio del SH) in cui viene dato il tempo a rottura al variare della tensione applicata per temperature specifiche. Questo tipo di grafico risulta più facilmente reperibile rispetto ai grafici come quelli di Figura 4.14 o ai dati di tensione a 100000 h in temperatura utili per ricavare i parametri che servono nelle Eq. 4.15 e seguenti.

4.2.2 Danno a fatica termo-meccanica

Per il calcolo del danno da fatica termo-meccanica è necessario passare dai dati di deformazione multi-assiale di tabella 4.5 ad un valore equivalente con cui entrare nelle diagrammi relativi alle curve di Manson-Coffin ricavate sperimentalmente e presentate nel capitolo precedente. Sulla base di quanto previsto dalle norme ASME [2] e R5 [3], che fanno da riferimento per il calcolo del danno a fatica, tale operazione è eseguibile mediante il calcolo delle deformazioni equivalente di Rankine e di Tresca qui riproposte, utilizzando i dati esposti nelle Tabelle 4.3 e 4.5:

$$\varepsilon_{eqR} = \frac{1}{(1+\nu)} \left[\varepsilon_{1a} + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{1a} + \varepsilon_{2a} + \varepsilon_{3a}) \right] \quad (4.23)$$

$$\varepsilon_{eqT} = \frac{1}{(1+\nu)} (\varepsilon_{1a} - \varepsilon_{3a}) \quad (4.24)$$

Una volta calcolate le deformazioni equivalenti si esegue la somma con la deformazione termica rilevata dalla simulazione e indicato in Figura 4.12 e si ottengono i due valori di deformazione equivalente:

Modulazione	$\Delta\varepsilon_{Tresca} [\mu\varepsilon]$	$\Delta\varepsilon_{Rankine} [\mu\varepsilon]$
0%-100%	5290	5513
30%-100%	5150	5270

Tabella 4.6
Deformazioni equivalenti di Tresca e Rankine per le due modulazioni di centrale

Con queste ampiezze di carico si entra quindi nella curva di Manson-Coffin ricavata a 540 °C con $R_\epsilon = -1$, presentata nel capitolo precedente e si trovano i valori N_l relativi.

Modulazione	N_{l_Tresca}	$N_{l_Rankine}$
0%-100%	680	612
30%-100%	850	720

Tabella 4.7
Numero di cicli a rottura per le deformazioni di Tresca e Rankine equivalenti

La situazione più gravosa (un basso valore di N_l significa un numero basso di cicli a cui si perviene a rottura) si ottiene nella modulazione tra carico nullo e carico pieno con il valore della deformazione equivalente di Rankine, che riporta come valore di cicli a rottura $N_l = 612$. Si è analizzato quindi il danno relativo a questo tipo di modulazione dando per scontato che l'altra modulazione dia un danno meno accentuato.

Da quanto esposto nel capitolo precedente (Eq. 3.19 – Eq. 3.22) si sarebbe dovuto eseguire il calcolo dei valori di N_i (numero di cicli per avere la nucleazione della cricca) e N'_g (numero di cicli per la crescita della cricca) per ottenere il numero di cicli N_0 che portano alla formazione di una cricca di dimensione a_0 (cricca macroscopica) sotto carico multi – assiale. In realtà per le dimensioni e il materiale di questo componente, secondo quanto specificato nel codice R5 della British Standard, si verifica che $M = 1$ e inoltre la dimensione della cricca macroscopica a_0 risulta essere pari alla dimensione della cricca a rottura a_l e quindi il calcolo si semplifica dando luogo alla relazione $N_0 = N_l$ che è anche la condizione peggiore che possa capitare e quindi il danno maggiore che si possa ricavare. Si è quindi nelle condizioni di massima sicurezza perché si considera il caso più gravoso possibile.

Tutto ciò permette di dire che il numero di cicli per il quale si ha la rottura del pezzo è proprio il numero di cicli per cui si ha la formazione di una cricca macroscopica di dimensioni a_0 e che viene considerata nel calcolo del danno da fatica. Ecco allora che $N_0 = 612$ cicli e quindi il danno per ogni ciclo è presto ricavato come:

$$d_f = \frac{1}{N_0} \quad (4.25)$$

$$d_f = 1,6334E-03.$$

4.2.3 Danno totale per creep-fatica

Una volta noti i valori del danno da creep e da fatica termo-meccanica, il calcolo del danno totale risulta relativamente semplice. Infatti, secondo le indicazioni di tutte le principali teorie, esso può considerarsi la somma lineare dei due danni secondo la relazione:

$$D_{tot} = D_f + D_c \quad (4.26)$$

dove D_f (danno a fatica) si ottiene sommando i danni prodotti da ogni singolo ciclo, mentre D_c (danno a creep) si ottiene integrando il danno “unitario”, calcolato precedentemente, per il tempo di durata del creep alla temperatura massima.

Resta quindi da definire il danno totale che porta a rottura il componente. Come già detto nel capitolo 3, la norma R5 [3] prevede la rottura del componente quando il danno totale diviene pari ad uno, mentre la norma ASME [2] fornisce diverse curve di confronto a seconda del materiale.

Per completare il calcolo e determinare la vita del surriscaldatore è necessario definire la modalità di gestione dell’impianto per valutare i danni a creep e a fatica.

Sono state scelte due diverse modalità di gestione della centrale sulla base di quanto visto a riguardo delle condizioni operative delle centrali a vapore e delle condizioni di guadagno nel Mercato Elettrico. Queste due strategie sono presentate nel dettaglio nel capitolo 5 quando si valuterà la convenienza economica. Si introducono qui per valutare i danni e la vita residua sul componente.

La prima modalità di gestione a pieno carico, tipo “base load” secondo il progetto della centrale di queste caratteristiche e combustibile, che prevede un utilizzo a piena potenza durante il giorno (dalle 8.00 alle 20.00) e riduzione al 60% della potenza nominale durante la notte e i fine settimana dell’anno e quindi con massima tensione sui tubi per tutto l’arco dell’anno, escluso il periodo di sosta annuale programmata durante il mese di agosto. Questa gestione prevede quindi un unico ciclo di fatica (spegnimento ed accensione in agosto) e 8016 ore l’anno di stazionamento alla massima temperatura e quindi in condizioni di creep massimo.

La seconda modalità di gestione prevede un andamento flessibile/ciclico con lo “spegnimento” nei fine settimana e durante la notte; questo comporta 50 cicli di accensione/spegnimento e quindi di fatica termo-meccanica l’anno e 5760 ore di creep alla massima tensione.

Avremo quindi le seguenti leggi di propagazione del danno per ciascun anno di funzionamento:

$$D_{gestione1} = \sum_{i=1}^x \left(\frac{8016}{3563383} + \frac{1}{612} \right) = 0,00388 \quad (4.27)$$

$$D_{gestione2} = \sum_{i=1}^x \left(\frac{5760}{3563383} + \frac{50}{612} \right) = 0,08332 \quad (4.28)$$

che andranno confrontate con le curve di rottura previste dalle norme ASME (Figura 3.6) per trovare gli anni di vita del componente secondo quanto stabilito dall'Eq 3.30.

In base ai calcoli effettuati, la presenza di una cricca macroscopica (e probabile rottura) sul SH si verificherà dopo 139 anni con la gestione tipo 1 e dopo 12,4 anni con la gestione di tipo 2. Risulta quindi molto evidente come un funzionamento flessibile di una centrale a vapore alimentata a carbone, progettata per un funzionamento con un alto fattore di carico, porti ad una riduzione netta della vita di uno dei componenti più sollecitati della propria caldaia nel momento in cui viene esercitata in modo flessibile e quindi in condizioni di fuori progetto.

4.2.4 Danno totale combinato con altri fenomeni di avaria

In seguito a quanto descritto nel capitolo precedente, è stata valutata l'influenza di alcuni dei fenomeni/meccanismi macroscopici presenti sui SH in termini di incremento del danno a creep e a fatica in entrambe le modalità di gestione della centrale.

Come descritto, gli eventi presi in considerazione, in virtù della pericolosità e della probabilità di accadimento sono stati: l'ossidazione interna lato vapore, la corrosione esterna lato fumi e la presenza di saldature eterogenee.

E' stato valutato dapprima l'incremento del danno applicando un singolo meccanismo di avaria per volta e poi si è calcolato il danno con l'azione di tutti i meccanismi di avaria contemporaneamente applicati al SH.

Ossidazione

Quando un tubo di un surriscaldatore entra in servizio, il metallo in contatto con il vapore interno comincia a formare uno strato di incrostazione di magnetite (Fe_3O_4). Questo strato di ossido diventa sempre più spesso e la sua crescita nel tempo è dipendente dalla temperatura

media del metallo. La presenza dell'ossido risulta dannosa perchè forma una specie di isolante, una barriera al trasferimento di calore che fa aumentare la temperatura del metallo di conseguenza per mantenere una temperatura di vapore costante. Per gli acciai austenitici si è considerato che la temperatura del metallo tende ad aumentare tra 0,6 e 1,1 °C quando lo spessore dell'ossido aumenta di 0,03 mm [8, 21].

In letteratura [4, 5, 7, 9] esistono diversi algoritmi analitici in grado di stimare la temperatura del metallo in base alla crescita dello spessore dello strato di ossido nel tempo. In base al tipo di acciaio e al tipo di centrale termoelettrica considerata per valutare l'aumento di temperatura è stata utilizzata l'espressione:

$$\text{Log } X = 0.0002(T(20+\log t))-7.25 \quad (4.29)$$

dove il X è lo spessore dello strato di ossido espresso in millesimi di pollice (1 mm = 40 millesimi di pollice) dentro il tubo, T è la temperatura del metallo adiacente all'ossido espressa in °R ($R=F+460$) e t è il tempo di esposizione espresso in ore. Nella figura seguente 4.17 sono riportate la temperatura del metallo e lo spessore dello strato di ossido sul tubo dal lato del vapore alla fine del surriscaldatore quando la centrale termoelettrica funziona per 5760 h/anno. L'Eq. 4.29 è stata utilizzata per calcolare lo spessore dell'ossido una volta note la temperatura e il periodo di lavoro e questo ricorsivamente per ogni anno prima della rottura del SH. La temperatura del metallo del tubo per il primo anno è stata valutata con le simulazioni al computer come visto nei paragrafi precedenti. La temperatura dopo un anno di esercizio è stata valutata considerando l'aumento di 1,1 °C per ogni 0,03 mm di ossido interno come indicato sopra. L'andamento nei 20 anni di funzionamento è descritto nella Figura 4.16.

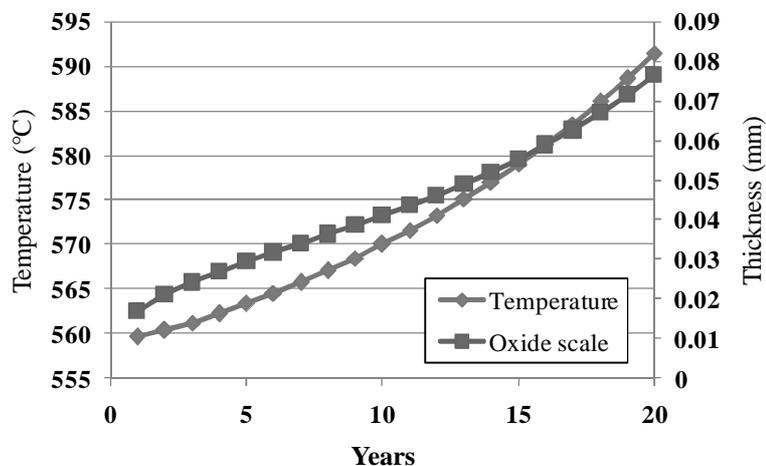


Figura 4.16

Crescita dello spessore di ossido e di temperatura del metallo lato vapore considerando 5670 ore di funzionamento l'anno nell'arco di 20 anni

L'effetto della presenza dell'ossido è l'aumento della temperatura della parete metallica del SH e questo determina anno per anno una diminuzione del tempo di rottura a creep ovviamente nell'Eq. 4.12 e quindi nel secondo termine dell'Eq. 3.29. Rimane invece invariato il danno per fatica termo-meccanica.

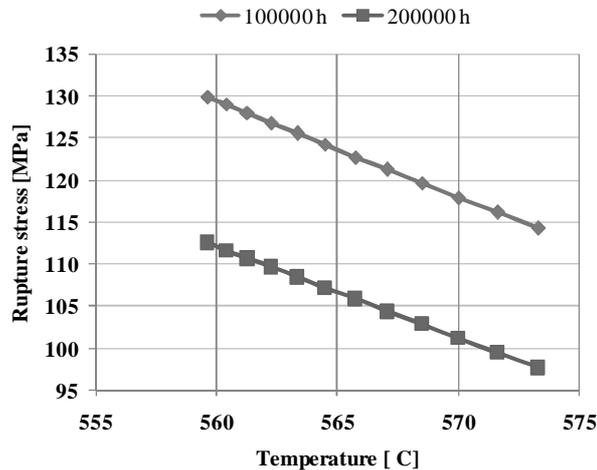


Figura 4.17

Variatione della tensione di rottura al variare della temperatura media del metallo per 100000 e 200000 h di funzionamento per l'acciaio del SH

Annualmente varia il valore della sezione resistente del tubo e di conseguenza la temperatura media del metallo. Le tensioni di rottura a 100000 h e a 200000 h usate nelle Eq. 4.16 e 4.17 variano secondo quanto descritto in Figura 4.17 e di conseguenza la tensione t_r dell'Eq. 4.15 varia annualmente secondo l'andamento descritto in Figura 4.18, passando da un valore di 974232 h al primo anno a un valore pari a 455321 h al 12° anno valore limite visto che indicativamente questa è la vita del SH in una centrale esercita in modo flessibile.

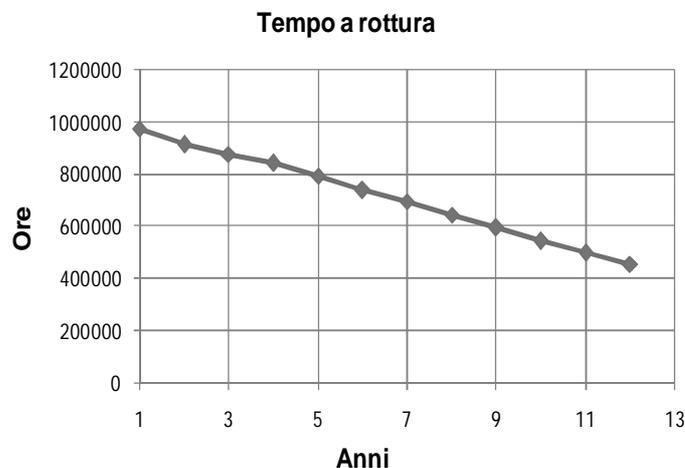


Figura 4.18

Variatione annuale del tempo necessario per giungere a rottura per creep con ossidazione interna

Nelle figure seguenti (Figura 4.19 e Figura 4.20) viene riportato l'aumento del danno in termini di frazione di anno da decurtare dalla vita residua del componente e la riduzione di vita fino alla rottura.



Figura 4.19
Frazioni di anno da togliere alla vita residua del SH per ossidazione interna

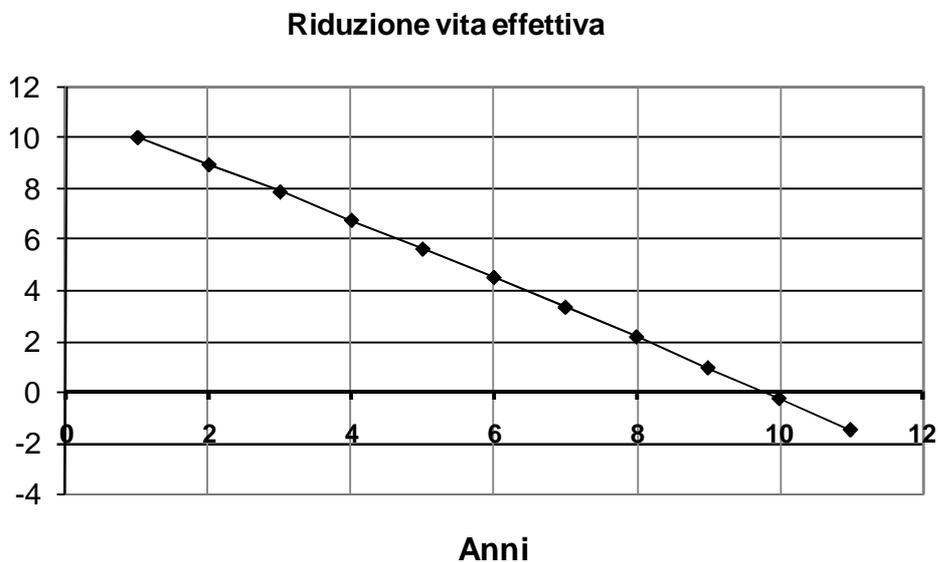


Figura 4.20
Variazione annuale del tempo necessario per giungere a rottura per creep

Come si evince dalla Figura 4.20 il componente sottoposto solo a creep, a fatica e ad ossidazione interna avrebbe una vita minore rispetto a quanto calcolato nel precedente paragrafo e pari a circa 10 anni.

Corrosione lato fumi

L'azione della cenere dei fumi della combustione crea, tra le altre cose, un meccanismo di danno sulla tubatura a causa delle reazioni chimiche con l'acciaio del componente. Molti elementi nei fumi della combustione del carbone possono reagire con l'ossido normalmente protettivo che si forma sulla faccia esterna del tubo. Cloruri e solfuri sono esempi degli elementi che portano alla diminuzione della resistenza dell'ossido del metallo e all'aumento della velocità di ossidazione. L'esperienza ha mostrato che la velocità di corrosione è influenzata sia dalla temperatura del metallo sia dalla temperatura dei gas.

La corrosione esterna del surriscaldatore, come indicato precedentemente e in Figura 3.25 e 3.26, è concentrata sul lato frontale rispetto la corrente dei fumi del tubo. Le più alte velocità di corrosione si trovano generalmente sui tubi di sbocco del surriscaldatore radiante. Quando invece la temperatura superficiale raggiunge i 593-635 °C, la velocità di corrosione del banco di surriscaldatori a prevalente convezione è inferiore, variando tra 0,13 a 0,51 mm/anno per gli acciai in questione [8, 21].

La corrosione è associata ai depositi sinterizzati che sono vincolati ai tubi. Tali depositi consistono di almeno tre strati distinti. Lo strato esterno non è pericoloso ma è importante perché crea le condizioni per la corrosione negli strati seguenti. Lo strato interno, che ha un colore nero, di solito sembra avere sostituito l'ossido normalmente protettivo sul tubo. Questo strato è composto primariamente dei prodotti di corrosione tipo ossidi, solfuri e solfati di ferro e raramente eccede i 1,6 mm di spessore sui tubi di acciaio inossidabile corrosi (18Cr-8 con Ni), probabilmente a causa della sua forte tendenza a scheggiarsi quando i tubi si raffreddano [8]. Il valore indicato sopra può essere considerato come la peggior condizione possibile di esercizio e così lo spessore dei tubi della simulazione numerica è stato ridotto proprio di questo valore.

Riducendo la sezione di tubo, aumenta lo stress sul metallo a parità di condizioni operative. Questo meccanismo quindi influenza sia il danno da creep che il danno a fatica e quindi entrambi i termini dell'Eq. 3.29. Il valore della tensione equivalente di Von Mises sul tubo aumenta da 81,14 MPa a 83,81 MPa e il valore del tempo di rottura per creep secondo l'Eq. 4.12 si riduce a 2974158 h.

Anche il danno per fatica si riduce perché l'aumento di tensione equivalente sulla sezione aumenta la deformazione sul pezzo e quindi il valore di N_0 (numero di cicli ai quali si perviene alla formazione di una cricca macroscopica) decresce da 612 a 542 in quanto inversamente proporzionale allo stress sul metallo secondo gli andamenti classici sulla curva Manson – Coffin.

In base a queste indicazioni la vita del SH sottoposto alla sola corrosione esterna (oltre al creep e alla fatica) si ridurrebbe a circa 10,95 anni rispetto ai 12,5 in assenza di corrosione.

Saldature eterogenee

La più tipica rottura di tubazioni a vapore è proprio la spaccatura lungo i collegamenti saldati (supporti saldati o tiranti tagliati). La cricatura delle saldature eterogenee può verificarsi nei tubi dei SH e dei RH nei giunti di saldatura che sono stati esposti a temperature o sollecitazioni superiori ai valori previsti o di progetto. In queste situazioni si accelera soprattutto il processo di creep che dipende dalle sollecitazioni totali e dalle temperature raggiunte in esercizio. Gli stress aggiunti ai tubi possono risultare dalla deformazione a freddo durante le operazioni di loro produzione, dai cicli termici incontrati durante le operazioni di saldatura, dall'uso di appoggi impropri o da saldatura impropria [21].

La maggioranza degli equipaggiamenti e dei condotti che lavorano alle alte temperature nelle centrali termoelettriche alimentate a combustibile fossile sono di acciaio con una alta percentuale di cromo per essere resistente a creep. Per unire questo tipo di acciaio con altri acciai è richiesta la saldatura martensitica che sia effettuata preriscaldando ad una temperatura inferiore alla temperatura M_s (la temperatura alla quale una trasformazione martensitica comincia durante il raffreddamento dopo l'austenizzazione).

Il codice ASME suggerisce che nella vicinanze di una saldatura (definito come la lunghezza di tubo lungo ± 3 volte lo spessore del tubo preso da entrambi i lati rispetto alla linea di saldatura) il valore del danno si deve calcolare utilizzando degli opportuni valori correttivi. Il valore di N_0 deve essere dimezzato rispetto al valore permesso per il materiale di provenienza, mentre il valore della tensione da inserire nell'Eq. 4.15 per calcolare t_r si ricava dal prodotto tra il valore dello stress a rottura e un opportuno coefficiente di riduzione che dipende dal materiale e dalle temperature di esercizio. Per questa situazione specifica il fattore è pari a 0,95.

Da tutto ciò ne consegue che la vita del SH sottoposta a creep e fatica, ma tenendo conto di quanto previsto dalla normativa ASME quando si è in presenza di saldature, risulta ridursi a soli 6,35 anni.

Presenza contemporanea dei fattori di avaria

Usando i fattori di correzione o le nuove temperature e tensioni fin qui descritte è stato possibile ricavare il nuovo danno totale per ciascun meccanismo di avaria preso singolarmente (ossidazione, corrosione e saldature) sul SH di una centrale termoelettrica

alimentata a carbone. In Tabella 4.8 sono riportati i valori dei parametri di valutazione del danno secondo l'Eq. 3.29 e 4.13 e la valutazione della vita del surriscaldatore di alta temperatura della centrale termoelettrica considerata esercitata in modo ciclico secondo quanto stabilito nei paragrafi precedenti (strategia di tipo 2).

	$T_r (s_{ss})$	N_0	d_c	d_f	D	Anni a rottura
Creep + TMF	3563383	612	0.00126	0.0768	0.9687	12.41
Ossido interno	739012	612	0.0447- 0.095	0.0768	0.90-0.81	9.93
Corrosione lato fumi	2974159	542	0.00151	0.08672	0.9669	10.95
Saldature eterogenee	3385214	306	0.00126	0.15359	0.9839	6.35
SOMMA	2974159	271	0.00151	0.17343	0.9830	5.26

Tabella 4.8

Valori dei parametri principali che influenzano la vita residua di un SH per diverse tipologie di meccanismi di avaria in una centrale termoelettrica a carbone gestita in modo ciclico (strategia di tipo 2)

In particolare i valori della prima riga sono relativi al danno per solo creep e fatica termomeccanica, mentre tutte le altre righe riportano i dati calcolati relativi a ciascuna tipologia di avaria che va a peggiorare i parametri che permettono di calcolare il danno a creep e a fatica e la vita residua.

L'ultima riga riporta la situazione tenendo conto di come tutte e 3 tipologie di avaria considerate contemporaneamente vanno a peggiorare la vita residua del SH. Per raggiungere questo risultato sono state fatte delle ipotesi specifiche in condizioni di massima sicurezza. Il valore di N_0 (271) è stato calcolato dall'analisi sulla corrosione lato fumi (542) dimezzato per convenire alle indicazioni della norma ASME. Per quanto riguarda il valore utilizzato come tempo di rottura a creep t_r è stato preso in considerazione quello ricavato dal calcolo per la corrosione esterna (2974159 h) e a questo è stato applicata la riduzione di vita dovuta all'innalzamento delle temperature secondo la teoria dell'ossidazione interna (valori indicati nelle Figure 4.19 e 4.20) e il coefficiente di riduzione per la presenza delle saldature eterogenee.

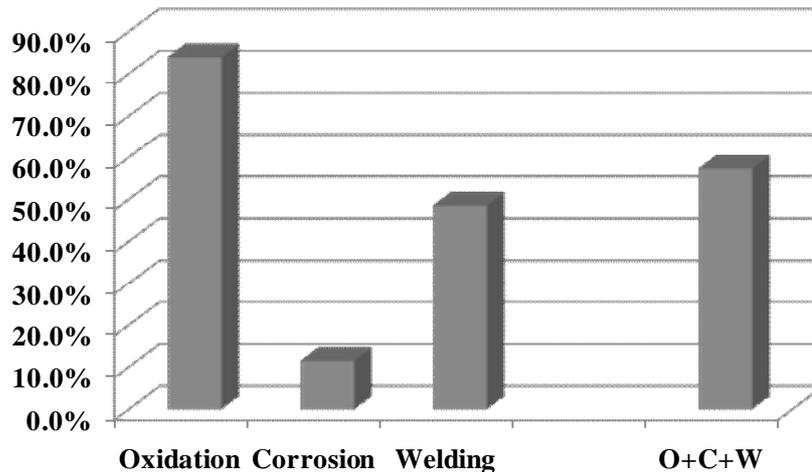


Figura 4.21

Influenza di ogni singolo meccanismo di danno sulla vita residua del SH ed effetto cumulativo di tutte le tipologie di avaria considerate assieme

I risultati ottenuti hanno permesso di realizzare il grafico in Figura 4.21 in cui è evidenziata in termini percentuali la diminuzione della vita del SH considerando ogni singolo meccanismo di avaria e la somma dei 3 rispetto al caso solo creep e fatica. Così mentre l'ossidazione interna e la corrosione lato fumi riducono la vita del tubo rispettivamente del 20 e dell'11%, la presenza di saldature porta ad avere una riduzione di progetto del 48,8%. La somma delle 3 tipologie di avaria (colonna "O+C+W") porta ad una riduzione della vita di progetto del componente a circa il 58% per la grossa influenza del danno a fatica nell'Eq. 3.29 e la grossa riduzione data dalle normative ASME [2].

L'analisi effettuata ha permesso di generalizzare la trattazione e formulare un metodo per stimare quasi in tempo reale la vita residua del SH. Infatti, è stato proposto per il componente in questione un diagramma come quello indicato in Figura 4.22 e Figura 4.23 in cui sono evidenziate le "vite residue" del SH in funzione dei meccanismi di avaria, ma al variare dei numeri di cicli di accensione/spegnimento effettuati in un anno che dipendono fondamentalmente dalla strategia di gestione scelta per quella centrale. Per avere un'idea, 50 cicli all'anno corrispondono per esempio ad una fermata ogni fine settimana, mentre 250 cicli all'anno corrispondono ad una fermata ogni giorno lavorativo (con fermo anche nei fine settimana).

Ovviamente questa analisi può essere implementata per tutti gli altri componenti critici delle centrali termoelettriche come vedremo nel seguito.

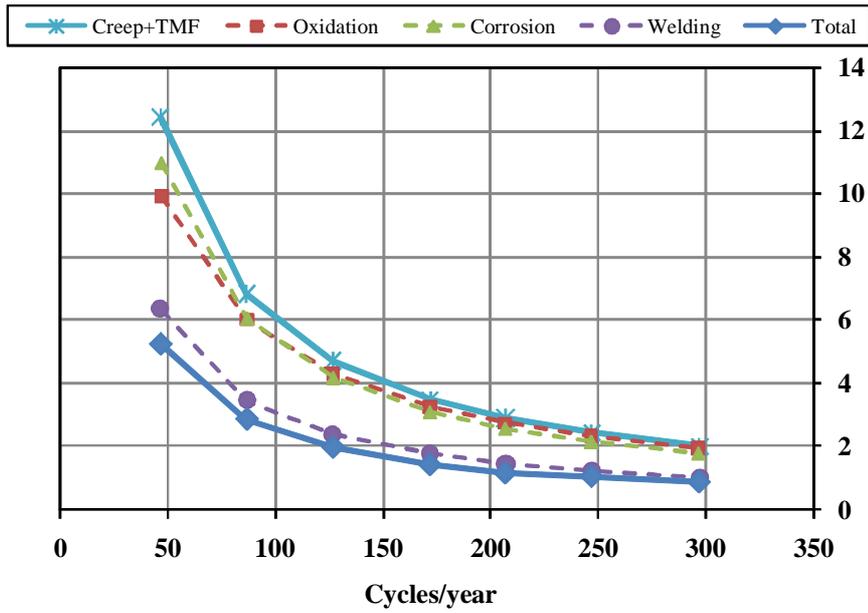


Figura 4.22
Anni a rottura per un SH sottoposto a varie tipologie di avaria in funzione del numero di cicli di avviamento in un anno

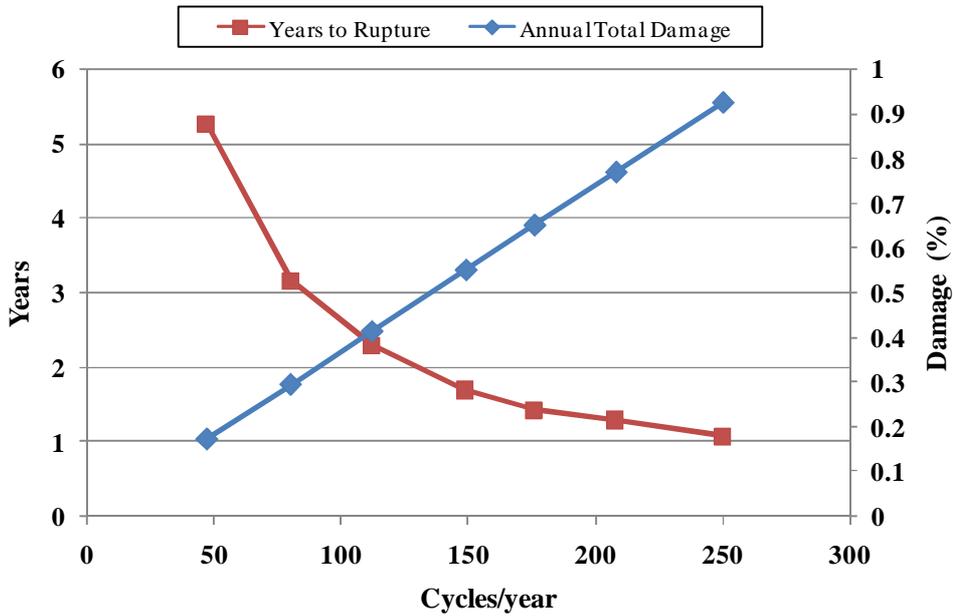


Figura 4.23
Danno totale e anni a rottura per un SH sottoposto a tutte le tipologie di avaria al variare dei numeri di avviamenti in un anno

Volendo aggiornare quindi le Eq. 4.27 e 4.28 con le considerazioni fatte sulle tipologie di avarie, si hanno i seguenti valori:

$$D_{gestione1} = \sum_{i=1}^x \left(\frac{8016}{2974159} + \frac{1}{271} \right) = 0,006385 \quad (4.30)$$

$$D_{gestione2} = \sum_{i=1}^x \left(\frac{5760}{2974159} + \frac{50}{271} \right) = 0,18644 \quad (4.31)$$

Aggiornando la vita del SH con l'Eq. 3.29 e 3.30 si può dire che il componente sarà in condizioni di formazioni di una cricca di dimensioni macroscopiche dopo 5,26 anni esercendo la centrale con una fermata ogni fine settimana (50 fermate l'anno) e dopo circa 89 anni esercendo la centrale secondo le condizioni di progetto a carico base con una sola fermata all'anno. In Figura 4.25 viene riproposta come variano le curve del danno totale per entrambe le gestioni di centrale secondo quanto stabilito dalla norma ASME.

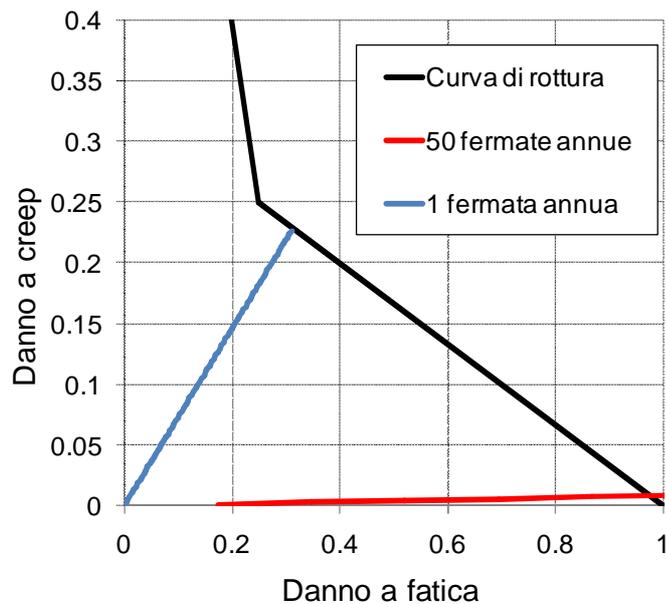


Figura 4.24
Curve di danno totale per un SH in una centrale che prevede 1 e 50 fermate all'anno secondo norme ASME

4.3 CALCOLO DEL DANNO IN ALTRI COMPONENTI

Per avere un'ulteriore indicazione sulla bontà del metodo sviluppato e la sua semplicità di utilizzo è stato applicato ad altri componenti di una centrale, ed in particolare al rotore di una turbina a gas e al surriscaldatore della caldaia a recupero a ciclo combinato.

4.3.1 Rotore di turbina a gas

Il metodo di calcolo del danno totale è stato applicato per via indiretta al rotore in quanto è stato confrontato con i risultati di un'analisi sperimentale, tratta dalla letteratura [10, 11], effettuata su provini dello stesso acciaio del rotore (1% CrMoV). Questi sono stati portati a rottura in seguito all'applicazione di carichi e cicli termici che hanno simulato le tipiche condizioni di esercizio di una centrale a ciclo combinato a gas.

Negli esperimenti descritti negli studi effettuati sono state utilizzate delle serie di provini provenienti da due distinti rotori di turbine a gas, le cui composizioni sono riportate in Tabella 4.9; questi provini sono poi stati sottoposti a tre differenti cicli di deformazione e temperatura atti a simulare diverse condizioni di funzionamento delle turbine. I dati ottenuti da questo tipo di analisi sono quindi stati confrontati con i dati ottenuti applicando i metodi di calcolo del danno, per valutarne le capacità predittive.

	C %	Cr %	Mo %	Ni %	V %	$R_{p0,2}(RT)$ MPa	$R_M(RT)$ MPa
Rotore 1	0,25	0,88	0,76	0,69	0,33	660	803
Rotore 2	0,22	0,90	0,65	0,40	0,32	577	719

Tabella 4.9
Dati del materiale dei provini dei rotori di turbine

Per il calcolo comparativo si sono utilizzati i dati relativi al rotore 1 sottoposto a cicli di tipo 3, descritti nelle Figure 4.26 e 4.27, che rappresentano un rapido avvio, seguito da un funzionamento a pieno carico prolungato e, infine, da un rapido arresto.

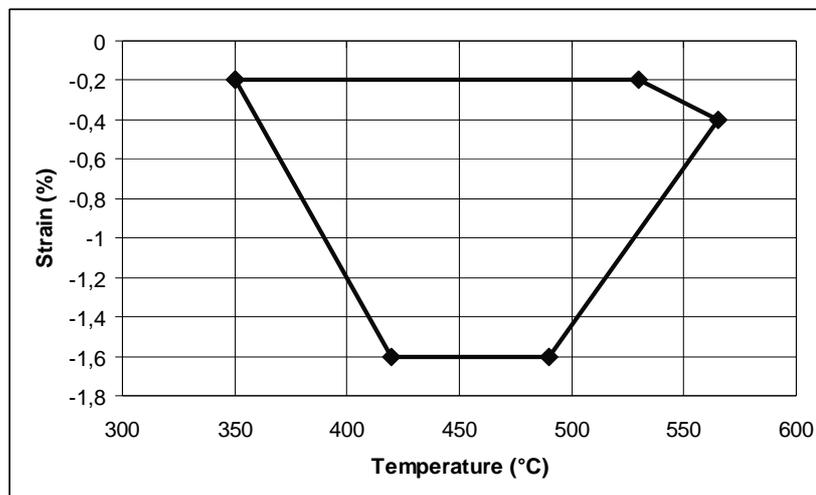
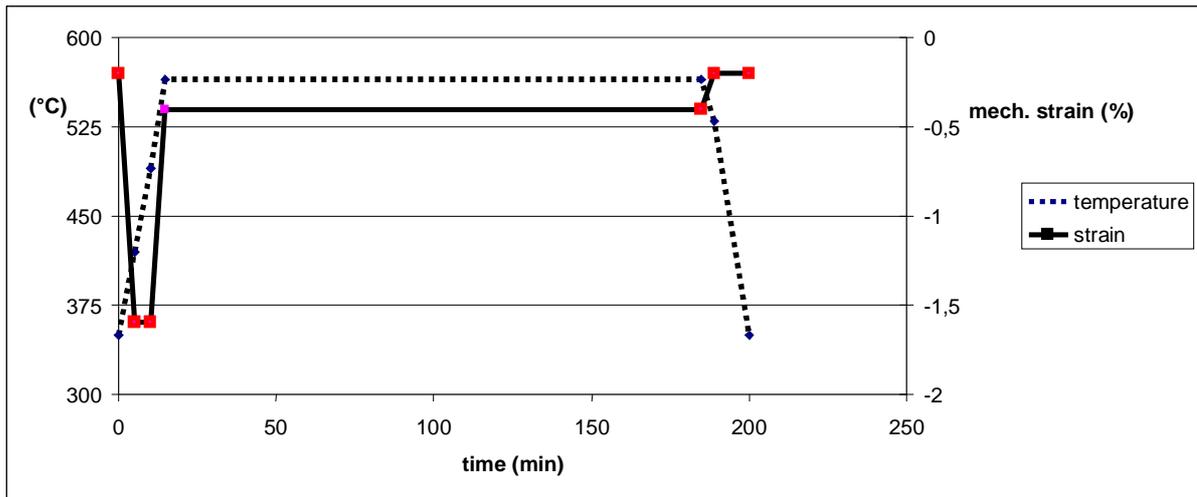


Figure 4.25 e 4.26
Cicli di carico a temperatura e deformazione sui provini [10]

Dalle prove sperimentali su una serie di provini si è ottenuto un numero di cicli a rottura pari a $N_{exp}=109$. Questo risultato è stato confrontato con quanto ricavato dall'applicazione della procedura di calcolo di danno totale descritto finora.

Per il calcolo del danno da creep si è utilizzato il grafico di Figura 4.27 [17]. Si usa in ingresso il dato della tensione pari a 200 MPa e della temperatura pari a 565°C, cioè le due grandezze mantenute costanti nel periodo del ciclo (170 min) che simula il funzionamento a regime. Da questo si ricava il tempo di rottura a creep t_r che risulta pari circa 5000 h e cioè circa 300000 min; il danno per ogni ciclo di carico alla tensione di 200 MPa risulta quindi:

$$d_c = 170 / 300000 = 5,667E-04 \text{ min}^{-1} \quad (4.32)$$

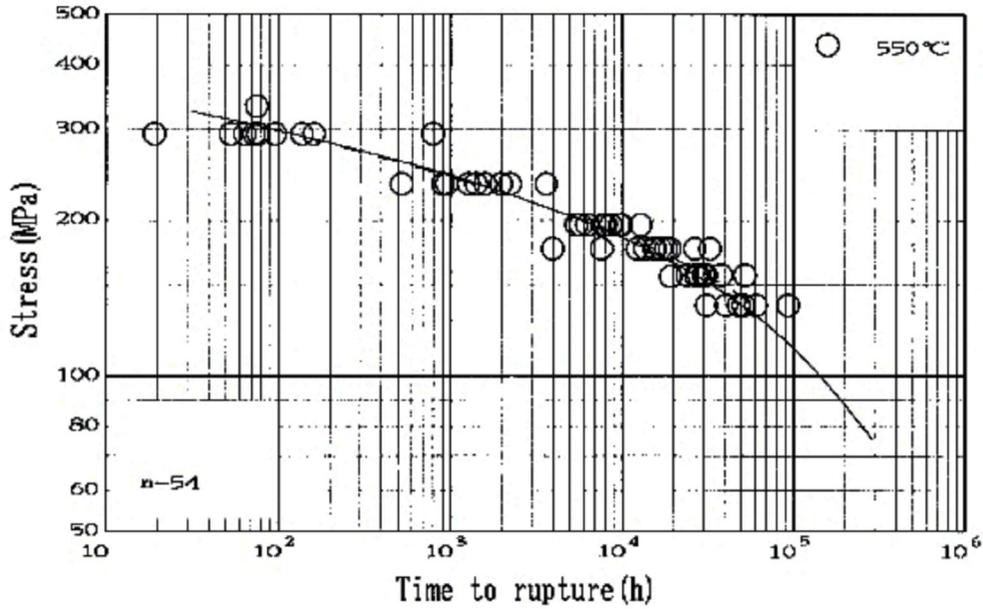


Figura 4.27
Curva di rottura creep per l'acciaio 1CrMoV a 550°C [17]

Per calcolare il danno da fatica è stato necessario utilizzare la curve di fatica in controllo di deformazione riportata nella Figura 4.28 da cui si può calcolare il valore del numero di cicli a rottura N_f . Per i cicli di tipo 3, dallo studio realizzato [10], alla curva di riferimento corrisponde un $\Delta\epsilon=1.45\%$. Utilizzando questo valore nella curva di Figura 4.28 si ottiene un valore di $N_f = 150$.

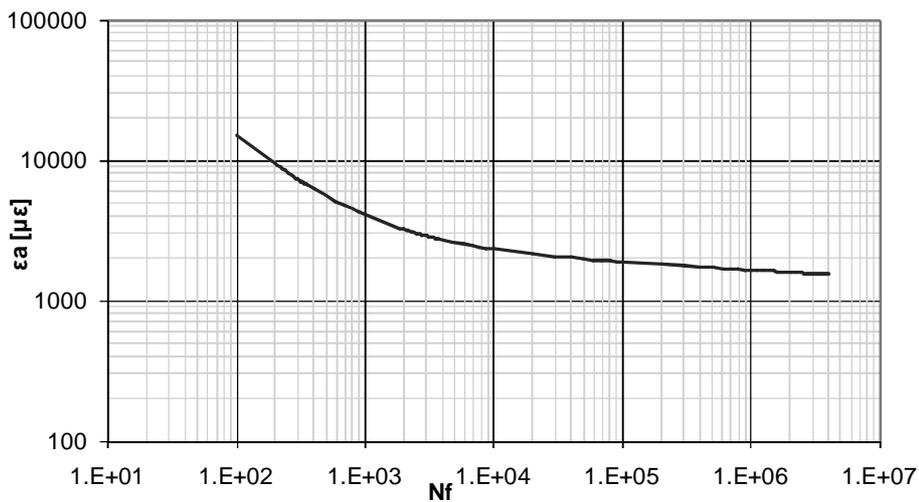


Figura 4.28
Curva di fatica in controllo di deformazione per l'acciaio 1CrMoV a 525°C e $R_e = -1$ [12]

Considerando la situazione in condizioni di massima sicurezza come visto nel caso del SH si pone $a_0=a_l$ e quindi si può affermare $N_0=N_l$ dalle Eq. 3.18-3.23. Il danno per fatica per ogni ciclo risulta quindi pari a

$$d_f = 1/150 = 6,667E-03 \text{ min}^{-1} \quad (4.33)$$

A questo punto si possono sommare i danni a creep (Eq. 4.32) e a fatica (Eq. 4.33). Seguendo le direttive della norma R5 della British Standard si deve eseguire una somma lineare secondo la relazione 4.31 e la Figura 4.29:

$$N \cdot d_f + N \cdot d_c = 1 \quad (4.34)$$

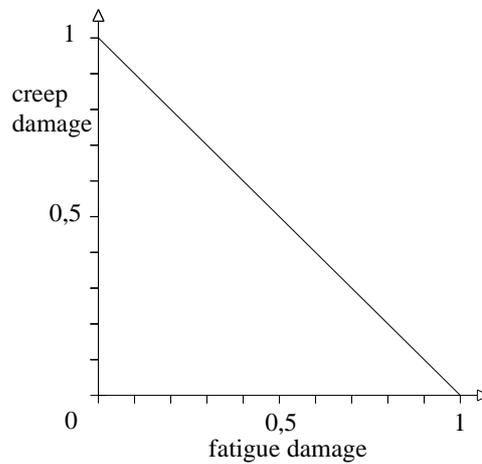


Figura 4.29

Luogo dei punti in cui si origina una cricca macroscopica secondo la R5 procedure

Si ottiene quindi un'equazione in un'unica incognita, e risolvendola si ottiene il numero di cicli a rottura $N_{R5} = 138$.

In base alle direttive dell'ASME invece, la somma non è lineare e l'Eq. 4.31 viene quindi modificata:

$$N \cdot d_f + N \cdot d_c = D \quad (4.35)$$

dove D si ricava dal grafico in Figura 4.30, specifico per questo acciaio.

Si ricava quindi il numero di cicli a rottura $N_{ASME} = 92$ che risulta in condizioni di sicurezza rispetto al valore ricavato dalle prove sperimentali di rottura dei provini (109).

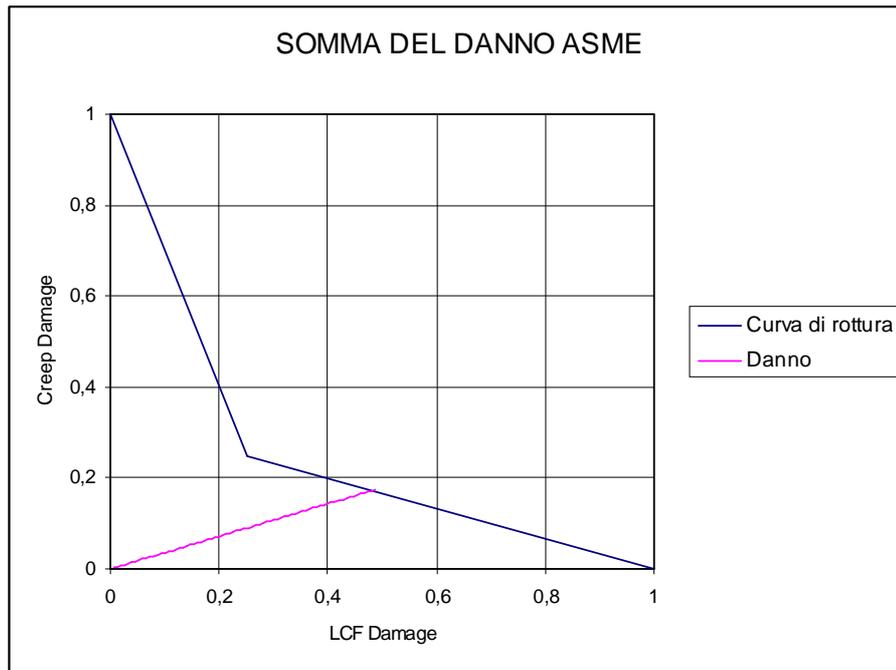


Figura 4.30

Danno massimo sopportabile a creep e fatica secondo le norme ASME III [20]

4.3.2 Surriscaldatore caldaia a recupero

L'acciaio AISI SA335P91 è ancora quello più utilizzato per i tubi dei SH di alta temperatura delle caldaie a recupero delle centrali termoelettriche a ciclo combinato a gas dove è richiesto in modo preminente la capacità di resistere a funzionamenti ciclici.

Di seguito viene riportata la tabella con la composizione chimica (Tabella 4.10) dell'acciaio P91. Questo tipo di acciaio è il più diffuso per questo tipo di impianti, in quanto garantisce un'ottima resistenza meccanica a temperature relativamente elevate (600-700°C) ed un costo contenuto.

ASTM	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo	V	N	Ni	Al	Nb
SA335												
Min	0,08	0,30	/	/	0,20	8,00	0,85	0,18	0,030	/	/	0,06
Max	0,12	0,60	0,020	0,020	0,50	9,50	1,05	0,25	0,070	0,40	0,04	0,10

Tabella 4.10

Composizione chimica dell'acciaio P91 [15]

Sono stati analizzati banchi di SH con tubi con $d_e = 0,05$ m, $d_{in} = 0,038$ m, alettati con caratteristiche $d_a = 0,084$ m e s_a (spessore aletta) = 0,002 m come visibile nella Figura 4.31.

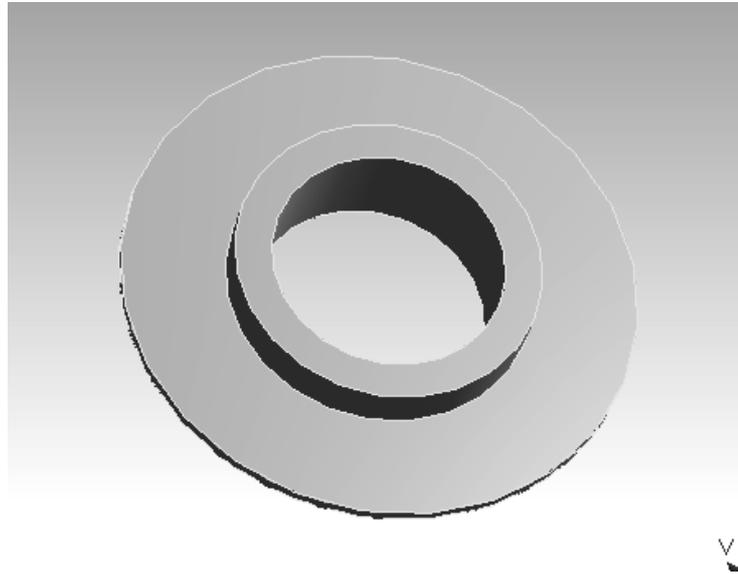


Figura 4.31
Sezione del tubo analizzata [15]

È stata effettuata l'analisi dei danni a questo componente a seguito di una gestione ciclica anche per questo tipo di centrale passando dalla condizione nominale alla minima e viceversa. I dati di carico della centrale nelle due condizioni operative sono descritti nella tabella seguente:

	Carico nominale	Carico parziale
Potenza netta	380 MW	167 MW
Portata di vapore	82,09 kg/s	44,96 kg/s
Pressione	140 bar	75 bar
Temperatura SH tubo interno	547,33°C	476°C

Tabella 4.11
Dati funzionali della centrale a ciclo combinato in due diverse configurazioni di carico [15]

La tipologia di gestione analizzata prevede un funzionamento a pieno carico durante il giorno ed una riduzione notturna al 75% del carico nominale di notte; inoltre l'impianto viene spento durante tutti i weekend (48 weekend all'anno ognuno di 48 ore di durata). Nei weekend la temperatura dell'HRSG si stabilizza a 350°C, in accordo con quanto riportato per gli avviamenti da tiepido secondo le indicazioni reperite in letteratura [14, 15].

Anche in questo caso sono state simulate la tensione equivalente di Von Mises e la deformazione termica attraverso il codice ANSYS Workbench™ visibili nella Figura 4.32 (a) e (b) durante il transitorio da carico parziale a carico pieno.

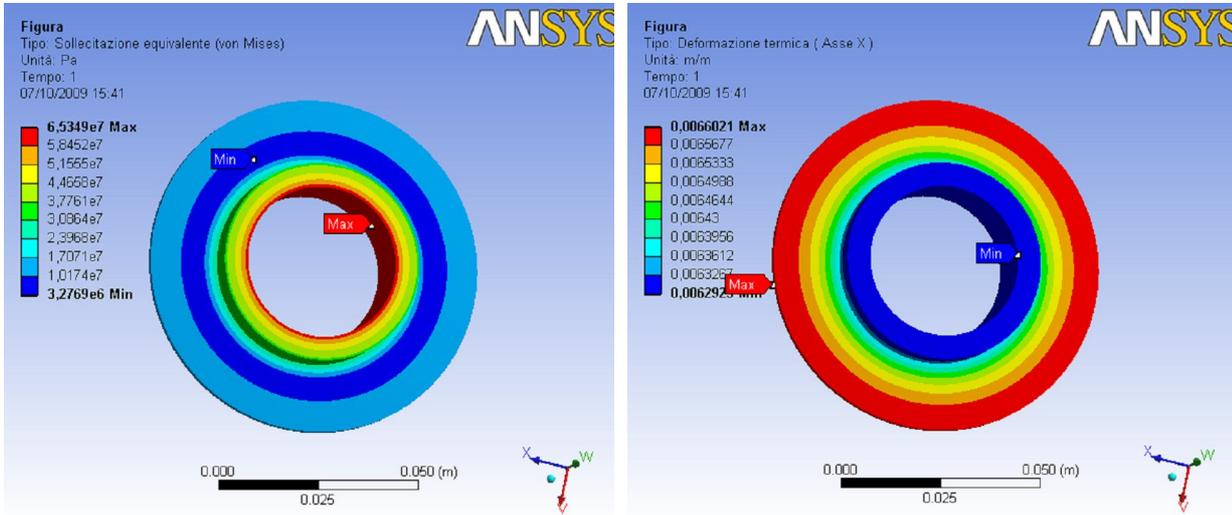


Figura 4.32

Tensione di Von Mises (a) e deformazione termica (b) durante il transitorio sul SH della caldaia a recupero

Per calcolare il danno da creep sono state utilizzate le equazioni analitiche e il grafico sollecitazione-tempo di rottura alla temperatura di esercizio per l'acciaio in questione e si è avuta una sostanziale corrispondenza come negli altri casi.

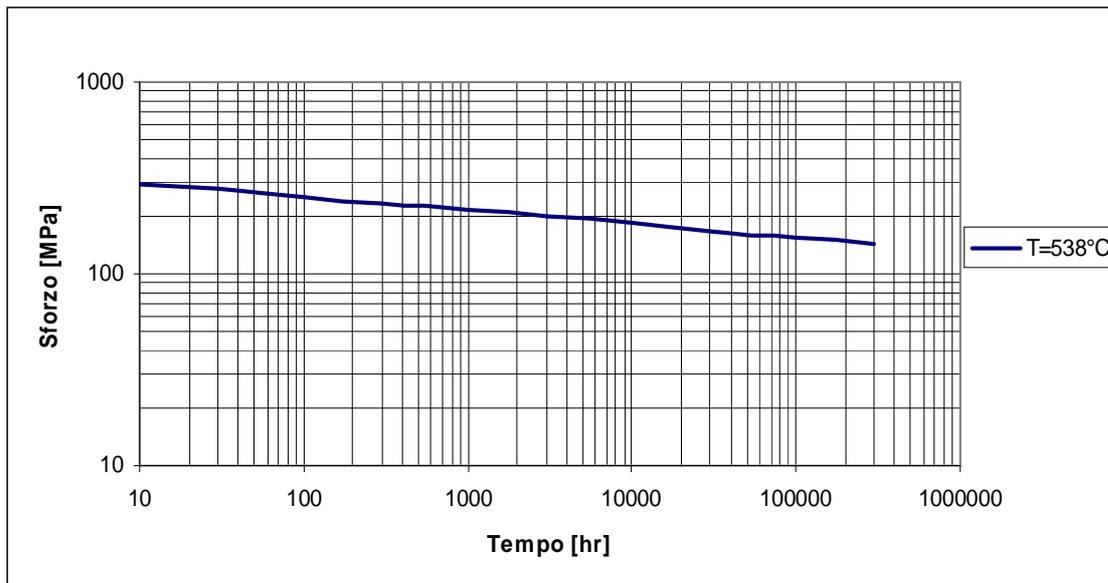


Figura 4.33

Curva di creep per l'acciaio 9Cr-1Mo-V alla temperatura di 538°C [2]

Infatti con la tensione di Von Mises pari a 65 MPa (da Figura 4.33) si è potuto valutare il tempo a rottura t_r utilizzando il grafico in Figura 4.34. Con il tempo a rottura $t_r = 9,465E+06$ h si perviene ad un danno a creep per ogni ciclo alla massima temperatura $dc = 1/t_r$ pari a $1,05652E-07$ h⁻¹.

Per il calcolo del danno a fatica termo-meccanica è necessario utilizzare la curva Manson-Coffin relativa all'acciaio P91, che è reperibile dalla norma ASME [2] ed è rappresentato nella Figura 4.34. In questo grafico si ottiene il valore del numero di cicli ammissibili N_d a partire dalla variazione di deformazione applicato al componente per effetto termico e meccanico. Poiché la variazione di deformazione termica risulta di almeno un ordine di grandezza maggiore rispetto alla variazione di deformazione meccanica si prenderà il valore simulato al computer e riportato nella Figura 4.32b e cioè $\Delta\varepsilon = 0,00629$. Anche in questo caso si considera la condizione in sicurezza per cui $N_d = N_0$ e quindi il numero di cicli ai quali si ottiene la presenza di una cricca macroscopica e quindi a rottura risulta essere pari a 296. Il danno a fatica per ogni ciclo di accensione/spegnimento risulta essere quindi pari a 0,00338.

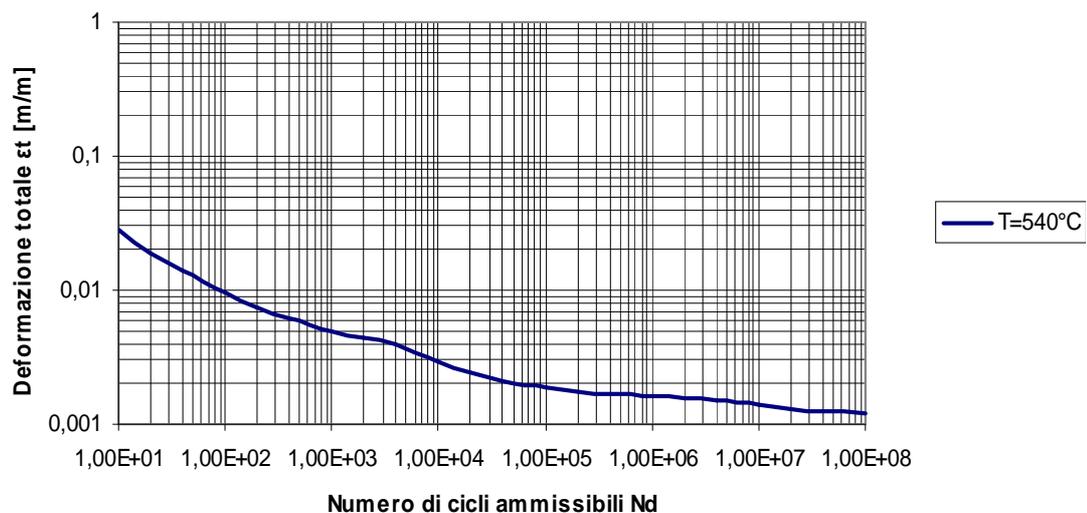


Figura 4.34
Curva di Manson Coffin per l'acciaio 9Cr-1Mo-V (velocità del ciclo di deformazione= $4 \cdot 10^3$ [m/m/s]) [2]

Con questi dati, considerando l'Eq. 4.32 e il grafico della curva limite che per questo tipo di acciaio è un po' differente ed è indicato in Figura 4.35, si perviene alla valutazione del numero di anni ai quali il SH può resistere con un tipo di gestione di tipo ciclico come indicato sopra e pari a circa 23 anni. In base a quanto riportato da diversi studi soprattutto del Cesi Ricerche, questo dato corrisponde ai tempi di durata di questo tipo di SH per centrali a ciclo combinato.

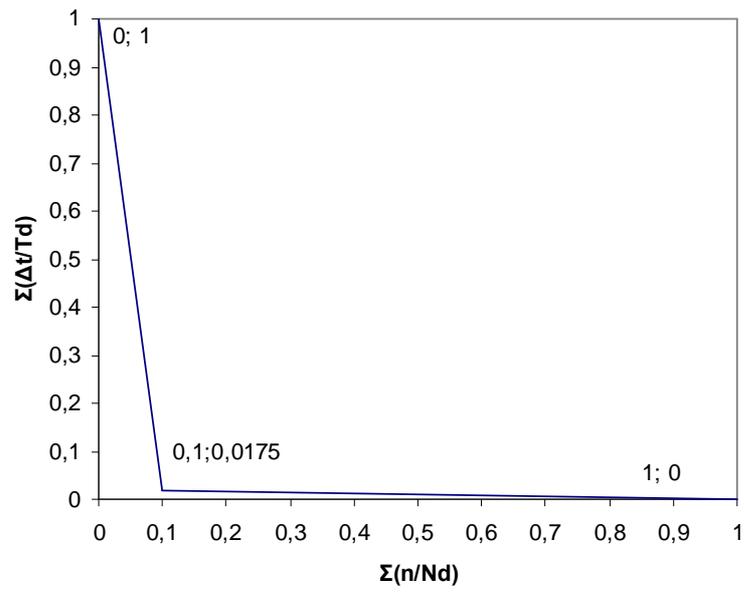


Figura 4.35
Curva del danno limite D_L per l'acciaio 9Cr-1Mo-V [2]

4.4 CONCLUSIONI

Il calcolo del danno a creep e a fatica termo-meccanica sul surriscaldatore di alta temperatura è stato valutato secondo le indicazioni della norma ASME e della British Standard. Le tensioni e le deformazioni da cui dipendono i danni a creep e a fatica sono stati calcolati sia utilizzando le espressioni analitiche reperibili in letteratura sia utilizzando un software commerciale. Il modello di calcolo preso in considerazione è stato un cilindro semplice con diametri e spessori uguali a quelle del tubo del surriscaldatore oggetto dell'analisi. In particolare il codice commerciale ha permesso di valutare sia le condizioni stazionarie che transitorie durante le accensioni e gli spegnimenti della centrale, considerando le condizioni termiche al contorno del modello. Le deformazioni e le tensioni dovute al gradiente termico tra superficie interna ed esterna del tubo sono state fondamentali per il calcolo corretto del danno a fatica.

Le tensioni e le deformazioni sulla sezione terminale del tubo sono state calcolate per due diverse modulazioni di carico della centrale: passaggio dal 30% di carico al carico massimo e passaggio da carico nullo a carico massimo.

Per la seconda modulazione, più critica, è stata calcolato il danno totale in due diverse modalità di gestione di centrale: la prima del tipo a "carico base" con una sola fermata all'anno e la seconda del tipo "flessibile" con fermate ogni fine settimana. Nel primo caso la vita del surriscaldatore è risultata pari a 89 anni, mentre nel secondo caso di circa 12,5 anni.

Inoltre, sono state considerate le condizioni peggiorative legate alla presenza di altri meccanismi di avaria tipici dei componenti all'interno di una caldaia a vapore alimentata a carbone: ossidazione interna al tubo, corrosione esterna lato fumi e presenza di saldature eterogenee. L'azione di questi meccanismi è andata a peggiorare i parametri di calcolo dei danni a creep e a fatica termo-meccanica: in queste condizioni la vita del surriscaldatore in questione nella gestione flessibile è diminuita a soli 5,26 anni.

Il metodo di calcolo del danno totale è stato calcolato per due diversi componenti di centrali a ciclo combinato: il rotore di turbine e gas e il surriscaldatore di caldaie a recupero. I risultati sono stati confrontati con quanto valutato in letteratura in termini di vita di esercizio degli stessi componenti con riscontri accettabili.

CAPITOLO 5

MODELLO ECONOMICO

5.1 STRATEGIE DI GESTIONE

Attualmente la centrale di Fusina, grazie al basso prezzo del carbone e agli impianti di abbattimento degli inquinanti estremamente moderni ed efficienti (è stata una delle prime centrali ENEL a dotarsi di sistema di denitrificazione e desolforazione), riesce a rientrare fra gli impianti scelti dalla borsa elettrica per erogare potenza elettrica alla rete. Il suo fattore di carico rimane quindi abbastanza vicino all'unità sia nelle diverse ore del giorno, sia nei diversi periodi dell'anno, eccezion fatta per un mese a cavallo di luglio e agosto nei quali due gruppi dell'impianto (tra cui il gruppo 4 da noi analizzato) sono fermi in quanto l'acqua di raffreddamento del condensatore supera i limiti di temperatura ammessi per la laguna di Venezia.

Per elaborare un confronto economico fra diverse modalità di esercizio dell'impianto è stato quindi necessario analizzare il funzionamento della centrale su un lungo periodo in modo da estrapolare rampe di carico significative per lo studio in questione.

Dai dati analizzati si sono quindi ipotizzate due possibili strategie di gestione dell'impianto, diverse sia per le conseguenze strutturali che economiche:

1. Gestione 1, molto simile alla gestione pre-borsa elettrica, con carico massimo costante nelle ore diurne e abbassamenti nelle ore notturne e nei fine settimana fino a circa i due terzi del carico massimo, ottenibili mediante la sola modulazione della portata di vapore, senza variazioni della temperatura e della pressione dello stesso;
2. Gestione 2, tipicamente da mercato elettrico che segue le richieste industriali, che prevede una produzione a carico massimo sia di giorno che di notte ed uno spegnimento nei fine settimana.

Per i dati di funzionamento della centrale ed in particolare del gruppo 4 della centrale si riporta a quanto scritto al capitolo 4, con le relative tabelle di riferimento.

Qui si ribadisce che con la gestione 1 in sostanza sono assenti fenomeni di fatica termica e meccanica eccetto quelli dovuti a possibili fermate non programmate nel corso dell'esercizio,

mentre sono presenti e costanti fenomeni di creep alla massima temperatura. Con la gestione di tipo 2 sono presenti circa 50 fenomeni ciclici annui di fatica termo-meccanica da sommarsi ai fenomeni di creep alla massima temperatura.

Nei paragrafi successivi saranno analizzati i costi e i ricavi delle due diverse strategie, simulando una progressione in un arco temporale abbastanza lungo (20 anni) per poter verificare se il tipo di gestione vantaggiosa nel breve periodo possa essere sostenibile economicamente anche nel lungo periodo, visto che i componenti più sollecitati, come il surriscaldatore, accorciano notevolmente la propria vita con un tipo di funzionamento flessibile/ciclico nel corso dell'anno.

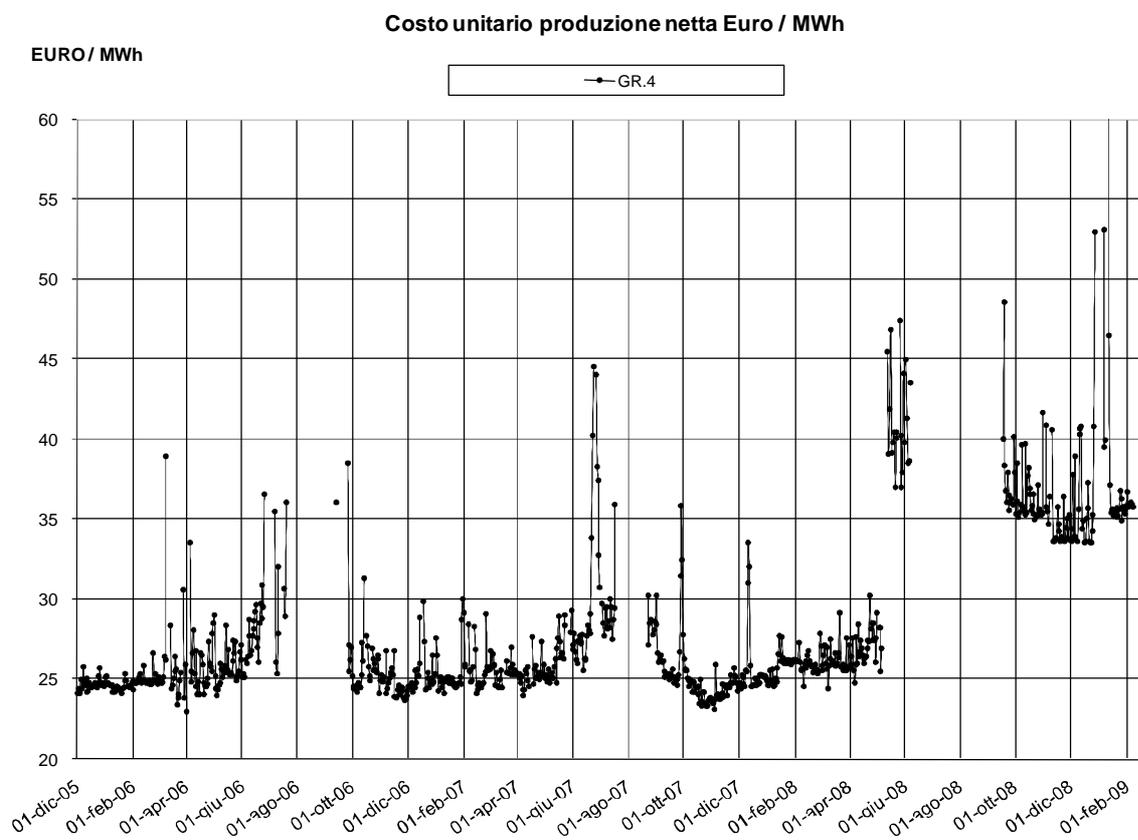


Figura 5.1
Andamento del costo unitario di produzione netta del gruppo 4 (Enel)

La materia risulta essere molto complessa e molto variabile, soprattutto in questi ultimi tre anni di cambiamenti/sconvolgimenti nei mercati finanziari e produttivi. Per questo motivo è stata effettuata un'analisi economica fissando alcune ipotesi in termini di prezzi di produzione e di vendita, che possono essere attendibili in un lungo periodo quando verosimilmente la situazione tornerà più prevedibile come nei 20 anni precedenti il 2007.

In Figura 5.1 viene riportato l'andamento del prezzo di produzione netta del gruppo 4 della centrale di Fusina, in base ai dati reali forniti per il periodo dicembre 2005- febbraio 2009. In esso compare il prezzo del combustibile ed una parte dei costi per la gestione dei sistemi di alimentazione dell'acqua di alimento e dell'aria comburente. Il suo andamento è solo indicativo e di riscontro per le ipotesi eseguite: è abbastanza stabile nell'intero periodo anche se nel corso dell'ultimo anno ha avuto un aumento di circa 10 €/MWh prodotto per gli effetti dell'aumento del prezzo del carbone. Se lo confrontiamo con quello che è oggi un dato di riferimento nazionale del prezzo di produzione delle centrali termoelettriche italiane (indice ITEC™ ricostruito dall'Autore in base ai dati delle [10]), riportato in Figura 5.2, si vede che esistono delle differenze marcate sia intermini assoluti che relativi.

Il mercato elettrico italiano non è in grado di esprimere indici di prezzo che possano essere utilizzati nelle contrattazioni e, dopo l'abolizione dell'indice Ct dell'Autorità per l'Energia e il Gas nel 2005, non esiste più alcun riferimento per i contratti. Il riferimento ITEC™ è un indice del costo medio di produzione termoelettrica, costruito da REF e Morgan Stanley utilizzando dati Platts, aggiornato mensilmente in base all'andamento dei prezzi dei combustibili, utile come benchmark di riferimento per le indicizzazioni nei contratti di lungo periodo. L'indice fornisce ai consumatori italiani, ai distributori e ai produttori di elettricità un riferimento dei prezzi elettrici attendibile, trasparente e pubblico.

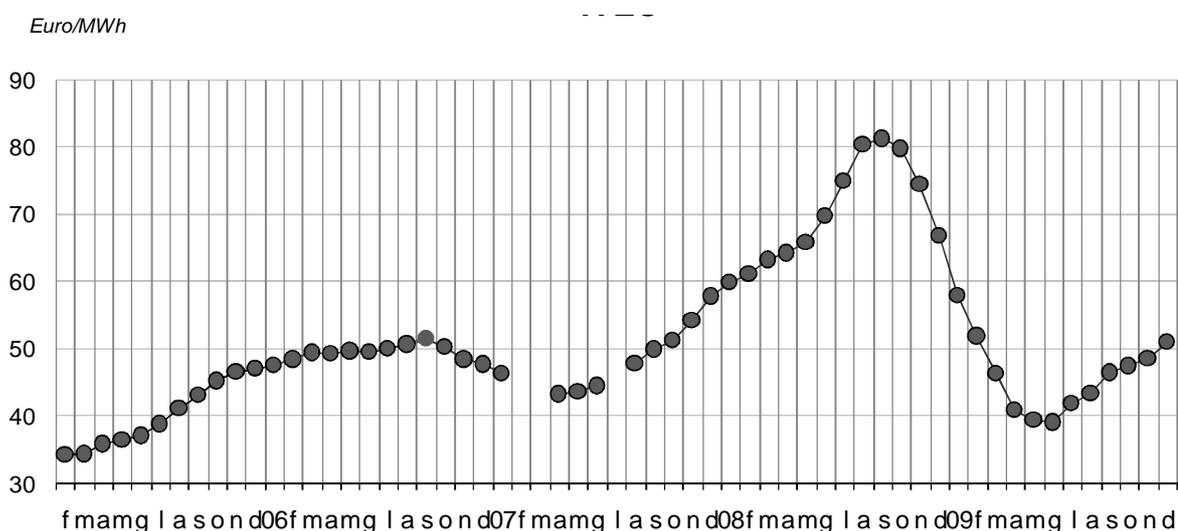


Figura 5.2
Indice di costo termoelettrico italiano ITEC [10]

La formula dell'indice prende in considerazione i principali costi termoelettrici riguardanti i prezzi dell'elettricità in Italia e offre una proxy liquida e trasparente dei prezzi forward e ha la formulazione seguente:

$$ITEC_t^{TM} = a_{car} \cdot \frac{P_{t,car}}{h_{car}} + a_{olio} \cdot \frac{P_{t,olio}}{h_{olio}} + a_{gas} \cdot \frac{P_{t,gas}}{h_{gas}} \quad (5.1)$$

con a quota della produzione termoelettrica derivante da carbone, olio e gas; h efficienza media delle rispettive tecnologie produttive; P indice del prezzo dei rispettivi combustibili. I parametri a e h sono calcolati a partire dalla stima della produzione termoelettrica 2007/2008 effettuata con il modello di dispacciamento ottimo REF.

5.2 CONDIZIONI ECONOMICHE AL CONTORNO

Nell'analisi economica effettuata sono state fatte alcune ipotesi, sulla base di quanto reperito in letteratura ed elaborato da esperti del settore, al fine di poter simulare in modo quanto più possibile esauriente e veritiero le condizioni al contorno in cui il gestore della centrale si troverà ad agire nei prossimi anni. Sono state analizzate le voci di spesa di una centrale termoelettrica a carbone con i ricavi ottenuti o ottenibili nelle condizioni attuali di mercato libero dell'energia. Per rendere possibile l'ulteriore confronto tra diverse tipologie di gestione sia i costi che i ricavi sono stati espressi in €/MWh prodotto.

5.2.1 Prezzo del carbone

Il carbone usato dalla centrale di Fusina ha le caratteristiche riportate nelle seguenti tabelle:

		Carbone Sudafricano di riferimento	Campo di variaz.TOTALE	
			Min	Max
PCS HHV as received	kJ/kg	26210	25960	30150
PCI LHV as received	kJ/kg	25460	24930	28930

Tabella 5.1
Poteri calorifici superiore ed inferiore

		Carbone Sudafricano di riferimento	Campo di variaz.TOTALE	
			Min	Max
Umidità Humidity as received	%	7.4	6.53	15.53
Ceneri Ash as received	%	13.6	3.53	18.00
Volatili Volatile as received	%	24.6	22.00	40.00
Carbonio fisso Fixed Carbon as received	%	54.4	---	---

Tabella 5.2
Analisi immediata

		Carbone Sudafricano di riferimento	Campo di variaz.TOTALE	
			Min	Max
Carbonio Carbon as received	%	65.9	63,39	71,93
Idrogeno Hydrogen as received	%	3.6	3.54	4.81
Umidità Humidity as received	%	7.4	6.53	15.53
Ceneri Ash as received	%	13.6	3.53	18.00
Zolfo Sulphur as received	%	0.6	0.3	1.0
Azoto Nitrogen as received	%	1.6	1.19	1.69
Ossigeno Oxygen as received	%	7.3	5.92	11.47
Cloro Chlorine dry basis	%	0.014	0.001	0.3
Fluoro Fluorine dry basis	%	34.6	9.1	250

Tabella 5.3
Analisi elementare

		Carbone Sudafricano di riferimento	Campo di variaz.TOTALE	
			Min	Max
SiO ₂	%	39.35	39.0	60.78
TiO ₂	%	1.56	1.02	1.75
Al ₂ O ₃	%	30.88	18.80	32.0
CaO	%	10.82	2.11	11.00
MgO	%	3.14	1.55	3.14
Na ₂ O	%	0.76	0.12	2.38
K ₂ O	%	0.67	0.5	2.51
P ₂ O ₅	%	1.027	0.15	1.76
Mn ₃ O ₄	%	0.099	0.06	0.1
SO ₃	%	0.85	0.19	4.85
Fe ₂ O ₃	%	4.51	3.90	6.58
Altro	%	6.3		

Tabella 5.4
Analisi delle ceneri (Ash Analysis)

		Carbone Sudafricano di riferimento	Campo di variaz.TOTALE	
			Min	Max
HGI Hardgrove Index		51	41	61
Pezzatura Size to pulverizers	mm	0 ÷ 100	0	100

Tabella 5.5
Proprietà fisiche

		Carbone Sudafricano di riferimento	Campo di variaz.TOTALE	
			Min	Max
Initial deformation	°C	1340	1150	1395
Softening point	°C	1360	1212	1444
Hemispherical point	°C	1380	1242	1482
Flow point	°C	1410	1294	1482

Tabella 5.6
Temperature di fusione (Fusion temperatures)

Fino al 2005 il prezzo “strike” o di esercizio del carbone utilizzato per la produzione di energia elettrica nelle centrali termoelettriche veniva elaborato dall’Acquirente Unico attraverso l’analisi del prezzo pagato al produttore tra i carboni che giungevano in Italia dai diversi punti di produzione mondiali (vedi Figura 5.3).

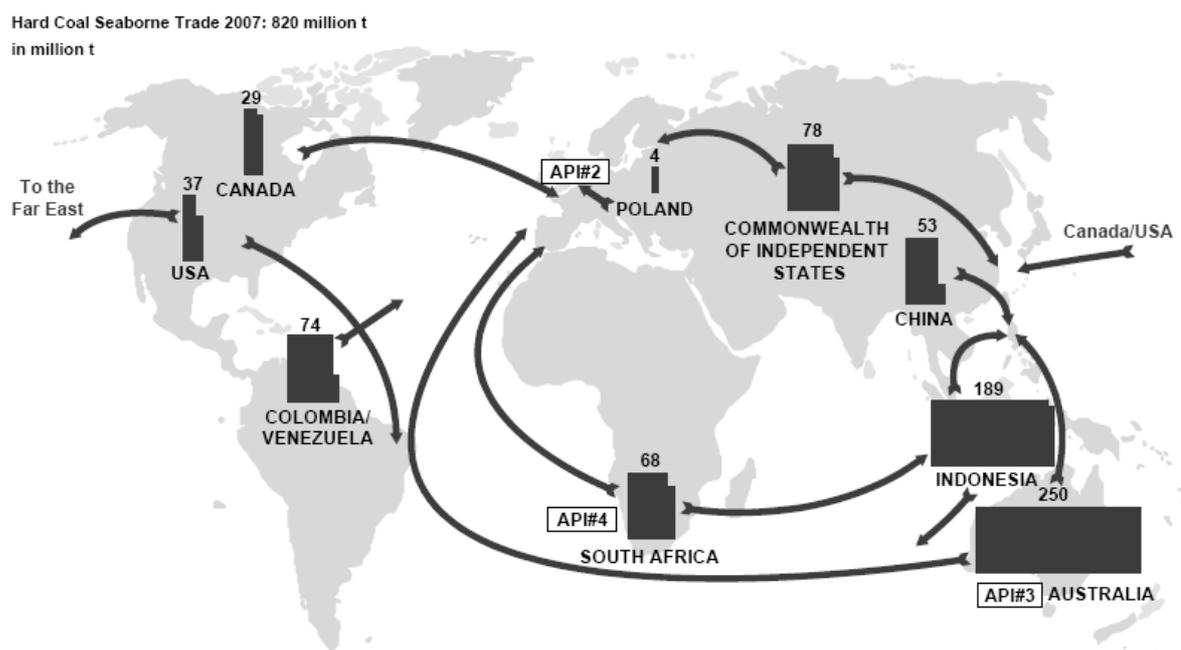


Figura 5.3
Maggiori prodotti contrattati sui mercati mondiali di carbone

In Figura 5.4 è riportato l'andamento dei prezzi dei principali carboni mondiali dal gennaio 2005 a gennaio 2009 (GME). Negli ultimi anni i prezzi internazionali del carbone hanno seguito il trend rialzista del petrolio e del gas naturale, pur se, su una base prettamente energetica, il carbone si conferma il combustibile fossile più economico. Il prezzo medio all'importazione per i paesi OCSE, dal 2003 al 2007 è passato da 42 a 73 \$/ton (espressi in valuta costante 2007).

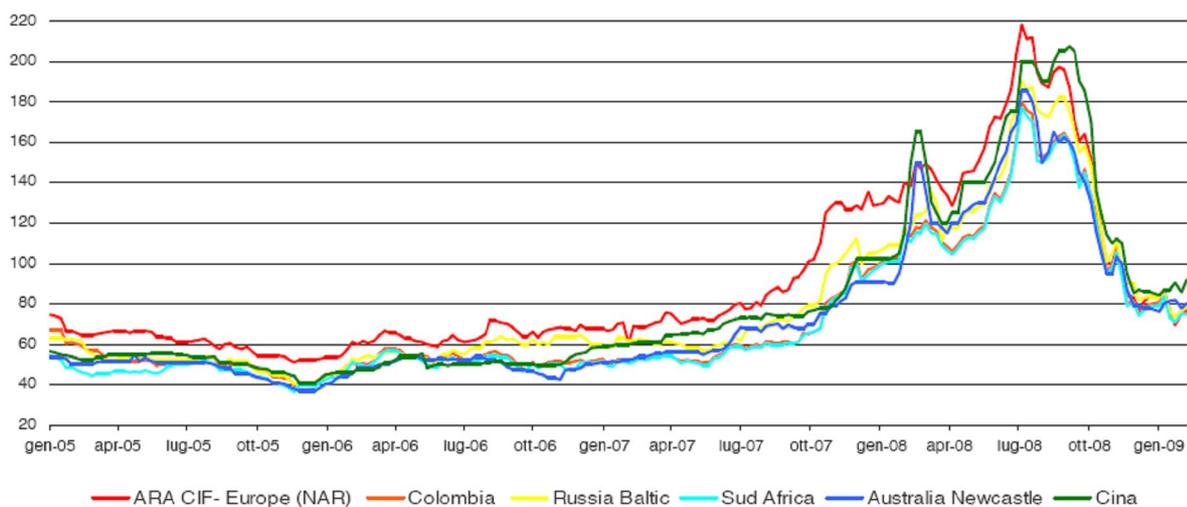


Figura 5.4
Prezzi sul mercato internazionale del carbone (\$/ton – GME da AIEE)

I prezzi del petrolio e del gas naturale influenzano i prezzi del carbone sia attraverso le clausole di indicizzazione presenti nei contratti, sia per le opportunità di switching di combustibile, soprattutto nell'ambito della generazione elettrica, che, in un contesto di alti prezzi del gas naturale, hanno incoraggiato gli investimenti in nuovi impianti a carbone. Di fatto, i due terzi dei consumi globali del carbone sono destinati alla produzione di energia elettrica, soprattutto in quelle regioni che ne possiedono importanti riserve, al fine di soddisfare la crescente domanda di elettricità (vedi Cina).

Da una analisi dei fondamentali, emerge, peraltro, che a fronte di un periodo di forte crescita dell'uso di questo combustibile fossile nella produzione industriale e nella generazione elettrica, principalmente in Cina, si è avuta una offerta limitata. La situazione è stata aggravata dal fatto che la Cina, il più importante consumatore mondiale, con una quota pari al 41%, da esportatore netto è divenuto importatore. Inoltre in questo periodo si è registrato un forte incremento dei costi di produzione, derivante da una escalation dei costi dei materiali e della forza lavoro, l'esaurimento delle riserve più facilmente accessibili e, in alcuni casi, dalle lunghe distanze di trasporto.

Nel 2008 le quotazioni dell'ARA Cif, il carbone di riferimento per il mercato europeo, sono state caratterizzate da una forte instabilità, registrando un incremento del 70% rispetto al 2007, il più ampio tra tutti i prodotti energetici, con un picco di 224 \$/ton raggiunto agli inizi di luglio. Un andamento simile si è avuto anche per le quotazioni del carbone Newcastle, di provenienza dall'Australia, che pur

registrando un valore massimo più contenuto, pari a 185 \$/ton, ha visto le quotazioni raddoppiare rispetto ai valori medi dell'anno precedente.

Oltre ai problemi strutturali di bilanciamento tra domanda e offerta, questo incremento ha riflettuto fattori di breve termine, quali la carenza di offerta verificatasi nella prima parte dell'anno, i *bottleneck* che hanno rallentato l'operatività nei principali porti di scambio e la sostituzione graduale del carbone al più costoso prodotto petrolifero nella generazione termoelettrica.

Nella seconda parte dell'anno, invece, il deterioramento della congiuntura economica, che originatosi nell'area OCSE si è esteso anche all'Asia, ha ridimensionato la domanda di carbone, fortemente collegata al livello di attività produttiva.

Infatti, il rallentamento del settore siderurgico e della richiesta proveniente dal termoelettrico, tanto sulla scena europea che in quella asiatica, ha depresso le quotazioni del carbone che sono quasi tornate ai valori precedenti al luglio 2007.

Per l'analisi in questione sono stati utilizzati i dati ricavati dalle sintesi curate dal GME, che riportano le medie mensili del prezzo FOB del carbone sudafricano Richards Bay, che ha l'andamento indicato in Figura 5.5. Come gli altri tipi di carbone, il suo prezzo ha avuto un andamento costante prima del 2007 (circa 47 \$/ton medio) per subire una rapida e momentanea impennata nel corso del 2008 (in cui si sono toccati i 170 \$/ton) per tornare nel corso del 2009 a valori mediamente superiori rispetto a quelli precedenti il 2007 (circa 66 \$/ton). Inoltre, visto il suo andamento costante nel corso del 2009 è possibile dire che la situazione verificatasi nel corso del 2008 è stata momentanea ed eccezionale per la concomitanza di diversi fattori e il tutto lascia intendere che si sia tornati in una condizione di stazionarietà.

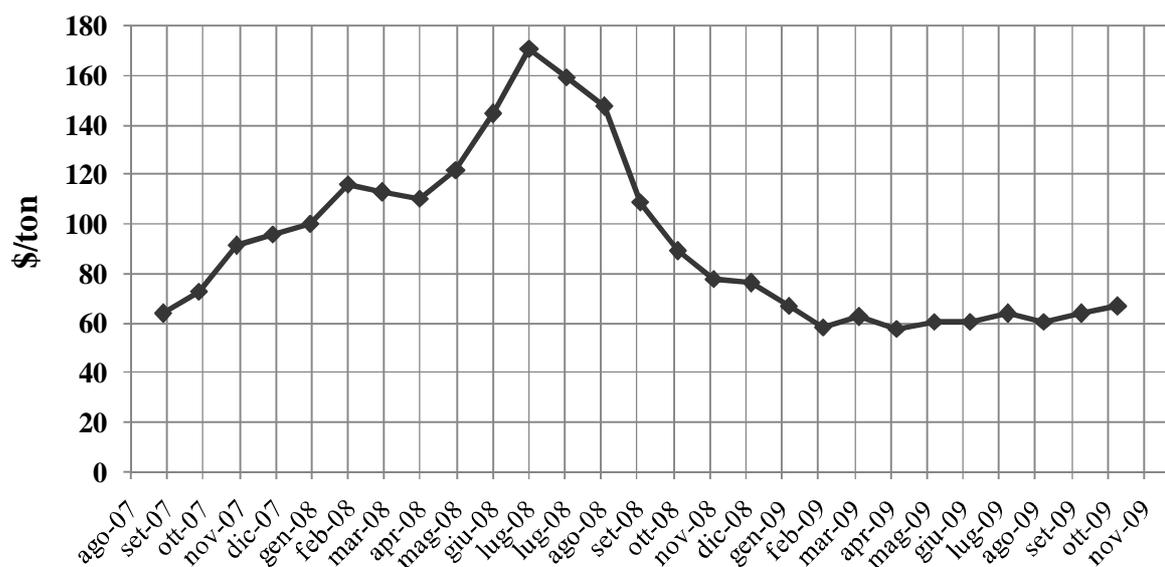


Figura 5.5
Andamento prezzo FOB del carbone Sudafricano Richards Bay (Da dati GME)

Sulla base delle previsioni e dei dati pregressi elaborati dal GME, che evidenziano un andamento abbastanza costante del prezzo del carbone nel corso degli ultimi decenni, si è assunto come valore di riferimento il prezzo medio riscontrato nel 2009 con un incremento nel corso degli anni pari a quello dell'inflazione, cioè del 2%.

5.2.2 Costi di produzione

Il costo di generazione del kWh prodotto può ritenersi la somma di tre diverse voci (escludendo il costo per l'acquisto combustibile trattato nel precedente paragrafo):

- la quota relativa all'ammortamento del capitale investito e di tutti gli oneri finanziari ad esso pertinenti;
- i costi operativi relativi alla gestione dell'impianto, a cominciare dalle spese per il personale, i materiali (parti di ricambio, reagenti, lubrificanti, ecc.), le risorse esterne (le ditte esterne appaltatrici di lavori sull'impianto), le assicurazioni, le imposte e i canoni;
- le esternalità derivanti dall'impatto ambientale dovuto alla costruzione e all'esercizio della centrale.

La somma dei primi due termini (a cui va aggiunto il prezzo del combustibile) costituisce il costo industriale (cioè l'onere sostenuto dal produttore per generare un kWh e di fatto riversato sul consumatore), denominato anche costo interno.

L'ultimo termine è il cosiddetto costo esterno (a carico invece della collettività che paga in modo diretto o indiretto), che valorizza in termini monetari gli effetti indotti sull'ambiente dalla costruzione e dall'esercizio della centrale. In una trattazione generale la competitività economica tra le diverse tipologie di produzione o di funzionamento solo raramente e in misura parziale tiene conto dei costi esterni.

Per valutare in modo corretto il costo di generazione è necessario ripartire l'investimento iniziale su tutta l'energia prodotta dalla centrale lungo la sua vita economica utile. Questa operazione deve altresì riconoscere che la generazione di energia è differita rispetto al periodo in cui è sostenuto l'investimento e contemplare gli oneri finanziari derivanti da questo sfasamento.

La metodologia utilizzata valuta l'incidenza del capitale investito sulla produzione elettrica attraverso un'analisi dei flussi di cassa annuali lungo la vita utile della centrale o un periodo abbastanza lungo di anni di riferimento.

L'analisi economica qui riportata ha preso in considerazione la situazione particolare e reale della centrale di Fusina e quindi non è stato valutato il costo di investimento della centrale ammortizzato negli anni di funzionamento. In questo caso specifico, infatti, non era richiesto un confronto tra diverse tipologie di centrale, ma un confronto tra diverse tipologie di gestione della stessa centrale. Volendo quindi rendere più generale la trattazione qui riportata sarà necessario aggiungere il costo di installazione dell'impianto, con quello che compete da un punto di vista economico-finanziario, e tradurlo in un costo per unità di energia prodotta dalla centrale. In letteratura [1] sono disponibili numerose trattazioni che permettono di calcolare il costo di investimento per impianti diversi: per esempio un impianto con 2 unità convenzionali a vapore da 320 MW si presume un costo di investimento di 900-950 €/kW, mentre un impianto con due moduli a ciclo combinato da 380 MW funzionante a gas naturale ha un costo di circa 600 €/kW.

I costi di produzione qui considerati sono stati quindi quello relativo ai surriscaldatori installati alla rottura del primo, il costo per la gestione dell'impianto ed il costo delle esternalità di centrale.

Costo di gestione impianto

Di seguito vengono descritte e valutate in base a studi diversi [1, 4] tutte le altre voci di spesa della centrale (ad esclusione del costo per il combustibile) che sono legate fondamentalmente alla gestione e alla manutenzione per il funzionamento ottimale dell'impianto. Ciascuna di esse è considerata nell'Eq. 5.2 che ci riporta il costo specifico per unità di MWh prodotto per il solo costo di produzione. Per quanto concerne i costi operativi relativi alla gestione dell'impianto (costi O&M) va sottolineato che la quota fissa include i costi indipendenti dall'effettiva produzione dell'impianto (spese di personale, assicurazioni, ecc.), mentre la quota variabile si riferisce agli oneri dipendenti dall'entità della produzione (lubrificanti, reagenti chimici, smaltimento scorie, ecc.).

Le valutazioni delle singole voci di spesa sono:

- la spesa fissa per il personale è stata stimata a 15 €/kW (*es1*), mentre il costo variabile è stato considerato pari a 3 €/MWh
- il costo delle risorse esterne (materiali e forniture, prestazioni di terzi, spese generali) è di circa 3,6 €/kW per gli impianti a carbone (*es2*)
- le imposte, tasse e canoni danno un costo di circa 2 €/kW (*es3*)
- il costo dovuto agli avviamenti è di circa 1 €/MWh (*A*)

Il costo, quindi, del singolo chilowattora espresso in €/MWh:

$$c = \frac{es1 + es2 + es3}{Nf_c} + \frac{nA}{PNf_c} \quad (5.2)$$

dove N il numero di ore di funzionamento annue, f_c il fattore di carico, n il numero di avviamenti annui, P la potenza installata 320 MW.

Per queste voci di costo, esclusi il combustibile, già precedentemente trattato, si assume un incremento annuo del 2% pari cioè a quello inflativo medio in questi ultimi 10 anni.

Costi delle esternalità

Il costo di produzione del kWh riportato precedentemente è definibile come costo “industriale” di generazione, ossia legato strettamente al processo di conversione della fonte energetica primaria (combustibile fossile) in energia elettrica. E’ altresì vero che l’impiego di una fonte energetica comporta un “danno” su un ampio spettro di “recettori” quali in primo luogo la salute umana e l’ecosistema. Tali danni comportano dei costi aggiuntivi, detti “costi esterni di generazione dell’energia elettrica” che non sempre possono venire inclusi nel prezzo di mercato dell’energia. Per molti anni queste “esternalità” sono state ignorate anche perché non era possibile computarle nel modo giusto. Oggi almeno una parte di questi costi sono valutabili economicamente in termini di inquinanti da allontanare dal sito di produzione. Il sempre maggior interesse verso le problematiche di tutela ambientale unitamente alla necessità di proporre politiche energetiche e di crescita economica sempre più compatibili con l’ecosistema, ha portato gli stati europei e diversi organismi internazionali a focalizzare la loro attenzione nella quantificazione delle “esternalità” associate alle diverse tecnologie di generazione. Esistono degli studi specifici a livello europeo (per esempio il progetto ExternE [8]) che si propongono di sviluppare una metodologia unificata e condivisa fra tutti gli stati membri per la quantificazione delle “esternalità” associate alle diverse tecnologie di generazione. In particolare l’approccio di valutazione dovrebbe seguire quelli che sono chiamati i “sentieri di impatto” per cui vengono identificati e quantificati gli inquinanti ed i sentieri d’impatto prioritari, vale adire i percorsi degli inquinanti nell’ambiente che portano con maggiore probabilità ad un danno significativo su determinati “recettori” (salute umana, coltivazioni, flora e fauna, costruzioni e monumenti, ecc.), vengono stimate quantitativamente le relazioni fra i carichi inquinanti ed impatto esteso e infine attraverso tecniche economiche e tecniche d’analisi costi-benefici, viene stimata la disponibilità a pagare dei cittadini-consumatori per evitare il danno atteso. Lo studio riportato in [8] quantifica i costi esterni di

generazione attraverso la “monetizzazione” di diversi tipi di “esternalità” (priority impacts) quali ad esempio:

Effetti dell'inquinamento sulla salute umana:

- Incidenti su lavoratori o popolazione
- Effetti dell'inquinamento sui materiali
- Effetti dell'inquinamento sui raccolti
- Effetti dell'inquinamento sulle foreste
- Effetti dell'inquinamento sulla fauna d'acqua dolce
- Impatto sul riscaldamento globale
- Effetti del rumore
- Effetti strettamente derivanti dal ciclo del combustibile (processi di estrazione del carbone, lignite, olio e gas)

Nell'analisi riportata in [8], per le centrali termoelettriche alimentate a carbone e lignite si riporta un valore economico per le “esternalità” fino a 15 c€/kWh, senza considerare l'impatto dell'anidride carbonica.

Nell'analisi qui presentata, questo costo è stato considerato in parte, perché la centrale, per rientrare nei limiti di legge per quanto attiene l'emissione dei maggiori inquinanti atmosferici, è stata costretta a dotarsi di apparecchiature o veri e propri impianti di abbattimento degli inquinanti senza i quali non potrebbe funzionare e deve preoccuparsi di smaltire in prima persona gli inquinanti “catturati”. Anche la gestione delle acque che si trovano nel perimetro della centrale, sia quelle industriali che quelle piovane ecc., prevede impianti appositi e depuratori che un tempo non erano richiesti. Quelli che sono stati considerati in questa trattazione sono quindi i costi operativi di quella che viene chiamata “ambientalizzazione” degli impianti per ridurre al minimo di legge gli inquinanti contenuti nei fumi della combustione all'uscita del camino. Non sono considerati i costi di installazione di impianto perché il nostro confronto è eseguito per la stessa centrale.

Nella Tabella 5.9 vengono valutati i costi vivi per la raccolta e lo smaltimento di questi inquinanti. In particolare per l'ultima voce, quella relativa all'anidride carbonica, si rimanda al prossimo paragrafo per una trattazione più approfondita.

Il costo per peso di inquinante è stato tradotto in termini di costo per unità di energia prodotta in modo da poter essere sommato al valore ricavato con l'Eq. 5.2. Il valore calcolato per la centrale di Fusina è di circa 18 €/MWh.

	Fattori di danno (€kg)
Ossidi di azoto espressi come NO ₂	3,054
Ossidi di zolfo espressi come SO ₂	3,442
Composti organici volatili non metanici (NMVOC)	1,124
Particolato totale (PM)	14,698
Anidride carbonica (CO ₂)	0,019

Tabella 5.9
Valutazioni delle emissioni inquinanti (Politecnico Milano) [1]

Costo del surriscaldatore

In base alle indicazioni fornite dal reparto acquisti della centrale di Fusina, ogni surriscaldatore di alta temperatura ha un costo di circa 1200000 € e per la sua sostituzione sono necessari circa 20 giorni di lavoro. Se la sostituzione non avviene contestualmente alla fermata annuale ad agosto allora al costo di acquisto deve essere sommato, dunque, anche il mancato guadagno. Ovviamente il prezzo è stato sempre attualizzato all'anno di sostituzione.

5.2.3 Emissioni anidride carbonica

Nell'ambito dell'accordo UE di "condivisione degli oneri" nell'attuazione del Protocollo di Kyoto, per il periodo 2008-2012, l'Italia si è impegnata a ridurre in media le proprie emissioni di gas-serra al 93,5% dei valori del 1990. Il taglio complessivo è dunque del 6,5%.

Il Consiglio ed il Parlamento europeo, il 13 ottobre del 2003, hanno approvato la Direttiva 2003/87/CE che istituisce, a decorrere dal 1 gennaio 2005, un sistema comunitario per lo scambio di unità di emissioni dei gas a effetto serra, denominato Emission Trading System (ETS), al fine di ridurre le emissioni "secondo criteri di efficacia dei costi ed efficienza economica" (art. 1). Il sistema consente di rispondere agli obblighi di riduzione delle emissioni attraverso il meccanismo di acquisto o di vendita di diritti di emissione.

L'Emission Trading System è un sistema di tipo "Cap and Trade" che prevede la fissazione di un limite massimo (*cap*) alle emissioni realizzate dagli impianti industriali che producono gas serra; tale limite è fissato attraverso l'allocazione di un determinato numero di unità di emissione a ciascun impianto che rientra nelle categorie previste dalla Direttiva. Le unità

(European Unit Allowance – EUA) attribuiscono il diritto ad immettere una tonnellata di biossido di carbonio equivalente in atmosfera, nel corso dell'anno di riferimento della quota stessa, e vengono assegnate agli impianti regolati dalla direttiva ETS attraverso i Piani Nazionali di Assegnazione (PNA).

L'ETS prevedeva, con riferimento alla gestione delle unità, una prima fase di implementazione nel periodo 2005 - 2007 ed una seconda fase che coincide con il primo periodo di adempimento di Kyoto (2008-2012); relativamente a ciascuna fase ogni Stato membro doveva predisporre un Piano Nazionale di Assegnazione – PNA (art. 9) per definire il numero totale di unità da assegnare ai principali settori dell'economia e le relative modalità di assegnazione. Tali modalità prevedevano che, nel primo periodo, almeno il 95% delle unità venisse assegnato gratuitamente, mentre per il successivo quinquennio 2008-2012, l'assegnazione gratuita dovesse riguardare almeno il 90% delle unità di emissione complessivamente allocate.

Gli impianti che ricadono nelle categorie di attività individuate dalla Direttiva, elencate nell'Allegato I (attività energetica, lavorazione dei metalli ferrosi, industria di prodotti minerali, attività del settore cartaceo), a partire dal 1 gennaio 2005 possono esercitare la propria attività solo se muniti di un'apposita autorizzazione rilasciata dall'autorità competente.

Le autorità competenti rilasciano, ogni anno, l'autorizzazione – ai sensi degli art. 5, 6 e 7 – ad emettere gas serra da un impianto o da parte di esso, ove abbiano accertato che il gestore sia in grado di monitorare e di comunicare le emissioni; un'autorizzazione può valere per uno o più impianti amministrati nel medesimo sito dallo stesso gestore. Entro il 30 aprile di ciascun anno, a partire dal 2006, i gestori degli impianti soggetti all'obbligo sono tenuti a restituire un numero di unità pari alle emissioni totali dell'impianto relative all'anno precedente. L'eventuale surplus di unità, ovvero la differenza positiva tra le unità assegnate e le emissioni effettivamente immesse, può essere accantonato o venduto sul mercato entro la fine del periodo di riferimento, mentre il deficit può essere coperto attraverso l'acquisto dei permessi. La mancata resa delle unità prevede una sanzione pecuniaria (art. 16) pari a 40 Euro/quota per il biennio 2005-2007, con un aumento a 100 Euro/quota nel quinquennio successivo; il pagamento della sanzione non dispensa il gestore dell'impianto dall'obbligo di restituzione delle unità dovute.

Infine, la Direttiva prevede che gli Stati membri debbano assicurare la libera circolazione delle unità di emissione all'interno dell'UE consentendo lo sviluppo effettivo del mercato europeo dei diritti di emissione.

L'idea di fondo è che gli impianti con costi di abbattimento minori riducano le emissioni più degli impianti che hanno alti costi di abbattimento, e vendano a loro i propri crediti. Attraverso tale scambio si realizza la minimizzazione dei costi di abbattimento e, quindi, l'efficienza. Il piano italiano si caratterizza per due aspetti essenziali: il criterio di assegnazione e l'ammontare di quote assegnate.

Per l'assegnazione delle quote, le opzioni tradizionali sono due: assegnare un numero di quote proporzionali alla produzione storica oppure alle emissioni storiche dell'impianto. Con il criterio della produzione storica, in pratica, tutti gli impianti riceverebbero lo stesso numero di quote a parità di produzione, mentre con quello delle emissioni storiche il più efficiente, riceverebbe un numero inferiore di quote. Pertanto, il criterio della produzione storica premia le imprese caratterizzate da una maggiore efficienza ambientale.

L'Italia ha scelto di adottare il criterio della produzione per alcuni settori (calce, acciaio, ceramica, cemento, energia da "cogenerazione") e quello delle emissioni per altri (carta, laterizi, raffinazione, vetro). Per la generazione elettrica più tradizionale cioè quella che genera solo elettricità, e non anche calore, e che costituisce la parte più cospicua delle emissioni soggette alla direttiva, l'Italia adotta il criterio atipico delle emissioni previste.

Nel corso degli ultimi anni però le emissioni in Italia invece che avvicinarsi a quanto previsto dal protocollo di Kyoto se ne sono allontanate, essenzialmente perché in Italia si pensava che esso non avrebbe raggiunto il numero sufficiente di firmatari per essere ratificato e quindi per entrare in vigore. La quantità di emissioni da tagliare è quindi cresciuta; infatti, le emissioni totali di CO₂ nel 1990 erano pari a 210,2 Mt, calcolando una riduzione del 6,5% nel 2012 dovranno essere 196,5 Mt. Nel 2000 le emissioni erano invece salite 224 Mt. Con la direttiva precedentemente menzionata è stato quindi necessario invertire la rotta e iniziare un piano di rientro e per questo motivo l'Italia è stata chiamata a modificare le quote che aveva considerato nel PNA del biennio 200-2007 e ad emettere un nuovo piano nazionale.

Il quantitativo delle unità assegnate nel PNA italiano inviato a Brussels nel febbraio 2008 ed approvato nel mese di novembre 2008, espresso in MtCO₂, è mostrato nella Tabella 5.7 seguente.

	2008	2009	2010	2011	2012
	<i>in Mt CO₂</i>				
Quantità assegnata agli impianti esistenti (Mt CO ₂)	206,72	198,47	191,41	179,72	177,38
Quantità media annua riservata agli impianti "nuovi entranti"	18,26	18,26	18,26	18,26	18,26
Quantità totale di quote assegnate	224,98	216,73	209,67	197,98	195,64

Tabella 5.7
Piano Nazionale di Assegnazione Italiano nel periodo 2008-2012 (GME)

La differenza maggiore rispetto al PNA 2005-2007 riguarda i settori termoelettrico e della raffinazione. Nello specifico, per il settore termoelettrico, la nuova proposta di assegnazione è passata da una media di 131,06 Mt CO₂/anno a 100,66 Mt CO₂/anno mentre per il settore della raffinazione è passata da una media 23,76 Mt CO₂/anno a 20,06 Mt CO₂/anno.

Per gli “impianti esistenti nel I periodo” non cogenerativi, l’assegnazione annuale di quote (tonnellate metriche di CO₂), prevista dal nuovo PNA, è determinata come di seguito indicato:

$$Q_i = \frac{E_{2005} * \alpha}{1000 * T_i} \quad (5.3)$$

- E₂₀₀₅ denota la produzione di energia elettrica lorda prodotta dall’impianto nel 2005 (in MWh) come risultante dalle comunicazioni dei gestori dovute ai sensi dell’articolo 15 del D.Lgs. n.216/2006 e verificate ai sensi dell’articolo 16 del D.Lgs. n.216/2006;
- α denota il coefficiente di emissione per lo specifico gruppo di impianti (in kgCO₂/MWh) e per gli impianti a vapore a condensazione a carbone risulta pari a 0,757;
- T_i denota il coefficiente che descrive, per l’anno i-mo, l’andamento delle produzioni energetiche per ciascuna categoria di tecnologia/combustibile presa a riferimento e varia da 1,00 per l’anno 2008 a 0,80 per l’anno 2012.

La quota di emissioni per il gruppo 4 della centrale di Fusina risulta quindi di 1.278.997 ton CO₂ per il 2009, 1.211.681 ton per il 2010, 1.144.365 ton per il 2011 e 1.077.050 ton per il 2012 e gli anni seguenti. Sebbene non si conoscano ancora le decisioni del legislatore italiano e le organizzazioni europee e mondiali per i prossimi anni e considerata l’esigenza di ridurre le emissioni entro il 2012 di un ulteriore 11% a livello nazionale, nelle simulazioni dei prossimi paragrafi la quota di emissione sarà ridotta secondo la Eq. 5.3 fino appunto al 2012. Oltre questa data si manterrà costante il valore calcolate nel 2012.

Impianto e fonte	CO₂/kWh
Carbone	0,946
Olio combustibile	0,711
Gas naturale	0,467
Ciclo combinato a gas naturale	0,402
Ciclo combinato a gas naturale con cogenerazione	0,278-0,287
Fonti energetiche rinnovabili (eolico, solare, mini-idro, etc.)	0

Tabella 5.8
Emissioni specifiche di CO₂ per tipologia di impianto e per fonte (ENEA)

Il limite di emissioni concesse sarà confrontato anno per anno con il valore delle emissioni reali dell'impianto. In mancanza di riferimenti dalla centrale, per calcolare le emissioni dell'impianto si farà riferimento alla seguente Tabella 5.8 fornita dall'ENEA.

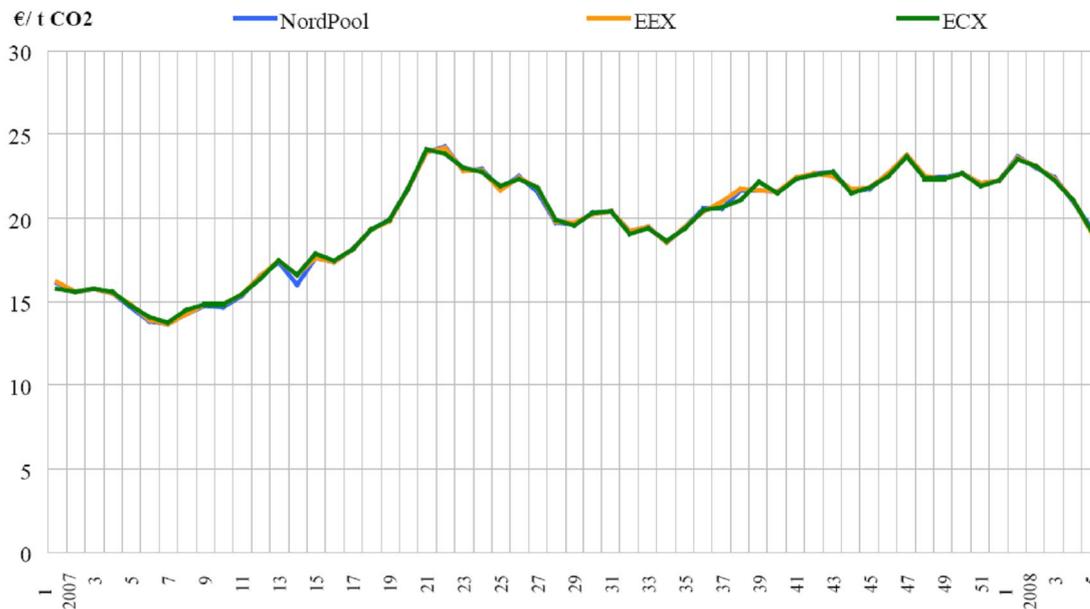


Figura 5.6

Mercati a termine delle Unità di Emissioni di CO₂ in Europa (dicembre 2008), prezzi settimanali (GME)

Per il costo delle emissioni eccedenti i limiti si farà invece riferimento ai prezzi del mercato unico europeo delle quote di emissione. Come si vede dalla Figura 5.6, il prezzo si è mantenuto tra i 20 e i 25 €/ton durante il 2007 mentre nel corso del 2009, dopo la crisi dei mercati e della produzione mondiale si è attestato tra i 13 e i 15 €/ton, come riportato nella Figura 5.7.

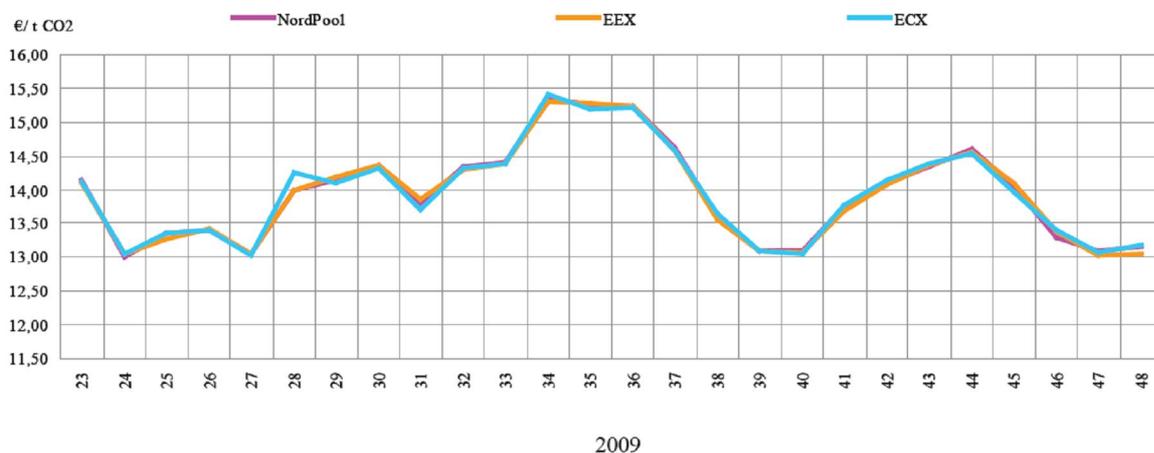


Figura 5.7

Mercati a termine delle Unità di Emissioni di CO₂ in Europa (dicembre 2009), prezzi settimanali (GME)

A livello nazionale la richiesta di quote, se i limiti si faranno più stringenti, potrebbe crescere e con essa anche il prezzo di acquisto. L'analisi è stata condotta considerando un prezzo di acquisto/vendita pari a 20 €/ton con un aumento medio del 2%, pari a quello dell'inflazione.

5.2.4 Prezzo di vendita dell'energia

Come qualsiasi altro bene sottoposto a contrattazioni, l'energia elettrica è soggetta alla legge che regola i mercati, cioè la legge della domanda e dell'offerta; sebbene in questo settore la domanda sia estremamente anelastica e l'offerta legata ad esigenze di esercizio di ogni diversa tipologia di impianto, piuttosto che ad esigenze o a capacità produttive, il prezzo dell'energia varia in modo considerevole non solo nel corso dell'anno, ma anche nel corso della giornata e fra i diversi giorni della settimana. Nella Figura 5.8 seguente viene riportato l'andamento dei prezzi dell'energia nelle 24 ore di un giorno invernale del 2009 che risulta praticamente identico all'andamento della richiesta di potenza elettrica italiana nelle stesse ore.



Figura 5.8
Andamento del prezzo dell'energia in un giorno invernale 2009

Nelle figure seguenti vengono proposte diverse immagini che descrivono l'andamento del prezzo medio di acquisto (PUN), unico sul territorio nazionale, che è determinato come media ponderata dei prezzi di vendita per i relativi acquisti dei clienti finali al netto di quelli

provenienti dalle unità di pompaggio e dalle zone estere. Nella trattazione economica svolta in questo studio si farà riferimento proprio a questo prezzo di vendita dell'energia elettrica, il quale prevede un doppio valore (*picco* e *fuori picco*) per i giorni lavorativi ed un unico valore per i giorni festivi. Le ore di *picco* corrispondono all'intervallo orario tra le 8.00 e le 20.00, mentre le ore *fuori picco* sono le ore comprese tra le 20.00 e le 8.00.

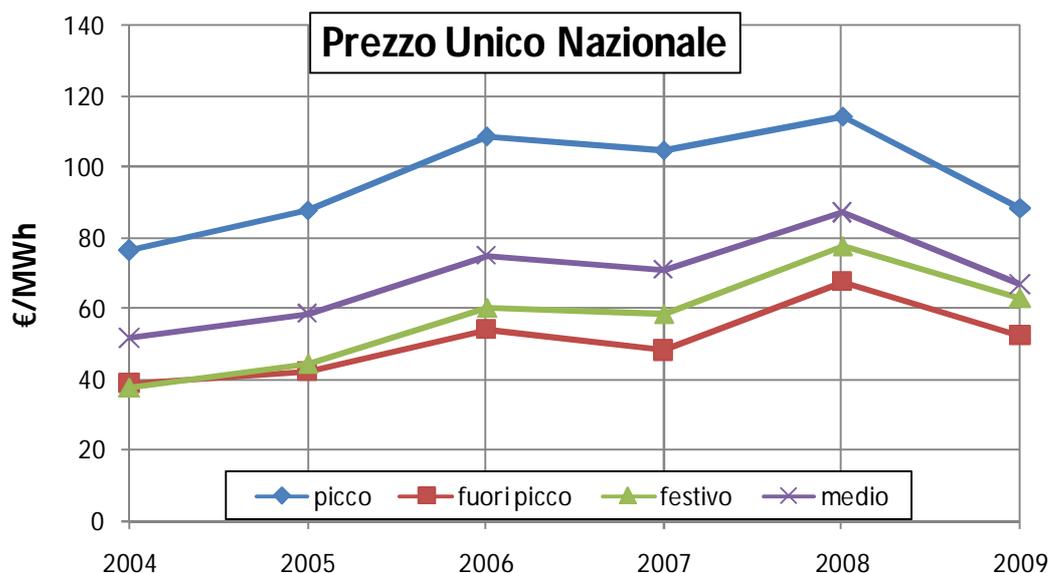


Figura 5.9
Andamento medio del Prezzo Unico Nazionale

	2004	2005		2006		2007		2008		2009	
	€/MWh	€/MWh	Var	€/MWh	Var	€/MWh	Var	€/MWh	Var	€/MWh	Var
Lavorativo	57.57	64.98	13%	81.43	25%	76.48	-6%	91.07	19%	70.34	-23%
<i>Picco</i>	76.35	87.8	15%	108.73	24%	104.9	-4%	114.38	9%	88.45	-23%
<i>Fuori picco</i>	38.78	42.15	9%	54.12	28%	48.06	-11%	67.75	41%	52.23	-23%
Festivo	37.59	44.33	18%	60.25	36%	58.58	-3%	77.88	33%	62.96	-19%
Medio	51.6	58.59	14%	74.75	28%	70.99	-5%	86.99	23%	66.68	-23%

Tabella 5.9
Andamento medio annuale per tutte le tipologie di ore di funzionamento

Il 2008 si è configurato come un anno di particolare rilievo rispetto all'evoluzione dei prezzi sul mercato elettrico italiano. Da un lato, spinto dalla forte crescita delle quotazioni dei combustibili sui mercati internazionali, il PUN ha registrato il livello più alto dall'avvio degli scambi nel 2004, come del resto anche le altre borse continentali. Dall'altro l'aumento del PUN è risultato meno marcato sia di quello dei combustibili che delle quotazioni sulle altre borse, evidenziando un'azione di freno alla crescita dei prezzi e un restringimento del differenziale col resto d'Europa. Tutto ciò appare riconducibile al notevole sviluppo dell'offerta occorso nei cinque anni passati, giunto ormai a livelli tali da produrre

conseguenze sensibili sia sui costi, che sulla concorrenza, che sul livello dei prezzi e destinato a rafforzarsi ulteriormente nel 2009 per effetto dell'entrata in servizio di nuova capacità produttiva. Con il crollo delle quotazioni petrolifere durante la prima parte del 2009 recepiti con un po' di ritardo nei prezzi di borsa, si è avuto per il 2009 uno scenario di prezzi in forte calo, con un lieve aumento verso la parte finale dell'anno. Le Figure 5.9 e 5.10 sono rappresentative proprio di questa situazione in cui il prezzo nelle ore di picco, per esempio, è tornato ai livelli del 2005. Un andamento anomalo ha avuto in questi anni il prezzo dell'energia nei giorni festivi in quanto ha iniziato con valori inferiori alle ore fuori picco, ma già nel corso del 2005 si è assestato sempre sopra. Tale dato, in sensibile contrasto con quanto registrato sulle altre borse estere, sembra riflettere livelli di concorrenzialità inferiori più che fattori collegati alla domanda o ai costi di produzione.

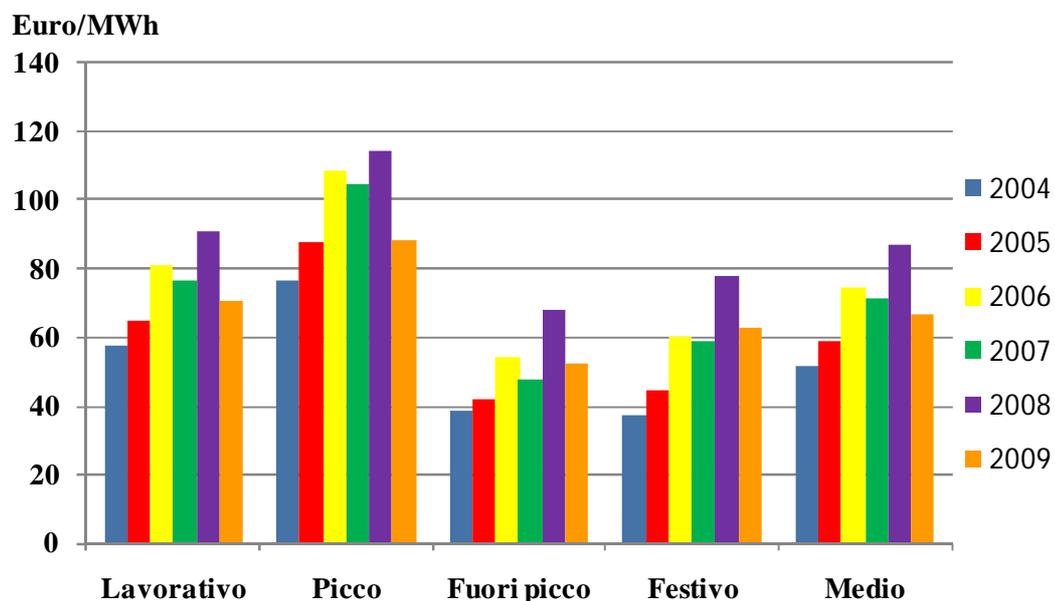


Figura 5.10
Variazione del PUN a seconda del tipo di ora e dell'anno

L'evoluzione mensile dei prezzi conferma la tipica stagionalità del PUN, al netto delle dinamiche di trend indotte dall'evoluzione dei corsi dei combustibili. In particolare si confermano quotazioni più elevate nei mesi estivi e invernali, caratterizzati da alta domanda, e quotazioni più basse nei mesi primaverili e autunnali, quando la domanda risulta inferiore. A riguardo si riporta nella Figura 5.11, a titolo esemplificativo, l'andamento mensile per l'anno 2008.

Inoltre, l'analisi della dinamica per gruppi di ore mostra come tale stagionalità sia indotta sostanzialmente dai prezzi di picco, il cui livello sensibilmente più alto condiziona la media

complessiva, mentre per i prezzi fuori picco e festivi si osservano stagionalità molto meno accentuate. Aprile tende ad essere il mese con prezzi più bassi, mentre agosto mostra quotazioni molto prossime a quelle di luglio (fuori picco e festivo).

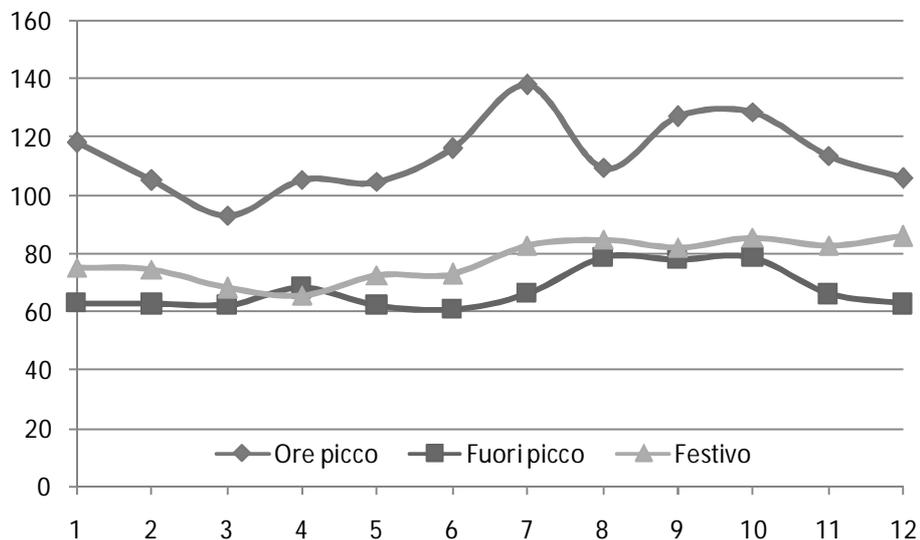


Figura 5.11
Andamento del PUN (€/MWh) per diverse tipologie di ore per tutti i mesi del 2008

Per valutare poi l'incremento annuo non disponendo di uno storico sufficientemente ampio, ci si è basati su considerazioni di carattere tecnico sul sistema elettrico italiano. Il parco di produzione è attualmente composto in larga maggioranza da centrali che utilizzano derivati del petrolio o gas naturale e quindi l'offerta è fortemente influenzata dall'andamento di queste due variabili.

Quanto accaduto al prezzo di vendita negli ultimi tre anni (2007-2009), come evidente nella Figura 5.9 e come descritto nella Tabella 5.9, risulta essere un evento molto temporaneo, improvviso ed anomalo. Si è scelto quindi per l'intero periodo di analisi (20 anni) un tasso di crescita del prezzo dell'energia giornaliera (ore di picco) del 6% annuo pensando ad un possibile rallentamento futuro del rialzo dei prezzi. Per le ore notturne (ore fuori picco), essendoci una forte concorrenza fornita dal nucleare di importazione, si è assunto invece un aumento minore pari al 4% annuo.

5.3 ANALISI ECONOMICA

Per confrontare le due diverse strategie di gestione dell'impianto si possono utilizzare due strumenti economici di uso comune nel confronto di diverse tipologie di investimento: il Valore Attuale Netto e il Tasso Interno di Rendimento. Solitamente questi strumenti sono appunto utilizzati per confrontare diverse tipologie di investimento e quindi i tassi di attualizzazione scelti sono piuttosto elevati, in quanto devono essere rappresentativi del tasso di guadagno che l'investitore è solito ricavare dai suoi investimenti. Questo specifico caso è invece abbastanza atipico, in quanto si tratta di confrontare due diverse strategie di gestione di uno stesso impianto già funzionante; quindi il tasso di attualizzazione scelto sarà unico e pari al tasso di sconto nominale, cioè per l'Europa il tasso fissato dalla BCE (3,5%), mentre i singoli costi e ricavi cresceranno con le dinamiche viste nel paragrafo 5.2. In realtà, anche il tasso di sconto europeo ha subito in questi ultimi tre anni una diminuzione non registrata precedentemente (si attesta oggi all'1%), ma si suppone che anche per questo indice ci sia un ritorno ad una situazione più stabile e costante in un periodo di tempo relativamente lungo quanto l'intervallo temporale dello studio.

Per l'analisi della convenienza economica delle strategie si è adottata la tecnica del confronto dei VAN delle strategie al termine di 20 anni di esercizio. Con questa metodologia si definisce il valore attuale di una serie attesa di flussi di cassa non solo sommandoli contabilmente, ma attualizzandoli sulla base del tasso di rendimento (costo opportunità dei mezzi propri). Quindi ogni singolo flusso di cassa (R_j) all'anno j -esimo sarà attualizzato (FCA flusso di cassa attualizzato) secondo l'espressione:

$$FCA = \frac{R_j * (1 + f')^j}{(1 + r)^j * (1 + f)^j} \quad (5.4)$$

dove f' è il tasso di crescita scelto per quel flusso di cassa, r è il tasso di sconto nominale (scelto per l'analisi pari al 3,5%) ed f è il tasso inflativo (scelto pari al 2%).

Il Valore Attuale Netto è quindi definibile come:

$$VAN = \sum_{j=1}^N FCAT_j \quad (5.5)$$

dove il Flusso di Cassa Attualizzato Totale per l'anno j -esimo ($FCAT_j$) è pari alla somma di tutti i Flussi di Cassa Attualizzati presenti in quel singolo anno. Nella 5.5 non compare

l'investimento iniziale in quanto si prende in considerazione una situazione esistente (con quindi il costo del SH già considerato) e la si confronta con un'altra situazione, sempre con lo stesso SH, ma con una gestione diversa. Gli investimenti che massimizzano questa grandezza sono quelli economicamente più convenienti e in questo caso la strategia che presenta un VAN più alto è quella che risulta essere più redditizia.

5.3.1 Principali indicatori di calcolo

Per procedere al calcolo economico delle due strategie è necessario riepilogare tutti i dati di partenza e le ipotesi fatte sul loro incremento annuo, nonché il calcolo di alcuni altri parametri che riguardano il costo del carbone e il prezzo di vendita dell'energia.

a)	Prezzo FOB	\$/tonn	66.47	
b)	Nolo	\$/tonn	9.96	
c)	Prezzo CIF	\$/tonn	76.43	a+b
d)	Cambio \$/€		1.49	
e)	Accisa	€/tonn	2.6	
f)	Prezzo CIF	€/tonn	51.30	c/d
g)	Posizionamento	€/tonn	7.39	
h)	Prezzo totale	€/tonn	61.28	g+e+f
i)	Potere calorifico	Mcal/kg	6.26	
l)	Consumo specifico	Mcal/MWh	2485	
m)	Prezzo totale	€/Mcal	0.0098	h/i/1000
n)	Prezzo strike	€/MWh	24.32	m*l

Tabella 5.10
Calcolo del prezzo del carbone alla centrale (novembre 2009)

In tabella 5.10 viene riportata la successione dei calcoli per il prezzo strike del carbone in base al prezzo FOB del carbone sudafricano espresso in \$/ton, secondo il contratto di fornitura calcolato fino al 2005 (AU). Con il prezzo FOB (Free On Board) si intendono tutti i costi fino al porto d'imbarco, compresi eventuali costi per la messa a bordo della nave, nonché le spese per l'ottenimento di licenze e documentazioni per l'esportazione dalla nazione di origine e quelle per le operazioni doganali sempre di esportazione. Da questo prezzo, sommando la spesa del nolo della nave, si ricava il cosiddetto prezzo CIF (Cost, Insurance and Freight) cioè il costo di tutte le operazioni fino al porto di arrivo compresi eventuali costi per lo scarico

della nave, nonché le spese per l'ottenimento di licenze e documentazioni per l'esportazione dalla nazione di origine e quelle per le operazioni doganali sempre di esportazione. Sempre a carico del venditore sono anche le spese di assicurazione. A questo punto il prezzo viene convertito in euro e ad esso viene aggiunta l'accisa. Con il D.Lgs. 26 del 2/2/2007 è stata abolita la cosiddetta carbontax ed è stata introdotta un'accisa vera e propria pari a 2,6 €/ton per carbone usato per la produzione di energia elettrica. Il prezzo totale in euro per unità di peso è stato poi convertito in prezzo per unità di energia prodotta.

La Tabella 5.10 è aggiornata al prezzo FOB del carbone sudafricano del novembre 2009 che risulta abbastanza coerente rispetto al prezzo prima del 2007 (47,75 \$/ton e 21,35 €/MWh rispettivamente) e questo è stato usato per le analisi economiche. Comunque è stato eseguito anche un ulteriore confronto considerando il prezzo che lo stesso carbone aveva nel luglio del 2008 quando era di 170 \$/ton e 51,90 €/MWh.

Per quanto riguarda il prezzo di vendita dell'energia il calcolo è stato effettuato con i dati relativi al 2009 secondo quanto riportato nel paragrafo 5.2.4. Il tasso di crescita per la gestione 1 risulta dalla media ponderata del tasso di crescita delle ore di picco e fuori picco, mentre il prezzo della gestione 2 è calcolato in base alle effettive ore di funzionamento. In particolare il risultato è un prezzo medio pesato dove come peso è stato utilizzato il tempo di applicazione (giorni*ore), nonché il fattore di carico per quelle ore a seconda della diversa modalità di gestione. Analogamente è stato fatto per gli incrementi annui.

Per il resto, i valori utilizzati per le analisi delle due strategie sono riassunti nella Tabella 5.11.

	GESTIONE 1	GESTIONE 2	TASSO ANNUO	
POTENZA PIENO CARICO [MW]	308	308		
ORE FUNZIONAMENTO ANNUO	8.016	5.760		
FATTORE DI CARICO	78	98		
PRODUZIONE ANNUA [MWh]	1.925.764	1.738.598		
EMISSIONI REALI [ton/anno]	1.821.773	1.644.714		
COSTO MEDIO COMBUSTIBILE [€/MWh]	24,32	24,32	2%	
COSTO Cessioni QUOTA [€/ton CO ₂]	20	20	2%	
COSTI GENERALI [€/MWh]	23,66	24,40	2%	
PREZZO MEDIO VENDITA ENERGIA [€/MWh]	66,68	70,34	4,75%	6-4%

Tabella 5.11
Tabella riassuntiva per il confronto economico

Da notare che:

- Il fattore di carico è riferito alle ore di funzionamento indicate in tabella secondo la strategia scelta e non alle 8760 ore dell'anno
- Le emissioni reali sono calcolate moltiplicando il coefficiente di Tabella 5.8 per la produzione annuale
- I costi generali sono ricavati utilizzando la formula 5.2 e le ipotesi ivi contenute

Prima di proseguire con il calcolo è interessante notare come le due modalità di gestione si differenzino anche dal punto di vista economico. Infatti, la modalità di gestione 1 porta ad un maggior sfruttamento dell'impianto, il che riduce i costi specifici, ma allo stesso tempo comporta un minor guadagno sul prezzo dell'energia venduta, essendo venduta anche durante i giorni festivi quando il prezzo è compreso tra il prezzo delle ore di picco e di fuori picco. La modalità di gestione 2, invece, permette la massima valorizzazione del prodotto venduto in modo quasi paritetico nelle ore di picco che di fuori picco, che hanno visto un aumento percentuale considerevole in questi primi 7 anni di borsa elettrica (Figura 5.10). Mettendo assieme i due aspetti emerge però che i due fattori tendono ad equilibrarsi l'uno con l'altro e le due diverse modalità di gestione danno dei guadagni specifici sul singolo Megawattora prodotto quasi identici: la gestione 1 18,70 €/MWh, la gestione 2 21,62 €/MWh. Il maggior guadagno specifico della seconda modalità di gestione tenderà a farsi più ampio negli anni visto il differente tasso di crescita calcolato.

Un'altra considerazione può essere fatta sulle emissioni di anidride carbonica, vediamo, infatti, che con il modello di gestione 1, esse sono prossime alla quota massima prevista dalla legge, anzi già leggermente superiori, quindi visto che il calcolo si svilupperà lungo una serie di anni, ogniqualvolta le emissioni supereranno la quota massima prevista sarà aggiunto un flusso di cassa in uscita pari all'acquisto da parte dell'impianto delle quote di anidride carbonica necessarie; tale ipotesi potrebbe in futuro essere soggetta a modifiche in quanto potrebbe accadere che il legislatore preveda lo spegnimento degli impianti qualora raggiungessero la quota loro assegnata.

5.3.2 Confronto tra diverse strategie

Dai calcoli relativi al danno strutturale per creep e fatica termo-meccanica sul SH ne consegue che esercendo la centrale secondo la strategia tipo 2 con quindi 50 cicli di accensione/spengimento all'anno, si hanno 4 sostituzioni di SH nel corso di 20 anni. Il fatto di esercire la centrale in modo molto più flessibile, porta quindi ad una netta riduzione della vita del componente, ma questo si traduce in maggiori introiti nel breve ed anche nel lungo periodo. Secondo le ipotesi al contorno considerate e i valori descritti in Tabella 5.11 vengono riportati i risultati dei calcoli sui Flussi di cassa e sui VAN delle due tipologie di gestione nelle Figure 5.12 e 5.13.

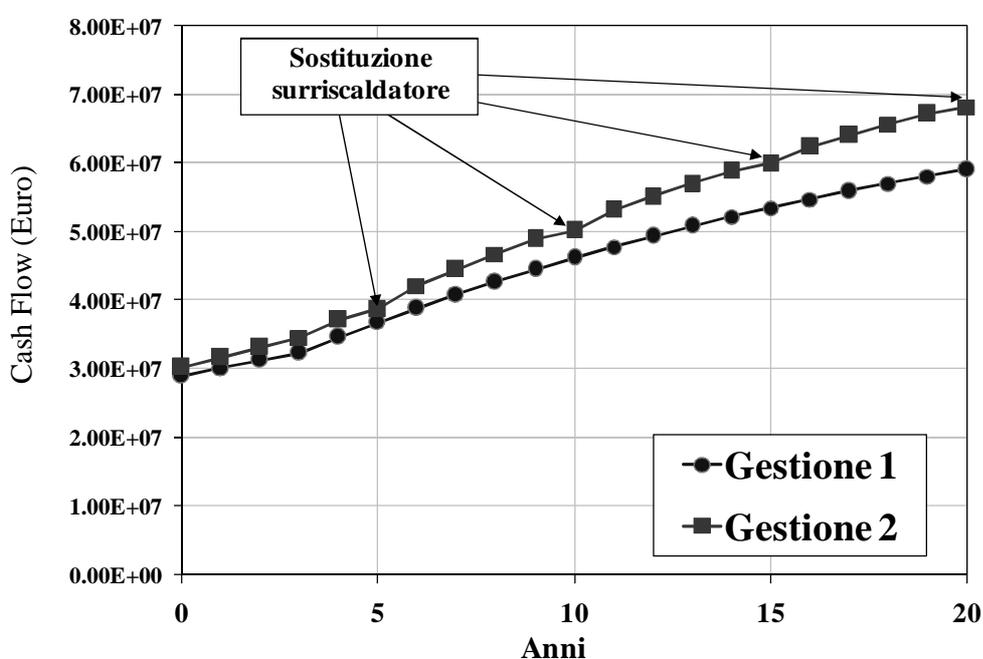


Figura 5.12

Flussi di cassa attualizzati per le due gestioni per 20 anni secondo le indicazioni di Tabella 5.11

Dai risultati emerge che nell'ottica lunga di 20 anni la differenza tra le due strategie di gestione dell'impianto in questione risulta mediamente apprezzabile. Come evidenziato in Figura 5.13, il VAN della gestione 1 risulta pari a 945,850,734 € mentre quello della gestione 2 risulta pari a 1,049,712,047 € con maggiori introiti per un 10%. Si vede inoltre (Figura 5.12) come la modalità di gestione 1 sia comunque sempre economicamente meno conveniente e il divario aumenti con il passare degli anni.

In corrispondenza del quarto anno (relativo all'anno 2012) si nota la presenza di un punto di flesso nelle curve di Figura 5.12 in quanto l'aggravio dovuto alle emissioni è stimato non

crescere più in virtù delle leggi attualmente vigenti, ma è presumibile che in vista di nuove e più stringenti norme in tema di emissioni la maggior convenienza del secondo modello di gestione possa aumentare. Inoltre come è possibile acquistare permessi di emissione analogamente è possibile vendere proprie quote. La seconda modalità di gestione avrebbe quindi anche questo ulteriore vantaggio.

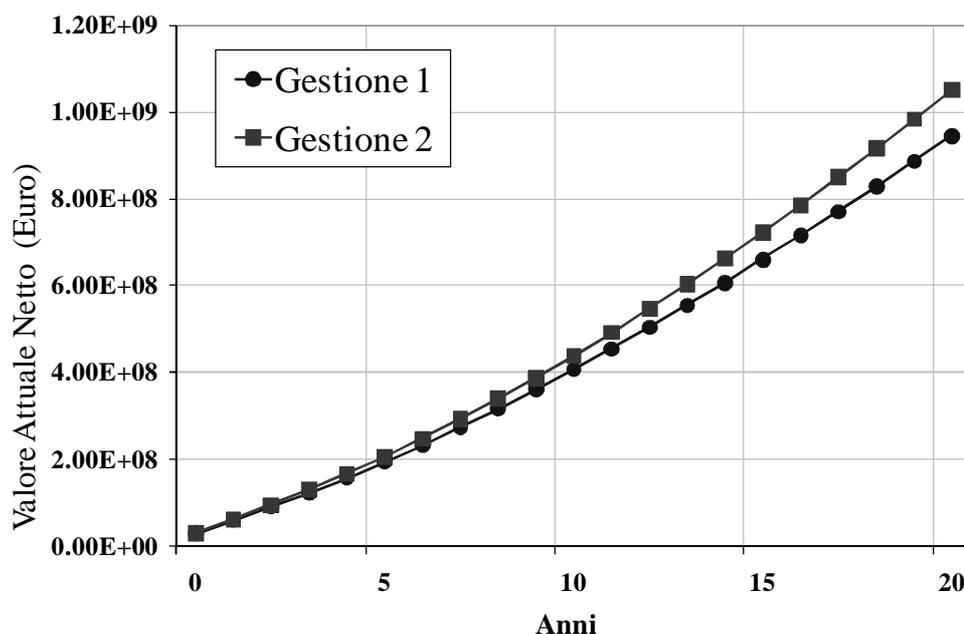


Figura 5.13

Valore Attuale Netto lungo i 20 anni per le due gestioni secondo le indicazioni di Tabella 5.11

Dalle analisi si è potuto verificare che i risultati ottenuti dipendono fortemente dal costo del carbone e dal prezzo di vendita dell'energia. Si ribadisce che le ipotesi adottate risultano plausibili in un periodo di calcolo abbastanza lungo come quello di 20 anni e che la situazione che si è verificata in questi ultimi due anni non dovrebbe ripetersi più.

Con un'analisi di sensitività si è comunque potuto appurare che se il tasso di crescita del prezzo dell'energia nelle ore di picco rimane superiore al tasso di crescita delle ore fuori picco di almeno 1-2 punti percentuali annui allora la gestione di tipo 2 risulta sempre più conveniente rispetto alla gestione di tipo 1. Al contrario, proprio come successo invece in questi "anomali" ultimi due anni, la gestione di tipo 1 risulta sempre più conveniente rispetto a quella flessibile se il trend di crescita del prezzo dell'energia risulta superiore nelle ore fuori picco rispetto alle ore di picco.

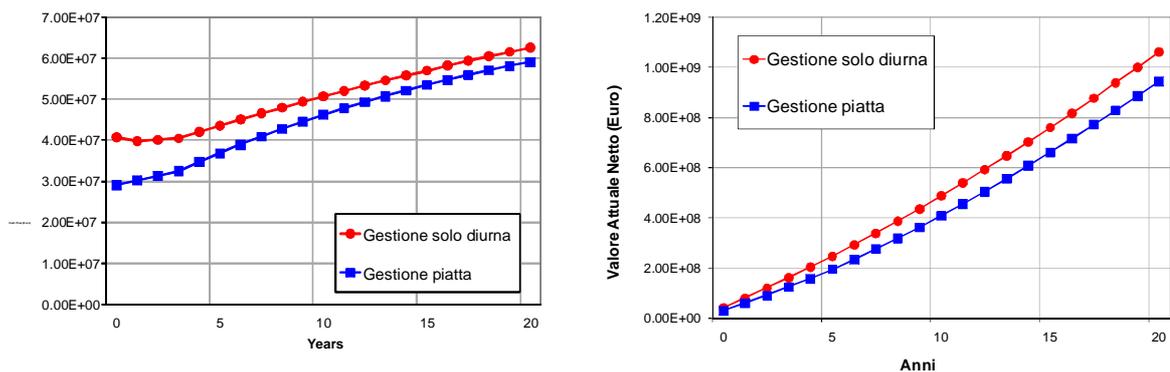


Figura 5.14
Flusso di cassa e Valore Attuale Netto per la gestione continua e solo diurna

Si riportano a titolo indicativo anche gli andamenti dei flussi di cassa e dei VAN relativi ai confronti sempre tra la tipologia di gestione “continua” e le tipologie di gestione ancora più flessibili. Nella Figura 5.14 si considera, per esempio, che la centrale nella gestione 2 venga esercitata solo di giorno (solo ore di picco). In questo caso si prevedono 250 cicli di accensione/spegnimento e quindi la sostituzione di un SH all’anno.

Nella Figura 5.15 c’è il confronto con la centrale esercitata nella strategia 2 nelle ore di picco solo per i sei mesi in cui il prezzo di vendita dell’energia è statisticamente più conveniente, quando cioè si hanno 150 cicli di accensione/spegnimento e quindi la sostituzione di 13 SH nei 20 di analisi della centrale (circa 2 ogni 3 anni).

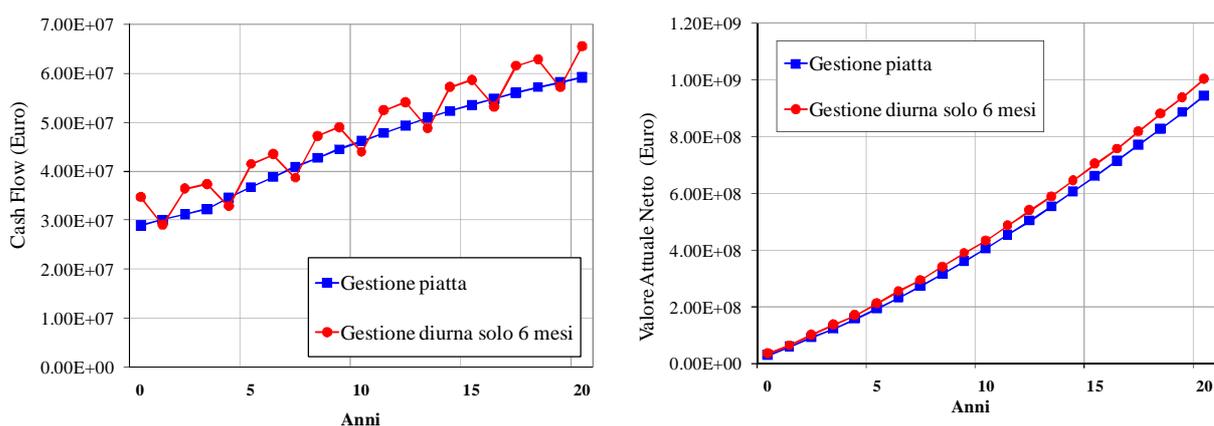


Figura 5.15
Flusso di cassa e Valore Attuale Netto per la gestione continua e diurna nei mesi più remunerativi dell’anno

Si è voluto, poi, verificare la situazione estrema, a parità di dati espressi nella Tabella 5.11, andando a modificare unicamente il prezzo di acquisto del carbone e considerandolo pari al massimo valore registrato nel corso del 2008 (170 \$/ton). I risultati sono presentati nella

Figura 5.16 in cui emerge netta la convenienza del funzionamento ciclico all'aumentare del prezzo del combustibile, ma al tempo stesso dimostra la non convenienza nel caso in cui si debba decidere di installare una centrale a carbone rispetto ad altre tipologia di combustibile.

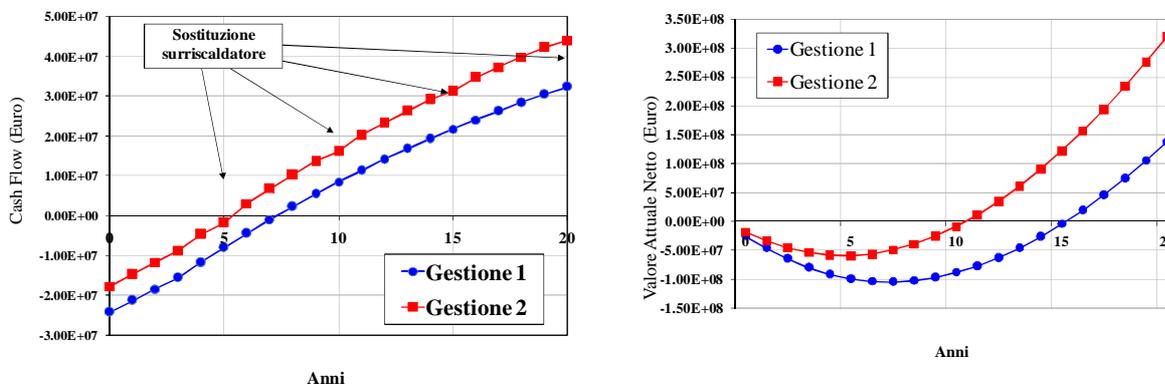


Figura 5.16

Flusso di cassa e Valore Attuale Netto per le due gestioni considerate secondo le indicazioni di Tabella 5.11 (carbone a 170 \$/ton)

Ecco allora che si è pensato di sfruttare il confronto economico dando uno strumento di controllo quasi in tempo reale della convenienza economica dell'esercizio flessibile focalizzato sul SH di alta temperatura. Infatti si è diagrammato il numero dei SH cambiati nell'arco di 20 anni in funzione dei cicli di accensione/spengimento effettuati nel corso di un anno (curva in verde nella Figura 5.17). Dal numero di SH cambiati nel corso dei 20 anni di esercizio è possibile leggere l'andamento del VAN delle gestioni cicliche possibili per il gruppo a carbone considerato (curva rossa tratteggiata). Il tutto sempre confrontato con l'andamento a carico base (curva blu).

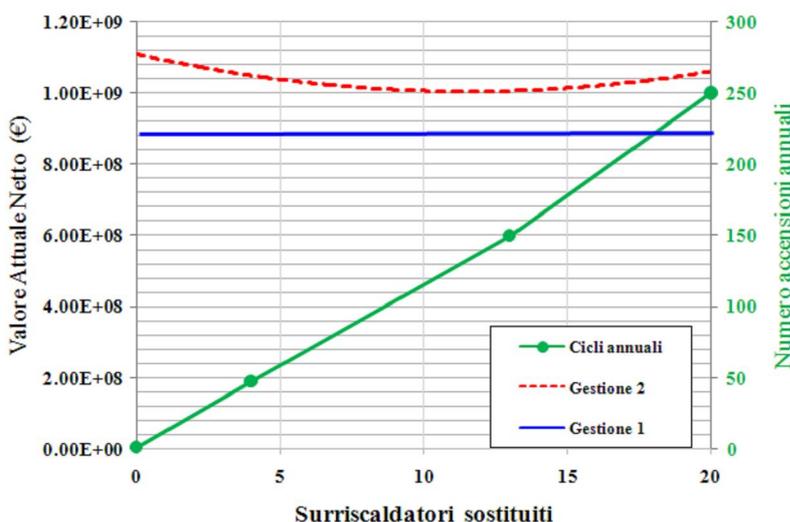


Figura 5.17

Andamento del Valore Attuale Netto tra la strategia a funzionamento continuo e la strategia ciclica in funzione dei surriscaldatori cambiati in 20 anni (dati Tabella 5.11)

La stessa cosa è stata fatta in condizioni estreme nella Figura 5.18, considerando il prezzo del carbone al valore massimo, in cui continua ad apparire evidente la convenienza economica della gestione ciclica rispetto a quella continua e sempre più conveniente quanto più ciclica possibile (fino ad uno spegnimento al giorno).

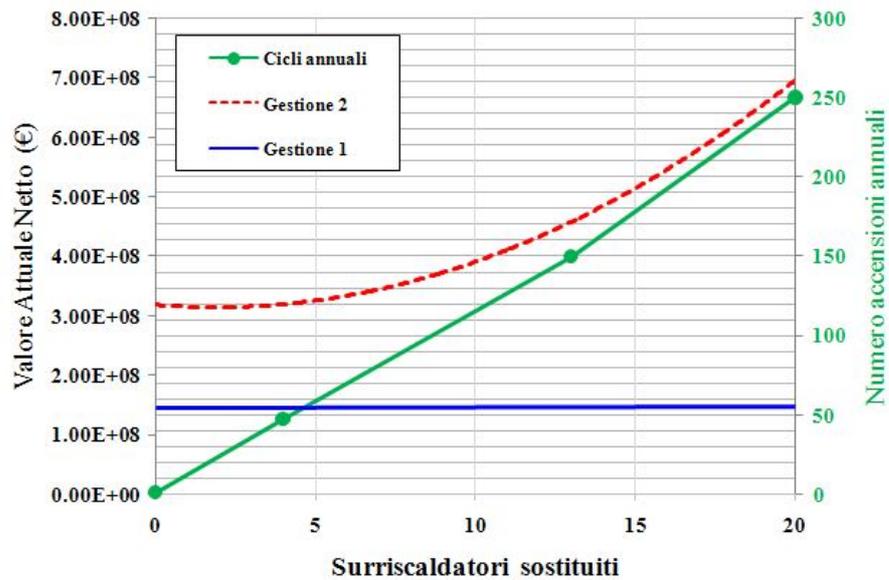


Figura 5.18

Andamento del Valore Attuale Netto tra la strategia a funzionamento continuo e la strategia ciclica in funzione dei surriscaldatori cambiati in 20 anni (carbone 170 \$/ton)

5.4 CONCLUSIONI

Dopo aver calcolato i danni sul surriscaldatore e la sua vita operativa per le modulazioni di centrale con 1 spegnimento e 50 spegnimenti all'anno, le due diverse strategie di gestione sono state confrontate da un punto di vista economico per verificarne la convenienza nel breve e nel lungo periodo.

È stata riportata un'analisi per la definizione dei prezzi di vendita dell'energia nel mercato elettrico italiano e delle ipotesi per i costi di produzione della centrale elettrica di riferimento (carbone, esternalità, costo industriale, emissioni di CO₂).

Il confronto economico ha preso in considerazione un periodo abbastanza ampio tale da poter ipotizzare variazioni costanti. Infatti si è evidenziato come i valori in gioco, sia dei prezzi che dei costi, nel triennio 2007-2009, hanno risentito di un brusco innalzamento seguito da una discesa rapida, con variazioni percentuali anche a due cifre. Si è ipotizzato che l'aumento annuo dei costi di centrale fosse pari al 2% come l'andamento medio dell'inflazione. Il prezzo di vendita dell'energia elettrica invece è stato considerato pari al 6% annuo nelle ore piene e al 4% annuo nelle ore fuori picco.

Con queste ipotesi il confronto ha dato ragione alla gestione di tipo flessibile sia in termini di flusso di cassa che di risultato cumulato nei 20 anni.

Sono state confrontate altre modalità di gestione della centrale che prevedevano un numero maggiore di fermate ed anche queste hanno dato un risultato economico migliore rispetto alla gestione a carico base. Allo stesso risultato si è pervenuti considerando un prezzo del carbone più alto, ai valori dello scorso anno.

Infine sono stati riassunti in un unico grafico i risultati relativi alla vita operativa del surriscaldatore con i dati economici. Il numero di cicli annuali della centrale è stato correlato con il numero dei surriscaldatori sostituiti nel corso dei 20 anni e con il risultato economico cumulato nelle due strategie. In questo modo si è voluto dare uno strumento di controllo e gestione delle strategie di funzionamento di centrale in funzione della vita residua del surriscaldatore che dipende dalle strategie seguite negli anni precedenti.

BIBLIOGRAFIA

CAPITOLO 1

1. A. Bissell, "ESB experience with two-shifting of power plants and some cost implications", Proceedings of the International Seminar "Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues", Londra, 25-27 giugno 2001.
2. F. Starr, "Technical and operational issues involved in the two shifting of power plant salient features of a recent study by ETD", Proceedings of the International Seminar "Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues", Londra, 25-27 giugno 2001.
3. F. Starr, A. Bissell "A review of some of the cost issues involved in two shift operation of fossil plant", Proceedings of the International Seminar "Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues", Londra, 25-27 giugno 2001.
4. L. Gregori, "Valutazione dei costi associati in termini di riparazioni/sostituzioni/fermo impianto", Rapporto CESI A4524176.
5. S.A. Lefton et al, "Managing Utility Power Plant Assets to Economically Optimize Power Plant Cycling Costs", EPRI Fossil Plant Cycling Conference, Sept 1994.
6. S.A. Lefton, P.M. Besuner: "Understand what it really costs to cycle fossil-fired units". Power, March-April 1997.
7. S.A. Lefton, P. Besuner, P. Grimsrud, T. Kuntz, "Experience in cycling cost analysis of thermal power plants in North America and Europe", Proceedings of the International Seminar "Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues", Londra, 25-27 giugno 2001.
8. S.A. Lefton, "A method to measure the impact of cycling operational and power derations on plant life and reliability", EPRI Fossil Power Plant Conference, 1992.
9. S.A. Lefton et al, "Using fossil Power Plants in Cycling Mode: Real Costs and Management Responses", EPRI Managing Fossil Generating Assets in the Emerging Competitive Marketplace, Fossil Plant Cycling Conference, Washington D.C, October 1996.
10. S.A. Lefton, P. Besuner, "The cost of Cycling Coal Fired Power Plants", Coal Power Magazine, Winter 2006.

11. S. Concari, G. Fedeli “Cyclic operation experience at ENEL with conventional thermal power plant”. Proceedings of the International Seminar “Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues”, Londra, 25-27 giugno 2001.
12. M.P. Dukashe, T. Nieuwoudt, J. Begg, “Operational experience of two shifting large coal fired units”, Proceedings of the International Seminar “Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues”, Londra, 25-27 giugno 2001.
13. J. Chow, K. Ho, X. Du, H.S. Lee, M. Pearson, “Experience from extensive two-shift operation of 680 MW coal/gas fired units at Castle Peak, Hong Kong”, Proceedings of the International Seminar “Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues”, Londra, 25-27 giugno 2001.
14. A. Davis, F. Wellington, “Start up analysis - what is best practice”, Proceedings of the International Seminar “Cyclic Operation of Power Plant - Technical, Operation and Cost Issues”, Londra, 25-27 giugno 2001.
15. C. Maffezzoni, “Dinamica dei Generatori di Vapore”, Masson, 1989.
16. GME – Gestore Mercati Energetici SpA, “Vademecum della Borsa Elettrica”, www.mercatoelettrico.org.
17. A. Mirandola, A. Stoppato, “A Viable Approach To The Optimization Of Energy Systems”, International Journal of Applied Thermodynamics, Vol.6 (No.4), December 2003, pp. 157- 167.
18. C. Carraretto, “On the optimum power plant operation and management in the deregulated market”, Energy, the International Journal, Volume 31, Issues 6-7, May-June 2006, Pages 1000-1016.
19. F. Polidoro, “Prestazioni degli impianti di generazione: indagine sulla disponibilità degli impianti e sulla capacità di risposta alle richieste del mercato competitivo”, Rapporto CESI A4523755, 2004.
20. F. Pretolani, “Funzioni di guida operatore per l'avviamento dei gruppi di produzione: analisi di tecniche e prodotti di mercato”, Rapporto CESI A5025336, 2005.
21. R. Viswanathan, J. Stringer, “Failure Mechanisms of High Temperature Components in Power Plants”, Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 122, July, 2000.
22. The Babcock & Wilcox Company, “Steam-its generation and use”, Ed. 41, USA, 2005.

CAPITOLO 2

1. ENEL, “Guida all’ispezione di caldaia per caldaie a carbone Tosi C.E. tipo CCRRP da 320 MW”, Parte prima – Pisa, giugno 1989.
2. ENEL – Compartimento di Venezia, “Centrale termoelettrica di Fusina”, 1976.
3. F. Polo, “Caratterizzazione a fatica termo meccanica di un acciaio inossidabile per surriscaldatori di centrali termoelettriche”, Tesi di laurea AA 2006/2007, Università di Padova.
4. ASME, “Boiler & Pressure Vessel Code. Section III, division 1, subsection NH”, New York, USA, 2004.
5. ISPESL, “Linea Guida Raccomandata per la Valutazione della Vita a Residua di Componenti Eserciti in Regime di Scorrimento Viscoso”, 2004.
6. C. Belli, P. Chizzolini, “Conversione dell’energia”, Università degli studi di Pavia, 2009
7. C. Maffezzoni, “Dinamica dei Generatori di Vapore”, Masson, 1989.
8. L. Berto, “Modello per lo Studio delle Sollecitazioni Termomeccaniche del Surriscaldatore di Alta Pressione di una Caldaia a Recupero Durante i Transitori di Carico”, Tesi di laurea, Università di Padova, 2009.
9. P. Lombardi, “Modellazione costitutiva e meccanica del danneggiamento di acciai 9% Cr per applicazioni ad alta temperatura”, tesi di dottorato, Università di Cassino, 2008.
10. ASTM E 606 - 92 “Strain-Controlled Fatigue Testing”.
11. ISO/DIS 12106 “Metallic Materials – Fatigue Testing – Axial Strain-controlled Method”.
12. National Research Institute for Metals, “Creep Data Sheet”, Japan, 1996. - <http://www.nrim.go.jp/>.
13. ECCC European Creep Collaborative Committee “Data Sheet”, ed. Robertson, D.G., publ. ERA Technology Ltd, 2005.

CAPITOLO 3

1. F. Polo, “Caratterizzazione a fatica termo meccanica di un acciaio inossidabile per surriscaldatori di centrali termoelettriche”, Tesi di laurea, Università di Padova, 2007.
2. D. Annaratone, “Pressure Vessel Design”, Springer Berlin, 2007.
3. S.R Holdsworth et al., “Creep data validation and assessment procedures. Vol.5 - Data assessment (uniaxial data)”, ECCC Recommendations, publ. ETD, 2005.

4. ASME, "Boiler & Pressure Vessel Code. Section III, division 1, subsection NH", New York, USA, 2004.
5. British Standard, "R5, Assessment procedure for the high temperature response of structures" Issue 3, Gloucester, UK, 2003.
6. ISPESL, "Linea Guida Raccomandata per la Valutazione della Vita a Residua di Componenti Eserciti in Regime di Scorrimento Viscoso", 2004.
7. ENEL, "Guida all'ispezione di caldaia per caldaie a carbone Tosi C.E. tipo CCRRP da 320 MW", Parte prima – Pisa, giugno 1989.
8. ENEL, Direzione Produzione e Trasmissione, "Avarie delle parti in pressione", VDT/STE/PISA, 1991.
9. L. M. Kachanov, "Time of the rupture process under creep conditions", *Izv. Akad. Nauk. SSSR, Otd Tekh. Nauk* No. 8, 1958.
10. Y. N. Rabotonov, "Creep problems in structural members", North-Holland, 1969.
11. M. A. Miner, "Cumulative damage in fatigue", *Journal of Applied Mechanics*, 67: A159-A64, 1945.
12. J. Lemaitre, "A Continuum Damage Mechanics model for ductile fracture", *ASME J. Engng. Mat. and Technology*, Vol. 107, 1985.
13. L. Chaboche, "Continuum Damage Mechanics: Part II - Damage growth, crack initiation, and crack growth", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 55, 1988.
14. A. Del Puglia, E. Manfredi, "High-temperature low-cycle fatigue damage", *Creep of Engineering Materials and Structures*, edited by G. Bernasconi and G. Piatti, Applied Science Publishers LTD, London, 1979.
15. S. S. Manson, G. R. Halford, M. H. Hirschberg, "Creep-fatigue analysis by Strain Range Partitioning", *First Symposium on Design for Elevated Temperature Environment*, 1971.
16. G. Halford, J. Saltsman, "Strain range partitioning – A total strain range version", *Advances in life prediction methods*, Woodford D. A. and Whitehead J.R., eds., ASME, New York, 1983.
17. J. R. He, Z. X. Duan, Y. L. Ning, D. Zhao, "Strain energy partitioning and its applications to GH33A nickel-base superalloy and 1Cr-18Ni-9Ti Stainless Steel", *Proceedings of ASME international conference on advances in life prediction methods*, New York, 1983.
18. J. Lemaitre, J. L. Chaboche, "Mechanics of solid materials", Cambridge University Press, 1990.

19. L. Jr. Coffin, "The concept of frequency separation in life prediction for time dependent fatigue", ASME-MPC Symposium on Creep-Fatigue Interaction, MPC-3, American Society for Mechanical Engineers, New York, 1976.
20. R. W. Neu , H. Sehitoglu, "Thermomechanical fatigue, oxidation, and creep: Part II. Life prediction", Metallurgical Transactions, Vol. 20, 1989.
21. S. Taira, "Lifetime of structures subjected to varying load and temperature", Creep in Structures, Springer-Verlag, 1962.
22. C. Boller, T. Seegher, "Materials Data For Cyclic Loading. Part C: High-Alloy Steels", ed. Elsevier, 1987.
23. ECCC European Creep Collaborative Committee "Data Sheet", ed. Robertson, D.G., publ. ERA Technology Ltd, 2005.
24. P. Claudio, "Individuazione delle leggi di danno in grado di descriverne l'evoluzione in funzione delle reali condizioni di esercizio", Rapporto CESI A4508677, 2004.
25. S. Fujibayashi, "Life assessment of superheater tubes fabricated from 2.25Cr-1Mo steel", 16th European Conference of Fracture, (ECF16) Alexandroupolis, Greece, 2006.
26. S. Aoi, T. Marumiya, R. Ebara, "Thermal fatigue crack initiation and propagation behaviour of steels for boiler", 16th European Conference of Fracture, (ECF16) Alexandroupolis , Greece, 2006.
27. D. Löhe, T. Beck, K. H. Lang, "Important aspects of cyclic deformation, damage and life time behaviour in thermomechanical fatigue of engineering alloys", Fifth International Conference of low Cycle Fatigue, (LCF 5) Berlin, Germany, 2003.
28. L. Kunz, P. Lukáš, "LCF – Creep interaction in 9% Cr steel at 600°C", Fifth International Conference of low Cycle Fatigue, (LCF 5) Berlin, Germany, 2003.
29. R. Viswanathan, "Damage Mechanisms and Life Assessment of High Temperature Components," ASM International Metals Park, OH, 1987.
30. G. M. Paolucci, "Lezioni di metallurgia – per la laurea in Ingegneria meccanica", Vol. 1, Edizioni Libreria Progetto, Padova, 2002.
31. The Babcock & Wilcox Company, "Steam-its generation and use", Ed. 41, USA, 2005.
32. T. J. Wardle, "Creep-Rupture Assessment of Superheater Tubes Using Nondestructive Oxide Thickness Measurements", Babcock & Wilcox, Barberton, Ohio, U.S.A, 2000.
33. G. Das, S.G. Chowdhury, A.K. Ray, S. Das, D.K. Bhattacharaya, "Failure of a superheater tube", Engineering Failure Analysis; 9: 563-570, 2002.

CAPITOLO 4

1. D. Annaratone, "Pressure Vessel Design", Springer Berlin, 2007.
2. ASME, "Boiler & Pressure Vessel Code. Section III, division 1, subsection NH", New York, USA, 2004.
3. British Standard, "R5, Assessment procedure for the high temperature response of structures" Issue 3, Gloucester, UK, 2003.
4. A.K. Ray, Y.N. Tiwari, R.K. Sinha, P.K. Roy, S.K. Sinha, R. Singh, S. Chaudhuri, "Remnant life assessment of service-exposed pendent superheater tubes", Engineering Failure Analysis, Vol. 9, pp. 83-92, 2002.
5. G. Das, S.G. Chowdhury, A.K. Ray, S. Das, D.K. Bhattacharaya, "Failure of a superheater tube", Engineering Failure Analysis; 9: 563-570, 2002.
6. ISPESL, "Linea Guida Raccomandata per la Valutazione della Vita a Residua di Componenti Eserciti in Regime di Scorrimento Viscoso", 2004.
7. M. O. Speidel, A. Atrens, "Corrosion in power generating equipment", Plenum Ed, New York and London, 1984.
8. The Babcock & Wilcox Company, "Steam-its generation and use", Ed. 41, USA, 2005.
9. T. J. Wardle, "Creep-Rupture Assessment of Superheater Tubes Using Nondestructive Oxide Thickness Measurements", Babcock & Wilcox, Barberton, Ohio, U.S.A, 2000.
10. B. Massery, F. Colombo, E. Mazza, S. Holdsworth, "Factors influencing the service like thermomechanical fatigue test cycle endurance of 1% CrMoV rotor steel", Fatigue Fract Eng Mater Struct 2003; 26: 1041-1052.
11. S. R. Holdsworth, E. Mazza, A. Jung, "The response of 1CrMoV rotor steel to service-like thermomechanical fatigue testing", Journal of Testing and Evaluation, vol. 32, no. 4, 2004.
12. C. Boller, T. Seegher, "Materials Data For Cyclic Loading. Part C: High-Alloy Steels", ed. Elsevier, 1987.
13. Ansys Workbench 11.0 "User's guide", 2007.
14. Alobaid F., Postler R., Ströle J., Epple B., Hyun-Gee K., "Modelling and Investigation Start-up Procedures of a Combined Cycle Power Plant", Applied Energy 2008, Elsevier.
15. L. Berto, "Modello per lo Studio delle Sollecitazioni Termomeccaniche del Surriscaldatore di Alta Pressione di una Caldaia a Recupero Durante i Transitori di Carico", Tesi di laurea, Università di Padova, 2009.

16. ECCC European Creep Collaborative Committee “Data Sheet”, ed. Robertson, D.G., publ. ERA Technology Ltd, 2005.
17. National Research Institute for Metals, “Creep Data Sheet”, Japan, 1996. - <http://www.nrim.go.jp/>
18. L. Béres, A. Balogh, W. Irmer, “Welding of Martensitic Creep-Resistant Steels”, The Welding Journal, American Welding Society and the Welding Research Council, 2001.
19. Lo Casto, E., Mirandola, A. and Stoppato, A., 2008a, “Evaluation of thermo-mechanical fatigue stresses and residual life in the superheater of a steam power plant”, Proceedings of ECOS 2008, Krakov – Poland, June 24-27.
20. 1. F. Polo, “Caratterizzazione a fatica termo meccanica di un acciaio inossidabile per surriscaldatori di centrali termoelettriche”, Tesi di laurea, Università di Padova, 2007.
21. ENEL, Direzione Produzione e Trasmissione, “Avarie delle parti in pressione”, VDT/STE/PISA, 1991.

CAPITOLO 5

1. C. Belli, P. Chizzolini, “Conversione dell’energia”, Università degli studi di Pavia, 2009.
2. GME, Gestore Mercati Energetici SpA, “Vademecum dei mercati per l’ambiente”, www.mercatoelettrico.org.
3. GME, Gestore Mercati Energetici SpA, “Relazione annuale 2008”, www.mercatoelettrico.org.
4. Parlamento Italiano, “Piano Emissioni Nazionale PNA 2008-2102”, http://ec.europa.eu/environment/climat/pdf/nap_italy_final.pdf
5. A. Lorenzoni, “Nuove strutture organizzative per il sistema elettrico”, Dottorato di ricerca in ingegneria elettrotecnica, 18 – 25 maggio 2006.
6. Acquirente Unico, “Nota sul calcolo degli strike dei contratti differenziali per il 2005 con opzioni per il 2006 e 2007”, maggio 2005.
7. G. Bonardi, C. Patrignani, “Fare energia”, IPSOA, 2007.
8. A. Meola, F. Polidoro, “Caratteristiche di costo e di esercizio degli impianti di generazione alimentati da fonti fossili, rinnovabili, assimilate, di cogenerazione e di generazione distribuita”, Rapporto CESI A4523749, 2004.

9. A. Clapis, “Valutazioni sulle prospettive di competitività degli impianti a carbone, tenendo conto delle diverse opzioni tecnologiche e degli scenari di variazione del prezzo di carbone e gas”, Rapporto CESI A4504801, 2004.
10. “Newsletter Quotidiano Energia”, www.quotidianoenergia.it, 2006-2009.

Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro e di questo periodo di quasi quattro anni sento veramente il bisogno di mettere nero su bianco alcuni ringraziamenti per chi ha permesso di raggiungere questi “risultati”. Non posso che cominciare dal prof. Mirandola, per la fiducia che mi ha sempre concesso, già dai tempi del corso di laurea, con la quale mi ha dato la possibilità di “volare” veramente in alto (in tutti i sensi) e di concretizzare sogni che non avevo mai neanche immaginato. Devo ricordare poi con piacere la puntuale presenza di Anna, che con cura certosina mi ha sempre dato i riferimenti precisi per indirizzare calcoli ed analisi nel giusto verso (mi auguro di averli seguiti veramente!). Assieme ai dottorandi del dipartimento e a tutte le persone della segreteria, della biblioteca, della sala stampa, ringrazio Roberto, per le discussioni in ufficio e alle pause pranzo/caffè, utili per ossigenare la mente e per rituffarsi con rinnovato vigore nei calcoli e nelle ricerche. Devo inoltre dire che senza le sue conoscenze informatiche buona parte di questo lavoro sarebbe rimasto incompiuto e quindi lo ringrazio doppiamente.

Non posso non ricordare da ultimo i miei genitori e soprattutto la mia famiglia, Marta e la nostra Anna, per la pazienza, la gioia, l’aiuto concreto e psicologico che mi hanno regalato per continuare con forza questa esperienza particolare nel mondo dell’università.