



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI UDINE

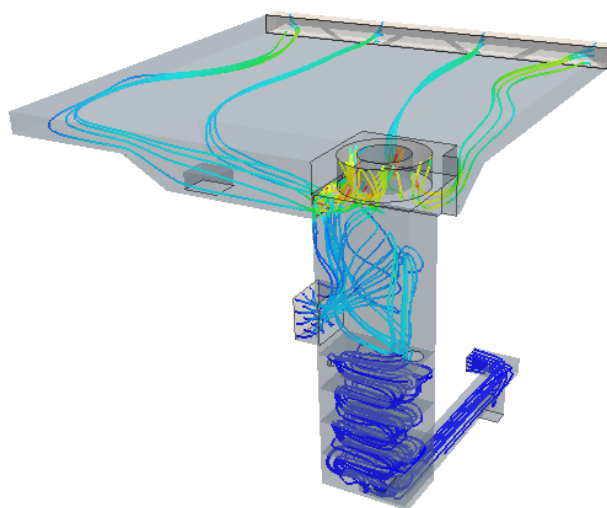
DOTTORATO DI RICERCA IN
TECNOLOGIE CHIMICHE ED ENERGETICHE
DOTTORATO XXV CICLO



SEDE CONSORZIATA:
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRIESTE

Dott. Paolo CESCOT

L'EFFICIENZA ENERGETICA DEI FORNI COMBINATI AD USO PROFESSIONALE



COMMISSIONE

Chiar.mo Prof. Gianpaolo RUOCCO	REVISORE
Chiar.mo Prof. Piercarlo ROMAGNONI	REVISORE
Chiar.mo Prof. Carlo NONINO	COMMISSARIO
Chiar.mo Prof. Andrea LAZZARETTO	COMMISSARIO
Chiar.mo Prof. Martino MARINI	COMMISSARIO
Chiar.mo Prof. Diego MICHELI	SUPERVISORE
Ph.D. Riccardo FURLANETTO	Co-SUPERVISORE

Chiar.mo Prof. Alfredo SOLDATI	COORDINATORE DEL DOTTORATO
--------------------------------	----------------------------

Ad Anna

Indirizzo dell'autore:

Dipartimento di Ingegneria e Architettura
Università degli Studi di Trieste
Via Alfonso Valerio, 10
33170 Trieste, Italia
tel. +39 338 7367862
web: <http://www.ing.units.it>

e-mail: pcescot@units.it - paolocescot@hotmail.com

Indice

Indice	9
Riassunto	11
Abstract	13
Elenco delle tabelle	15
Elenco delle figure	18
Introduzione	19
1 Progettazione energeticamente efficiente	23
1.1 Struttura della progettazione energeticamente efficiente	25
1.2 Fasi progettuali a breve, a medio e a lungo termine	25
1.2.1 Fase iniziale	25
1.2.2 Fase di analisi	27
1.2.3 Fase di progetto e di test	27
Fase 1 - fase iniziale	31
2 Norme sull'efficienza energetica	31
2.1 Gli standard di efficienza energetica	31
2.2 Struttura degli standard di efficienza	33
2.2.1 Procedure di test	33
2.2.2 Standards di efficienza energetica	34
2.2.3 Etichette energetiche	35
2.2.4 Programmi di incentivazione	35
2.3 Stato dell'arte	36
2.3.1 Forni domestici	36
2.3.2 Forni professionali combinati	37
3 I forni	43
3.1 I forni professionali	43
3.1.1 Aspetti termo-fluidodinamici dei forni	45
3.1.2 Il processo di cottura	50
3.2 Forno combinato Electrolux AoS	51

4	Analisi delle procedure di test	53
4.1	Struttura dei test	53
4.2	Risultati dell'analisi sperimentale	55
4.2.1	Prove a vuoto	55
4.2.2	Prove a carico	56
4.2.3	Parametro di efficienza energetica	56
4.2.4	Attività dell'acqua	59
4.3	Considerazioni sulle procedure analizzate	61
4.3.1	ENAK	61
4.3.2	ASTM	62
4.3.3	EFCEM	63
	Fase 2 - modello e analisi	67
5	Caratterizzazione energetica del forno	67
5.1	Metodologia	67
5.2	Sistema e strumentazione di misura	68
5.3	Risultati sperimentali	69
5.3.1	Preriscaldamento	69
5.3.2	Mantenimento	70
5.3.3	Bilanci di massa e dei flussi energetici	71
5.4	Analisi dei dati di bilancio	76
	Fase 3 - fase di progetto	85
6	Soluzioni tecniche	85
6.1	Identificazione delle opzioni progettuali	86
6.2	Grand Cuisine Combination Oven	89
6.2.1	Soluzioni tecniche adottate	90
6.2.2	Classificazione dell'efficienza energetica del forno	92
6.3	Sistema di raffreddamento	94
6.3.1	Abbattitore vapori	94
6.3.2	Miscelatore	95
6.3.3	Bilanci di massa ed energia	95
6.3.4	Logica di controllo	100
	Conclusioni	103
	Ringraziamenti	105
A	Listati dei programmi di calcolo in C++	107
	Calcolo dell'entalpia	107
	Calcolo dell'energia	109
B	Calcolo dell'errore di misura	113
	Errori di misura degli strumenti	113
	Calcolo dell'errore nel bilancio in modalità convettiva	114
	Errore di grandezze misurate direttamente	114
	Errore sull'energia assorbita dal carico	114
	Errore sull'energia dell'acqua in ingresso	115
	Errore sull'energia allo scarico liquidi	116

Calcolo dell'errore nel bilancio in modalità vapore	116
Errore di grandezze misurate direttamente	116
Errore sull'energia assorbita dal carico	116
Errore sull'energia dell'acqua in ingresso	117
Errore sull'energia allo scarico liquidi	118
Bibliografia	119

Riassunto

La difficile situazione energetica mondiale richiede lo sviluppo tecnico ed economico delle fonti alternative e il contenimento della domanda, mediante l'adozione di macchine e sistemi sempre più efficienti che consentano la gestione ottimale dei flussi energetici. Il settore della ristorazione collettiva, inteso come attività industriale a larga diffusione, presenta un interessante potenziale dal punto di vista del risparmio energetico.

Il lavoro riferisce su di una ricerca industriale avente lo scopo di studiare l'efficienza energetica dei forni combinati, cioè a convezione e a vapore, destinati a uso professionale. Si tratta di macchine che devono soddisfare prioritariamente elevati standard di qualità, flessibilità di funzionamento e affidabilità e per le quali non sono ancora stati definiti degli standard normativi per la valutazione e la classificazione energetica. Il primo obiettivo è definire una procedura di test che soddisfi i seguenti requisiti: riflettere le effettive condizioni di utilizzo, fornire risultati ripetibili e accurati, essere confrontabile con altre metodologie di prova e facilmente applicabile a un'ampia gamma di modelli all'interno di una stessa categoria di apparecchi.

Sono state quindi confrontate le prescrizioni delle norme EFCM, ENAK e lo standard ASTM: esse differiscono per le modalità di prova, la definizione dei parametri di efficienza, il tipo di carico. La loro applicazione sistematica a un forno appositamente strumentato con caratteristiche di riferimento per la categoria ha evidenziato l'impossibilità di confrontare tra di loro i risultati conseguiti e quindi la difficoltà di utilizzarli per valutare l'effettiva efficienza energetica della macchina e avere indicazioni utili all'eventuale revisione del progetto. Si sono quindi rilevati i flussi entranti e uscenti dal forno mediante lo sviluppo di una metodologia di test più dettagliata, avente l'obiettivo di definire il bilancio energetico della macchina in esame.

Sulla base dell'analisi svolta, sono state identificate ed analizzate una serie di opzioni tecniche per il miglioramento dell'efficienza energetica del forno, alcune delle quali sono state applicate su un forno di nuova concezione: è stato sviluppato un innovativo sistema integrato di raffreddamento forno ed abbattimento vapori, è stata scelta l'opzione di un isolamento altamente performante, si è cercato di limitare i ponti termici compatibilmente con le esigenze strutturali, etc..

Abstract

The difficult world energy situation requires the technical and economic development of alternative energy sources and supply reduction, through the adoption of more efficient devices and systems that allow for the optimal management of energy flows. The catering sector, understood as a widespread industrial activity, has an interesting potential in terms of energy savings.

The work reports about an industrial research which has the purpose of studying the energy efficiency of the combined ovens, i.e. based on convection and the use of steam, intended for professional use. These devices must meet high standards of quality, operational flexibility and reliability as a priorities, but a set of regulatory standards for evaluation and classification of their efficiency has not been defined yet. The main target is to define a test procedure that meets the following requirements: to reflect the actual conditions of use, providing accurate and repeatable results, to be comparable with other test methods and readily applicable to a wide range of models within the same category of equipment.

Then the prescribed standards EFCEM, Enak and ASTM standards were compared: they differ in the test conditions, the definitions of efficiency parameter, the type of load. Their systematic application to a specially instrumented oven (with characteristics of reference for the category) has shown the impossibility of comparing the results and the difficulty of using them to assess the actual efficiency of the machine and to obtain information useful to the possible revision of the project. The incoming and outgoing flows from the oven have been thus detected through the development of a more detailed test method, having the objective of defining the energy balance of the machine.

Based on the performed analysis, a series of technical options for improving the energy efficiency of the oven have been identified and analyzed, some of which have been applied on an oven of new conception: an innovative oven cooling and vapor scrubber integrated system has been developed, the option of a high-performance insulation has been chosen, different solutions has been adopted to limit the conductive losses consistently with the structural requirements, etc..

Elenco delle tabelle

2.1	Performances energetiche minime richieste per i forni domestici, in funzione dell'anno di introduzione di nuove apparecchiature [5]	37
2.2	Proposta di performances energetiche minime richieste per i forni professionali combinati 10 1/1 [5]	39
3.1	Classificazione per livelli della gamma forni Electrolux	44
4.1	Settaggi delle prove a vuoto di tempo di riscaldamento e consumo di mantenimento	56
4.2	Dati misurati per le prove di tempo di riscaldamento e consumo di mantenimento	57
4.3	Settaggi previsti dalle prove energetiche in condizioni di carico	58
4.4	Dati di prova misurati in condizioni di pieno carico	59
4.5	Parametri di efficienza energetica	60
4.6	Parametri ASTM calcolati variando il tipo di carico prescritto dalla prova	61
5.1	Prove di preriscaldamento del forno	69
5.2	Consumo di mantenimento ed energia assorbita dalla struttura del forno	71
5.3	Bilancio di massa prove a convezione	75
5.4	Bilancio di massa prove a vapore	76
5.5	Errori percentuali sulle misure energetiche (vedi Allegato B)	80
5.6	Bilancio energetico prova a convezione	81
5.7	Bilancio energetico prove a vapore	82
6.1	Soluzioni progettuali di risparmio energetico per forni elettrici [2, 4, 10]. Le soluzioni 1 e 8 sono state suddivise per riflettere due distinte opzioni di implementazione; invece gli indici <i>i</i> ed <i>r</i> indicano rispettivamente un incremento ed un decremento del costo del forno dovuto all'implementazione della soluzione, rispetto alla configurazione standard	87

Elenco delle figure

1.1	Catena produttiva del cibo	23
1.2	Struttura schematica della progettazione energeticamente efficiente . .	26
2.1	Gerarchie delle procedure di test, degli standard e dei programmi di incentivazione	32
2.2	Flusso concettuale per la definizione di uno standard [8]	40
2.3	Standard di efficienza energetica per forni domestici [23]	41
2.4	Nuove classi di efficienza energetica secondo l'EEI per forni elettrici [5]	42
2.5	Modello di futura etichetta energetica per forni domestici elettrici e gas [5]	42
3.1	Rappresentazioni schematiche del forno	45
3.2	Modalità di scambio termico in cavità e dalla cavità verso l'esterno: per convezione (Q_{conv}), per irraggiamento (Q_{rad}) e le perdite al mantello (di tipo conduttivo, convettivo e per irraggiamento); gli apici indicano gli elementi tra i quali avviene la trasmissione di calore, con riferimento agli indici che identificano gli elementi stessi	47
3.3	Tiraggio naturale - <i>a.</i> similitudine tra un camino (in condizioni statiche) ed un tubo ad U chiuso da un lato contenente fluidi di diversa densità nei due rami; <i>b.</i> andamento delle pressioni in una condotta aperta alle due estremità contenente gas caldi, con riferimento alla pressione atmosferica ed alla pressione assoluta (condizioni dinamiche) [26].	48
3.4	Andamento del coefficiente di attrito F in funzione del numero di Reynolds e del tipo di superficie (diagramma di Moody [26])	50
3.5	Forno professionale Electrolux AoS Touchline	52
4.1	Prove per la determinazioni delle prestazioni a cavità vuota	54
4.2	Esempio di prova di consumo energetico in condizioni di carico	54
4.3	Umidità Relativa valutata in un ambiente chiuso in condizioni di equilibrio (ERH)	62
5.1	Sistema di prova	68
5.2	Prova di preriscaldamento in modalità vapore	70
5.3	Carichi utilizzati per il bilancio dei flussi energetici	72
5.4	Grafico rappresentativo del processo di cottura	72
5.5	Schema del forno per il calcolo del bilancio dei flussi energetici	73

5.6	Misure per il bilancio dei flussi energetici in modalità di cottura convettiva	77
5.7	Misure per il bilancio dei flussi energetici in modalità di cottura a vapore	79
6.1	Grand Cuisine Combination Oven	86
6.2	Schema di installazione del forno Grand Cuisine	90
6.3	Performance dell'isolamento utilizzato [30]	91
6.4	Soluzioni tecniche utilizzate per il supporto della cavità	92
6.5	Rappresentazione schematica della soluzione	93
6.6	Esempio di prova di consumo energetico in condizioni di carico secondo la EN50304 [17] per la determinazione della classe di efficienza del <i>Grand Cuisine Combination Oven</i>	93
6.7	Schemi di bilancio	94
6.8	Diagramma di Carrier per le trasformazioni nell'abbattitore vapori	96
6.9	Diagramma di Carrier per le trasformazioni nel miscelatore	98
6.10	Dominio di calcolo del modello CFD del sistema	98
6.11	Andamento dei residui delle equazioni di conservazione	99
6.12	Andamento dei flussi	100
6.13	Andamento delle temperature per effetto del solo miscelamento	101
6.14	Schema a blocchi che descrive la logica di controllo del sistema integrato di raffreddamento e abbattimento vapori	102

Introduzione

Il mercato energetico mondiale presenta una situazione preoccupante per una serie di motivi riconducibili in certa misura ad una distribuzione non omogenea delle risorse. Inoltre i Paesi sviluppati e quelli in via di sviluppo soddisfano la loro domanda energetica mediante quote di combustibili fossili di circa l'80%, aggravando così il problema del riscaldamento globale. Alla crisi energetica in atto si aggiungono poi i problemi legati alla crescita esponenziale della popolazione dei Paesi in via di sviluppo (che porteranno nei prossimi vent'anni ad un incremento della domanda di energia del 40%) e la crisi socio-politica dei Paesi arabi produttori di petrolio e di gas naturale.

Soprattutto per i Paesi che, come l'Italia, risultano non autosufficienti dal punto di vista dell'approvvigionamento energetico in quanto dipendono quasi completamente dall'importazione, la difficile situazione energetica mondiale impone di mettere in atto una serie di politiche che mirino allo sviluppo tecnico ed economico delle fonti alternative, alla gestione ottimale dei flussi energetici e contemporaneamente al contenimento della domanda mediante l'adozione di macchine e sistemi sempre più efficienti.

Il settore della ristorazione collettiva, inteso come attività industriale a larga diffusione, presenta un interessante potenziale dal punto di vista del risparmio energetico: in Italia ad esempio, da un punto di vista strettamente energetico, il settore della ristorazione, comprendendo più di 300 mila esercizi pubblici tra bar, ristoranti, mense (dove sono presenti più di 600 mila apparecchiature professionali quali cucine, forni, piastre per la cottura, friggitorici, forni a microonde, frigoriferi, congelatori, etc), risulta estremamente oneroso assorbendo un quantitativo di energia pari a quanto consumato dal 54% delle famiglie italiane [1]. Il consumo energetico totale risulta dunque comparabile con quello delle apparecchiature domestiche, per cui è comprensibile come interventi di risparmio energetico operati nel settore possano contribuire in modo significativo al raggiungimento dell'obiettivo 20/20/20 definito dalla Commissione Europea.

Partendo da queste considerazioni è stata concepita la sfida ecologica lanciata da "Electrolux Professional SpA" con l'obiettivo di sviluppare prodotti maggiormente efficienti: questo in previsione della definizione delle classi energetiche in ambito professionale che, come nel settore domestico, spingerebbero l'acquirente verso l'acquisto di prodotti più moderni e rispettosi dell'ambiente.

Uno dei principali motivi che limita e rallenta un possibile ricambio delle apparecchiature è infatti la mancanza di strumenti di incentivazione. La definizione delle classi energetiche è parte integrante dello sviluppo di uno standard di efficienza energetica, che può essere considerato come la performance energetica prescritta per i prodotti manifatturieri: questa serve a scoraggiare la produzione di prodotti caratterizzati da un'efficienza energetica inferiore allo standard prescritto [9] e a fornire al

consumatore uno strumento valido per operare un acquisto consapevole. Quest'ultima considerazione deriva direttamente dall'analisi del mercato di riferimento delle apparecchiature professionali, dove possono essere identificate due diverse aree: una di tipo "Business to Business"¹ e una di tipo "Business to Public Administration"². Per quest'ultima è evidente il vantaggio ottenibile dall'utilizzo di apparecchiature più efficienti (dovuto alla riduzione dei costi di esercizio); se viene preso in considerazione il settore B2B, bisogna dimostrare che un taglio dei costi di esercizio dipendente dall'utilizzo di apparecchiature più efficienti sia capace di coprire in tempi ragionevoli la differenza di prezzo con un'apparecchiatura meno efficiente.

Mentre, nell'ambito delle apparecchiature domestiche, già nel 2000 il programma europeo SAVE promuoveva un utilizzo efficiente dell'energia [2] che ha contribuito allo sviluppo dello standard di efficienza energetica entrato in vigore nel 2003 [22, 23], l'attenzione per le performance energetiche delle apparecchiature professionali è cresciuta solo recentemente. Le nuove strategie di progettazione, guidate dalla domanda del mercato, sono rivolte allo sviluppo di prodotti eco-efficienti, caratterizzati cioè da un massimo valore aggiunto e un minimo impatto ambientale [2, 3, 4]. Per valutare il potenziale di risparmio conseguibile, la Commissione Europea ha pianificato una serie d'interventi, anche allo scopo di verificare quali tecnologie possano essere adottate, in accordo con i principi della direttiva Ecodesign [5]: è stata condotta un'analisi sui prodotti esistenti e sull'integrazione ottimizzata nel processo di progettazione di soluzioni innovative. In particolare, sono stati sponsorizzati degli studi per caratterizzare l'utilizzo delle principali apparecchiature professionali, allo scopo di individuare le scelte tecniche economicamente più convenienti per migliorarne l'efficienza energetica, nonché per identificare strategie di promozione della penetrazione sul mercato di apparecchi energeticamente più efficienti [6].

L'analisi del ciclo di vita per un'apparecchiatura professionale, che ne analizza i consumi energetici dalla nascita alla dismissione (*cradle to grave*), mostra che le fasi di lavorazione delle materie prime, produzione, logistica e smantellamento hanno un impatto marginale: del tutto prevalente è il consumo durante la vita operativa. Inoltre la progettazione di apparecchiature energeticamente più efficienti è conveniente non solo dal punto di vista dei consumi: ci possono essere vantaggi nella riduzione del costo dell'isolamento termico, della capacità di raffreddamento, nel prolungamento della vita dell'elettronica di controllo.

Il presente lavoro espone i risultati di una ricerca industriale avente lo scopo di studiare l'efficienza energetica dei forni combinati, cioè a convezione e a vapore, destinati a uso professionale, con l'obiettivo di fornire indicazioni utili alla riprogettazione energeticamente efficiente dell'apparecchiatura, non dimenticando che l'obiettivo principale di un buon progetto di un forno è sì diminuire il consumo dell'apparecchio, ma mantenendo al contempo l'alto livello qualitativo di cottura [8, 9, 10] che lo caratterizza.

Per una progettazione energeticamente efficiente è necessario conoscere le performance richieste a un nuovo prodotto nella fase preliminare del processo di sviluppo [4, 7]. I forni professionali sono macchine che devono soddisfare prioritariamente elevati standard di qualità, flessibilità di funzionamento, affidabilità, prestazioni e

¹ Spesso indicato con l'acronimo B2B, in italiano commercio interaziendale, è una locuzione utilizzata per descrivere le transazioni commerciali tra imprese, in opposizione a quelle che intercorrono tra le imprese ed altri gruppi, come quelle tra una ditta e i consumatori/clienti individuali (vendita al dettaglio) oppure quelle tra una compagnia e il governo.

² Transazioni commerciali tra una compagnia e la pubblica amministrazione.

per le quali non sono ancora stati definiti degli standard normativi condivisi a livello internazionale ed europeo per la valutazione e la classificazione energetica (esiste lo standard *Energy Star* per il mercato statunitense). Lo sviluppo di una tale procedura avviene in tre fasi: definizione di una metodologia di test sperimentale; individuazione di un livello standard di efficienza basato sui risultati dei test e di analisi di mercato; proposta di una "etichetta energetica", con programmi di incentivazione alla sua diffusione. Dunque una procedura di test (che fornisce a produttori, organismi di regolamentazione e consumatori una metodologia per operare una valutazione del consumo energetico su differenti modelli di macchine) costituisce il fondamento tecnico per tutti gli standard energetici [20].

Nell'ambito della *fase I* di una riprogettazione energeticamente efficiente dell'apparecchiatura in esame, con l'obiettivo di operare una raccolta di dati che riesca a descrivere al meglio il comportamento termodinamico del forno e vista l'assenza di un riferimento univoco in ambito normativo, sono state confrontate le prescrizioni delle normative EFCEM, ENAK (*drafts* tecnici per lo sviluppo di una normativa in ambito europeo) e la procedura ASTM (relativa allo standard *Energy Star*) [12, 13, 14, 15]: esse differiscono per le modalità di prova, la definizione dei parametri di efficienza, il tipo di carico. La loro applicazione sistematica ad un forno appositamente strumentato con caratteristiche di riferimento per la categoria ha evidenziato l'impossibilità di confrontare tra di loro i risultati conseguiti e quindi la difficoltà di utilizzarli per valutare l'effettiva efficienza energetica della macchina e avere indicazioni utili all'eventuale revisione del progetto.

Sulla base dell'analisi condotta, è stata sviluppata una metodologia di test atta a rilevare i flussi entranti e uscenti dal forno durante la fase di cottura, con l'obiettivo di definire il bilancio energetico della macchina in esame. La procedura elaborata permetterà di valutare in ottica di efficienza energetica le nuove soluzioni tecniche da adottare.

Questo lavoro si integra con lo sviluppo di una strategia ottimale di controllo delle fasi di cottura e delle relative sequenze, sviluppata parallelamente dai ricercatori di Electrolux Professional [16].

Capitolo 1

Progettazione energeticamente efficiente

Per ristorazione professionale si intende l'ambito delle strutture impegnate nella lavorazione e nella conservazione di alimenti destinati alla commercializzazione in loco o altrove. Il principale processo è dunque la preparazione del cibo, che pone la cucina al centro di questo particolare sistema produttivo (Fig. 1.1). Il mercato di

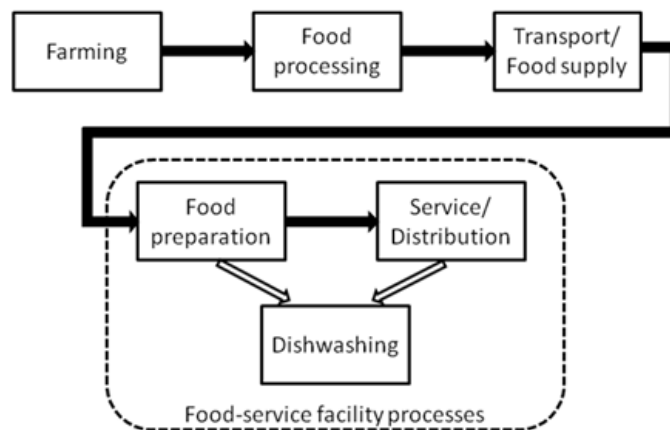


Figura 1.1: Catena produttiva del cibo

riferimento si identifica dunque nelle aree del "Business to Business" e del "Business to Public Administration", nelle quali la necessità di produrre quantità considerevoli di cibo in lassi di tempo relativamente brevi risulta la priorità.

Si può comprendere dunque come l'attenzione sulle apparecchiature dal punto di vista progettuale si sia focalizzata principalmente sulle alte prestazioni richieste alla macchina in termini di qualità del cibo, capacità produttiva e flessibilità di utilizzo: le strutture per la ristorazione risultano dunque caratterizzate da un alto consumo energetico, impiegando un quantitativo di energia tre volte maggiore rispetto alle altre tipologie di strutture commerciali. L'80% di questo quantitativo energetico non è impiegato in processi utili, bensì disperso a causa dell'utilizzo di apparecchiature inefficienti, operate in modo inefficiente, oltre ai sistemi di riscaldamento, ventilazio-

ne, condizionamento, illuminazione e refrigerazione degli ambienti cucina [24]. L'incremento del consumo energetico nelle apparecchiature del settore domestico e della ristorazione è dovuto ad una serie di cause quali:

- aumento delle tipologie di prodotti che utilizzano energia elettrica nelle applicazioni domestiche;
- aumento di funzionalità, portabilità e controllo remoto;
- modalità di funzionamento *stand by* come caratteristica standard;
- aumento di prodotti aggiuntivi per l'uso di servizio;
- utilizzo inefficiente da parte degli utenti.

La recente crisi energetica ha portato in primo piano la necessità di creare elettrodomestici eco-compatibili, non solo adottando soluzioni tecniche atte a ridurre il consumo delle apparecchiature, ma anche ponendo attenzione su altri aspetti che possono influenzare il consumo energetico, come il comportamento degli utilizzatori e l'organizzazione del lavoro.

In previsione di un aumento della domanda energetica, dovuto principalmente all'incremento demografico ed una maggiore diffusione delle apparecchiature tra la popolazione, la Comunità Europea ha previsto, all'interno del programma 20/20/20, dei limiti di consumo anche per le apparecchiature del settore professionale, accompagnati da un programma di incentivazione ed etichettatura dei prodotti atto a creare una cultura diffusa tra i consumatori di attenzione verso prodotti efficienti.

L'Electrolux Professional di Vallenoncello (PN), che finanzia il Dottorato di ricerca in oggetto, è specializzata nella produzione di apparecchiature per questo particolare settore (oltre a quello del lavaggio professionale). Il pluriennale impegno di Electrolux nel focalizzare la propria attenzione sull'eco-compatibilità è stato certificato dall'essere entrata nel 2009, per il nono anno consecutivo, nel *Dow Jones Sustainability Index* venendo premiata come *Sector leader* e *Sector Mover* [25]. Infatti il consumo energetico delle apparecchiature destinate al settore professionale sta ricevendo un'attenzione crescente visto anche l'incremento del costo dell'energia.

L'aumento della domanda energetica può essere affrontato nei seguenti modi:

- diminuendo e differenziando la domanda energetica, cambiando le esigenze del consumatore;
- puntando maggiormente su fonti di energia sostenibile;
- riutilizzando flussi entalpici residuali, da calore disperso o fluidi reflui;
- sviluppando prodotti energeticamente efficienti;
- guidando il consumatore ad un utilizzo efficiente dell'apparecchiatura.

Anche l'efficienza energetica dei forni per la ristorazione in ambito professionale, come nel settore domestico, diventa dunque un importante fattore di marketing. Pertanto la domanda del mercato sta vincolando i produttori ad adottare strategie di progettazione che abbiano come obiettivo:

- il miglioramento della meccanica dell'apparecchiatura e del suo comportamento in termini di trasporto di energia e massa in ottica di efficienza energetica;

- lo sviluppo di strategie ottimali di controllo che guidino l'utente verso un utilizzo dell'apparecchiatura che ne riduca i consumi.

La presente ricerca in particolare focalizza l'attenzione sulla caratterizzazione energetica dei forni combinati a convezione forzata destinati all'utilizzo in ambito professionale che si possono considerare, assieme ai piani cottura, come il cuore pulsante di una cucina, preoccupandosi di sviluppare una strategia di riprogettazione meccanica dell'apparecchiatura in ottica di efficienza energetica.

L'obiettivo è di definire uno strumento che permetta di valutare la bontà di soluzioni tecniche atte ad ottenere un significativo miglioramento dal punto di vista dell'efficienza energetica per forni professionali combinati, compatibilmente con le metodologie di valutazione operate dagli standard in vigore o in via di definizione.

1.1 Struttura della progettazione energeticamente efficiente

Un approccio di progettazione energeticamente efficiente può essere utilizzato dai progettisti come strumento per analizzare i prodotti esistenti e ottimizzare nuovi concetti e soluzioni durante la fase preliminare del processo di progettazione [4].

Nell'ottica di una riprogettazione energeticamente efficiente dei forni professionali di "Electrolux Professional SpA" è stata sviluppata una metodologia di progettazione per migliorare apparecchiature che sono caratterizzate da un grande impatto nella fase di utilizzo del loro ciclo di vita. A questo scopo, come analizzeremo in dettaglio nel prossimo Capitolo, la strategia progettuale esposta di seguito ha lo scopo di calcolare, analizzare e visualizzare il consumo energetico di un forno professionale e come l'energia fornita all'apparecchiatura si ripartisce all'interno della macchina [27].

L'approccio verso una progettazione energeticamente efficiente può essere suddiviso in tre fasi principali (Fig. 1.2):

- *fase 1, iniziale*: in questa fase viene analizzato il potenziale miglioramento energetico, mediante raccolta e analisi di dati sperimentali e di letteratura, alla luce della normativa vigente e di prossima introduzione;
- *fase 2, analisi*: qui i differenti flussi energetici, come elettricità e calore, vengono calcolati e mappati. Con i calcoli ed il modello, i principali parametri di progetto possono essere filtrati e modificati per raggiungere l'ottimale riprogettazione energeticamente efficiente del prodotto;
- *fase 3, progettazione e verifica*: questa fase si focalizza sulle principali perdite energetiche. Con l'ausilio dei calcoli effettuati, vengono proposte nuove e semplici modifiche. Viene effettuata una riprogettazione che verrà valutata con la costruzione di un prototipo attraverso una serie di test.

1.2 Fasi progettuali a breve, a medio e a lungo termine

1.2.1 Fase iniziale

Durante la fase iniziale è stata operata una ricerca bibliografica con l'obiettivo di comprendere gli obiettivi intrinseci di un test sperimentale, della scelta di uno standard di efficienza, di come le prestazioni dell'apparecchiatura vengono presentate e

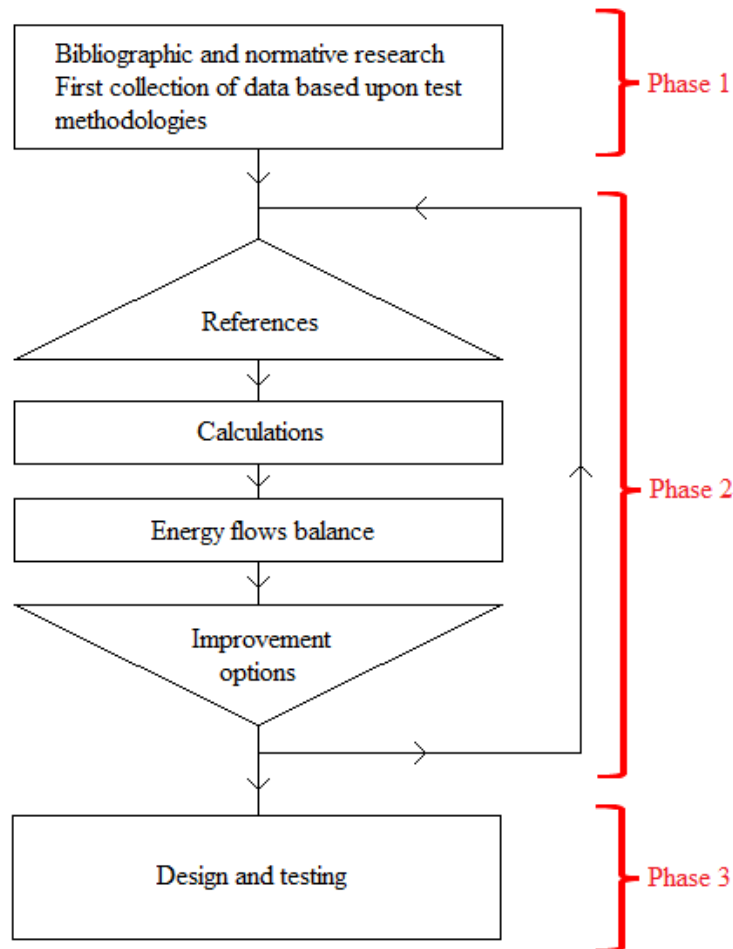


Figura 1.2: Struttura schematica della progettazione energeticamente efficiente

imposte sul mercato attraverso le etichette e i programmi di incentivazione e dunque delle scelte politiche che vengono operate in tal senso. La ricerca ha evidenziato anche lo stato dell'arte a livello di ricerca e sviluppo nel settore, offrendo utili spunti sulle scelte tecniche da operare nella progettazione di una nuova gamma di forni. Un'altra ricerca è stata svolta in ambito tecnico-normativo: sulla base delle normative vigenti o previste in fase futura sono stati raccolti una serie di dati sperimentali per comprendere al meglio la struttura delle metodologie di test energetico ed il profilo utente che vanno a definire. Questo risulta infatti di estrema importanza nel processo di progettazione: questi profili-utente del consumo energetico devono rappresentare le performance energetiche dell'apparecchiatura nella maniera più conforme alla realtà possibile. Le metodologie di test analizzate infatti definiscono sostanzialmente un profilo di utilizzo durante il transitorio di cottura a carico, cercando allo stesso tempo di garantire che il test sia riproducibile, semplice da eseguire, poco costoso e

applicabile a una serie di modelli dello stesso tipo.

1.2.2 Fase di analisi

Nella fase di analisi, sulla base dei dati e delle procedure di test esaminate nella prima fase (con l'obiettivo di rispettare il profilo standard utente definito nelle procedure analizzate), è stata sviluppata una metodologia di test più accurata e strutturata sulla particolare apparecchiatura presa in esame con l'obiettivo di operare il calcolo e la mappatura dei flussi energetici entranti ed uscenti dal forno durante il transitorio di cottura, per le principali modalità di cottura. Questi flussi sono ad esempio elettricità, calore e/o combustibili fossili e verranno mappati in diagrammi di flusso e grafici.

La mappatura dei flussi energetici, correlata all'attivazione degli ausiliari a funzionamento discontinuo, permette di associare il comportamento termodinamico della macchina alla sua logica di controllo: questo consente di individuare sull'apparecchiatura in esame le criticità causate sia da inefficienze meccanico-costruttive che dipendenti dal controllo operato sulla macchina.

La procedura di bilancio dei flussi energetici è stata strutturata e validata su una versione esistente del prodotto, in particolare sul modello di punta della gamma forni, l'Electrolux AoS Touchline 10 GN 1/1 LW elettrico.

L'obiettivo futuro è quello di creare un modello parametrico che permetta di valutare a priori la bontà dell'adozione di scelte tecniche in ottica di efficienza energetica per prodotti dell'intera gamma dei forni. Per creare un modello a parametri concentrati bisognerà applicare la metodologia di calcolo del bilancio dei flussi energetici a tutti i forni dell'attuale gamma: in questa maniera si potrà costruire un modello parametrico sulla base di variabili quali la potenzialità degli elementi riscaldanti, il volume e la superficie di cavità, la superficie della porta, la capacità di carico massimo, la capacità del boiler, le caratteristiche dell'isolamento termico. Variando questi parametri si potranno valutare a priori, per la totalità della gamma dei forni, gli effetti in termini di efficienza energetica delle soluzioni tecniche, mantenendo al contempo le caratteristiche prestazionali per la totalità della gamma dei forni.

1.2.3 Fase di progetto e di test

In quest'ultima fase, di vera e propria progettazione [7], viene operata la scelta delle soluzioni tecnico-economiche di progetto ottimali e la realizzazione di un prototipo funzionale. Verranno concepite nuove soluzioni tecniche e modifiche alternative per avere una diminuzione del consumo energetico: le soluzioni da adottare verranno scelte sulla base delle indicazioni evidenziate nella fase di analisi, partendo anche dalla documentazione raccolta nella prima fase, in particolare quella sulle esperienze in ambito domestico che fornisce utili indicazioni a riguardo.

I potenziali miglioramenti energetici sono basati sui diagrammi di flusso e su numeri concreti. Verranno fornite raccomandazioni e miglioramenti sul livello dei componenti, sui materiali e sulle loro caratteristiche, sulle infrastrutture del sistema e sulla tecnologia meccanica necessaria.

In questa fase, partire da un corretto progetto della cavità (intesa come modulo e dunque comprensiva di ventola, parete di aspirazione e supporti portateglie) è fondamentale per garantire le performance energetiche desiderate: questo vuol dire cercare di ridurre le dimensioni senza compromettere la capacità di carico dell'appa-

recchiatura e la qualità di cottura legata all'uniformità dei flussi in cavità (che sono strettamente correlati con la sua geometria); importante è definire poi le dimensioni della sezione di accesso alla cavità (la porta risulta la superficie maggiormente dispendente della camera di cottura), che devono essere minimizzate cercando però di non complicare la fase di carico per l'utente; si passa poi a definirne i fissaggi cercando di ridurre i punti di contatto col resto della struttura (per limitare i ponti termici), compatibilmente con il peso a pieno carico e le deformazioni subite a caldo dalla cella. Su questa struttura base possono già essere effettuati i dimensionamenti delle potenze degli elementi riscaldanti di cavità considerando la condizione a pieno carico che è la più gravosa; analogo lavoro viene fatto considerando il modulo del generatore di vapore (nel caso di forni combinati).

Sui moduli cavità e generatore di vapore vengono effettuati gli studi sull'isolamento in maniera da contenere al massimo la dispersione al mantello; con questo obiettivo viene anche progettato il modulo porta.

Gli elementi che descrivono le funzioni accessorie (sistema di lavaggio, sistema di abbattimento vapori, sistema di raffreddamento, schede di controllo, impianto elettrico, interfaccia utente) vengono anch'essi organizzati secondo una logica modulare andando a definire i diversi livelli della macchina.

Il nuovo prodotto migliorato verrà ottimizzato e potrà venir comparato con quello vecchio. Alla fine il nuovo progetto deve venir testato con la costruzione di una serie di prototipi per le verifiche sperimentali.

Fase 1 - fase iniziale

Capitolo 2

Ricerca normativa operata in ambito di efficienza energetica

In questo capitolo viene operata una descrizione dello stato dell'arte dell'efficienza energetica nel settore dei forni professionali, con attenzione anche allo scenario domestico che resta comunque l'ambito di riferimento per lo sviluppo di uno standard nell'ambito delle apparecchiature commerciali.

2.1 Gli standard di efficienza energetica

Nel settore dei forni professionali la tematica dell'efficienza energetica delle macchine si è imposta ultimamente anche in ambito di *marketing* del prodotto, veicolando l'attenzione della progettazione anche su questo aspetto. La clientela del settore commerciale è infatti diventata particolarmente sensibile alla tematica del risparmio energetico, visto l'impatto che l'attuale costo dell'energia ha sul bilancio di gestione di una cucina professionale: se questo era evidente nel settore "*Business to Administration*" ora lo è diventato anche per il settore del "*Business to Business*", dove la necessità di abbattere i costi di gestione giustifica per l'utente un investimento più oneroso su una macchina più efficiente.

Prodotti energeticamente efficienti non sono solo più convenienti economicamente, ma risultano più brillanti da molti punti di vista, garantendo una riduzione della spesa anche per lo stesso produttore se la progettazione energeticamente efficiente viene operata secondo una logica strutturata: infatti un minor utilizzo di energia richiede una minore capacità isolante o una minore capacità di raffreddamento, a parità di effetto utile; la ricerca di forni energeticamente efficienti porta poi verso l'adozione di cavità più piccole, riducendo così la superficie disperdente da isolare e la massa strutturale della macchina (con una conseguente diminuzione del quantitativo di materiali da utilizzare); la componentistica elettronica tende inoltre ad avere un ciclo di vita più lungo in ambienti più freddi, andando così ad aumentare l'affidabilità e la qualità globale del prodotto [4].

La domanda energetica di un forno risulta oltretutto elevata se paragonata alla quantità di energia ceduta al carico cibo, in quanto una percentuale rilevante viene assorbita dalla sua struttura e dissipata nell'ambiente circostante: i rivestimenti del forno assorbono la radiazione termica e l'energia viene dissipata attraverso ponti termici

conduttivi e perdite per convezione (attraverso le pareti e la porta). Un quantitativo notevole di energia viene inoltre disperso direttamente attraverso lo sfciato vapori.

La definizione di uno standard di efficienza energetica nel settore dei forni profes-

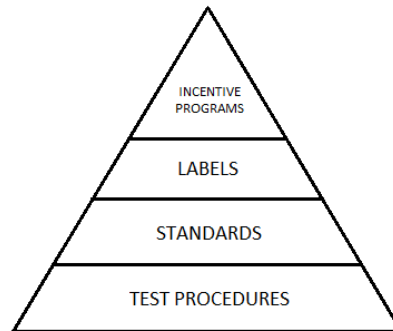


Figura 2.1: Gerarchie delle procedure di test, degli standard e dei programmi di incentivazione

sionali, come già dimostrato in ambito domestico, scoraggerebbe la produzione di macchine meno efficienti in quanto va a fissare un valore massimo di consumo o un valore minimo di efficienza energetica per le apparecchiature prodotte. Il fatto che esista un numero rilevante di standard nazionali può complicare le cose dal punto di vista progettuale soprattutto per multinazionali che producono servizi in differenti paesi, in quanto con un'unica apparecchiatura devono riuscire a soddisfare diversi protocolli che di fatto risultano dei vincoli progettuali: l'utilizzo di standard ISO, per il riconoscimento internazionale che hanno, permetterebbe di ridurre notevolmente il numero di vincoli evitando complicati processi tecnici e tempo per la messa in atto dei test.

Gli interessi nel definire standard di efficienza energetica per le apparecchiature si sta espandendo dal Nord America e dall'Europa verso altri paesi nel mondo e verso settori che non erano ancora stati coinvolti in programmi di questo tipo. Nell'ambito dei forni professionali manca uno standard accettato a livello internazionale da prendere come punto di riferimento per la progettazione della macchina in ottica di efficienza energetica: esiste lo standard *Energy Star*, un programma governativo americano che promuove la conservazione di energia migliorando l'efficienza dei prodotti di consumo, meno diffuso in Europa dove solo recentemente si stanno muovendo i primi passi per strutturare una procedura di test come accordo tra produttori e autorità di regolamentazione, con l'obiettivo di definire uno standard di efficienza energetica per i forni anche nel settore professionale, analogamente a quanto fatto in ambito domestico.

Da qui la necessità di comprendere la struttura di uno standard di efficienza energetica e soprattutto di analizzare le procedure di test già definite (ASTM per l'Energy Star americano) o quelle in fase di definizione (drafts EFCM ed ENAK per l'ambito europeo) che fanno riferimento ai mercati dove queste strutture sono già consolidate (Nord America ed Europa appunto) oltre ad essere quelli di maggiore interesse dal punto di vista del *marketing*.

2.2 Struttura degli standard di efficienza

Per creare uno standard di efficienza energetica devono essere presi in considerazione una serie di passi fondamentali [8]: il primo è definire una procedura di test; il secondo passo è individuare un valore di riferimento per l'efficienza sulla base dei dati sperimentali raccolti e delle indagini di settore operate relativamente alle apparecchiature in esame; il terzo è sviluppare un'etichetta energetica; l'ultimo consiste nello sviluppo di una serie di programmi di incentivazione (Fig. 2.1).

Il processo di elaborazione di uno standard può essere rappresentato nella sua logica di sviluppo temporale dal grafico di Fig. 2.2.

Gli standard di efficienza energetica a volte sono implementati dopo che le apparecchiature sono state testate e le indagini di settore sono già state condotte: dunque questi dati sono idonei solamente se gli standard vengono implementati in quel particolare momento. Di solito tuttavia questi sono applicati con qualche anno di ritardo rispetto all'avvenuta raccolta dei dati: si manifesta dunque la necessità di operare una predizione dei dati futuri e questo viene solitamente eseguito utilizzando equazioni di estrapolazione polinomiale (Eq. 2.1, esempio di equazione di ordine k) o di singolo importo residuo (Eq. 2.2): la prima esprime la relazione tra una variabile x , in funzione dei dati disponibili, e la risposta y con l'obiettivo di trovare una curva adatta a rappresentare al meglio l'andamento della nuvola di dati; la seconda può essere usata per determinare la singola quantità futura di una singola quantità presente per un tasso di interesse d per n periodi [8].

$$y = c_0 + c_1x + c_2x^2 + \dots + c_kx^k \quad (2.1)$$

$$F = P(1 + d)^n \quad (2.2)$$

2.2.1 Procedure di test

Una procedura di test è il fondamento tecnico per gli standard di efficienza energetica, le etichettature energetiche e programmi relazionati: fornisce ai produttori, alle autorità di regolamentazione ed ai consumatori uno strumento per valutare in maniera consistente il consumo energetico su differenti modelli di apparecchiature [20]. Essa consiste essenzialmente in un protocollo o una metodologia di test di laboratorio ben strutturata attraverso la quale si può ottenere una classificazione relativa dell'efficienza energetica di differenti soluzioni progettuali: il suo obiettivo è quello di definire una procedura ripetibile ed uniforme per misurare speciali caratteristiche delle apparecchiature.

Una procedura di test di efficienza energetica deve soddisfare diversi obiettivi. In ogni caso, una procedura di test ideale dovrebbe:

1. riflettere le attuali condizioni di utilizzo;
2. fornire risultati ripetibili ed accurati;
3. riflettere accuratamente la performance relativa di differenti opzioni progettuali per una data apparecchiatura;
4. coprire un'ampia gamma di modelli all'interno della stessa categoria di prodotto;
5. non risultare troppo onerosa;

6. essere facilmente modificabile per permettere di considerare anche nuove tecnologie;
7. produrre risultati che possano essere confrontati facilmente con risultati forniti da altre procedure di test.

Questi obiettivi possono risultare in contraddizione tra loro: per esempio un test che prova a replicare in maniera molto accurata l'utilizzo effettivo di un'apparecchiatura risulterà probabilmente eccessivamente oneroso (a causa del maggior numero di misure e calcoli) e non facilmente riproducibile.

Per il fatto che la procedura deve facilmente fornire risultati ripetibili, molte procedure di test energetiche ISO riferite ad altri settori richiedono una tolleranza del 15%, anche se l'attuale incertezza è molto inferiore, come verrà dimostrato successivamente dall'evidenza dei dati sperimentali.

Quando una procedura di test è parte di uno standard di efficienza energetica, è necessario effettuare ulteriori considerazioni: deve essere strutturata in maniera tale da non permettere con facilità al produttore di aggirarne l'intento utilizzando artifici tecnici (specificando ad esempio che l'apparecchiatura va utilizzata nella sua funzionalità "normale").

Alla luce di quanto esposto, una procedura di test è il risultato di un compromesso: non soddisfa pienamente nessuno degli obiettivi di un test ideale, ma cerca di coprirli al meglio (concentrandosi magari su alcuni in particolare) in maniera da scoraggiare eccessivi espedienti che possano alterare la prova.

2.2.2 Standards di efficienza energetica

Uno standard di efficienza energetica viene definito come il minimo livello di efficienza, o il massimo livello di consumo energetico, per un'apparecchiatura: sono le performance energetiche prescritte per prodotti manifatturieri, che possono addirittura vietare la produzione di apparecchiature con efficienza energetica inferiore al minimo standardizzato, vincolando i produttori ad investire maggiormente nella ricerca di soluzioni progettuali innovative che permettano un minore utilizzo di energia.

Possono essere di natura obbligatoria o volontaria, in base a quanto stabilito nella negoziazione tra le parti interessate, ovvero governi e produttori: certamente quelli di natura obbligatoria sono generalmente più efficaci per garantire un'introduzione più rapida dei programmi di efficienza energetica; in ogni caso quelli volontari possono essere un'opzione alternativa.

Vengono utilizzati due tipologie di approccio per introdurre gli standard di efficienza energetica:

- approccio economico-ingegneristico, che comporta analisi costi-benefici e di impatto su produttori, consumatori, bilancio energetico nazionale e ambientale oltre a permettere di sviluppare nuove opzioni progettuali non prese in considerazione nei modelli esistenti in commercio;
- approccio statistico, che richiede un'analisi meno impegnativa ed i dati sono più semplici da ottenere (i dati richiesti sono quelli che forniscono una caratterizzazione attuale del mercato per i prodotti di interesse).

In ogni caso, qualunque sia l'approccio considerato, devono essere prese in considerazione le seguenti condizioni:

- il livello degli standard deve avere un effetto positivo sull'ambiente;
- prima di implementare gli standard, l'utente dovrebbe essere preservato da un aumento elevato dei costi totali durante la vita dell'apparecchio considerato;
- gli standard dovrebbero garantire l'efficienza energetica e la performance e non dovrebbero incidere sulla qualità dell'apparecchio;
- gli standard dovrebbero inoltre garantire la competitività del mercato.

2.2.3 Etichette energetiche

L'obiettivo di introdurre etichette consiste nel convincere il consumatore a comprare apparecchi energeticamente efficienti ed incentivare il fabbricante a produrli: permettono infatti di paragonare l'efficienza energetica per modelli simili in dimensioni e caratteristiche.

Le etichettature energetiche servono come complemento per gli standard energetici. Le peculiarità fondamentali sono:

- le etichette devono essere uniformi tra loro;
- le etichette devono essere generali ed applicate agli apparecchi di un dato tipo;
- le etichette devono essere il più esatte possibili, fornendo il maggior numero di informazioni possibile;
- l'opuscolo che accompagna l'etichetta deve integrare le informazioni riportate per permettere ai consumatori di dedicare più tempo per considerare i benefici relativi;
- l'opuscolo che accompagna l'etichetta deve fornire tutte le informazioni per eliminare tutti gli ostacoli che impediscono gli scambi tra i paesi che aderiscono all'iniziativa.

2.2.4 Programmi di incentivazione

Ci sono due tipi di programmi di incentivazione relazionati a standard ed etichette energetiche:

- diretti alle apparecchiature e ai produttori, per aggiornare le apparecchiature a un certo livello di efficienza, fornendo incentivi ai reparti R&D per sviluppare macchine più efficienti (come il progetto "Golden Carrot" negli Stati Uniti);
- diretti al consumatore, sotto forma di pubblicità volte ad aumentare l'interesse a riguardo oppure di prestiti agevolati per l'acquisto di apparecchiature efficienti, che risultano solitamente più costose rispetto alle altre.

Non deve dunque meravigliare alla luce di quanto esposto che il periodo di tempo necessario a strutturare uno standard di efficienza energetica possa durare anche una decina d'anni.

2.3 Stato dell'arte

Per quanto riguarda l'ambito dei forni, viene proposto di seguito un breve prospetto della situazione degli standard di efficienza energetica sia per quanto riguarda il settore domestico che quello professionale. Tutto questo si ritrova in maggior dettaglio nel rapporto della Commissione Europea [5].

2.3.1 Forni domestici

La situazione attuale per quanto riguarda l'efficienza energetica dei forni ad uso domestico presenta uno standard che opera una distinzione in classi di efficienza (riportate nelle tabelle di Fig. 2.3(a)), che vengono determinate in funzione del consumo di energia calcolato secondo la normativa tecnica EN 50304/60350:2010 [17]. Questa (anno 2001, ultima revisione 2010) fornisce una procedura strutturata per misurare le performance energetiche dei forni nel transitorio di cottura di un carico normalizzato, che consiste in un mattoncino poroso imbevuto d'acqua¹. La prova viene effettuata partendo dalla condizione non usuale di forno freddo, visto che solitamente viene operata un'azione di preriscaldamento della cavità. La direttiva 2002/40/CE [23] definisce le tre classi di piccolo volume ($12l \leq volume \leq 35l$), medio ($35l \leq volume \leq 65l$) e grande ($65l \leq volume$), le relative classi di efficienza e la struttura dell'etichetta energetica (Fig. 4.1(b)) che esplicita al consumatore le principali informazioni sul consumo energetico dell'apparecchiatura.

Si sta rendendo necessaria una revisione dell'etichettatura energetica esistente in funzione di quanto osservato in una decina d'anni di applicazione dello standard. Si vuole dunque agevolare l'aumento del numero di modelli energeticamente efficienti disponibili sul mercato e a riguardo sono in corso di valutazione una serie di possibili interventi:

- rimuovere le categorie di volume con l'introduzione dell'indice di efficienza energetica (*Energy Efficiency Index*, dipendente dal volume di cavità, Eq. 2.3) garantirebbe una gamma più ampia di volumi nel mercato in quanto attualmente la maggior parte si attesta sui valori limite definiti dalle categorie (con l'obiettivo di raggiungere una migliore classificazione energetica). In questo senso si stanno definendo i coefficienti del termine a denominatore (*Specific Energy Consumption* [kWh], SEC_{electr} , Eq. 2.4) al fine di far ricadere la nube di valori rappresentativa delle prestazioni delle macchine attualmente presenti sul mercato in una zona del grafico di Fig. 2.4 che garantisca un futuro sforzo da parte dei produttori nell'ulteriore miglioramento dell'efficienza dei forni domestici.

$$EEI_{dom\ ovens} = \frac{EC}{SEC_{electr}} \cdot 100 \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} EEI &= \text{Energy Efficiency Index} \\ EC &= \text{Energy Consumption [kWh]} \\ SEC_{electr} &= c_1 * Volume + c_2 \\ &= 0.0102 * Volume + 0.7119 \end{aligned} \quad (2.4)$$

- dare limiti più restrittivi per il consumo in modalità *standby/off-mode* (passando da 2W a 1W);

¹ Il mattoncino è fornito da un produttore certificato (Skamol Insulation) ed è caratterizzato da un peso a secco di (0.920 ± 0.075) kg, una densità di (540 ± 40) kg m⁻³, da una porosità del 77% e da dimensioni definite, al fine di garantire un assorbimento d'acqua di (1.050 ± 0.050) kg [17]

Tabella 2.1: Performances energetiche minime richieste per i forni domestici, in funzione dell'anno di introduzione di nuove apparecchiature [5]

	2014	2018
Domestic electric ovens	$EEI < 77$ (Classe B o superiore)	$EEI < 67$ (Classe A o superiore)
Domestic gas ovens	$EEI < 100$ (Classe D o superiore)	$EEI < 88$ (Classe C o superiore)

- implementare l'etichetta anche per i forni a gas (in questo caso la normativa tecnica di riferimento è la EN 15181:2009) per i quali attualmente manca;
- fornire, sulle apparecchiature dotate di cavità multiple, un'etichetta per ognuna di esse;
- per apparecchi con funzionalità multiple definire la classe energetica per ogni funzione o su quella meno performante di modo che il produttore sia vincolato a sviluppare una macchina efficiente in ogni modalità di funzionamento;
- definire un indice di efficienza che permetta di comparare apparecchiature alimentate da fonti differenti (elettricità e gas). Infatti nell'Eq. 2.5 i coefficienti sono espressi in maniera tale da includere anche i forni a gas nell'indice di efficienza energetica (EEI) che si vuole determinare (Fig. 2.5). Nello studio preliminare finanziato dalla commissione europea [5], il consumo energetico dei forni elettrici (EC) viene convertito in energia primaria utilizzando un fattore di conversione 2.5: visto che i consumi dei forni elettrici e gas sono attualmente misurati utilizzando protocolli differenti, sarebbe dunque necessario definire un test standard armonizzato.

$$SEC_{eg} = 0.0158 * Volume + 1.274 \quad (2.5)$$

Verranno inoltre proposti degli standards minimi obbligatori di performance energetiche, introdotti su due scaglioni temporali (Tab. 2.1).

2.3.2 Forni professionali combinati

I forni professionali combinati (*combi-steamers*) sono stati identificati come la categoria che rappresenta la maggior quota di vendite nell'ambito dei forni per ristorazione: per questo motivo a loro vengono richiesti una serie di requisiti di efficienza. Ma, mentre negli Stati Uniti è già stato definito lo standard *Energy Star* (che fissa i valori di efficienza per la certificazione con riferimento alla normativa tecnica ASTM F2861-10 [15]), nella Comunità Europea non è stato ancora fissato uno standard di efficienza

energetica per questa categoria di apparecchiature: attualmente sono disponibili diverse proposte (*drafts* EFCCEM ed ENAK [12, 13, 14]) con l'obiettivo di strutturare una procedura di test EN, che fanno riferimento alla federazione di produttori EFCCEM ed al consorzio ENAK (nel Cap. 4 compiremo un'analisi più approfondita delle procedure di test).

Attualmente il produttore dovrebbe fornire una serie di indicazioni generiche nel *depliant* informativo fornito con le apparecchiature per permettere all'utente di operare in maniera efficiente:

- consigli all'utilizzatore di operare in condizioni di pieno carico;
- l'operatore dovrebbe essere allertato riguardo all'elevato contributo nel consumo energetico annuale dato dall'energia necessaria al mantenimento della temperatura tra due cicli di cottura successivi, andando ad includere nel *booklet* l'informazione sull'intervallo di tempo necessario a una tipica fase di preriscaldamento;
- le raccomandazioni riguardo la manutenzione delle apparecchiature sono di solito legate alla sicurezza. Dovrebbero essere integrate una serie di informazioni sull'influenza di una corretta manutenzione sull'efficienza energetica della macchina.

Sono in fase di definizione una serie di performance energetiche minime richieste (MEPS, Minimum Energy Performance Standards) per cercare di portare i produttori ad investire sul miglioramento dell'efficienza di queste apparecchiature professionali, escludendo dal mercato al contempo i prodotti più inefficienti. I MEPS potrebbero essere strutturati su due scaglioni temporali con tempistiche tra uno e l'altro dettate dalle caratteristiche del settore professionale, che è molto differente rispetto a quello domestico.

Prima di inquadrare i MEPS, è necessario però definire una procedura di test EN per misurare l'efficienza energetica dei forni commerciali combinati. In particolare il *draft* elaborato da EFCCEM (l'unico gruppo commerciale rappresentato a Bruxelles che può esercitare pressioni e influenzare la legislazione e la regolamentazione del settore) viene indicato come possibile riferimento, ma come già accennato, non è ancora stato strutturato in maniera definitiva cosicché il primo requisito non verrà definito prima del 2014. I livelli definiti in Tab. 2.2 devono infatti considerarsi indicativi.

Si sta inoltre indagando sulla possibilità di considerare anche un tetto al consumo in modalità *standby/off*, nonostante le apparecchiature commerciali siano escluse dall'obiettivo della "Standby Regulation No 1275/2008" in quanto per queste macchine il consumo in questa modalità è molto basso se paragonato all'energia consumata per riscaldare la cavità.

Tabella 2.2: Proposta di performances energetiche minime richieste per i forni professionali combinati 10 1/1 [5]

Appliance	Unit	2014	2018
Commercial electric combination ovens	kWh electricity per cycle - final energy	4.33	4.00
	kWh electricity per per year -final energy	9510	9016
Commercial gas combination ovens	kWh natural gas (HHV) per cycle	5.56	5.10
	kWh electricity (HHV) per cycle	12187	11590

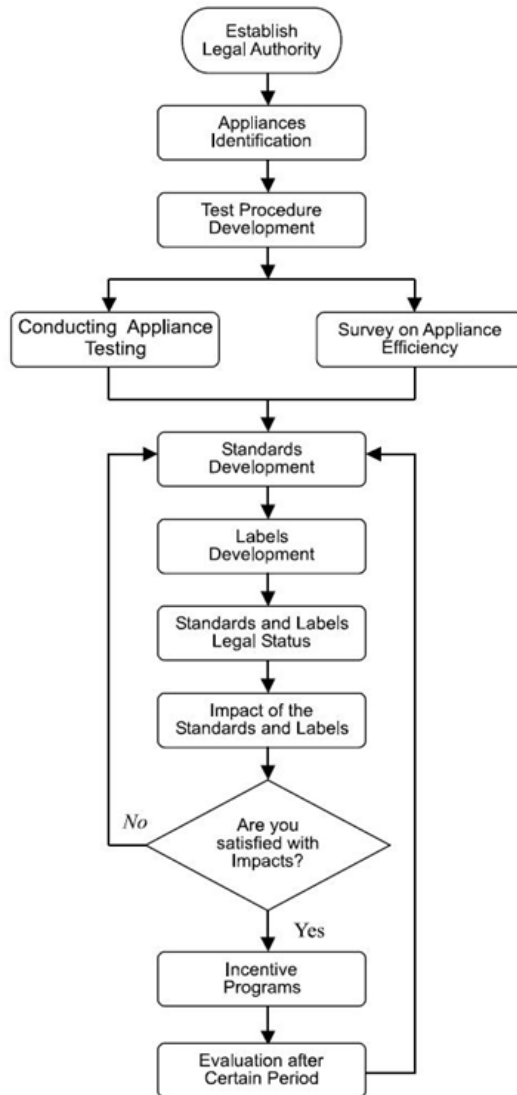


Figura 2.2: Flusso concettuale per la definizione di uno standard [8]

Tabella 1 — Compartimenti di piccolo volume

Classe di efficienza energetica	Consumo di energia E (*) in kWh riferito al carico normalizzato
A	$E < 0,60$
B	$0,60 \leq E < 0,80$
C	$0,80 \leq E < 1,00$
D	$1,00 \leq E < 1,20$
E	$1,20 \leq E < 1,40$
F	$1,40 \leq E < 1,60$
G	$1,60 \leq E$

(*) Determinato sulla base delle disposizioni dell'allegato I, nota V.

Tabella 2 — Compartimenti di volume medio

Classe di efficienza energetica	Consumo di energia E (*) in kWh riferito al carico normalizzato
A	$E < 0,80$
B	$0,80 \leq E < 1,00$
C	$1,00 \leq E < 1,20$
D	$1,20 \leq E < 1,40$
E	$1,40 \leq E < 1,60$
F	$1,60 \leq E < 1,80$
G	$1,80 \leq E$

(*) Determinato sulla base delle disposizioni dell'allegato I, nota V.

Tabella 3 — Compartimenti di grande volume

Classe di efficienza energetica	Consumo di energia E (*) in kWh riferito al carico normalizzato
A	$E < 1,00$
B	$1,00 \leq E < 1,20$
C	$1,20 \leq E < 1,40$
D	$1,40 \leq E < 1,60$
E	$1,60 \leq E < 1,80$
F	$1,80 \leq E < 2,00$
G	$2,00 \leq E$

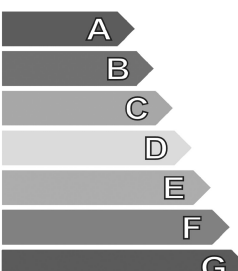
(*) Determinato sulla base delle disposizioni dell'allegato I, nota V.

Energia

Costruttore

Modello

Bassi consumi



Alti consumi

Consumo di energia (kWh)

Funzione di riscaldamento:

Convezione naturale

Convezione forzata

(Riferito al carico normalizzato)

Volume utile (litri)

Tipo:

Piccolo —

Medio —

Grande —

Rumore [dB(A) re 1 pW]


Gli opuscoli illustrativi contengono una scheda particolareggiata

Norma EN 50304
Forni elettrici
Direttiva 2002/40/CE sull'etichettatura

Forno elettrico

Logo



ABC 123



X.YZ

X.YZ

XYZ

(a) Classi di efficienza energetica per categoria di volume

(b) Attuale etichetta energetica per forni elettrici domestici

Figura 2.3: Standard di efficienza energetica per forni domestici [23]

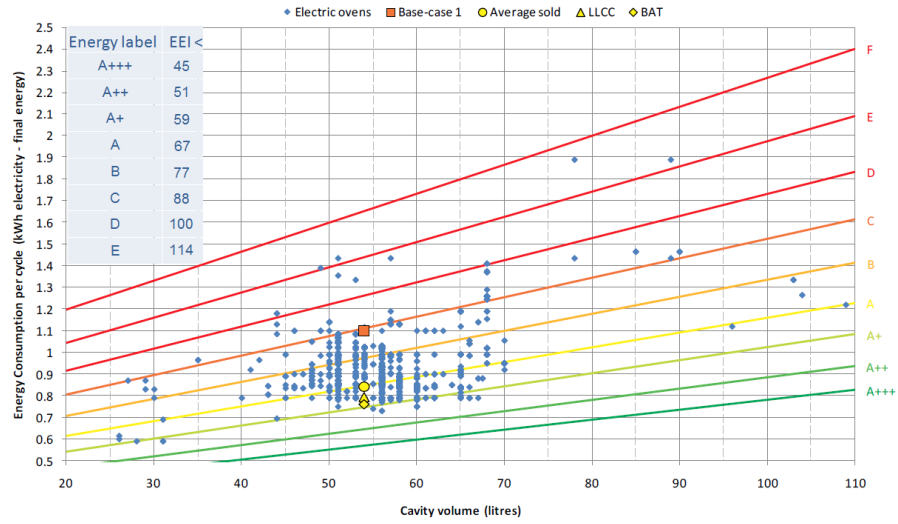


Figura 2.4: Nuove classi di efficienza energetica secondo l'EEI per forni elettrici [5]

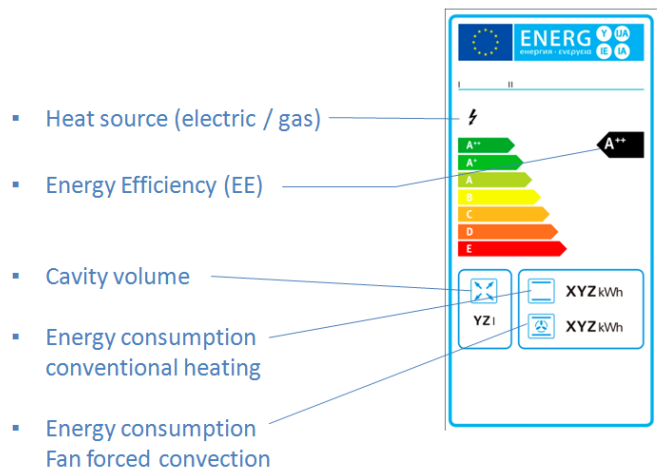


Figura 2.5: Modello di futura etichetta energetica per forni domestici elettrici e gas [5]

Capitolo 3

I forni

I forni possono essere definiti come cavità isolate nelle quali la temperatura viene innalzata con l'obiettivo di operare un certo trattamento termico sul carico posto in cavità: in particolare, nei forni per cottura, al fine di cucinare un certo quantitativo di cibo.

In questo capitolo viene operata una descrizione generale della categoria dei forni professionali, delle caratteristiche termo-fluidodinamiche e dei parametri di progetto. Viene operata anche una descrizione di massima dell'apparecchiatura presa in esame per lo sviluppo della metodologia di progettazione energeticamente efficiente.

3.1 I forni professionali

Rispetto alle macchine del settore domestico, le apparecchiature del settore della ristorazione presentano caratteristiche differenti: in particolare ai forni professionali sono richieste un'elevata robustezza dovuta all'intensità di utilizzo a cui sono sottoposte, un'elevata capacità di carico che comporta dunque alte prestazioni, una grande flessibilità d'uso e un buon grado di uniformità di temperatura in cavità, funzionale alla qualità di cottura.

La classificazione dei forni professionali può essere operata in termini di sistema di riscaldamento adottato, di configurazione geometrica della cavità, di dimensioni generali che ne individuano la capacità di carico (e dunque la potenza installata), di funzionalità.

Per quanto riguarda il sistema di riscaldamento, la distinzione viene fatta tra elementi scambiatori:

- a gas (diretto o indiretto);
- a resistenza elettrica.

La configurazione geometrica della cavità può essere di due tipi, con riferimento all'orientamento del vassoio di carico (teglia):

- *lengthwise*, in cui l'inserimento della teglia in cavità avviene introducendola dal suo lato minore;
- *crosswise*, in cui l'inserimento della teglia avviene introducendola dal suo lato maggiore.

Tabella 3.1: Classificazione per livelli della gamma forni Electrolux

	Level T <i>Touchline</i>	Level A	Level B	Level C	Level K
Touch interface	✓				✓
Boiler	✓	✓	✓		
Instant steam	✓	✓	✓	✓	✓
Air break	✓	✓			
Vapour scrubber	✓	✓	✓		✓
lambda sensor	✓	✓			
bypass system			✓		

La gamma dei forni viene poi descritta in funzione della capacità di carico, espresso come numero massimo di teglie e loro dimensioni, definite secondo lo standard Gastronorm (GN, [29]). L'espressione 10 1/1, ad esempio, indica una capacità di carico di 10 teglie di dimensione 1/1 (ovvero 530x320 mm).

Sulla base delle varie funzionalità viene poi definita la classificazione per livelli, come riportato in Tab. 3.1.

Questo studio ha preso in considerazione i forni professionali di tipo combinato (livelli T ed A in particolare), che costituiscono la percentuale di vendite maggiore per la categoria. Nello standard draft di efficienza energetica EFCEM questi forni vengono definiti come apparecchiature in cui si possono realizzare le seguenti metodologie di cottura e lavorazione degli alimenti: cottura standard (a convezione), scottatura (finitura superficiale), frittura, cottura a vapore, cottura alla griglia, mantenimento, ammollo, rigenerazione, tostatura, gratinatura, cottura "*sous vide*" [5].

Queste vengono realizzate tramite la combinazione delle seguenti modalità operative predefinite:

- convezione con aria calda;
- convezione a miscela di aria e vapore saturo secco o surriscaldato d'acqua (a bassa e alta temperatura)¹;
- combinata, con controllo dell'umidità.

¹Da qui in poi semplificata come cottura vapore, accezione utilizzata normalmente nell'ambito della ristorazione professionale per identificare questa modalità di cottura

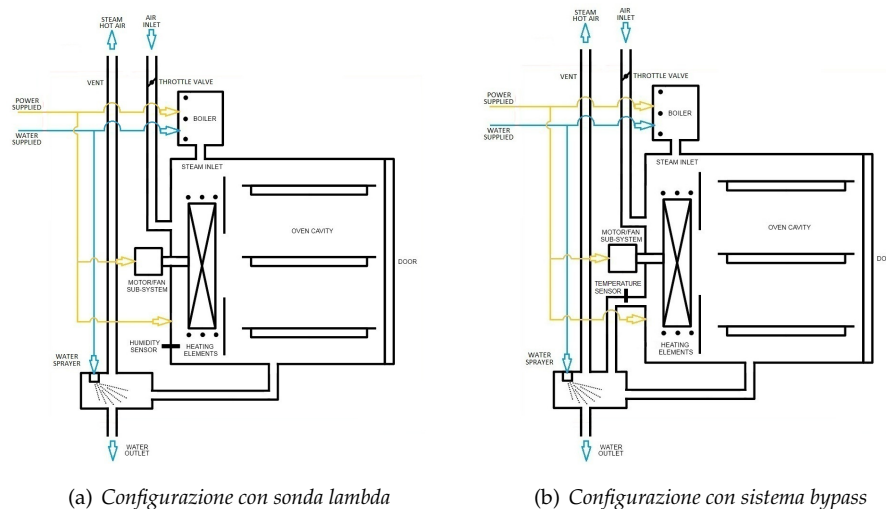


Figura 3.1: Rappresentazioni schematiche del forno

I processi di cottura e di preparazione possono essere eseguiti in successione o separatamente secondo quanto settato nel programma, senza interrompere il processo di cottura.

3.1.1 Aspetti termo-fluidodinamici dei forni

I forni professionali sono costituiti essenzialmente da una cavità in acciaio stampato, avvolta in un isolamento termico, con una porta a vetri incernierata, un condotto di ingresso aria ambiente e un camino di evacuazione fumi Fig. 3.1(a); operano in *convezione forzata*, utilizzando una o più soffianti centrifughe poste in corrispondenza della parete posteriore o laterale dell'apparecchiatura (a seconda che si trovino in configurazione *crosswise* o *lengthwise* rispettivamente), attorno alla quale sono posizionati gli elementi scambiatori. Per contenere il più possibile le temperature del vetro esterno, solitamente la porta viene dotata di doppio vetro (se non addirittura triplo) con un rivestimento riflettente agli infrarossi applicato sul lato interno. La temperatura dell'aeriforme di lavoro nella cavità viene solitamente regolata tramite controllo termostatico dell'alimentazione elettrica all'elemento riscaldante o dell'alimentazione gas ai bruciatori.

Il riscaldamento dell'aeriforme di lavoro nella cavità o camera di cottura avviene attraverso il contatto con elementi scambiatori, ovvero resistenze elettriche oppure tubi riscaldati con i prodotti esausti della combustione del gas d'alimentazione; elementi riscaldanti dello stesso tipo vengono utilizzati nel generatore di vapore per portare ad ebollizione l'acqua in esso contenuta.

La dinamica di cottura riguarda principalmente la cavità, che può essere scomposta in due sottoinsiemi: la parte posteriore (occupata da ventole e elementi scambiatori) dove è situata la zona di condizionamento dell'aeriforme di lavoro e la zona di cottura. Le due zone sono separate dalla *parete di aspirazione* che ha due funzioni: incanalare il flusso dell'aria all'imbocco della ventola e definire la zona di condizionamento aria che a tutti gli effetti costituisce il diffusore della ventola.

Un alto grado di uniformità di temperatura in cavità, fondamentale per il risultato qualitativo della cottura, viene di norma ottenuto ottimizzando la geometria di una serie di elementi:

- il profilo palare della ventola, aumentandone l'efficienza a parità di ingombro;
- la parete di aspirazione, soprattutto in corrispondenza dei canali di distribuzione rappresentati dallo spazio disponibile che vi è tra la parete di aspirazione e la cassa della cavità;
- la cavità;
- gli elementi scambiatori (resistenze o scambiatori a tubo);
- i deflettori dell'aeriforme di lavoro.

Mediante questi ultimi elementi, si vuole migliorare l'uniformità del flusso all'uscita dei canali di distribuzione. In un forno di questo tipo, l'aria dalla camera di cottura viene aspirata dal ventilatore attraverso il *foro di aspirazione* e distribuita radialmente nell'intercapedine di diffusione situata tra la parete di aspirazione e la parete della cavità nella zona posteriore alla ventola, dove sono localizzati gli elementi riscaldanti e dove sbocca il *condotto di adduzione* del vapore prodotto dal boiler. L'aria riscaldata e/o il vapore fluiscono quindi nella cavità di cottura attraverso i canali di distribuzione posti tra le pareti laterali e la parete di aspirazione. Una rappresentazione qualitativa degli scambi termici e dei flussi in cavità è data in Fig. 3.2, in cui viene evidenziata l'influenza preponderante dello scambio termico convettivo e per irraggiamento nei confronti del carico posto in cavità: in particolare nei forni professionali, dove le resistenze non sono a vista sul carico (in quanto sono presenti solo quelle ad anello attorno alla ventola, nascoste dalla parete di aspirazione) e dove le portate e le potenze degli elementi riscaldanti sono molto più elevate che nei forni domestici².

Il flusso dei gas nei forni è generalmente a carattere turbolento può essere limitatamente turbolento oppure vorticoso [26]. Mentre nel primo caso si hanno perdite deboli di pressione lungo il percorso, nel secondo caso la formazione intensiva di vortici genera una notevole dissipazione di energia per calore e per vibrazioni acustiche, con forti perdite di carico. Nei flussi limitatamente turbolenti le superfici dei solidi lambite dalla corrente gassosa sono a contatto con uno strato limite a flusso laminare, con gradiente di velocità uniforme, variabile da zero (lato a contatto con la superficie) fino ad un valore definito (lato a contatto con la corrente, turbolenta). Nei flussi turbolenti vorticosi il film sottile è frequentemente rotto dai vortici, specialmente se la superficie solida è fortemente inclinata rispetto alla direzione del gas; si hanno in queste condizioni incrementi notevoli degli attriti.

Nel caso dei forni gli incrementi localizzati di temperatura, che possono compromettere l'uniformità di temperatura, si verificano per il crearsi di zone di ristagno dove l'effetto "raffreddante" della corrente fluida è nullo, con conseguente aumento incontrollato di temperatura del metallo e relativa incontrollata dilatazione locale e/o non rispondenza alle specifiche di uniformità di reirraggiamento nei confronti del carico (anche se il metallo contribuisce alla ridistribuzione del calore).

²Di seguito sono stati evidenziati volutamente gli aspetti termo-fluidodinamici in quanto sono quelli su cui principalmente si va ad agire per ottenere l'uniformità di cottura. Nelle misure effettuate nel Cap. 5 è stato considerato l'effetto globale sul carico delle tre modalità di scambio termico in cavità; l'irraggiamento è una componente importante dello scambio termico in cavità ma non la prevalente nel bilancio termico sul carico, bensì lo è la componente convettiva

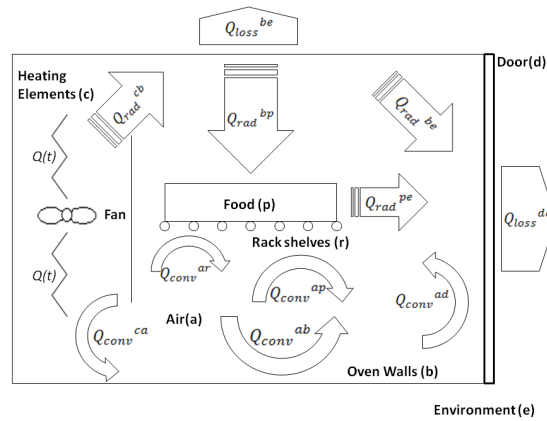


Figura 3.2: Modalità di scambio termico in cavità e dalla cavità verso l'esterno: per convezione (Q_{conv}), per irraggiamento (Q_{rad}) e le perdite al mantello (di tipo conduttivo, convettivo e per irraggiamento); gli apici indicano gli elementi tra i quali avviene la trasmissione di calore, con riferimento agli indici che identificano gli elementi stessi

La misura dell'umidità nella cavità è effettuata indirettamente, con una sonda lambda (Fig. 3.1(a)) o con un sistema bypass, che sfrutta l'incremento di temperatura nei condotti esterni alla cavità dovuto alla diffusione del vapore dalla camera di cottura verso l'esterno (con una correlazione sulla temperatura misurata sul sensore rappresentato in Fig. 3.1(b)); la regolazione avviene con l'attivazione del boiler (o dell'elettrovalvola che regola l'ingresso acqua sulle resistenze poste in cavità) per incrementarne il tenore nella camera di cottura o tramite l'apertura della valvola a farfalla posta nel condotto d'ingresso dell'aria nel caso si voglia ridurlo. Vapore e aria calda in eccesso sono evacuati attraverso lo sfianto dove vengono abbattuti in temperatura attraverso l'iniezione di acqua, mentre i liquidi reflui defluiscono dallo scarico. Considerando nello specifico cavità e condotti di forno, il carico aerulico è definito dalla seguente somma algebrica (Eq. 3.1) che tiene conto anche delle resistenze al moto:

$$p_T = \sum p_t + \sum p_v + \sum p_r \quad (3.1)$$

dove:

- $\sum p_t$, pressione per tiraggi vari;
- $\sum p_v$, pressione generata dai ventilatori, eiettori, ecc.;
- $\sum p_r$, perdite di carico per resistenze varie (di segno contrario).

Un contributo notevole al movimento dei gas è dato dai tiraggi. Se si considera un canale verticale con entrata ed uscita parzialmente strozzate, entro cui si trovano e si muovono fluidi molto più caldi di quelli esterni (e quindi di minore densità), si constata, misurando la pressione assoluta nell'interno, che questa assume valori aventi l'andamento riportato nella Fig. 3.3, dove:

- p ; p_1 ; p_c = pressioni [Pa];

- w_a = peso colonna d'aria per unità di superficie [N m^{-2}];
- w_f = peso di colonna di fumi per unità di superficie [N m^{-2}].

Si nota che la pressione tende, nella parte superiore del condotto, a superare la pressione atmosferica esterna.

Una condotta o una camera verticale contenente gas caldi chiusa alla sommità ed in

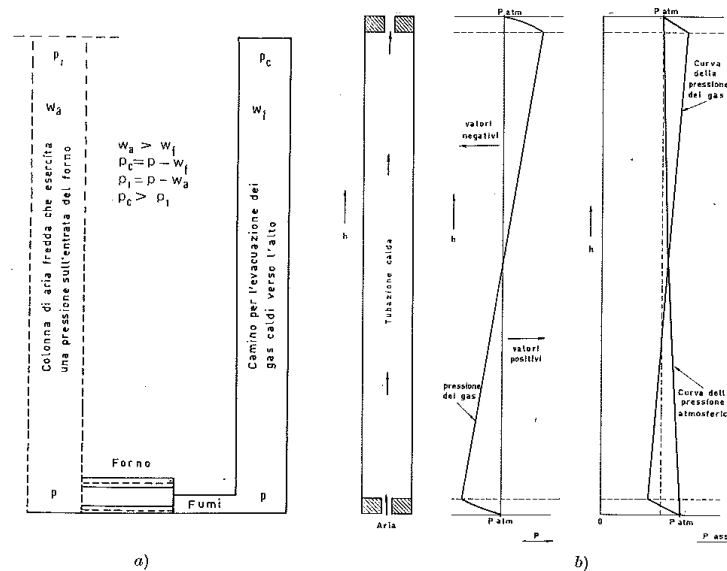


Figura 3.3: Tiraggio naturale - a. similitudine tra un camino (in condizioni statiche) ed un tubo ad U chiuso da un lato contenente fluidi di diversa densità nei due rami; b. andamento delle pressioni in una condotta aperta alle due estremità contenente gas caldi, con riferimento alla pressione atmosferica ed alla pressione assoluta (condizioni dinamiche) [26].

collegamento con l'atmosfera nella parte in basso, avrà una pressione uguale all'atmosfera nella parte inferiore ma una pressione più elevata di quella dell'atmosfera nella parte alta; ciò a causa della minor densità dei gas caldi nei confronti dell'aria esterna. E' necessario affermare che in questa condizione T cresce, e di molto: in queste condizioni p può crescere (anche se la diminuzione di ρ la limita un pò).

La depressione generata da queste condotte (camini) alla loro base dipende dalla loro forma costruttiva e dalle condizioni ambientali; con i gas in movimento occorre tener conto nel bilancio delle pressioni anche della pressione dinamica.

Da un punto di vista statico il tiraggio E , provocato da una colonna di gas caldi contenuta entro un condotto, con dislivello fra entrata ed uscita, è dato dalla seguente relazione:

$$E = hg(\rho_a - \rho_g) \quad (3.2)$$

dove:

- h = altezza del condotto [m];
- ρ_a = densità dell'aria ambiente [kg m^{-3}];

- ρ_g = densità dei gas caldi [kg m^{-3}];
- g = accelerazione di gravità [m s^{-2}].

Al tiraggio E si dà segno positivo quando, come nella maggior parte dei casi, i gas circolano dal basso verso l'alto; se si hanno diversi tronchi di condotti, in serie l'uno all'altro, alcuni discendenti altri ascendenti, si ricava il tiraggio totale esercitato sui gas caldi dalla somma algebrica dei vari effetti:

$$E_t = \sum_1^n E_i = \sum_1^n h_i g (\rho_a - \rho_g) \quad (3.3)$$

Anche gli spazi più larghi esistenti in un forno fra condotto e condotto partecipano, per la differenza d'altezza che corre fra le mezzerie delle bocche di entrata e di uscita, al bilancio totale del tiraggio.

La pressione totale in un punto di un condotto entro cui scorre un flusso di gas a temperatura ambiente si ricava dalla seguente relazione:

$$p_t = p_s + \frac{\rho_g \cdot v^2}{2} \quad (3.4)$$

dove il primo termine è la pressione statica ed il secondo termine rappresenta la pressione dinamica. Se ρ_g , densità dei gas, a causa di riscaldamenti o raffreddamenti varia, i dati sperimentali risulteranno influenzati dal tiraggio.

La somma delle perdite di carico per attrito e vorticosità dà la misura della resistenza offerta dalle varie parti dell'impianto al passaggio dei gas. Questa si manifesta in modo particolare nelle curve, nelle restrizioni dei condotti, nelle zone con superfici ruvide ed in genere nei tratti caratterizzati da impedimenti al libero passaggio (come la presenza di carichi posti in cavità).

In un condotto rettilineo di sezione circolare si hanno perdite essenzialmente per attrito alle pareti, ricavabili dalla:

$$- p_r = \frac{\rho_g \cdot v^2}{2} \frac{L}{d} F \quad (3.5)$$

dove v è la velocità del gas, ρ_g la densità, L e d rispettivamente la lunghezza ed il diametro del condotto, F il coefficiente di attrito. Se il condotto ha una sezione rettangolare, in luogo del diametro nell'equazione sopra riportata si impiega il cosiddetto "diametro medio idraulico" $\frac{L_1 L_2}{2(L_1 + L_2)}$, dove L_1 ed L_2 sono le misure dei lati del condotto.

Il coefficiente di attrito F dipende dal numero di Reynolds e dalla rugosità della parete: la Fig. 3.4 riporta una famiglia di curve di F in funzione dello stato della superficie e del numero di Reynolds.

Se le perdite di carico derivano da brusche variazioni di direzione nel flusso o nella velocità dei gas (ciò che avviene ad esempio nei punti di giunzione di due condotti) ove si verifica una forte turbolenza, l'equazione per la p_r diventa:

$$- p_r = \frac{\rho_g v^2}{2} K \quad (3.6)$$

dove K è indipendente da Re ; la pressione dinamica nella zona di variazione della sezione è convertita in gran parte in energia termica ed il fattore K è appunto una

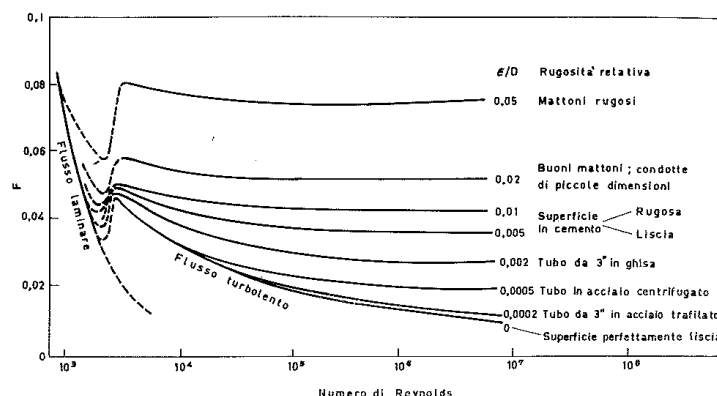


Figura 3.4: Andamento del coefficiente di attrito f in funzione del numero di Reynolds e del tipo di superficie (diagramma di Moody [26])

misura della quantità di energia così convertita. K può variare da valori attorno allo zero (caso di curve molto aperte, variazioni graduali e limitate di sezione) fino a valori attorno a due e più (curve a Z , giunzioni a T , ecc.).

La pressione dinamica può essere riconvertita in pressione statica quando le variazioni di diametro (nel caso di condotte a sezione circolare) sono molto graduali (angoli di $5-6^\circ$); se la variazione è brusca (angoli di $30-40^\circ$) il recupero di pressione statica si riduce fortemente.

Nei forni, raramente, a causa del poco spazio a disposizione, si ha un recupero marcato dell'energia dinamica del sistema (salvo nel caso di tratti a forma di tubo di Venturi).

Con il fluire del gas nel forno anche la pressione statica tende a diminuire, a causa delle resistenze di attrito; a motivo delle diverse temperature dei gas nelle varie parti dell'impianto, e dei conseguenti tiraggi, la pressione statica può assumere valori diversi (generalmente dell'ordine di qualche centimetro di colonna d'acqua) fino a diventare negativa in alcuni tratti: una espansione improvvisa dei gas, causata da un brusco aumento di temperatura, può far aumentare la pressione dinamica.

È necessario quindi, nello studio preliminare di un forno, considerare attentamente i volumi dei gas in gioco, le pressioni, lo stato delle superfici, la velocità dei gas, le sezioni dei condotti e le possibili temperature di esercizio, con l'obiettivo di ottenere un'alta efficienza energetica e basse perdite di carico.

3.1.2 Il processo di cottura

La sequenza delle fasi di funzionamento, d'interesse per l'analisi energetica, è costituita da: preriscaldamento, carico, cottura e scarico. La cottura può essere suddivisa a sua volta in due sottofasi:

- riscaldamento: le resistenze vengono attivate alla potenza nominale fino al raggiungimento in cavità del $90-95\%$ della temperatura impostata;
- stabilizzazione: la potenza di riscaldamento è controllata per stabilizzare la temperatura e l'umidità nella camera.

In entrambe le sottofasi, la ventola fa circolare l'aria, con velocità di rotazione costante.

Durante la fase iniziale di preriscaldamento, gran parte dell'energia termica fornita viene assorbita dalla struttura per elevarsi di temperatura. Il calcolo della potenza termica assorbita durante il transitorio è importante per un corretto dimensionamento della potenzialità degli elementi riscaldanti. Va tenuto presente che la situazione in cui si impone un innalzamento brusco della temperatura interna della camera del forno è quella più sfavorevole dal punto di vista dell'assorbimento di potenza termica ed è, allo stesso tempo, quella che consente di riscaldare la struttura nel minor tempo possibile. Non sempre è applicabile soprattutto con forni grandi ad elevata inerzia termica, a causa delle inevitabili tensioni meccaniche che si originerebbero in molti punti del forno.

Durante il processo di cottura l'energia entrante in cavità, considerata come somma dei contributi forniti dagli elementi riscaldanti, dall'aria e dall'acqua in ingresso, si ridistribuisce tra cibo, struttura, scarico liquidi, sfiato vapori e quota dispersa a parete.

Dunque la cottura è un processo complesso, che comporta cambiamenti nelle proprietà chimiche e strutturali del cibo (ad esempio l'evoluzione della texture o del colore, l'espansione del volume, ...) e flussi di calore e di massa nel sistema complessivo cibo più forno. Per operare un'analisi energetica che porti verso un miglioramento qualitativo del processo di cottura, è indispensabile conoscere flussi e proprietà termiche del cibo, oltre alle sue caratteristiche chimiche. In particolare durante il processo di cottura il cibo va considerato come una sorgente di vapore e un pozzo per quanto riguarda l'assorbimento energetico, secondo leggi che evolvono nel transitorio di cottura.

Il rendimento di un forno viene espresso come rapporto fra la quantità di calore ceduta al carico posto in cavità e la quantità di calore introdotta.

Nei capitoli seguenti affronteremo nel dettaglio queste tematiche.

3.2 Forno combinato Electrolux AoS Touchline 10 GN 1/1 LW elettrico

Per la conduzione dei test si è scelto un prototipo del forno elettrico commerciale combinato Electrolux modello AoS Touchline 10 GN 1/1 LengthWise (Fig. 3.5). Questo modello è caratterizzato da una cavità interna con un volume di 0.35 m^3 per una capacità di 10 teglie GN 1/1; le potenze dichiarate (per alimentazione a $400\text{V}, \Delta C 3N 50\text{Hz}$) sono:

- 17 kW in modalità di cottura a convezione forzata (con utilizzo delle resistenze poste nella camera di cottura);
- 17 kW in modalità di cottura a vapore (con utilizzo delle resistenze presenti nel boiler)
- 0.5 kW potenza assorbita dagli ausiliari. Il controllo in cavità avviene tramite una sonda a termocoppia j per la temperatura ed una sonda λ per il controllo dell'umidità in cavità.

I suoi cicli di cottura tradizionali presentano le seguenti caratteristiche:



Figura 3.5: Forno professionale Electrolux AoS Touchline

- *convezione* : temperatura massima 300°C, con controllo dell'umidità tramite apertura e chiusura della valvola a farfalla posta nel condotto di ingresso aria;
- *vapore*: vapore a bassa temperatura (25÷99°C), vapore (100°C), vapore ad alta temperatura (100÷130°C).
- *combinato* : temperatura massima 250°C, combinazione di calore e vapore, con controllo di umidità tramite apertura e chiusura della valvola a farfalla o attivazione del boiler, a seconda che in cavità si abbia rispettivamente un eccesso o un difetto di vapore rispetto a quanto impostato.

Presenta oltretutto una serie di cicli automatici speciali:

- cottura a bassa temperatura (Low Temperature Cooking [11]);
- ciclo di rigenerazione;
- ciclo di lievitazione.

Per cotture più delicate prevede il funzionamento della ventola a mezza velocità e cicli a bassa potenza; la ventola può operare anche in modalità pulsata, come nel caso di cotture a bassa temperatura (LTC). L'apparecchiatura comprende inoltre una specifica funzione di raffreddamento.

Il forno è dotato di un sistema di lavaggio integrato (preimpostato su quattro cicli), di una sonda spillone multipunto per misurare la temperatura al cuore del cibo (che può essere impostata come parametro di cottura) e di un ingresso USB. Il sistema presenta inoltre un pannello di controllo di tipo *touch-screen* con finestra di selezione delle tre modalità di cottura (automatica, manuale e programmata), dei cicli di auto-lavaggio e delle modalità di impostazione delle schermate (personalizzabili).

Capitolo 4

Analisi delle procedure di test

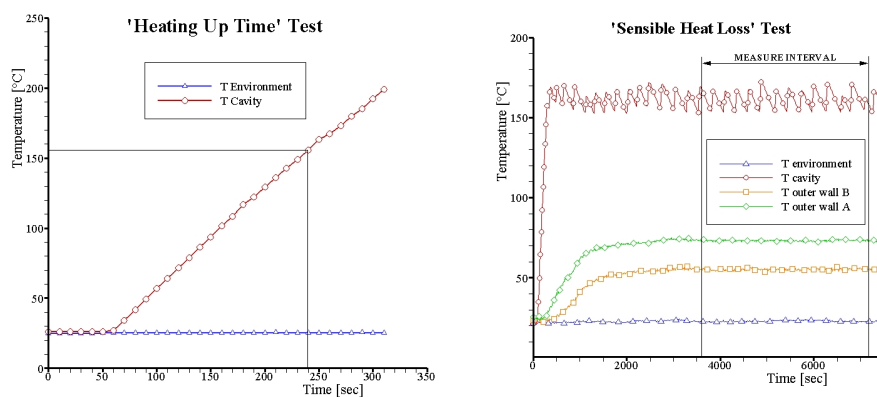
Nel presente capitolo analizzeremo nel dettaglio la struttura delle procedure prese in esame evidenziandone le differenze in termini di settaggi di prova, di tipo e quantitativo di carico. Soprattutto verranno esaminate le varie definizioni di parametro di efficienza energetica calcolandole in base ai dati raccolti, per comprenderne meglio il significato e formulare una definizione consistente.

4.1 Struttura dei test

Le procedure di test definiscono una metodologia strutturata di misura delle performance energetiche dei forni professionali combinati. Esse comprendono misure di consumo energetico, d'acqua e di variazione di peso dei carichi posti in cavità, operate nelle diverse modalità operative del forno.

Le prove in generale tengono conto di:

- *tempo e consumo di riscaldamento* (eseguita a forno vuoto, Fig. 4.1(a)), che consiste nel riscaldare la cavità a piena potenza partendo da condizioni di equilibrio termico con l'ambiente di prova fino al raggiungimento di un incremento di temperatura prefissato nel centro del forno ("T Cavity" in Fig. 4.1(a)). Le misure del tempo e del consumo impiegati forniscono informazioni sul corretto dimensionamento della potenzialità degli elementi riscaldanti e sulla loro efficienza di scambio nelle diverse modalità di cottura;
- *potenza di mantenimento* (eseguita anche questa in assenza di carico in cavità, Fig. 4.1(b)), che compensa la dispersione di calore attraverso le pareti della cavità una volta raggiunte le condizioni di regime termico. Oltre alla temperatura nel centro della cavità, sono state misurate anche le temperature sul lato esterno delle due pareti più calde del guscio del forno ("T Outer Wall" A e B in Fig. 4.1(b)), rilevate tramite termocoppie posizionate sui punti delle pareti a temperatura più elevata, utili per verificare il raggiungimento della condizione di regime. Tale prova permette di valutare la bontà delle soluzioni tecniche adottate per quanto riguarda l'isolamento termico della cavità, la riduzione dei ponti termici tra la cavità ed il resto della struttura e l'ottimizzazione della porta a vetro in ottica di efficienza energetica;



(a) Esempio di prova di tempo di riscaldamento. (b) Esempio di prova di consumo di mantenimento.

Figura 4.1: Prove per la determinazioni delle prestazioni a cavità vuota

- *consumo di energia durante la fase di cottura* (condizione di forno carico, Fig. 4.2), eseguita nelle diverse modalità operative di un forno combinato (convettiva, a vapore, combinata). La prova consiste nel misurare il consumo energetico dell'apparecchiatura necessario a far compiere un incremento di temperatura al carico normato posto in cavità. Oltre alla temperatura al centro di questa vengono dunque rilevate anche le temperature al cuore dei differenti carichi utilizzati (Tray 1-2-3 in Fig. 4.2). La prova viene eseguita dopo aver portato il forno a regime termico secondo il set di temperatura previsto dalla procedura.

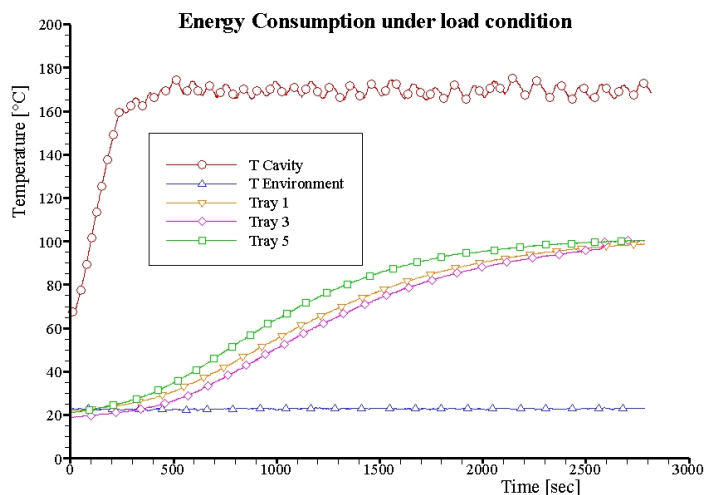


Figura 4.2: Esempio di prova di consumo energetico in condizioni di carico

Dato che una procedura di test è il risultato di un compromesso tra una serie di obiettivi ideali (Vedi paragrafo 2.2.1), per comprendere al meglio il comportamento termo-

dinamico dell'apparecchiatura in esame sono state confrontate le prescrizioni dettate da più normative: quelle sviluppate dal consorzio EFCM, dal consorzio ENAK e lo standard ASTM che è il fondamento tecnico dello standard Energy Star.

Le diverse metodologie di test differiscono nelle impostazioni di temperatura e umidità, nella tipologia e nel peso del carico utilizzato nelle prove di cottura, nell'incremento di temperatura che deve essere raggiunto in ogni prova al cuore dei carichi, nel tipo di misure previste (ad esempio, di consumo energetico in condizioni di carico parziale, nelle modalità di cottura in cui vengono effettuate le prove previste ecc.). Le procedure prese in considerazione sono:

- EFCM *Energy Efficiency Standard for Commercial Convection Steaming Ovens (Draft) Version 2* [12]: il consumo energetico è valutato in modalità di cottura convettiva e in modalità vapore. I carichi utilizzati sono quindici mattoni saturi d'acqua (Hypor saturated bricks [17]) disposti su cinque griglie nella prova a convezione, nella prova a vapore vengono utilizzati dieci teglie senza coperchio riempite d'acqua;
- EFCM *Energy Efficiency Standard for Combination Ovens (Draft) Version 2* [13]: l'efficienza energetica viene valutata in modalità di cottura combinata. I carichi utilizzati sono vassoi pieni d'acqua con coperchio saldato e forato al centro;
- ENAK/SVGG *Energy Efficiency Test for Steamer-Combi Ovens Draft* [14]: si valuta il consumo energetico nelle varie modalità di cottura a convezione, a vapore e combinata. I carichi possono essere mattoni saturi Hypor o vassoi pieni d'acqua;
- ASTM F2861-10 *Standard Test Method for Enhanced Performance of Combination Ovens in Various Modes* [15]: l'efficienza energetica è valutata in funzionalità convettiva e a vapore. Il carico utilizzato è costituito da patate.

4.2 Risultati dell'analisi sperimentale

4.2.1 Prove a vuoto

Le prove a vuoto consistono in misure effettuate in assenza di carico in cavità. I settaggi variano a seconda della procedura considerata (vedi Tab. 4.1) e non è detto vengano valutate per tutte le modalità base di cottura di un forno combinato. I risultati delle prove di conseguimento delle condizioni di esercizio (*heating up*) e quelle di consumo di mantenimento (*sensible heat loss*) sono riportate in Tab. 4.2. I dati raccolti forniscono indicazioni sulle prestazioni a piena potenza degli elementi riscaldanti di cavità nella prova di riscaldamento a convezione e del boiler nella prova di riscaldamento a vapore; invece la prova di riscaldamento in modalità combinata fornisce indicazioni sulle prestazioni delle resistenze quando vengono attivate entrambe a mezza potenza. La prova di consumo di mantenimento, in particolare quella in modalità convettiva, permette di ricavare informazioni sulle dispersioni al mantello legate a:

- caratteristiche termiche dell'isolamento;
- ampiezza della superficie del mantello della cavità attraverso la quale avviene lo scambio termico;

Tabella 4.1: Settaggi delle prove a vuoto di tempo di riscaldamento e consumo di mantenimento

Procedure	Cooking mode	Heating Up Set	Sensible Heat Loss Set
EFCM	Convect	Max temperature allowable	160°C
		RH not set	RH not set
	$T_{target} = T_{env} + 130^{\circ}\text{C}$		
ENAK	Steam	$T = 100^{\circ}\text{C}$	/
		$RH = 100\%$	/
	Target: boiler heating up		
ASTM	Convect	$T = 180^{\circ}\text{C}$	/
		$RH = 0\%$	/
	$T_{target} = 170^{\circ}\text{C}$		
ENAK	Steam	$T = 99^{\circ}\text{C}$	/
		$RH = 100\%$	/
	$T_{target} = 90^{\circ}\text{C}$		
ASTM	Combi	$T = 140^{\circ}\text{C}$	$T = 130^{\circ}\text{C}$
		$RH = 30\%$	$RH = 30\%$
	$T_{target} = 130^{\circ}\text{C}$		
ASTM	Combi	$T = 177^{\circ}\text{C}$	$T = 177^{\circ}\text{C}$
		$RH = 100\%$	$RH = 100\%$

- ponti termici tra cavità e struttura del forno;
- efficienza energetica della porta che costituisce la superficie maggiormente disperdente della cavità.

4.2.2 Prove a carico

La Tab. 4.3 riporta i settaggi delle prove energetiche in condizioni di carico secondo quanto previsto dalle differenti procedure di test mentre la Tab. 4.4 riporta le relative grandezze misurate sull'apparecchiatura in esame, con riferimento alle diverse modalità di cottura. I dati raccolti forniscono indicazioni sui consumi dell'apparecchiatura in modalità operativa, utilizzando dei carichi normalizzati da porre in cavità: le misure effettuate considerano l'effetto globale sul carico delle tre modalità di scambio termico nella camera di cottura.

4.2.3 Parametro di efficienza energetica

L'obiettivo di una procedura di test in condizioni di carico può essere quella di misurare semplicemente il consumo energetico nella fase di cottura (ENAK) secondo quanto prescritto dalla normativa oppure in base a questo dato determinare un valore di un parametro di efficienza da calcolarsi in una (EFCM) o più modalità di cottura (ASTM).

L'efficienza di un forno è il rapporto tra il calore fornito al carico, inteso in senso lato,

Tabella 4.2: Dati misurati per le prove di tempo di riscaldamento e consumo di mantenimento

Test	Cooking Mode	Heating Up Time [s]	Heating Up Consumption[kWh]	Sensible Heat Loss [kWh]
EFCM	Convect	190	/	1.77
	Steam	/	0.59	/
ENAK	Convect	294	1.19	/
	Steam	283	1.27	/
	Combi	338	1.51	1.49
ASTM	Combi	705	2.67	6.08

e l'energia introdotta nel sistema. Essa non è immediatamente definibile in maniera univoca, perché, al numeratore, il carico può comprendere o no l'eventuale contenitore dello stesso (le teglie e i coperchi) e, inoltre, la massa del carico cambia durante la prova a causa dell'evaporazione dell'acqua contenuto in esso e della condensazione sulla sua superficie del vapore eventualmente prodotto dal boiler.

Si può dunque esprimere l'efficienza secondo le formulazioni espresse dall'Eq. (4.1) alla Eq. (4.4), dove c_{load} è il calore specifico del carico utilizzato in prova. Nel caso di carichi compositi, il calore specifico può essere calcolato con la sommatoria dei contributi, di peso x_i , dei calori specifici dei componenti [18], $c_{load} = \sum_i c_i x_i$.

$$\eta_1 = \frac{m_{load} c_{load} \Delta T_{load}}{E_{el} + E_{GN} + E_{Lid}} = \eta_{EFCM,combi} \quad (4.1)$$

$$\eta_2 = \frac{m_{load} c_{load} \Delta T_{load}}{E_{el}} \quad (4.2)$$

$$\eta_3 = \frac{(m_{load} c_{load} \Delta T_{load}) + (m_{tray} c_{tray} \Delta T_{tray})}{E_{el}} = \eta_{ASTM,steam} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \eta_4 &= \frac{(m_{load} c_{load} \Delta T_{load}) + (m_{tray} c_{tray} \Delta T_{load}) + (\lambda \Delta m_{load})}{E_{el}} \\ &= \eta_{ASTM,conv} \end{aligned} \quad (4.4)$$

L'Eq. (4.1) corrisponde alla definizione fornita dalle norme EFCM per cotture combinate. Al denominatore, l'energia fornita all'apparecchiatura viene armonizzata considerando la differenza tra l'energia assorbita dalla massa delle teglie e dai coperchi reali rispetto a quella assorbita da una massa teorica delle teglie definite secondo lo standard GN Gastronorm [13]. Nell'Eq. (4.2) questo contributo non è stato considerato allo scopo di valutarne l'influenza sul calcolo del parametro di rendimento L'Eq. (4.3) e l'Eq. (4.4) coincidono con le definizioni ASTM per i casi, rispettivamente, di cottura a vapore e a convezione. In queste le teglie sono considerate parti del

Tabella 4.3: Settaggi previsti dalle prove energetiche in condizioni di carico

Test	Cooking Mode	Temperature [°C]	Humidity
EFCEM	Convect	160	Not set
	Steam	100	100%
	Combi	160	50%
ENAK	Convect	$T_1 = 90$ $T_2 = 65$	0%
	Steam bricks	100	100%
	Steam water	160	50%
ASTM	Convect	177	Not set
	Steam	100	100%

carico; inoltre, nell'Eq. (4.4), il calore latente di vaporizzazione è considerato utile, a differenza di quanto previsto dalla procedura EFCEM, che lo considera una perdita. Le norme ENAK, come già osservato, non definiscono alcun parametro di efficienza. Con l'obiettivo di operare un confronto tra le differenti procedure, le efficienze definite nell'Eq. (4.1), Eq. (4.2), Eq. (4.3) e nell'Eq. (4.4) sono state calcolate su tutte le prove eseguite con le metodologie EFCEM, ENAK e ASTM, nelle diverse modalità di cottura e a pieno carico. L'efficienza non è stata calcolata per la cottura combinata in condizioni ASTM, poiché la prova ha il solo scopo di dimostrare la potenziale variabilità di temperatura tra una teglia e l'altra, utilizzando del ghiaccio come carico, senza porsi l'obiettivo di misurare l'efficienza energetica. Il parametro η_4 non è stato calcolato per le cotture a vapore, poiché il calo peso dovuto all'evaporazione dei carichi è mascherato dall'incremento dovuto alla condensazione del vapore vettore di cottura. I risultati dei calcoli sono riportati in Tab. 4.5: i valori in grassetto sono quelli calcolati secondo le definizioni proposte dalle procedure per le modalità di cottura per loro prescritte in origine.

Le differenze piccole o nulle dei valori di η_1 ed η_2 , calcolati per la stessa prova, mostrano che l'influenza della variabilità del peso delle teglie, rispetto al valore di riferimento dello standard GN, è trascurabile. I valori calcolati per i parametri η_1 e η_3 invece differiscono, ma di poco: il diverso modo di considerare la quota di energia assorbita dalle teglie non incide in maniera significativa sui risultati. Il confronto tra η_3 e η_4 , ove fattibile, sottolinea il peso, nel bilancio energetico, del calore latente di evaporazione. La differenza dipende poi dalla natura del carico: le patate permettono all'acqua in esse contenuta di evaporare in quantità maggiore rispetto a quanto

Tabella 4.4: Dati di prova misurati in condizioni di pieno carico

Test	Cooking Mode	Time [s]	Energy Consumption[kWh]	Weight loss [kg]
EFCEM	Convect	1869	11170.8	1.92
	Steam	642	10710.0	/
	Combi	1050	14691.6	0.26
ENAK	Convect	9029	16628.4	3.12
	Steam bricks	1571	21740.4	/
	Steam water	677	11034.0	/
	Combi	3595	20642.4	3.82
ASTM	Convect	2161	14695.2	3.53
	Steam	1877	23000.4	/

concesso dai mattoni.

Per quanto riguarda l'efficienza convettiva, gli indici calcolati sui dati dei test EFCEM e ASTM sono paragonabili, con scostamenti contenuti tra i cinque e i dieci punti. Ciò è dovuto al fatto che le impostazioni delle prove sono simili, e le differenze sono causate principalmente dalle diversità in peso e tipologia dei carichi. Invece, in modalità di cottura a vapore, le differenze tra i parametri di efficienza nelle procedure EFCEM ed ASTM, dell'ordine dei trenta punti, sono da attribuirsi anche alle diverse impostazioni di prova. Questo in particolare sottolinea la necessità di definire una prova univoca che permetta la comparabilità dei dati tra apparecchiature differenti. E' interessante osservare inoltre la differenza di efficienza riscontrata nelle prove ENAK a vapore, eseguite con gli stessi settaggi ma utilizzando teglie d'acqua oppure mattoni umidi: il test con i mattoni sottostima il consumo di energia per cucinare cibo reale in modalità vapore [5]. Focalizzando l'attenzione sull'efficienza calcolata in modalità combinata, i valori per i test EFCEM ed ENAK differiscono di quindici, venti punti a causa dei diversi settaggi.

4.2.4 Attività dell'acqua

Per meglio valutare l'influenza della tipologia del carico sul consumo energetico, è stata compiuta una prova secondo lo standard ASTM, utilizzando le tipologie di

Tabella 4.5: Parametri di efficienza energetica

Cooking mode	Test	η_1	η_2	η_3	η_4
Convective	EFCEM	41.0	41.0	44.3	83.4
	ENAK	24.7	24.7	25.6	68.2
	ASTM	32.4	32.5	33.9	88.5
Steam	EFCEM	68.3	68.2	72.9	/
	ENAK bricks	21.4	21.4	22.5	/
	ENAK water	64.5	64.7	68.8	/
	ASTM	38.3	38.2	41.0	/
Combi	EFCEM	59.5	59.8	65.8	69.9
	ENAK	44.2	44.2	47.5	89.6
	ASTM	/	/	/	/

carico previsto dalla procedura EFCEM per ogni modalità di cottura. I valori di efficienza così ottenuti sono riportati in Tab. 4.6. Inoltre, la differenza tra il valore di η_4 in modalità convettiva del test ASTM eseguito con i mattoni (Tab. 4.6) e del test EFCEM (Tab. 4.4) sottolinea l'influenza sul risultato del differente peso di uno stesso tipo di carico.

I dati in Tab. 4.6 evidenziano il ruolo fondamentale esercitato dall'acqua contenuta nei carichi. L'acqua tende a creare vincoli con gli altri elementi non acquosi e solidi presenti nel prodotto alimentare secondo diversi meccanismi (solvatazione, capillarità causata dalla porosità, configurazione monolayer): più forte è il vincolo, maggiore è l'energia necessaria per il cambio di fase da liquido a vapore. Un parametro utile a definire questo fenomeno è l'attività dell'acqua a_w [19], definita dall'Eq. (4.5) in funzione della tensione di vapore e interpretabile come un indicatore di "acqua libera" (in applicazioni biologiche si distingue tra acqua "libera" e acqua "vincolata": la prima è presente nei tessuti del cibo ma non si lega strettamente alla matrice del cibo, l'altra è più vincolata a questa). L'indice a_w è utilizzato nella tecnologia alimentare per valutare la qualità degli alimenti, ma può essere assunto, alla luce di quanto sottolineato, anche quale indice della maggiore o minore tendenza alla riduzione del peso del carico cibo durante un processo di cottura (a parità di massa di carico e di condizioni di cottura).

Tabella 4.6: Parametri ASTM calcolati variando il tipo di carico prescritto dalla prova

Cooking Mode	Load	$\eta_{ASTM,steam}$	$\eta_{ASTM,conv}$
Convective	Water-saturated bricks	/	60.5
	Potatoes	/	88.5
Steam	Steam water	64.2	/
	Potatoes	41.0	/

L'attività dell'acqua si determina ponendo un campione di carico in un contenitore sigillato, e misurando il valore di umidità relativa (RH) nell'ambiente chiuso sopra il campione al raggiungimento dell'equilibrio (ERH), come illustrato in Fig. 4.3. I valori di attività rilevati per i diversi carichi utilizzati nei test sono riportati in Tab. 4.6.

$$a_w = (p/p_0)_T = ERH(\%)/100 \quad (4.5)$$

L'influenza esercitata dall'acqua e dai legami che essa crea con la matrice circostante sull'efficienza di cottura può essere evidenziata, per i carichi utilizzati nelle prove, mettendo in relazione i dati della Tab. 4.6 ed i valori di water activity riportati in Tab. 4.6: in modalità di cottura convettiva, a causa della perdita di peso (che è maggiore all'aumentare di a_w per la maggior disponibilità di "acqua libera"), il calore latente di evaporazione, che compare a numeratore in η_4 , ne influenza decisamente il valore a favore del carico di mattoni saturi.

In modalità di cottura a vapore, invece, un carico con un elevato valore di a_w inizia a generare vapore prima di uno caratterizzato da un valore inferiore, sostituendosi così al boiler nella generazione di vapore in cavità, con un minore consumo energetico e quindi un valore più elevato del parametro di efficienza relativo a quella modalità di cottura. Nel caso della prova ASTM eseguita utilizzando le teglie d'acqua, l'efficienza della prova si può spiegare anche per il fatto che la tempistica della prova si sia ridotta a causa dei moti convettivi presenti nel carico a causa dell'assenza di una matrice cibo, che accelerano il riscaldamento portando la prova a concludersi rapidamente.

4.3 Considerazioni sulle procedure analizzate

4.3.1 ENAK

Per il fatto che le diverse procedure di test dovrebbero fornire risultati che possano essere confrontati tra loro [20], la procedura *draft* ENAK non verrà presa in considerazione come riferimento normativo per la valutazione dell'efficienza energetica della macchina: i settaggi della maggior parte delle prove sono troppo differenti da

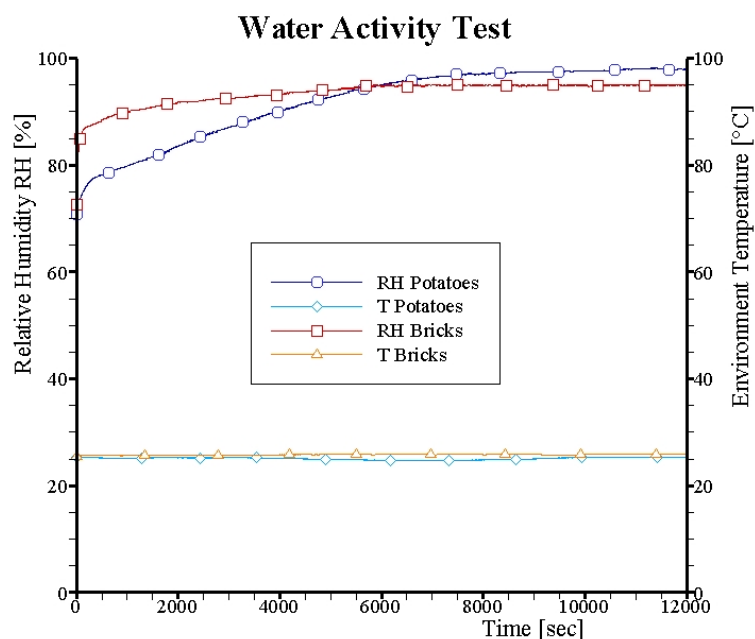


Figura 4.3: Umidità Relativa valutata in un ambiente chiuso in condizioni di equilibrio (ERH)

quelli delle altre metodologie (modalità convettiva e combinata di cottura a carico); oltretutto i singoli test presentano notevoli difficoltà di messa in opera, rivelandosi anche pericolosi per l'operatore (utilizzo di teglie prive di coperchio nella modalità di cottura a vapore).

4.3.2 ASTM

La procedura ASTM [15] al contrario risulta ben strutturata e definita: l'utente viene messo in condizione di avere tutti gli strumenti per mettere in atto al meglio le prove previste (ad esempio viene definita la tempistica di apertura porta e le posizioni da utilizzare sui supporti portateglie in funzioni delle condizioni di carico). Vengono inoltre presi in considerazione tre condizioni di carico (leggero, medio, massimo) e viene definito un test di calibrazione del settaggio della prova in maniera da raggiungere la temperatura di prova al centro della cavità con una determinata tolleranza.

La procedura ASTM viene inoltre percepita come migliore rispetto alle altre per l'utilizzo di un carico cibo reale durante le prove a carico: questo è allo stesso tempo il suo difetto principale: l'utilizzo di patate, seppur vincolate in tipologia e dimensioni, influenza la validità scientifica del test perchè ne inficia la ripetibilità e l'accuratezza (infatti le caratteristiche e le dimensioni delle patate possono variare da un test ad un altro).

4.3.3 EFCEM

Il test *draft* EFCEM [12, 13] è una metodologia ben strutturata, ma alcune definizioni possono essere specificate meglio: definire meglio gli intervalli di misura delle prove a carico (rendendole coerenti tra le diverse modalità di cottura), specificare la posizione del sensore di misura per il rilevamento della temperatura di prova in cavità, sviluppare un *data report* strutturato. L'ultima versione del draft (Versione 6, [21]) corregge alcuni aspetti quali l'utilizzo di teglie con coperchio saldato al posto di quelle senza coperchio nelle prove a vapore (che garantisce maggiore sicurezza per l'operatore) ed il fatto di definire un preciso posizionamento in altezza del sensore di temperatura sulla teglia.

Il fatto di adottare la soluzione del coperchio saldato dotato di foro centrale permette di ridurre il flusso di vapore avvicinando così il comportamento di una teglia d'acqua a quello di un reale carico di cibo.

Fase 2 - modello e analisi

Capitolo 5

Caratterizzazione energetica del forno

Il fabbisogno energetico di un forno è elevato se paragonato a quello assorbito dal prodotto alimentare durante la fase di cottura: le pareti assorbono la radiazione termica dalla cavità disperdendo l'energia per conduzione attraverso i ponti termici, per convezione ed irraggiamento [10]; inoltre, trattandosi di un sistema aperto, una quantità considerevole di energia è persa anche attraverso lo sfianto dei vapori e lo scarico dei liquidi.

L'obiettivo dell'analisi condotta è quello di porre le basi per una riprogettazione energeticamente efficiente dell'apparecchiatura: in quest'ottica le procedure analizzate, che per loro stessa caratteristica devono essere abbastanza generiche, non soddisfano la necessità di avere una serie di dati che permettano di effettuare una caratterizzazione esauriente del comportamento termodinamico del forno.

Con questo scopo è stata quindi definita, a integrazione dei test standard trattati nel Cap. 4, una metodologia di misura più dettagliata che descriva prestazioni e sviluppo termico della macchina nel transitorio di cottura [27]. La normativa di riferimento su cui è stata strutturata la procedura di misura per il calcolo dei bilanci di massa ed energia è il draft EFCM Versione 6 [21], che ricalca la Versione 2 [12, 13] che abbiamo preso in esame nel Cap. 4, sostituendo rispetto a questa le teglie senza coperchio di altezza 60 mm nella prova a vapore con le teglie di altezza 40 mm con coperchio saldato dotato di foro centrale di diametro 40 mm.

5.1 Metodologia

La procedura messa a punto si struttura su tre tipi di prove:

- *preriscaldamento della cavità*, con l'obiettivo di caratterizzare la potenzialità e l'efficienza di scambio degli elementi riscaldanti nelle varie modalità di cottura; la fase di preriscaldamento è caratterizzata da una significativa dissipazione di energia e/o inefficienze; questo test è molto importante per valutare la potenza necessaria e per conoscere quanto rapidamente l'apparecchiatura raggiunge le condizioni di operatività;

- *consumo di mantenimento*, in cui si valuta la dispersione al mantello della macchina. La prova viene eseguita in modalità di cottura convettiva (Fig. 4.1(b) a pagina 54). Inoltre, operando un confronto tra la prima ora di riscaldamento dell'apparecchiatura e la seconda ora, dove la macchina viene mantenuta a regime termico, si può determinare il valore dell'energia assorbita dall'intera struttura del forno (in questo caso viene operata una valutazione anche in modalità vapore);
- *bilanci di massa e dei flussi energetici nel transitorio di cottura*, che permettono di avere una piena comprensione del comportamento termodinamico del forno in condizioni operative, consentendo così di selezionare o sviluppare soluzioni di progetto volte a minimizzare le perdite o a recuperarle allo scopo di abbattere i consumi e migliorare le prestazioni energetiche dell'apparecchiatura.

5.2 Sistema e strumentazione di misura

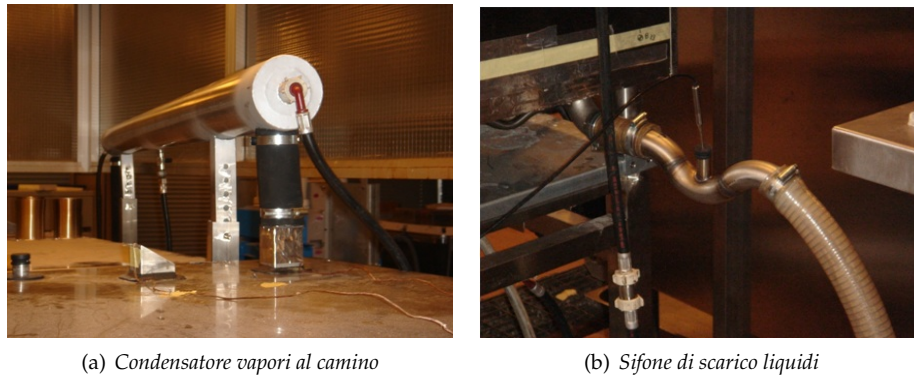


Figura 5.1: Sistema di prova

Durante le prove a vuoto è stato monitorato l'assorbimento energetico da parte dell'apparecchiatura e la temperatura a centro cavità tramite sensore a termocoppia. Per quanto riguarda le prove a carico è stato predisposto allo sfiato vapori uno scambiatore controcorrente (Fig. 5.1(a)) e una successiva vasca di raccolta, con l'obiettivo di condensare i vapori in uscita dal camino, in corrispondenza del quale è stato posto un sensore a termocoppia per la misura della temperatura dei fumi evacuati. Allo scarico liquidi è stato predisposto un sifone (Fig. 5.1(b)) dotato di sensore di temperatura al fine di evitare la fuoriuscita di vapori dallo scarico e di monitorare la temperatura dei liquidi in uscita; a valle di questo è stata posizionata una vasca di raccolta.

Gli strumenti di misura utilizzati e le relative accuratèzze sono elencati di seguito (per i dati specifici vedere l'Allegato B):

- analizzatore di qualità dell'energia elettrica Elcontrol Jupiter, precisione 0.5%;
- termocoppie tipo J (di classe 1), per la misura delle temperature di cavità, con precisione conforme alla normativa IEC 60584-2 [37];

- termocoppie tipo T (di classe 1), per la misura delle temperature dei carichi e dei flussi d'acqua in ingresso, con precisione conforme alla normativa IEC 60584-2 [37];
- termocoppie tipo K (di classe 2), utilizzate per la misura delle temperature dei flussi d'acqua allo scarico, con precisione conforme alla normativa IEC 60584-2 [37];
- l'errore attribuito al sistema di acquisizione è di 0.5 °C, secondo quanto riportato nel relativo rapporto di taratura;
- contatore acqua Maddalena CD ONE TBR, precisione conforme a quanto riportato nella scheda tecnica [38];
- bilancia Eurobil M40, precisione calcolata conformemente a quanto prescritto dal rapporto di taratura.

Durante la prova sono registrate tutte le attivazioni degli ausiliari del forno a funzionamento discontinuo:

- relay resistenze cavità;
- relay resistenze boiler;
- elettrovalvola carico acqua;
- elettrovalvola carico boiler;
- elettrovalvola abbattitore fumane;
- apertura porta.

5.3 Risultati sperimentali

5.3.1 Preriscaldamento

Tabella 5.1: Prove di preriscaldamento del forno

Cooking mode	Heating up time [s]	Heating up consumption [kJ]
Convective	212	3543
Steam	124 (A) 376 (B)	2030 (A) 6192 (B)
Combi	415	6912

Le prove di preriscaldamento della cavità vengono eseguite in assenza di carico partendo con il forno in condizioni di equilibrio termico con l'ambiente. A seconda della modalità di cottura l'obiettivo è differente:

- *a convezione* si vuole misurare l'efficienza di scambio delle resistenze poste in cavità. Si setta il forno alla massima temperatura possibile e si misura tempo e consumo necessario a portare il centro della cavità ad un incremento di temperatura di +130 K rispetto alla temperatura iniziale di equilibrio con l'ambiente di prova (Fig. 4.1(a) a pagina 54);

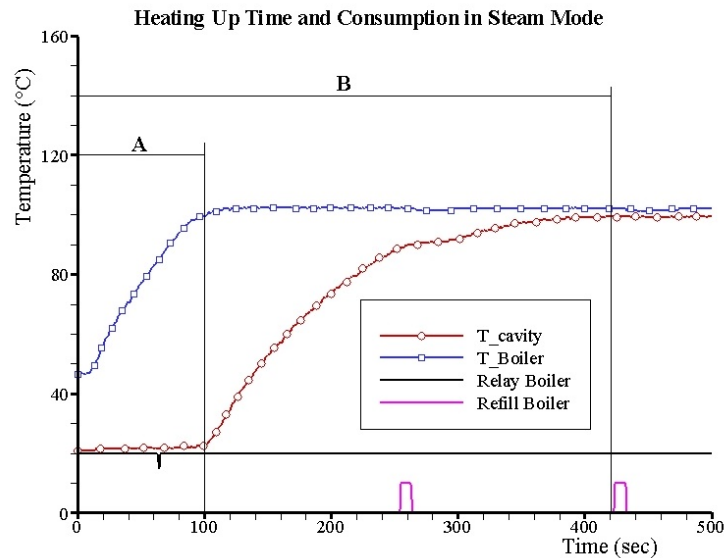


Figura 5.2: Prova di preriscaldamento in modalità vapore

- *a vapore* si vuole valutare l'inerzia del boiler e la sua efficienza nel riscaldare la cavità. Il forno è settato a 100 °C di temperatura e 100% di umidità relativa: si misurano tempi e consumi, a partire dalla condizione di equilibrio termico con l'ambiente, per il riscaldamento del generatore di vapore (fino all'inizio evaporazione, fase A, Fig. 5.2) e per il raggiungimento della temperatura di set in cavità (fase B, Fig. 5.2) ovvero delle condizioni operative;
- *a cottura combinata* per verificare la reattività della macchina anche in questa modalità di cottura, ove i due rami (resistenza cella e boiler) sono alimentati entrambi a mezza potenza. La prova viene eseguita partendo da condizioni di equilibrio con l'ambiente e settando la macchina a 160 °C e 100% di umidità; la prova si chiude al raggiungimento delle condizioni operative.

I risultati sono riportati in tabella Tab. 5.1.

5.3.2 Manutenimento

Le misure, eseguite in assenza di carico, iniziano con la prova per la determinazione della perdita di calore sensibile a parete: il forno è impostato a convezione, alla temperatura di 160 °C, con valvola chiusa e lasciato funzionare per tre ore. Come evidenziato dalla Fig. 4.1(b) a pagina 54, nella prima ora si raggiunge la condizione

Tabella 5.2: Consumo di mantenimento ed energia assorbita dalla struttura del forno

Cooking mode	T set [°C]	Consumption 1 st hour [kJ]	Maintenance consumption [kJ]	Energy given to structure [kJ]
Convective	160	9519	5595	3924
	100	4917	2937	1980
Steam	100	/	33516	/

di regime termico, mentre il valore mediato di consumo nelle due ore successive fornisce la dispersione di energia attraverso le pareti della cavità. La prova è utile anche per valutare la quantità di energia assorbita dalla struttura, calcolata dalla differenza tra il consumo nella prima ora e quello medio orario (rilevato a regime nelle due successive). Quest'ultimo aspetto viene anche valutato impostando un set di temperatura di 100 °C (corrispondente a quello della modalità di cottura a vapore): il rapporto tra l'energia spesa nella prima ora di messa a regime e quella mediata sulle ore successive corrisponde a circa il 70% del consumo di mantenimento a vuoto: in entrambi i livelli di temperatura impostati viene rilevato praticamente lo stesso rapporto.

La modalità vapore non permette di valutare la perdita per calore sensibile a parete della cavità in quanto vanno tenuti in considerazione, oltre a questa, l'energia spesa per incrementare la temperatura dell'acqua di refill, quella spesa in calore latente di vaporizzazione, l'efficienza del boiler stesso e il fatto che, raggiunte le condizioni di saturazione, tutto il vapore che introduco in cavità fuoriesce dallo sfiato: per questa modalità di cottura è stato calcolato dunque solo il consumo di mantenimento, con l'obiettivo di valutare l'insieme di questi fattori.

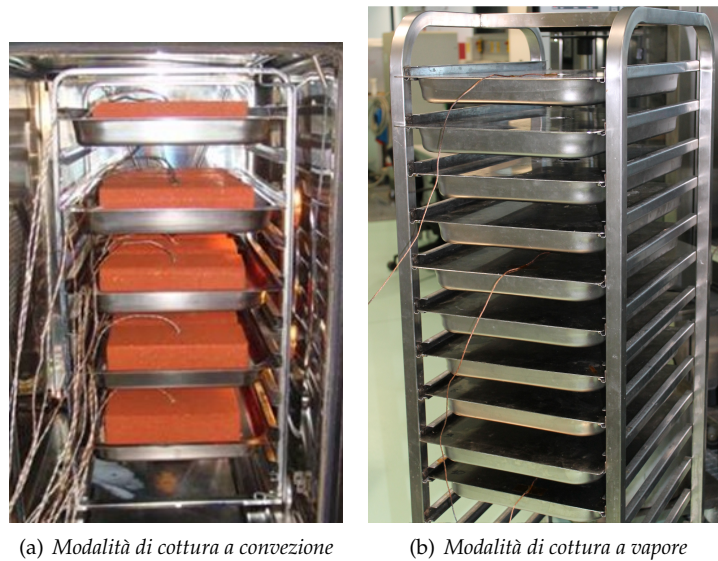
I dati sono tutti riportati in Tab. 5.2.

Con l'adozione di differenti accorgimenti tecnici per l'ottimizzazione della porta a vetro, per l'isolamento della cavità e per la riduzione dei ponti termici tra cavità stessa e struttura, questo test può risultare uno strumento utile per la valutazione dell'efficacia delle soluzioni implementate.

5.3.3 Bilanci di massa e dei flussi energetici

Per il calcolo dei bilanci la Versione 6 del draft EFCM è stata integrata con una serie di misure atte a caratterizzare i flussi energetici non considerati dalla normativa, definendo alcuni aspetti con maggior precisione anche in base all'esperienza maturata dall'analisi compiuta in precedenza (paragrafo 4.3).

Per il calcolo dei bilanci di massa e di energia le modalità di cottura considerate sono state:



(a) Modalità di cottura a convezione

(b) Modalità di cottura a vapore

Figura 5.3: Carichi utilizzati per il bilancio dei flussi energetici

- *convezione*, settando il forno in maniera da avere nel centro della cavità una temperatura di 160 °C ed utilizzando come carichi quindici mattoni saturi d'acqua (HYPOR bricks [17]) disposti su cinque teglie a gruppi di tre (Fig. 5.3(a));
- *vapore* settando il forno in maniera da avere el centro della cavità una temperatura di 100 °C e umidità del 100% ed utilizzando come carichi dieci teglie d'acqua con coperchio saldato e forato al centro Fig. 5.3(b).

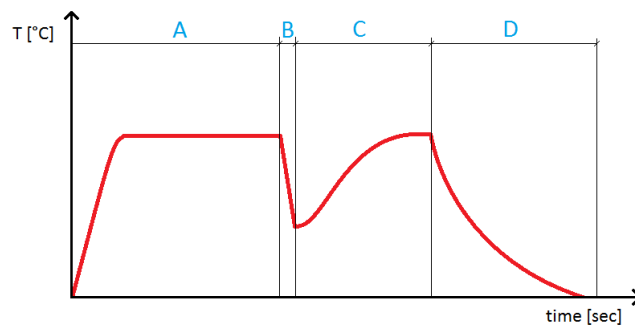


Figura 5.4: Grafico rappresentativo del processo di cottura

L'apparecchiatura, durante il processo di cottura, attraversa dunque periodi in cui lo stato termodinamico cambia nel tempo (Fig. 5.4). Poichè i valori di proprietà, lavoro, flussi di energia e di materia possono variare col tempo durante il transitorio delle operazioni, l'ipotesi stazionaria non è appropriata quando si va ad analizzare un processo di cottura [28].

Dunque la forma per il bilancio di massa riferito ad volume di controllo (vedi

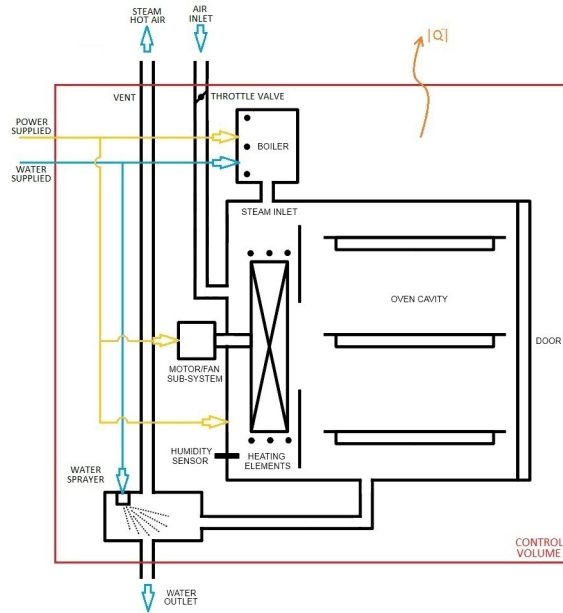


Figura 5.5: Schema del forno per il calcolo del bilancio dei flussi energetici

Fig. 5.5) adatta per un'analisi in transitorio è

$$\Delta m_{cv} = m_{cv}(t) - m_{cv}(0) = \sum_i \left(\int_0^t \dot{m}_i dt \right) - \sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e dt \right) \quad (5.1)$$

con m le masse, \dot{m} le portate massiche, l'indice i per i flussi in ingresso, l'indice e per quelli in uscita, l'indice cv per il volume di controllo. Introducendo i simboli per le sommatorie

$$m_i = \int_0^t \dot{m}_i dt \quad (5.2)$$

$$m_e = \int_0^t \dot{m}_e dt \quad (5.3)$$

il bilancio di massa assume la forma

$$\Delta m_{cv} = \sum_i m_i - \sum_e m_e \quad (5.4)$$

che sta a rappresentare il fatto che la variazione di massa contenuta nel volume di controllo è uguale alla differenza tra la quantità di massa entrante m_i e la quantità di massa uscente m_e dal volume di controllo.

Per quanto riguarda la prova eseguita in modalità convettiva, il bilancio di massa prende la forma dell'Eq. (5.5) mentre in modalità vapore quella dell'Eq. (5.6).

$$\Delta m_{cv} = |m_{\text{Water Inlet}} + m_{\text{Load Weight Loss}} - m_{\text{Condensed Vent}} - m_{\text{Liquid Discharge}}| \quad (5.5)$$

$$\Delta m_{cv} = |m_{\text{Water Inlet}} - m_{\text{Liquid Discharge}} - m_{\text{Condensed Vent}} - m_{\text{Load Weight Gained}}| \quad (5.6)$$

Invece il bilancio dei flussi energetici in forma integrale, considerando trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale tra ingressi e uscite, si presenta come

$$\Delta U_{cv} = U_{cv}(t) - U_{cv}(0) = Q_{cv} - W_{cv} + \sum_i \left(\int_0^t \dot{m}_i h_i dt \right) - \sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e h_e dt \right) \quad (5.7)$$

dove ΔU_{cv} rappresenta la variazione di energia interna, Q_{cv} considera l'ammontare netto del calore fornito al volume di controllo (senso positivo entrante) mentre W_{cv} l'ammontare netto di energia trasferita sotto forma di lavoro (senso positivo uscente). L'equazione Eq. (5.7) considera dunque la variazione di energia interna al volume di controllo come la differenza tra la totalità di energia entrante $\sum_i \left(\int_0^t \dot{m}_i h_i dt \right)$ e uscente $\sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e h_e dt \right)$.

I bilanci vengono calcolati nel transitorio di cottura, dopo aver portato la macchina in condizioni di regime (fase A, Fig. 5.4) secondo le impostazioni date dalla modalità di cottura considerata, dall'istante in cui viene operata l'apertura della porta per introdurre il carico in cavità (la tempistica di apertura è stata fissata a tre minuti; la temperatura iniziale del carico deve oscillare tra i 15 °C e i 20 °C) fino al termine della fase di cottura, che si identifica col raggiungimento degli 85 °C del valor medio delle temperature rilevate al cuore dei carichi stessi (fase B e C, Fig. 5.4). Così facendo la macchina è in grado di ritornare nelle condizioni di regime a cui si trovava prima dell'apertura porta: nell'equazione di bilancio di primo principio verrà dunque considerato come trascurabile il termine che fa riferimento alla variazione di energia interna e l'Eq. (5.7) prenderà la forma

$$Q_{cv} - W_{cv} = \sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e h_e dt \right) - \sum_i \left(\int_0^t \dot{m}_i h_i dt \right) \quad (5.8)$$

Nel caso in cui la variabile \dot{m} risulti abbastanza costante nel tempo, sulla base del teorema sulla media integrale che afferma che, assumendo $\dot{m}_i(t)$ e $h_i(t)$ positivi su $[0, t]$ e $h_i(t) \geq 0$ per ogni $t \in (0, t)$, esiste $k \in (0, t)$ tale che il termine contenuto in sommatoria può essere calcolato come

$$\int_0^t \dot{m}_i(t) h_i(t) dt = \dot{m}_i(k) \int_0^t h_i dt \quad (5.9)$$

dove $k \in (0, t)$.

Per determinare il contenuto entalpico dei flussi d'acqua in ingresso e in uscita dal volume di controllo la formula è

$$h_i = (c_l T) + [v_l(p - p_0)] \approx (c_l T) \quad (5.10)$$

dove c_l è il calore specifico dell'acqua e T la temperatura misurata.

Dunque, con riferimento alla Fig. 5.5, l'Eq. (5.8) nel caso in esame assume la forma

$$E_{\text{load}} = E_{\text{el}} - E_{\text{aux}} - E_{\text{vent}} - E_{\text{liq}} - E_{\text{wall}} - E_{\text{door}} + E_w \quad (5.11)$$

dove i flussi energetici considerati per il calcolo del bilancio sono:

Tabella 5.3: Bilancio di massa prove a convezione

	Liquids discharge	Condensed vent	Load weight Loss	Water inlet	Δm_{cv}
Average value [kg]	8.46	0.37	1.99	9.16	2.33
Standard deviation	0.10	0.12	0.21	0.15	0.14
$\Delta X_{average}$	0.06	0.07	0.12	0.09	0.08

- *energia assorbita dal carico* posto in cavità durante la cottura E_{load} determinata come:

$$E_{load} = (m_{load}c_{load}\Delta T_{load}) + (m_{tray}c_{tray}\Delta T_{tray}) \quad (5.12)$$

considerando la massa m_{load} misurata a fine cottura. Il calore specifico viene determinato con una media pesata espressa come $c_{load} = \sum_i c_i x_i$ dove c_i è il calore specifico e x_i la frazione di massa dell' i -esimo componente.

- *energia elettrica fornita* E_{el} , discriminando quella assorbita dagli ausiliari E_{aux} (schede elettroniche, ecc. misurata con test preliminari) da quella utilizzata nella cavità tramite le resistenze e la ventola ($E_{el} - E_{aux}$);
- *energia introdotta dall'ingresso acqua* E_w e *perduta allo scarico liquidi* E_{liq} , calcolate sulla base dell'Eq. (5.9) e dell'Eq. (5.10) con programmi sviluppati in linguaggio C++ (Allegato A) sui dati misurati di temperatura e portata dei relativi flussi secondo la

$$E_l = \dot{m}_i(k) \int_0^t c_l(T(t))T(t)dt \quad (5.13)$$

- *calore sensibile disperso a parete* E_{wall} , determinato preventivamente con una misura di consumo di mantenimento a vuoto in modalità di cottura convettiva col forno settato alla temperatura prevista per la prova;
- *energia perduta all'apertura porta* E_{door} , la cui durata è stata fissata in tre minuti e stimata preliminarmente con test dedicati nelle due modalità di cottura considerate. I test sono stati eseguiti a vuoto portando l'apparecchiatura in condizioni di regime secondo il settaggio della prova ed effettuando in un'ora tre aperture (a una distanza temporale di venti minuti): la differenza, mediata sul numero di aperture effettuate, tra il consumo misurato in questo lasso di tempo ed il consumo di mantenimento ha fornito il valore cercato;

Tabella 5.4: Bilancio di massa prove a vapore

	Liquids discharge	Condensed vent	Water inlet	Load weight gained	Δm_{cv}
Average value [kg]	1.81	0.79	4.67	2.75	0.83
Standard deviation	0.08	0.08	0.48	0.37	0.62
$\Delta X_{average}$	0.05	0.04	0.28	0.21	0.36

- *energia perduta allo sfiato vapori E_{vent}* , la cui misura, particolarmente critica anche a causa di occasionali reflussi causati dall'attivazione dell'abbattitore fumane (*Fume Scrubber*, Fig. 5.6(a) a fronte) o del riempimento del boiler (*Refill Boiler*, Fig. 5.7(a) a pagina 79), è stata sostituita dalla valutazione determinata per differenza dall'equazione di bilancio (Eq. (5.11)).

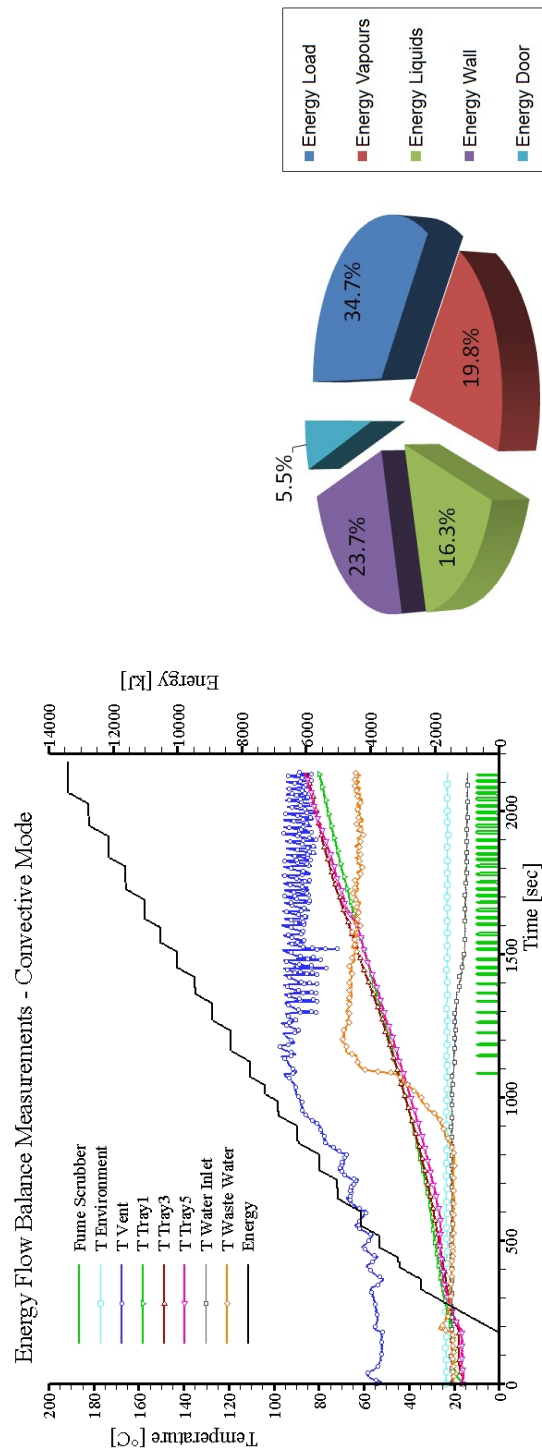
Per ognuna delle due modalità di cottura prese in esame sono state eseguiti tre test. I risultati delle misure, con riferimento alla cottura a convezione, sono raccolti nella Tab. 5.3 che riporta i dati dei bilanci di massa e nella Tab. 5.6 a pagina 81 che riporta i dati dei bilanci di energia. La Fig. 5.6(a) illustra l'andamento temporale delle diverse grandezze rilevate nel corso della prova e infine la Fig. 5.6(b) illustra il bilancio energetico del forno, dove i valori dei diversi flussi sono quantificati percentualmente rispetto al valore di energia fornita in ingresso.

Analogamente, con riferimento alla cottura a vapore, Tab. 5.4 e Tab. 5.7 a pagina 82 riportano i valori dei bilanci di massa e di energia mentre la Fig. 5.7(a) a pagina 79 e Fig. 5.7(b) a pagina 79 rispettivamente l'andamento delle grandezze rilevate e il bilancio energetico del forno.

5.4 Analisi dei dati di bilancio

In Tab. 5.3 e in Tab. 5.4 le differenze Δm_{cv} tra masse in ingresso e quelle in uscita sono dovute a condensazioni localizzate sulle superfici dei condotti del forno e del sistema di condensazione posto in corrispondenza dello sfiato vapori (costituito da uno scambiatore controcorrente), al fatto che lo scambiatore non riesce a condensare completamente la frazione umida del flusso, alle perdite di vapore che si verificano dall'atto dell'apertura porta a fine prova sino al completamento della misura del peso del carico, oltre che agli errori di misura.

Le variabili *Fume Scrubber* in Fig. 5.6(a) e *Refill Boiler* in Fig. 5.7(a) descrivono rispettivamente il segnale di attivazione dell'abbattitore fumane e quello del riempimento del boiler, mentre le altre si riferiscono a misure di temperature e di consumo ener-



(a) Misure effettuate per il calcolo del bilancio

(b) Distribuzione percentuale dei flussi

Figura 5.6: Misure per il bilancio dei flussi energetici in modalità di cottura convettiva

getico.

La grandezza $\Delta X_{\text{average}}$, che compare nelle Tab. 5.3, Tab. 5.6, Tab. 5.4 e Tab. 5.7, è l'errore associato al valore medio delle grandezze riportate, definito dall'Eq. 5.14:

$$\Delta X_{\text{average}} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} = \frac{1}{\sqrt{N}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - X_{\text{average}})^2}{(N - 1)}} \quad (5.14)$$

Le prove possono essere ritenute ripetibili in quanto la loro variabilità, associata a $\Delta X_{\text{average}}$ (vedi Tab. 5.6 e Tab. 5.7), risulta comparabile con gli errori della catena di misura i cui valori sono riportati in Tab. 5.5.

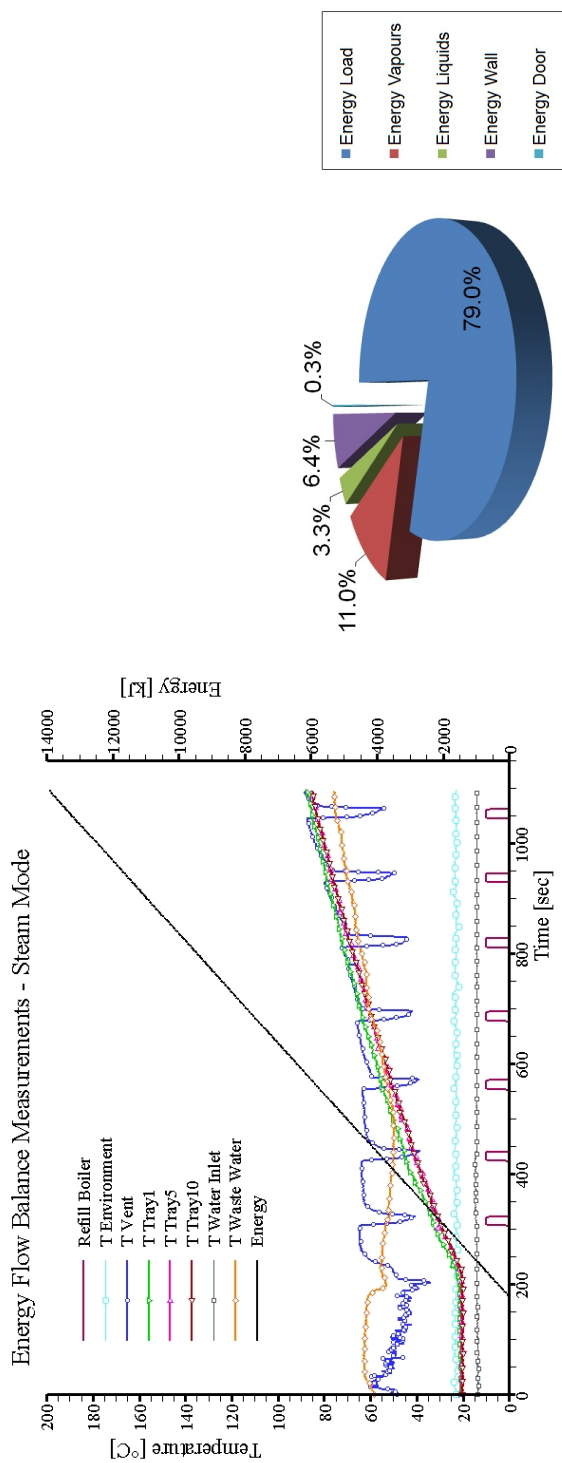
Osservando la Fig. 5.6(b) e la Fig. 5.7(b), si nota che l'energia finale assorbita dal carico cibo risulta percentualmente più bassa a convezione che non a vapore, poiché una quantità considerevole di energia è impiegata per evaporare una quota parte dell'acqua contenuta nel carico (si veda il valore di perdita peso carico di Tab. 5.3). Il vapore si dimostra migliore come vettore di trasmissione del calore, perché riesce a trasferire, all'atto della condensazione sulla superficie del cibo, una gran quantità di energia in poco tempo. Tale condensazione limita inoltre l'evaporazione dell'acqua contenuta nel carico stesso, mascherandola con il conseguente incremento di peso (si veda il valore di peso acquisito in Tab. 5.4). La tempistica di cottura, evidenziata dal confronto della Fig. 5.7(a) con la Fig. 5.6(a), aumenta quindi l'efficienza, anche se la cottura a vapore risulta intrinsecamente onerosa per l'elevato consumo energetico del boiler.

Per quanto riguarda l'energia persa allo sfiato, nel caso a vapore si ha una portata maggiore, poiché le sorgenti evaporative sono due: boiler e carico posto in cavità. Nel caso a convezione, invece, c'è solo il contributo del carico: la differenza è evidenziata dalla maggior quantità di condensato a valle dello scambiatore nel caso di cottura a vapore. Le inversioni del flusso allo sfiato, evidenziate dall'abbassamento repentino della temperatura allo sfiato vapori (variabile "T Vent" in Fig. 5.6(b) e in Fig. 5.7(b)), sono causate a convezione dall'attivazione dell'abbattitore fumane mentre a vapore dal rabbocco del boiler che blocca momentaneamente la sorgente evaporativa: entrambi causano un colpo d'ariete fluidodinamico sul flusso d'uscita che porta all'abbassamento di temperatura nel condotto di sfiato o addirittura in cavità nel caso di cotture a vapore (variabile "T Cavity" di Fig. 5.7(b)).

Lo scarico liquidi è caratterizzato da una quota energetica più alta nella cottura a convezione, rispetto al caso a vapore, a causa della temperatura più elevata che il vapore raggiunge nella zona del sistema di abbattimento fumane, posto in prossimità allo scarico. La sua attivazione (si veda l'andamento della variabile "Fume Scrubber" in Fig. 5.6(a)) comporta un maggior quantitativo di acqua allo scarico, come risulta confrontando la Tab. 5.3 con la Tab. 5.4, che assorbe un certo quantitativo dell'energia contenuta nei vapori che fuoriescono dalla cavità.

Per quanto riguarda l'acqua in ingresso, nel caso a convezione è dovuta all'attivazione dell'abbattitore fumane, mentre nel caso a vapore è causata dal rabbocco del boiler (a vapore non interviene l'abbattitore fumane perché i fumi non raggiungono la temperatura impostata per la sua attivazione). Il maggior numero di attivazioni dell'abbattitore fumane nel caso convettivo, rispetto alle attivazioni di rabbocco nella prova a vapore, giustifica il valore più alto della quota energetica dell'acqua in ingresso riportato in Tab. 5.6 se confrontato con quello di Tab. 5.7.

La quota di energia dispersa a parete risulta più alta a convezione per le diverse impostazioni di temperatura di cavità nelle diverse prove e per la differente durata delle stesse (Fig. 5.6(a), Fig. 5.7(a)).



(a) Misure effettuate per il calcolo del bilancio

(b) Distribuzione percentuale dei flussi

Figura 5.7: Misure per il bilancio dei flussi energetici in modalità di cottura a vapore

Infine, la perdita energetica dovuta all'apertura porta nella fase di carico (che avviene nei primi 180 secondi delle prove) è minore a vapore per le diverse impostazioni di cavità e per la diversa modalità di cottura.

Tabella 5.5: Errori percentuali sulle misure energetiche (vedi Allegato B)

	ΔE_{el}	ΔE_{aux}	ΔE_{wall}	ΔE_{door}	ΔE_{load}	ΔE_w	ΔE_{liq}
Convective	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	1.3%	3.5%	1.6%
Steam	0.5%	0.5%	0.5%	0.5%	1.2%	6.3%	4.9%

Tabella 5.6: Bilancio energetico prova a convezione

		Energy fluxes						
	Load	Vent	Discharge liquids	Water inlet	Wall heat loss	Door opening	Energy supplied	Auxiliar elements
Average value [kJ]	4811.2	2749.5	2266.3	643.8	3293.0	758.8	13319.5	84.5
Standard deviation	54.4	94.7	63.6	31.4	27.8	2.4	95.0	0.7
$\Delta X_{\text{average}}$	31.4	54.7	36.7	18.1	16.0	1.4	54.8	0.4
$\Delta X_{\text{average}}^{\%}$	0.7%	2.0%	1.6%	2.8%	0.5%	0.2%	0.4%	0.5%

Tabella 5.7: Bilancio energetico prove a vapore

		Energy fluxes							
		Load	Vent	Discharge liquids	Water inlet	Wall heat loss	Door opening	Energy supplied	Auxiliar elements
Average value [kJ]		11187.4	1553.5	469.5	316.5	910.7	36.5	13860.0	43.4
Standard deviation		249.8	43.6	54.2	33.7	16.1	0.5	343.4	0.8
$\Delta X_{Average}$		144.2	25.2	31.3	19.5	9.3	0.3	198.3	0.5
$\Delta X_{Average}$ %		1.3%	1.6%	6.7%	6.1%	1.0%	0.8%	1.4%	1.1%

Fase 3 - fase di progetto

Capitolo 6

Soluzioni tecniche

L'obiettivo di questo capitolo è quello di identificare ed analizzare opzioni tecniche per il miglioramento dell'efficienza energetica del forno, presentando una lista di soluzioni tecnicamente fattibili, con una stima del potenziale miglioramento dei consumi. Il risparmio energetico conseguibile in pratica può essere inferiore poiché la soluzione *tecnicamente fattibile* potrebbe essere resa meno efficace a causa di vincoli normativi di sicurezza o per il conseguimento di una performance accettabile di cottura.

La lista iniziale di soluzioni tecniche è stata costruita sulle basi della ricerca bibliografica effettuata nella prima fase dello studio svolto (*Fase 1*) e dell'analisi sviluppata nella seconda fase sui dati di bilancio energetico (*Fase 2*).

La ricerca bibliografica è stata condotta prevalentemente nell'ambito dei forni domestici [2, 4, 10], dove l'esperienza sviluppata su soluzioni energeticamente efficienti ha permesso di fornire utili spunti anche per quanto riguarda le apparecchiature del settore della ristorazione. Qui infatti la letteratura è letteralmente assente, dovuto al fatto che solo attualmente si sta ponendo l'attenzione sull'efficienza energetica come parametro di progetto per questo tipo di macchine.

Va considerato però che i forni professionali sono macchine molto diverse rispetto a quelle del settore domestico, sia da un punto di vista funzionale che progettuale: mentre nel domestico c'è un grande investimento nella fase di progettazione per individuare soluzioni funzionali molto economiche che dovranno essere applicate su apparecchiature destinate alla produzione di massa per una clientela non troppo esigente (il settore di riferimento è il "Business to Customers"¹) e che dovranno risultare relativamente a basso costo, le apparecchiature per la ristorazione comportano un costo nettamente superiore in quanto devono garantire prestazioni molto elevate, un'ampia flessibilità di utilizzo e una certa robustezza, essendo destinate ad una clientela costituita da professionisti del settore ed essendo sottoposte ad un utilizzo intensivo. In ogni caso le soluzioni individuate in letteratura per il settore domestico sono state considerate come spunto concettuale, ma troveranno una realizzazione pratica con caratteristiche ben differenti a livello tecnico e di costi di produzione.

Anche l'analisi sviluppata nel Cap. 5, basata sul bilancio dei flussi energetici che caratterizzano il forno professionale, ha evidenziato spunti interessanti per l'applicazione di soluzioni tecniche innovative che esulano da quelle presenti in letteratura.

L'esperienza maturata fino a questo punto ha permesso già di applicare una serie di

¹ Indicato con l'acronimo B2C, è una locuzione utilizzata per descrivere le transazioni commerciali tra le imprese ed i consumatori intesi come clienti individuali

soluzioni nella progettazione del *Grand Cuisine Combination Oven* (Fig. 6.1), un forno destinato ad un settore domestico di alta gamma (luxury) ma che presenta tutte le caratteristiche di un forno professionale, concepito per venire incontro alle esigenze di una clientela che vuole a tutti gli effetti una cucina professionale ma con un'attenzione tipica del domestico nel design.

Dunque le soluzioni che andremo a proporre sono una summa delle opzioni do-



Figura 6.1: Grand Cuisine Combination Oven

mestiche tecnicamente applicabili ai forni professionali e soluzioni innovative individuate in base all'analisi svolta sui flussi energetici. Bisogna tenere poi in considerazione che il progetto complessivo sarà una combinazione di singole opzioni tecniche e che l'efficienza energetica finale sarà il risultato di una sovrapposizione di effetti: alcune combinazioni non sono possibili per ragioni pratiche, altre perchè nell'applicazione simultanea risultano controproducenti. Bisogna dunque valutare attentamente l'effetto complessivo sulla configurazione finale di progetto del forno.

6.1 Identificazione delle opzioni progettuali

Le soluzioni migliori sono ovviamente quelle che consentono un alto livello di risparmio energetico, che sono convenienti economicamente e che sono completamente accettate dall'utente. Inoltre i risultati sperimentali indicano che non esiste un'unica opzione progettuale ottima globale in ottica di efficienza energetica ma che essa risulta strettamente correlata al progetto complessivo dell'apparecchiatura.

Le soluzioni che vengono elencate in Tab. 6.1 tengono in considerazione le opzioni tecnicamente applicabili su una macchina professionale destinata ad uso ristorazione e su una macchina domestica con caratteristiche professionali come il *Grand Cuisine Combination Oven*, tralasciando quindi opzioni già di uso consolidato nell'ambito professionale, come ad esempio l'utilizzo della ventola in cavità in ogni modalità di cottura.

Il possibile risparmio energetico conseguibile è strettamente dipendente dallo specifico progetto del forno al quale la soluzione viene applicata: le stime riportate in tabella sono state determinate su un campione di forni domestici caratterizzati da cavità di 50÷60 litri di capacità, per cui l'applicazione alle apparecchiature di nostro

Tabella 6.1: Soluzioni progettuali di risparmio energetico per forni elettrici [2, 4, 10]. Le soluzioni 1 e 8 sono state suddivise per riflettere due distinte opzioni di implementazione; invece gli indici i ed r indicano rispettivamente un incremento ed un decremento del costo del forno dovuto all'implementazione della soluzione, rispetto alla configurazione standard

	Design option	Energy saving %	Consumer response	Cost evaluation
1	Improve thermal insulation (a,b)	0÷11	acceptable	i
2	Improve cavity thermal isolation	7÷8	acceptable	r
3	Reduce mass of oven structure	10÷18	acceptable	r
4	Unglazed door	7÷25	unacceptable	r
5	Optimized glazed door design	4÷12	acceptable	i
6	Passive cooling for glazed door	0÷8	unacceptable _{domestic} acceptable _{professional}	r
7	Optimise vent flow	8 (a) 12 (b)	acceptable	i
8	Aluminium foil on cavity walls	7÷10	acceptable	i
9	Reduce cavity volume	0÷4	acceptable	r
10	Reduce cavity opening access	0÷4	acceptable	r
11	Control with smaller oscillations	15	acceptable	/
12	Reduce auxiliary energy	1÷4	acceptable	r

interesse è tuttavia da dimostrare, pur fornendo in ogni caso un'utile indicazione. La normativa tecnica di riferimento per determinare i dati di consumo energetico è la EN50304 [17]: la prova di consumo nel transitorio di cottura di un carico normalizzato viene eseguita partendo da forno freddo fino a raggiungere la temperatura voluta al cuore del carico (un esempio è riportato in Fig. 6.6).

In Tab. 6.1 vengono dati suggerimenti su come l'utente può recepire l'adozione di un'opzione progettuale: il progetto di un forno energeticamente efficiente che però venga percepito come non sicuro, con soluzioni tecniche che ne complichino l'utilizzo o che vadano ad inficiare le performance di cottura non troverebbe mercato. Viene inoltre riportata una stima sull'incremento o decremento del costo della macchina che la soluzione adottata può comportare: gli indici i ed r indicano rispettivamente un incremento ed un decremento del costo.

La soluzione 1 può essere realizzata attraverso l'uso di uno strato aggiuntivo di materiale standard a basso costo (soluzione a) oppure l'isolamento può essere costituito da un singolo strato di materiale altamente performante a costo più elevato (soluzione b); ovviamente in entrambi i casi si andrebbe incontro a un incremento di prezzo rispetto a quello del forno in configurazione standard: la scelta viene poi operata sulla base di considerazioni effettuate in merito ai vincoli di ingombro, alla necessità di raffreddamento del vano componenti e anche da vincoli normativi sulla sicurezza che impongono una temperatura massima sullo scudo esterno del forno nel caso questo sia incassato (caso del *Grand Cuisine Combination Oven*).

La soluzione 2 ha come obiettivo la riduzione dei ponti termici tra la cavità ed il resto della struttura dell'apparecchiatura, cercando di ottenere una cavità flottante affidando il fissaggio per quanto possibile alla sola facciata. Questa opzione è vincolata alle caratteristiche di robustezza strutturale e alla capacità di carico che deve garantire la macchina: per ridurre i ponti termici su eventuali zone di contatto possono essere usati degli elementi di supporto teflonati (PTFE).

La terza soluzione proposta in Tab. 6.1 nella pagina precedente mira ad ottenere una riduzione dell'energia assorbita dalla macchina durante la fase di messa a regime (§ 5.3.2 a pagina 70): come la seconda, anche questa è vincolata alla robustezza ed alla capacità di carico che devono caratterizzare l'apparecchiatura.

Una porta senza vetro e isolata (soluzione 4) garantirebbe un notevole risparmio energetico in quanto la porta è la superficie maggiormente disperdente della cavità: questa scelta però è vincolata dal fatto che l'utente non accetta di rinunciare ad avere visibilità in cavità durante la fase di cottura. La soluzione di compromesso è quindi quella di utilizzare una porta ottimizzata in ottica di efficienza energetica utilizzando ad esempio un triplo vetro (soluzione 5) per cercare di evitare il sistema di raffreddamento attivo (con ventola), che viene normalmente adottato in ambito domestico dove ci sono vincoli normativi più stringenti sulle temperature del vetro esterno.

La soluzione 7 evidenzia come un più accurato dimensionamento del camino di sfiato permetta di ottenere un certo livello di risparmio energetico ad un costo relativamente basso, mentre un sistema più sofisticato e dunque più costoso permetterebbe un maggiore grado di efficienza: nel deposito di brevetto del sistema di raffreddamento e abbattimento vapori sviluppato per il progetto *Grand Cuisine Combination Oven* viene preso in considerazione uno sviluppo futuro in cui è previsto un sistema di recupero energetico allo sfiato vapori. Nell'ambito domestico viene meno il valore aggiunto dato da quest'ultima opzione in quanto l'utilizzo occasionale della macchina non permette di recuperare l'incremento di costo dell'apparecchiatura in tempi accettabili attraverso i minori consumi garantiti: l'opzione sarà invece applicata in

ambito professionale dove viene giustificata dall'intensità di utilizzo a cui sono sottoposte le macchine.

L'impiego di uno strato di alluminio sulla superficie interna della cavità (soluzione 8) fornisce un risultato praticamente analogo all'aggiunta di uno strato aggiuntivo di isolamento termico a quello normalmente utilizzato nella versione standard dell'apparecchiatura.

La soluzione 9 mira a ridurre la superficie di cavità per diminuire il calore sensibile disperso a parete: questa soluzione comporta sia un decremento del costo della macchina sia una minore massa complessiva del forno. Per mantenere una elevata capacità di carico e una agevole accessibilità alla camera di cottura, l'azione più indicata è quella di ridurre le dimensioni in profondità del condotto di condizionamento (quello compreso tra la parete di aspirazione e la parete posteriore della cavità) e di conseguenza della ventola. Nella riduzione delle dimensioni della camera di cottura, fissata la capacità di carico voluta e dunque il volume minimo necessario, oltre all'accessibilità il vincolo può essere dato dall'ottenimento di una buona uniformità, per la quale è funzionale una certa forma delle pareti di cavità.

Sempre nell'ottica di diminuire il calore sensibile disperso a parete, si può cercare di ridurre la superficie di accesso alla cavità che viene chiusa dalla porta essendo questa, anche se ottimizzata, la superficie maggiormente disperdente della cavità. Questo non deve però inficiare l'accessibilità alla cavità da parte dell'operatore che deve introdurre ed estrarre il carico con facilità.

Inoltre impostare sul controllo un delta minore delle oscillazioni della temperatura rispetto alla temperatura settata ha un ottimo impatto sull'efficienza energetica dell'apparecchiatura, non comportando nessun costo aggiuntivo sulla macchina.

Per ultimo, la riduzione sul consumo degli elementi ausiliari è un fattore importante in un forno che opera per molte ore al giorno, con tempi di attesa tra una cottura e quella successiva. In ambito professionale un limite normativo non è ancora presente a riguardo ma visto il peso di questo tipo di consumi, dovuto all'intensità di utilizzo a cui sono sottoposte queste apparecchiature, è opportuno porre una certa attenzione a riguardo.

6.2 Grand Cuisine Combination Oven

Il sistema di cottura *Grand Cuisine*, inteso come l'insieme degli elettrodomestici di un ambiente cucina, rappresenta l'ultimo progetto sviluppato da Electrolux Professional SpA ed è stato progettato, prodotto e testato al fine di poter garantire in un ambiente domestico la presenza di apparecchiature dotate di tutte le caratteristiche delle macchine professionali (prestazioni, robustezza, flessibilità d'uso,...), con l'obiettivo di soddisfare le esigenze di una clientela col massimo livello di esperienza in ambito di cottura.

In particolare il forno combinato rappresenta il cuore di questo sistema cucina: il *Grand Cuisine Combination Oven* è a tutti gli effetti un forno professionale (presenta cioè tutte le caratteristiche dei forni professionali descritte nel Cap. 3,) progettato per essere alloggiato in un ambiente domestico (rispettando dunque le relative normative sulla sicurezza) e per essere applicato ad incasso in un mobile: l'apparecchiatura dunque è atipica, sia rispetto ai forni combinati classici, che sono *stand alone* e non sono soggetti ai vincoli normativi del settore domestico, sia rispetto ai forni domestici, che non presentano tale complessità nella componentistica e negli allacciamenti. La

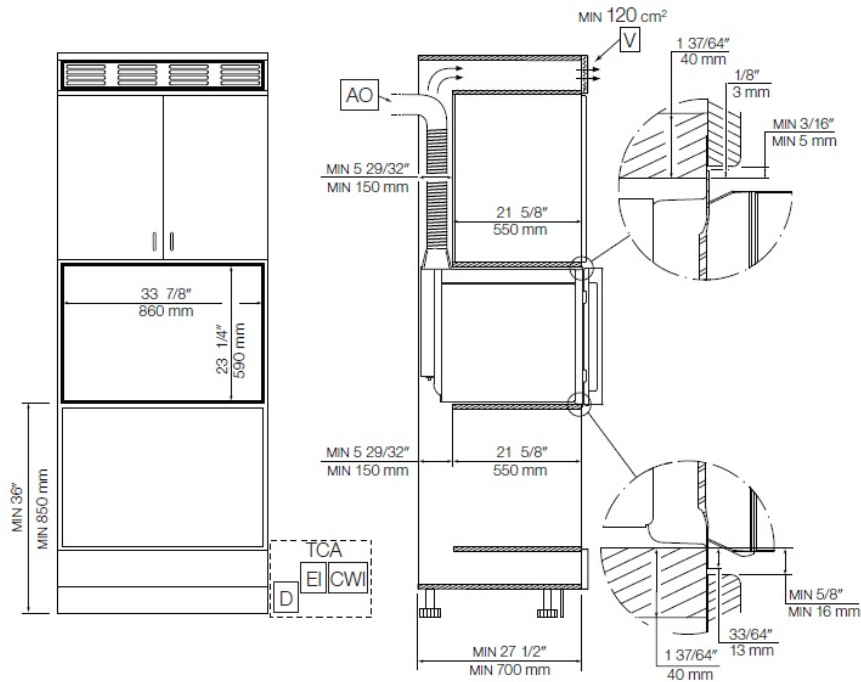


Figura 6.2: Schema di installazione del forno Grand Cuisine

Fig. 6.2 rappresenta lo schema di installazione del forno ad incasso, con le indicazioni sui diversi allacciamenti (AO *air outlet extraction*, EI *electricity inlet*, CWI *cold water inlet*, D *drain*, V *air vents*).

Questo modello è caratterizzato da una potenza nominale dichiarata di 6 kW (400V \ AC 3N 50 Hz), da una cavità in configurazione *crosswise* con una capacità di 105 litri che garantisce l'alloggiamento di 4 teglie Gastronorm 1/1, per 35 kg di carico massimo.

Alcune delle soluzioni tecniche elencate nella Tab. 6.1 sono state applicate al forno *Grand Cuisine* sia per permettere l'incasso di una macchina professionale, sia per soddisfare i requisiti normativi del settore domestico in ambito di efficienza energetica e di sicurezza [17, 23, 32, 33, 34, 35].

6.2.1 Soluzioni tecniche adottate

Utilizzo di isolamento performante

E' stato utilizzato un isolamento "*Microtherm*[®] *Standard Panel*" microporoso (densità di 250 kg/m³) altamente performante rivestito da un tessuto esterno in fibra di vetro. L'isolamento è una miscela di silice opacizzato ed è stato scelto per le sue elevate prestazioni a causa dell'ingombro limitato a disposizione, dei vincoli sulla temperatura nel vano componenti elettrici e nel vano motore: infatti sono stati rispettati i limiti normativi nelle condizioni più stressanti di funzionamento (250 °C) utilizzando uno spessore dei pannelli di 6 mm.

Il grafico rappresentato in Fig. 6.3(a) rappresenta la conducibilità in funzione della

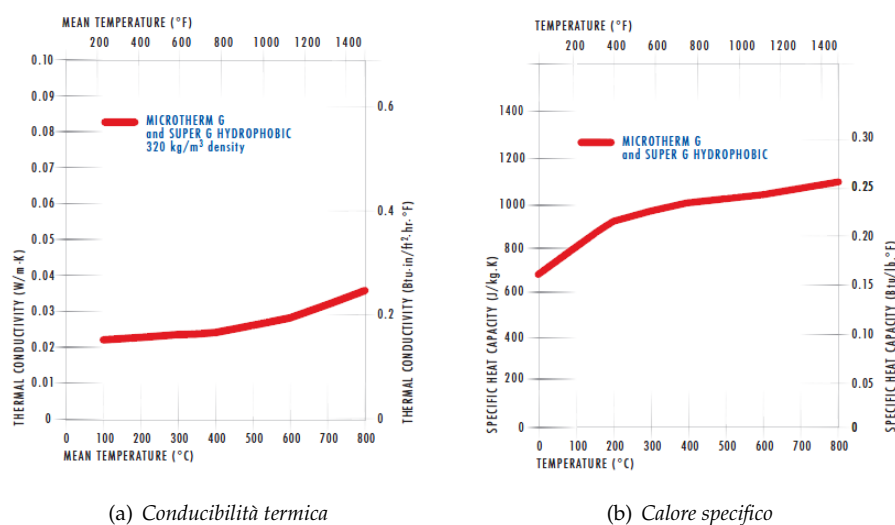


Figura 6.3: Performance dell'isolamento utilizzato [30]

temperatura, quello rappresentato in Fig. 6.3(b) invece rappresenta il calore specifico in funzione della temperatura. La soluzione standard utilizzata nei forni professionali è invece l'isolamento "Eurover 2000[®]", manufatto in lana di vetro accoppiato su entrambe le facce con alluminio [31], caratterizzato da una conduttività termica di $0.089 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ (per una densità di 30 kg m^{-3}) da uno spessore di 30 mm. Come si può osservare dal confronto dei dati relativi alle due soluzioni ([31], Fig. 6.3(a)), l'utilizzo del pannello *Microtherm*[®] ha permesso di ottenere, con uno spessore ridotto, un flusso termico venti volte minore rispetto alla soluzione standard a parità di gradiente termico. Di contro rispetto al *Eurover 2000*[®] il prezzo è superiore di un fattore dieci.

Abbattimento dei ponti termici

La macchina inoltre è stata progettata dal punto di vista meccanico con l'obiettivo di ridurre i ponti termici tra la cavità ed il resto della struttura del forno. Vista l'elevata capacità di carico e il peso della cavità stessa, che supporta anche la ventola con il relativo motore e la parete di aspirazione (la macchina complessivamente pesa 115 kg con una capacità di carico massima di 35 kg), è stato comunque necessario garantire una notevole superficie d'appoggio, cercando di limitare la trasmissione di calore per conduzione attraverso l'interposizione di rondelle in PTFE (Fig. 6.4(a)) oppure strisce di silicone calzavetro nei punti di contatto (Fig. 6.4(b)) tra la cavità e la struttura di supporto. Si è operato allo stesso modo anche in corrispondenza dell'elemento strutturale di supporto del motore della ventola, che si trova in contatto diretto con la parete posteriore della cavità.

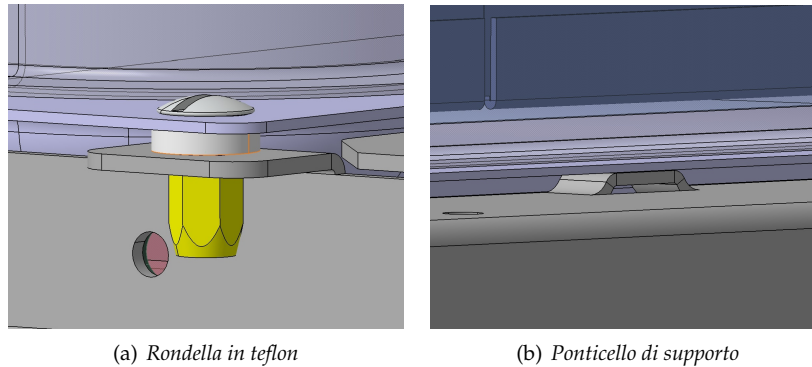


Figura 6.4: Soluzioni tecniche utilizzate per il supporto della cavità

Sistema di raffreddamento del forno

Questo forno è un'apparecchiatura professionale ad incasso progettata secondo gli standard di sicurezza di un ambiente domestico, dunque con un ingombro molto ridotto rispetto ad una normale apparecchiatura per la ristorazione. Le problematiche nella gestione del vapore e dei grassi ad alta temperatura che fuoriescono dalla cavità di cottura sono dunque notevoli, vista anche la potenzialità che caratterizza gli elementi riscaldanti e la capacità di carico del forno. Infatti le normative di sicurezza per una macchina ad incasso in ambito domestico sono molto restrittive sulle temperature limite entro cui deve trovarsi il guscio esterno del forno; per non compromettere il mobilio e per il mantenimento del benessere termoigrometrico dell'ambiente cucina, anche le emissioni di vapori e grassi vanno fortemente limitate se non eliminate completamente. Per il *Grand Cuisine Combination Oven* è stato dunque sviluppato un sistema integrato di raffreddamento forno e abbattimento vapori di sfiato, che va a costituire a tutti gli effetti una cappa integrata alla macchina (Fig. 6.5(a), Fig. 6.5(b)). Il concetto alla base, che verrà esposto in dettaglio nei paragrafi seguenti, sfrutta una serie di trasformazioni operate in due volumi di controllo posti in successione: raffreddamento con deumidificazione (ove si sfrutta anche l'inerzia delle particelle più pesanti) e mescolamento adiabatico. L'obiettivo è quello di operare un abbattimento di temperatura, umidità relativa ed eliminare gran parte del particolato proveniente dalla cavità di cottura, operando al contempo il raffreddamento del vano componenti elettrici e della porta, necessario ad ottenere l'effetto di "vetro freddo". Per questa soluzione è stato avviato l'iter brevettuale (European Patent Application No.12169715.5).

6.2.2 Classificazione dell'efficienza energetica del forno

Gli interventi eseguiti hanno permesso di ottenere una classificazione energetica migliore rispetto al forno professionale di pari capacità, che ricade in classe D a causa di un isolamento meno performante. Purtroppo con l'attuale direttiva [23] un forno con una cavità così ampia risulta sfavorito, in quanto viene confrontato con macchine che presentano una superficie di mantello più contenuta. Considerando un consumo energetico di 1.35 kWh (Fig. 6.6) determinato secondo la normativa tecnica EN50304 [17], la classe energetica del forno (che si inquadra nella categoria dei

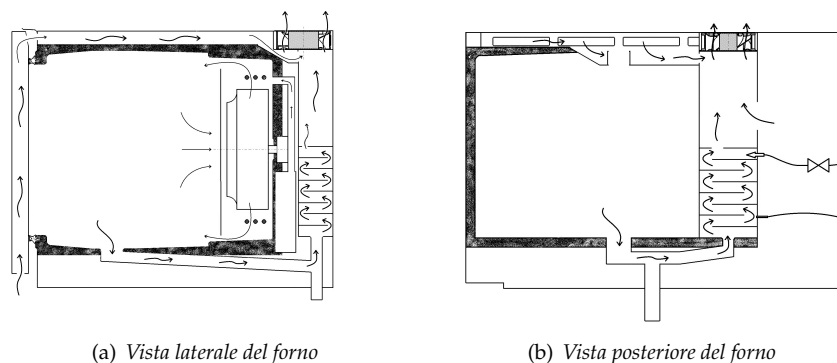


Figura 6.5: Rappresentazione schematica della soluzione

compartimenti di grande volume, Fig. 2.3(a)) secondo la normativa in vigore, è la C. Considerando invece la definizione di indice di efficienza energetica proporzionale al volume di cavità formulata per soli forni elettrici (EEL, Eq. 2.3, Eq. 2.4), che in ogni caso non si deve considerare come definitiva in quanto i coefficienti sono ancora in fase di elaborazione, la classe energetica potrebbe essere la B.

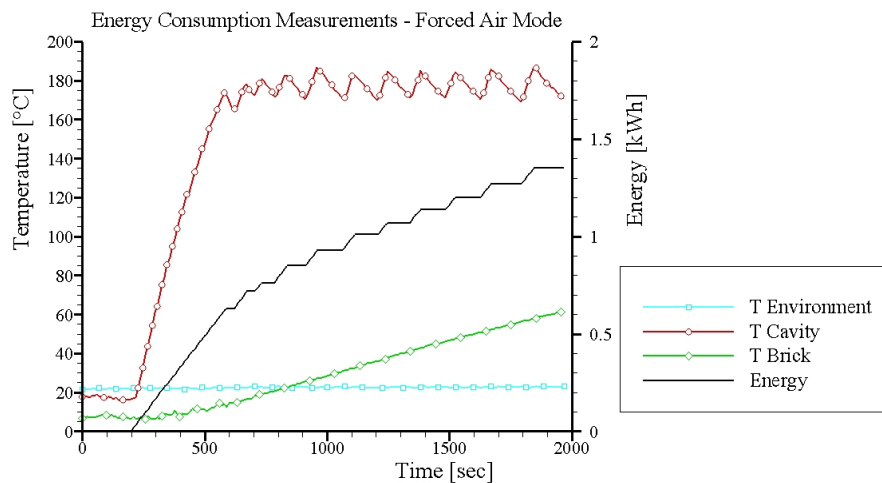


Figura 6.6: Esempio di prova di consumo energetico in condizioni di carico secondo la EN50304 [17] per la determinazione della classe di efficienza del *Grand Cuisine Combination Oven*

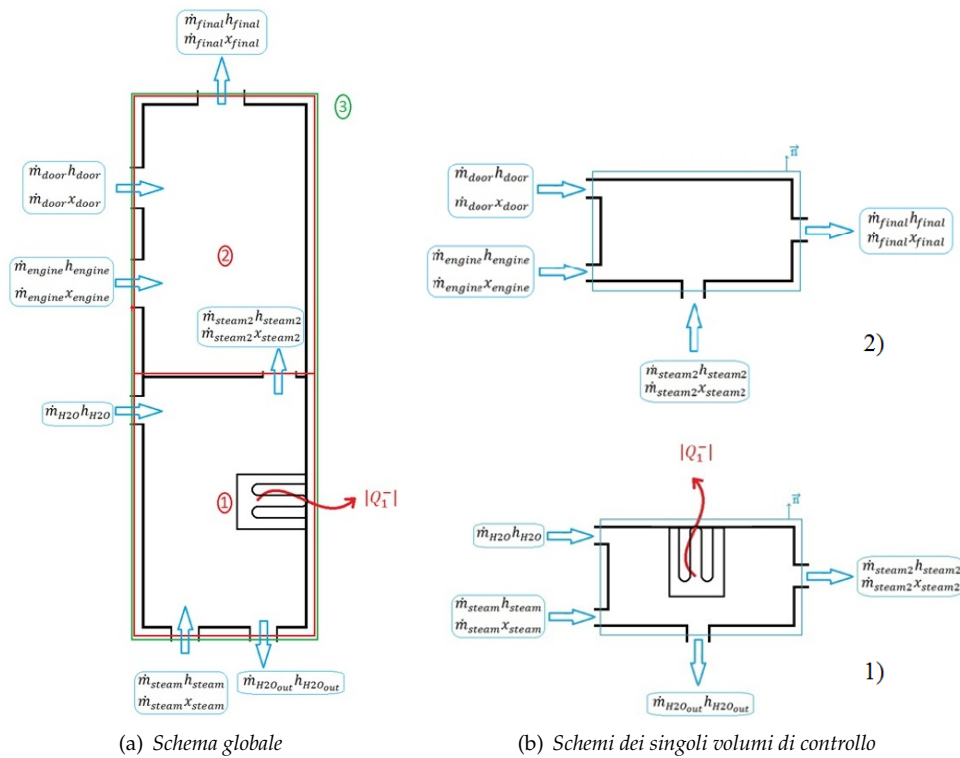


Figura 6.7: Schemi di bilancio

6.3 Sistema integrato di raffreddamento forno e abbattimento vapori

6.3.1 Abbattitore vapori

Per guadagnare spazio e garantire una soluzione compatta, lo sfiato vapori nel primo volume di controllo viene avviluppato in un sistema labirintico disposto in verticale nel quale viene iniettata acqua (Fig. 6.5(a)): si ottiene così un modulo che crea ad ogni salto un filtro d'acqua a cascata che abbate i fumi in uscita. Inoltre i deflettori che definiscono il condotto labirintico permettono all'acqua di avere maggior tempo e superficie a disposizione per massimizzare lo scambio termico tra acqua stessa e vapori del flusso proveniente dalla cavità: ciò permette alla fase liquida di scaricare parte del calore assorbito sui deflettori stessi e sulle pareti che lo delimitano. Allo stesso modo l'acqua iniettata raffredda i deflettori sui quali va conseguentemente a condensare il vapore ed il particolato grasso presenti nel flusso.

Oltretutto, la forma tortuosa del condotto (grazie alla depressione generata dalla ventola di raffreddamento posta a valle del sistema) permette di sfruttare l'inerzia delle particelle di vapore/grasso proiettandole a contatto con le superfici dei deflettori (in particolare sui primi). Nella parte finale il getto d'acqua fredda nebulizzato permette di catturare il particolato più fine (effetto ottenuto anche grazie ai deflettori della parte finale, raffreddati dallo stesso getto d'acqua). Il sistema introduce l'acqua in forma nebulizzata in maniera da aumentare ulteriormente la superficie di scambio,

riducendo al contempo i consumi ed il rumore generato.

6.3.2 Miscelatore

Il calore liberato dal primo volume di controllo, dai componenti del forno e dalla porta viene assorbito dall'aria di raffreddamento aumentandone la temperatura (Fig. 6.7(b)). Questo permette (rimanendo costante l'umidità specifica) di ridurne l'umidità relativa incrementando la sua capacità di assorbire il vapore residuo del flusso in uscita dal primo volume all'atto del mescolamento nel secondo: infatti aumentando la temperatura del flusso di raffreddamento, l'umidità specifica x del flusso (Eq. 6.1) rimane la stessa mentre l'umidità relativa ϕ (Eq. 6.2) diminuisce.

$$x = \frac{m_{\text{vapour}}}{m_{\text{air}}} \quad (6.1)$$

$$\phi = \frac{m_{\text{vapour}}}{m_{\text{saturation}}} \quad (6.2)$$

Il sistema inoltre consente una variante rispetto all'applicazione messa in opera che prevede il recupero dell'energia contenuta nei vapori allo sfiato per preriscaldare o l'acqua in ingresso nel boiler oppure l'aria in ingresso nella cavità, aumentando dunque l'efficienza complessiva dell'apparecchiatura.

6.3.3 Bilanci di massa ed energia

Con l'obiettivo di operare un bilancio energetico sui volumi di controllo rappresentati in Fig. 6.7(a) e Fig. 6.7(b), la direzione della normale viene considerata positiva con verso uscente dalla superficie che delimita gli stessi volumi. Dunque il lavoro meccanico viene considerato positivo in uscita (quindi se il verso è concorde con la normale) mentre il calore viene considerato positivo in ingresso ai CV (dunque se il verso risulta discorde con la normale); i flussi energetici e di massa vengono considerati positivi se concordi alla normale.

Con riferimento alla Fig. 6.7(a), i volumi di controllo considerati sono tre:

- raffreddamento con deumidificazione (abbattitore vapori);
- mescolamento adiabatico (miscelatore);
- totalità del sistema di abbattimento vapori.

I termini \dot{m} riportati nelle figure rappresentano portate massiche di aria secca. Ad esempio il termine \dot{m}_{steam} si riferisce al flusso di aria secca della miscela di aria umida: in ogni caso il termine \dot{m} è dunque da intendersi riferito alla quota di aria secca, mentre quella di aria umida viene identificata con $\dot{m} \cdot x$, dove x è l'umidità specifica. I termini caratterizzati dal pedice *engine* o *door* si riferiscono rispettivamente ai flussi di raffreddamento del vano motore e della porta.

Abbattitore vapori

Facendo riferimento allo schema 1 di Fig. 6.7(b), indicando con r_0 il calore di vaporizzazione dell'acqua e supponendo i calori specifici c_p e c_v costanti, le equazioni

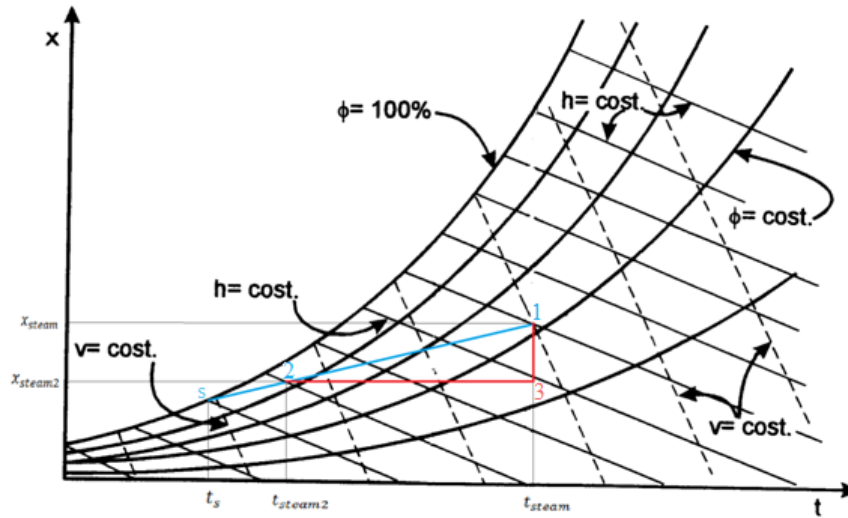


Figura 6.8: Diagramma di Carrier per le trasformazioni nell'abbattitore vapori

di bilancio di energia e massa risultano

$$Q_1^- = \dot{m}_a(h_{\text{steam2}} - h_{\text{steam}}) + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}_{\text{out}}}h_{\text{H}_2\text{O}_{\text{out}}} - \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}h_{\text{H}_2\text{O}} \quad (6.3)$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}_{\text{out}}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{m}_a(x_{\text{steam}} - x_{\text{steam2}}) \quad (6.4)$$

dove Q_1^- è il flusso di calore disperso a parete e

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{\text{steam}} = \dot{m}_{\text{steam2}} \quad (6.5)$$

sono i flussi di aria secca.

Per sviluppare l'Eq. 6.3 di bilancio energetico consideriamo la Fig. 6.8: la trasformazione $1 \rightarrow 2$ può essere scomposta nelle trasformazioni $1 \rightarrow 3$ (contributo latente) e $3 \rightarrow 2$ (contributo sensibile). Consideriamo infatti

$$\dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial t} \right)_x \Delta t + \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right)_t \Delta x \right] \quad (6.6)$$

$$h = h_a + xh_v \quad (6.7)$$

dove h esprime l'entalpia riferita all'unità di massa di aria umida (vista come somma delle entalpie dell'aria secca h_a e del vapore h_v), il pedice a fa riferimento ai flussi di aria secca e il pedice v a quelli di vapore. Nell'ipotesi di calori specifici costanti, si ha

$$h_a \triangleq c_{pa}t \quad (6.8)$$

$$h_v \triangleq r_0 + c_{pv}t \quad (6.9)$$

Dunque l'Eq. 6.7 diventa

$$h = c_{pa}t + x(r_0 + c_{pv}t) \quad (6.10)$$

Allora derivando l'Eq. 6.10

$$\left(\frac{\partial h}{\partial t}\right)_x = c_{pa} + xc_{pv} \quad (6.11)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial x}\right)_t = r_0 + c_{pv}t \quad (6.12)$$

A questo punto è possibile sviluppare l'Eq. 6.3 ottenendo:

$$\begin{aligned} Q_1^- &= \dot{m}_a(c_{pa} + x_{\text{steam}2}c_{pv})(t_{\text{steam}2} + t_{\text{steam}}) \\ &+ \dot{m}_a(r_0 + c_{pv}t_{\text{steam}})(x_{\text{steam}2} + x_{\text{steam}}) \\ &+ \dot{m}_{H_2O_{\text{out}}}h_{H_2O_{\text{out}}} - \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O} \end{aligned} \quad (6.13)$$

Definendo

$$c_{pu} \triangleq \left(\frac{\partial h}{\partial t}\right)_x = c_{pa} + xc_{pv} \quad (6.14)$$

ed introducendo l'Eq. 6.4, l'Eq. 6.9 e l'Eq. 6.14 nell'Eq. 6.13, questa prende la forma

$$\begin{aligned} Q_1^- &= \dot{m}_a c_{pu}(t_{\text{steam}2} + t_{\text{steam}}) + \dot{m}_a h_v(x_{\text{steam}2} + x_{\text{steam}}) \\ &+ \dot{m}_{H_2O}(h_{H_2O_{\text{out}}} - h_{H_2O}) \\ &+ \dot{m}_{H_2O_{\text{out}}}(x_{\text{steam}2} + x_{\text{steam}}) \\ &= \dot{m}_a \Delta h_{\text{sensible}} + \dot{m}_a \Delta h_{\text{latent}} + \dot{m}_{H_2O}(h_{H_2O_{\text{out}}} - h_{H_2O}) \\ &+ \dot{m}_{H_2O_{\text{out}}}(x_{\text{steam}2} + x_{\text{steam}}) \\ &= Q_s^- + Q_\lambda^- + \dot{m}_{H_2O}(h_{H_2O_{\text{out}}} - h_{H_2O}) \\ &+ \dot{m}_{H_2O_{\text{out}}}(x_{\text{steam}2} + x_{\text{steam}}) \end{aligned} \quad (6.15)$$

dove Q_s^- e Q_λ^- sono rispettivamente la componente sensibile e latente del flusso energetico dell'aria umida, $\dot{m}_{H_2O}(h_{H_2O_{\text{out}}} - h_{H_2O})$ è la quota energetica del liquido mentre $\dot{m}_{H_2O_{\text{out}}}(x_{\text{steam}2} + x_{\text{steam}})$ è la quota energetica del vapore condensato.

Miscelatore

Facendo riferimento allo schema 2 di Fig. 6.7(b), con $\dot{m}_{\text{final}} = \dot{m}_{\text{steam}2} + \dot{m}_{\text{door}} + \dot{m}_{\text{engine}}$, le equazioni di bilancio di energia e massa risultano

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{final}}h_{\text{final}} &= \dot{m}_{\text{door}}h_{\text{door}} + \dot{m}_{\text{engine}}h_{\text{engine}} + \dot{m}_{\text{steam}2}h_{\text{steam}2} \\ &= (\dot{m}_{\text{door}} + \dot{m}_{\text{engine}} + \dot{m}_{\text{steam}2})h_{\text{final}} \end{aligned} \quad (6.16)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{final}}x_{\text{final}} &= \dot{m}_{\text{door}}x_{\text{door}} + \dot{m}_{\text{engine}}x_{\text{engine}} + \dot{m}_{\text{steam}2}x_{\text{steam}2} \\ &= (\dot{m}_{\text{door}} + \dot{m}_{\text{engine}} + \dot{m}_{\text{steam}2})x_{\text{final}} \end{aligned} \quad (6.17)$$

dove l'Eq. 6.17 rappresenta il bilancio di massa d'acqua. Dividendo l'Eq. 6.16 e l'Eq. 6.17 per \dot{m}_{final} dunque si ottiene

$$h_{\text{final}} = \frac{\dot{m}_{\text{door}}}{\dot{m}_{\text{final}}}h_{\text{door}} + \frac{\dot{m}_{\text{engine}}}{\dot{m}_{\text{final}}}h_{\text{engine}} + \frac{\dot{m}_{\text{steam}2}}{\dot{m}_{\text{final}}}h_{\text{steam}2} \quad (6.18)$$

$$x_{\text{final}} = \frac{\dot{m}_{\text{door}}}{\dot{m}_{\text{final}}}x_{\text{door}} + \frac{\dot{m}_{\text{engine}}}{\dot{m}_{\text{final}}}x_{\text{engine}} + \frac{\dot{m}_{\text{steam}2}}{\dot{m}_{\text{final}}}x_{\text{steam}2} \quad (6.19)$$

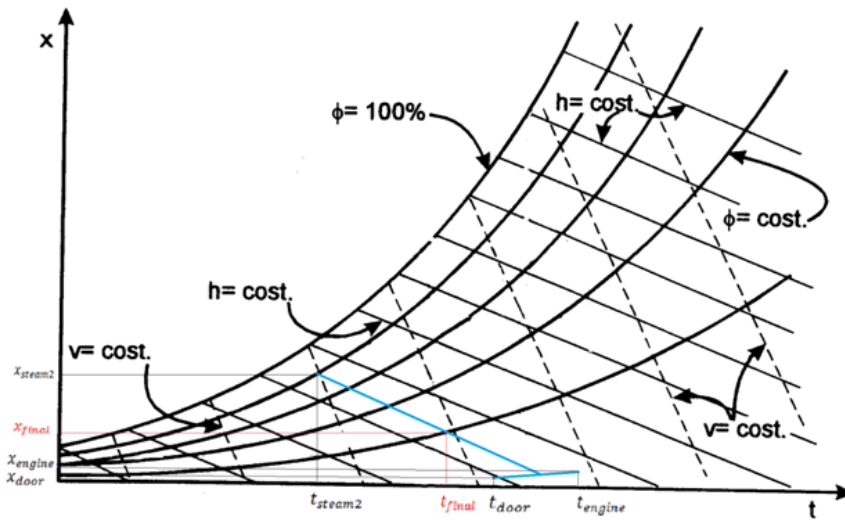
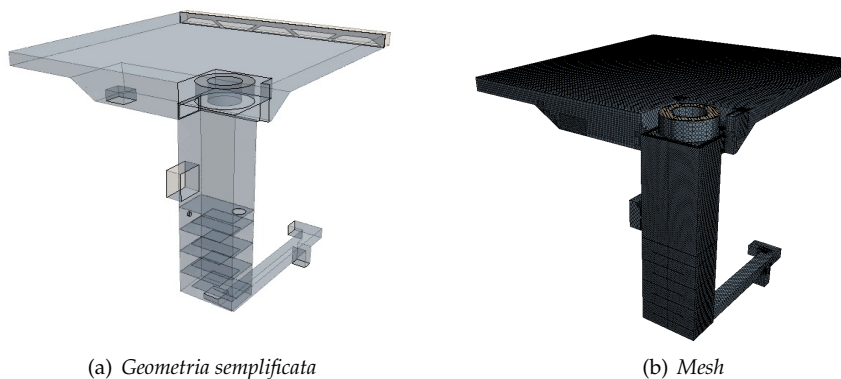


Figura 6.9: Diagramma di Carrier per le trasformazioni nel miscelatore

Sistema complessivo

Il terzo volume di controllo (Fig. 6.7(a)) racchiude l'intero tubo di abbattimento e dunque i due volumi di controllo precedentemente analizzati. I suoi bilanci si ottengono dunque dalla soluzione del sistema composto dalle equazioni di bilancio considerate nei casi già presi in esame. L'effetto è quello di andare a eliminare le variabili che si riferiscono alla superficie in comune ai due CV, ovvero $\dot{m}_{\text{steam2}} h_{\text{steam2}}$ e $\dot{m}_{\text{steam2}} x_{\text{steam2}}$ (l'Eq. 6.5).



(a) Geometria semplificata

(b) Mesh

Figura 6.10: Dominio di calcolo del modello CFD del sistema

Modello termofluidodinamico

Per operare uno studio di fattibilità tecnica del sistema integrato di abbattimento e deumidificazione è stato realizzato un modello termofluidodinamico per valutare l'effettiva presenza di forti ricircolazioni nel secondo volume di controllo, necessarie a garantire un ottimale miscelamento tra i flussi.

Il modello computazionale (Fig. 6.10(a)) comprende:

- il condotto di sfiato proveniente dalla cavità;
- i volumi dell'abbattitore e del miscelatore;
- il collettore di raffreddamento porta.

La griglia (Fig. 6.10(b)) è costituita da celle rifilate (*trimmed cells*) e prismi estrusi nello strato limite per un totale di 700000 celle.

Il modello matematico sviluppato presenta le seguenti caratteristiche:

- ipotesi di regime stazionario;
- il modello di turbolenza implementato è il modello High Reynolds number $\kappa - \epsilon$;
- l'equazione di stato utilizzata è quella dei gas ideali per i fluidi comprimibili;
- sono stati impostati i calcoli di distribuzione di temperatura per convezione e irraggiamento.

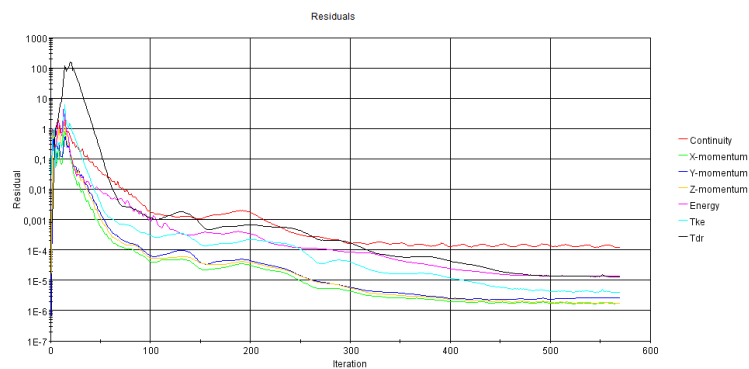


Figura 6.11: Andamento dei residui delle equazioni di conservazione

Le condizioni al contorno sono state così impostate:

- le pareti sono state rappresentate come resistenza termica, considerando una temperatura ambiente di 25°C con valori di emissività, riflettività e trasmissività rispettivamente di 0.5, 0.5, 0.0;
- gli ingressi (*inlet*) sono stati impostati con temperatura e portata massica costanti;
- l'uscita è stata settata con una portata massica costante.

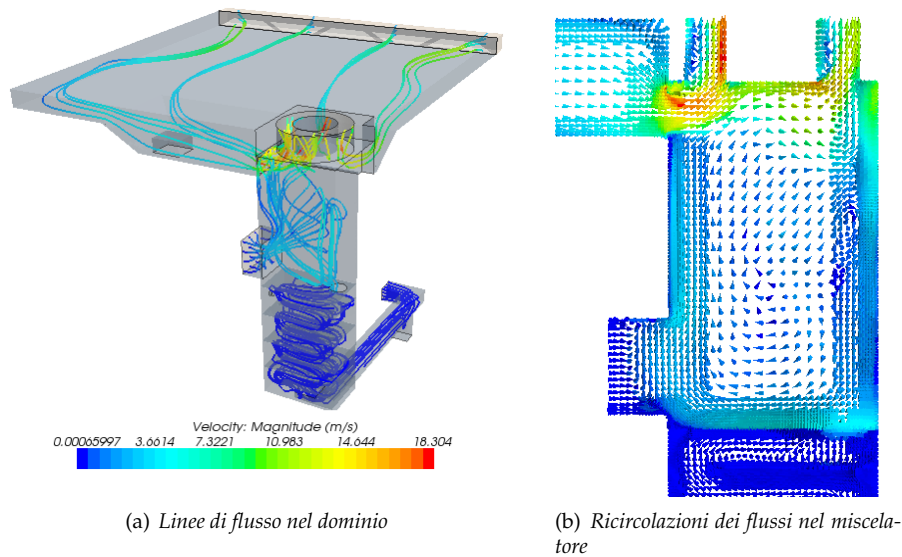


Figura 6.12: Andamento dei flussi

Il *solver* utilizzato è stato StarCCM+ v4.06.011: il grafico di Fig. 6.11 rappresenta l'andamento dei residui rispetto alle iterazioni di calcolo.

L'obiettivo principale della simulazione operata è stato operare una visualizzazione qualitativa dell'andamento dei flussi nel miscelatore: la Fig. 6.12(a) mostra le linee di flusso sull'intero dominio di calcolo considerato, mentre in Fig. 6.12(b) è stato evidenziato l'andamento dei vettori velocità su un piano verticale del secondo volume di controllo, dove si può apprezzare l'elevato tasso di ricircolazione funzionale a garantire un'ottimale miscelamento tra i flussi. In Fig. 6.13 viene poi visualizzato l'effetto risultante sulle temperature all'interno dell'intero sistema di raffreddamento, evidenziando la bontà della soluzione da adottare.

Nei laboratori è stata poi ottimizzato il parametro di intervento dell'elettrovalvola acqua che aziona il flusso nell'abbattitore in base alla temperatura raggiunta sul sensore di misura, con l'obiettivo di contenere il particolato e le temperature allo scarico e al mantello esterno dell'apparecchiatura, per rispettare le norme di sicurezza. Le temperature del flusso allo scarico nelle condizioni di esercizio più critiche (cioè impostando l'apparecchiatura a 250 °C e 100% di umidità relativa) non hanno superato i 35 °C (mediamente intorno ai 30 °C), con l'umidità relativa che oscillava attorno a valori del 25%.

6.3.4 Logica di controllo

Il sistema è in grado di operare in diverse modalità per limitare il consumo energetico e idrico della macchina: questo è richiesto dalle differenti esigenze di abbattimento e raffreddamento che presentano le diverse cotture (per le differenti condizioni di temperatura, flusso allo scarico vapori, tenore di umidità e grassi). La logica di controllo è stata sviluppata per permettere di attivare i vari moduli a seconda delle necessità, secondo quanto descritto dallo schema riportato in Fig. 6.14. La termocoppia di controllo, responsabile dell'attivazione della valvola di immissione dell'acqua di raffreddamento, è posizionata in corrispondenza dell'ingresso dei vapori nel

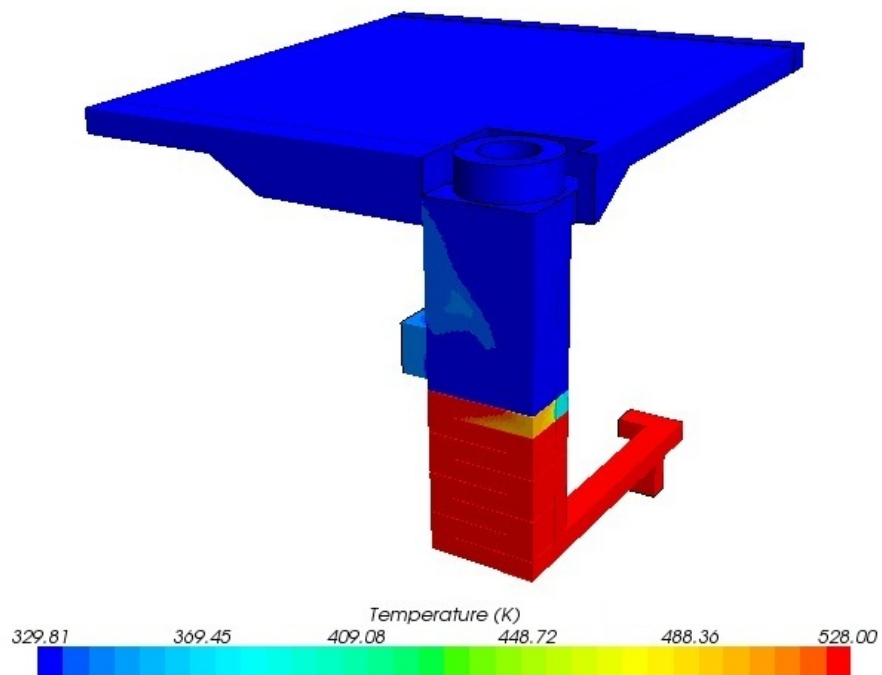


Figura 6.13: Andamento delle temperature per effetto del solo miscelamento

sistema considerato: quando la temperatura dei flussi di scarico raggiunge la temperatura di intervento, viene attivata l'elettrovalvola per l'acqua di raffreddamento (posizionato nella parte più alta del primo volume di controllo).

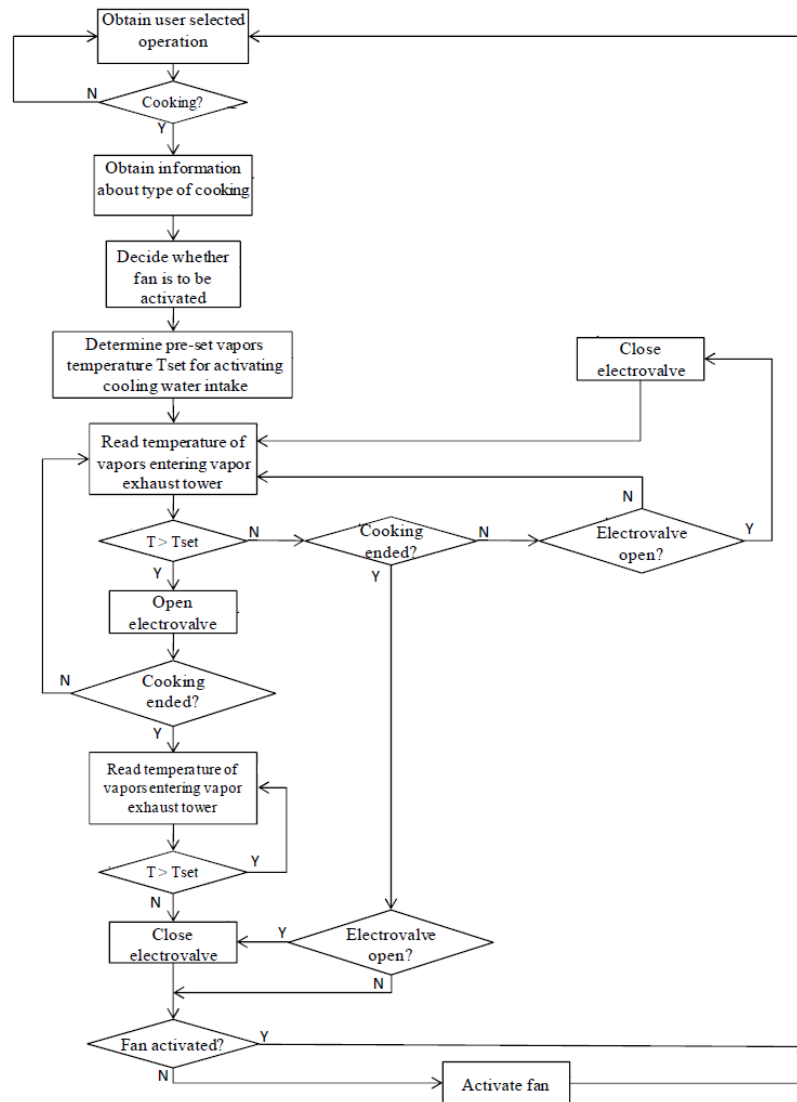


Figura 6.14: Schema a blocchi che descrive la logica di controllo del sistema integrato di raffreddamento e abbattimento vapori

Conclusioni

Il dottorato, finanziato interamente da Electrolux Professional SpA nell'ambito di un progetto per lo sviluppo di apparecchiature innovative per la cottura professionale, ha preso in considerazione lo studio di metodologie di analisi dei forni professionali ad alto contenuto tecnologico, con l'obiettivo di aumentarne la flessibilità d'uso e l'efficienza operativa ed energetica.

In particolare in questa tesi è stata sviluppata una metodologia di progettazione energeticamente efficiente, partendo dall'analisi compiuta su un forno combinato Electrolux AoS Touchline 10 GN 1/1 LW elettrico. L'approccio metodologico ha visto l'identificazione di tre fasi principali:

- *fase 1, iniziale* che comprende una ricerca bibliografica e tecnico-normativa, finalizzata alla comprensione dello stato dell'arte nell'ambito delle procedure di test per la valutazione dell'efficienza energetica esistenti o in fase di sviluppo, oltre a quello che è previsto in fase futura. Si è voluto anche estendere lo studio all'ambito domestico, per verificare come queste problematiche vengano affrontate in un settore già all'avanguardia rispetto a quello professionale. Le misure che sono state effettuate in questa fase hanno permesso di comprendere la struttura e le finalità dei test di efficienza energetica, analizzando a fondo le definizioni proposte dalle diverse procedure analizzate di parametro di efficienza energetica (EFCM, ENAK, ASTM);
- *fase 2, analisi* in cui, a partire dai documenti raccolti e dall'analisi dati operate nel punto precedente, è stata sviluppata una procedura di test atta a calcolare il bilancio dei flussi energetici entranti ed uscenti dal volume di controllo considerato (identificato con il guscio esterno del forno) nelle modalità di cottura a convezione e a vapore. La metodologia è stata elaborata con l'obiettivo di operare una raccolta di dati che garantisca una comprensione più approfondita del comportamento termodinamico dell'apparecchiatura (fondamentale per una riprogettazione energeticamente efficiente) rispetto a quanto consentito dalle normative tecniche disponibili. Dai dati raccolti è stato messo in evidenza come il comportamento nelle due modalità di cottura considerate sia molto differente: il vapore risulta un veicolo di trasmissione del calore molto più efficiente, permettendo di trasferire gran parte del contenuto energetico del flusso verso il cibo, ma con una spesa energetica elevata nella fase preliminare a quella di cottura, a causa del consumo energetico del generatore di vapore. Nella modalità di cottura convettiva, le perdite energetiche sono dovute soprattutto alla dispersione a parete e all'evaporazione di parte del liquido contenuto nel cibo che se ne va per lo scarico e per lo sfianto vapore (quest'ultimo punto è funzionale però alla tipologia di cottura);

- *fase 3, progettazione e verifica* in cui le considerazioni effettuate nelle due fasi precedenti sono servite ad identificare le soluzioni tecniche da sviluppare per una riprogettazione della macchina in ottica di efficienza energetica, che permetta cioè di garantire una diminuzione dei consumi mantenendo, se non migliorando, prestazioni e qualità di cottura. La scelta di una combinazione di opzioni progettuali, se correttamente operata, può portare ad una riduzione del costo della macchina per il minor quantitativo di materiali utilizzati e ad un incremento del suo valore grazie ad un ciclo di vita più lungo per la componentistica elettronica (vani componenti meno caldi).

Alcune delle soluzioni tecniche individuate sono state già applicate nel *Grand Cuisine Combination Oven*, un forno professionale progettato per ambienti domestici. L'applicazione riguarda un forno ad incasso con potenza e capacità di carico nettamente superiori agli standard di categoria: l'esperienza maturata nell'ambito del dottorato ha permesso di operare una serie di scelte progettuali (isolamenti, riduzione dei ponti termici, sviluppo di un sistema integrato di raffreddamento forno e abbattimento vapori) al fine di rispettare le prescrizioni normative sulla sicurezza (differenti rispetto a quelle del settore professionale) e sui consumi. Infatti per quanto riguarda quest'ultimo aspetto, nel settore domestico esiste una direttiva tecnica in ambito di efficienza energetica mentre nel settore della ristorazione è ancora in fase di sviluppo.

L'obiettivo futuro è quello di applicare la metodologia di calcolo del bilancio su tutta la gamma dei forni professionali per poter costruire un modello a parametri concentrati che sia indipendente dal volume di cavità, dal carico, dalla potenzialità degli elementi: questo permetterebbe di operare a priori degli studi di fattibilità su alcune soluzioni tecniche, indipendentemente dalle caratteristiche della macchina.

L'analisi effettuata ha permesso di sviluppare una conoscenza molto approfondita delle macchine, aprendo delle tematiche nuove che attualmente sono oggetto di approfondimento e sviluppo con studi di fattibilità e brevettabilità.

Ringraziamenti

Alla conclusione del mio dottorato vorrei ringraziare il Prof. Diego Micheli e il Prof. Carlo Poloni per il supporto e l'aiuto ricevuti in questi anni e per aver avuto la possibilità di sfruttare le risorse informatiche del dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università di Trieste.

Vorrei inoltre ringraziare il Dott. Ing. Riccardo Furlanetto di "Electrolux Professional SpA" e l'intera struttura R&D Ovens per il sostegno e il supporto tecnico forniti.

Appendice A

Listati dei programmi di calcolo in C++

Calcolo dell'entalpia

```
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#define N 1062
#define M 11

void leerVN(float W[])
{
    int i;
    char nomf[81];
    FILE *pf;
    do{
        printf("Nome file:\n");
        scanf("%s",nomf);
        pf=fopen(nomf,"r");
        if(pf==NULL)
            printf("File inesistente\n");
    }while(pf==NULL);
    for(i=0;i<N;i++)
        fscanf(pf,"%f",&W[i]);
    fclose(pf);
    for(i=0;i<N;i++)
        printf("%f\n",W[i]);
}

void leerVM(float W[])
{
    int i;
    char nomf[81];
    FILE *pf;
```

```

do{
    printf("Nome file:\n");
    scanf("% s",nomf);
    pf=fopen(nomf,"r");
    if(pf==NULL)
        printf("File inesistente\n");
}while(pf==NULL);
for(i=0;i<M;i++)
    fscanf(pf,"% f",&W[i]);
fclose(pf);
for(i=0;i<M;i++)
    printf("% f\n",W[i]);
}
void escribir(float V[])
{
    int i;
    for(i=0;i<N;i++)
        printf("% f\n",V[i]);
}
void calculo(float TCp[],float T[],float Cp[],float FS[],
             float h[])
{
    int i=0,j=0,k=0;
    FILE *qf;
    char nomf[81];
    float cl;
    for (i=0;i<N;i++){
        do{
            j=j+1;
            if((T[i]>=TCp[j-1])&&(T[i]<=TCp[j])){
                cl = (((TCp[j]-T[i])/(TCp[j]-TCp[j-1]))*Cp[j-1]
                    +((T[i]-TCp[j-1])/(TCp[j]-TCp[j-1]))*(Cp[j]));
                h[i]=cl*(T[i]*FS[i])/10;
                cl=0;
            }
        }while(j<=M);
        j=0;
    }
    do{
        printf("Nome file di salvataggio h:\n");
        scanf("% s",nomf);
        qf=fopen(nomf,"w");
        if(qf==NULL)
            printf("Problema di scrittura\n");
    }while(qf==NULL);
    for (k=0;k<N;k++)
        fprintf(qf,"%f\n",h[k]);
    fclose(qf);
}
main()

```

```

{
    float TCp[M],Cp[M];
    float T[N],h[N],FS[N];

    printf("Leggere il vettore temperatura liquidi
           in ingresso:\n");
    leerVN(T);
    printf("Leggere il vettore attivazione refill boiler:\n");
    leerVN(FS);
    printf("Leggere il vettore temperatura Cp:\n");
    leerVM(TCp);
    printf("Leggere il vettore calore specifico acqua:\n");
    leerVM(Cp);
    calculo(TCp,T,Cp,FS,h);
    printf("Scrivere il vettore entalpia ingresso acqua:\n");
    escribir(h);
system("pause");
}

```

Calcolo dell'energia

```

#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#define N 917
#define M 9
#define R 81
#define Q 559
#define S 0.01130973355292325565846551617981

void leerVN(float W[])
{
    int i;
    char nomf[81];
    FILE *pf;
    do{
        printf("Nome file:\n");
        scanf("%s",nomf);
        pf=fopen(nomf,"r");
        if(pf==NULL)
            printf("File inesistente\n");
    }while(pf==NULL);
    for(i=0;i<N;i++)
        fscanf(pf,"%f",&W[i]);
    fclose(pf);
    for(i=0;i<N;i++)
        printf("%f\n",W[i]);
}

```

```

void escribirN(float V[])
{
    int i;
    for(i=0;i<N;i++)
        printf("%f\n",V[i]);
}

void calculoE(float Time[],float m[],float h[],float E[],
              float Eint[])
{
    FILE *pf;
    int i,j=0,k;
    char nomf[R],nomef[R];
    for (i=0;i<N;i++){
        E[i]=m[i]*h[i]*(Time[i]-Time[i-1]);
    }
    Eint[0]=E[0];
    for (j=1;j<N;j++){
        Eint[j]=E[j]+Eint[j-1];
    }
    do{
        printf("Nome file di salvataggio E:\n");
        scanf("%s",nomf);
        pf=fopen(nomf,"w");
        if(pf==NULL)
            printf("Problema di scrittura\n");
    }while(pf==NULL);
    for (k=0;k<N;k++)
        fprintf(pf,"%f\n",E[k]);
    fclose(pf);
    do{
        printf("Nome file di salvataggio Eint:\n");
        scanf("%s",nomef);
        pf=fopen(nomef,"w");
        if(pf==NULL)
            printf("Problema di scrittura\n");
    }while(pf==NULL);
    for (k=0;k<N;k++)
        fprintf(pf,"%f\n",Eint[k]);
    fclose(pf);
}
main()
{
    float Time[N],m[N],h[N];
    float E[N],Eint[N];
    printf("Leggere il vettore Time (tempo termocoppia):\n");
    leerVN(Time);
    printf("Leggere il vettore portata massica m
           per il carico:\n");
}

```

```
    leerVN(m);
    printf("Leggere il vettore h entalpia sfiato:\n");
    leerVN(h);
    calculoE(Time,m,h,E,Eint);
    printf("Scrivere il vettore Energia:\n");
    escribirN(E);
system("pause");
}
```


Appendice B

Calcolo dell'errore di misura

Per la validazione dei dati misurati e calcolati al fine del calcolo di bilancio, l'errore che è stato attribuito al risultato finale di una serie di misure della stessa grandezza è pari o all'errore di lettura dello strumento di misura o alla semidisposizione massima, nel caso in cui tutte le misure presentino delle fluttuazioni attorno ad un valore medio. Invece nel caso di misure di grandezze ottenute per via indiretta, cioè come funzione di altre grandezze (g_1, \dots, g_n), il differenziale totale di una funzione generica G viene calcolato tramite la *legge di propagazione degli errori* [36]:

$$\Delta G = \sqrt{\left(\frac{\partial G}{\partial g_1} \Delta g_1\right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial g_2} \Delta g_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial G}{\partial g_n} \Delta g_n\right)^2} \quad (\text{B.1})$$

Errori di misura degli strumenti

Gli errori delle termocoppie sono espressi nella normativa IEC 60584-2 [37]; viene considerato inoltre un errore ulteriore di 0.5°C dovuto al sistema di misura, secondo quanto indicato nel rapporto di taratura dello strumento utilizzato. Di seguito viene riportato l'esempio di una termocoppia J di classe 1:

$$T = \begin{cases} \bar{T} \pm [(0.004|\bar{T}|) + 0.5] \\ \bar{T} \pm [1.5 + 0.5] \end{cases}$$

dove con \bar{T} viene indicato il valore rilevato.

Per quanto riguarda l'energia misurata in ingresso, la portata d'acqua in ingresso, il peso del carico cibo e dell'acqua allo scarico, l'errore è quello di lettura dello strumento di misura utilizzato, espressi rispettivamente dalle Eq. B.2, Eq. B.3, Eq. B.4.

$$E = \bar{E} \pm \Delta E = \bar{E} \pm 0.5\% = \bar{E} \pm (0.005|\bar{E}|) \quad (\text{B.2})$$

$$Q = \bar{Q} \pm \Delta Q = \bar{Q} \pm 1\% = \bar{Q} \pm (0.01|\bar{Q}|) \quad (\text{B.3})$$

$$m = \bar{m} \pm \Delta m = \bar{m} \pm U_u \quad (\text{B.4})$$

dove, con riferimento all'Eq. B.4, U_u è l'incertezza d'uso definita dall'Eq. B.5

$$\begin{aligned} U_u &= 2\sqrt{\frac{U_{\max}^2}{4} + \frac{\Delta M_{\max}^2}{3} + u_B^2 + u(\delta m_m)^2 + u_E^2 + u(\delta m_t)^2 + u(\delta m_0)^2} \\ &= 2\sqrt{\frac{U_{\max}^2}{4} + \frac{\Delta M_{\max}^2}{3} + u_B^2 + u_E^2} \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

dove:

- U_{\max} e ΔM_{\max} sono i valori massimi di U e ΔM riportati nel rapporto di taratura dello strumento;
- u_B è la massima incertezza combinata di ripetibilità riportata nel rapporto;
- $u(\delta m_m)$ è l'incertezza tipo dovuta ad eventuali effetti di interazione magnetici tra carico e bilancia;
- u_E è l'incertezza tipo dovuta all'effetto di sensibilità ai carichi eccentrici: $u_E = \text{diff}L_{\max} / \sqrt{3}$, con $\text{diff}L_{\max}$ la differenza indicata nel rapporto;
- $u(\delta m_t)$ è l'incertezza tipo dovuta alla variazione delle condizioni termiche d'uso rispetto a quelle di taratura;
- $u(\delta m_0)$ è lo scarto tipo che tiene conto di effetti di interazione dell'ambiente e dell'operatore con la bilancia.

I termini $u(\delta m_m)$, $u(\delta m_t)$ e $u(\delta m_0)$ sono stati considerati trascurabili ai fini del calcolo, come evidenziato nell'Eq. B.5.

Calcolo dell'errore nel bilancio in modalità convettiva

Errore di grandezze misurate direttamente

Gli errori sui valori dei flussi misurati direttamente sono imputabili all'errore di lettura dello strumento. Dunque, con riferimento all'Eq. B.2, ottengo

$$\Delta E_{\text{el}} = 0.5\% \quad (\text{B.6})$$

$$\Delta E_{\text{aux}} = 0.5\% \quad (\text{B.7})$$

$$\Delta E_{\text{wall}} = 0.5\% \quad (\text{B.8})$$

$$\Delta E_{\text{door}} = 0.5\% \quad (\text{B.9})$$

Errore sull'energia assorbita dal carico

$$\bar{E}_{\text{load}} = m \cdot c \cdot \Delta T = 4811.2 \text{ kJ} \quad (\text{B.10})$$

$$m_{\text{load}} = (35.69000 \pm 0.00585) \text{ kg} \quad (\text{B.11})$$

Il calore specifico viene calcolato come media pesata secondo l'Eq. B.12 [18].

$$c_{\text{load}} = \sum c_i x_i \quad (\text{B.12})$$

dove c_i e x_i sono rispettivamente il calore specifico e la frazione di massa dell'elemento i -esimo (i pedici b , w , t indicano rispettivamente il mattoncino, l'acqua e l'acciaio delle teglie).

$$\left. \begin{array}{l} x_b = 0.432 \quad c_b = 0.980 \\ x_w = 0.338 \quad c_w = 4.186 \\ x_t = 0.180 \quad c_t = 0.470 \end{array} \right\} c_{\text{load}} = 2.132 \text{ kJ}/(\text{m K})$$

Anche l'incremento di temperatura viene calcolato come media pesata tra quello del carico cibo e quello delle teglie.

$$\left. \begin{array}{l} \Delta T_{\text{brick + water}} = 68 \text{ }^\circ\text{C} \quad x_{bw} = 0.82 \\ \Delta T_{\text{tray}} = 130 \text{ }^\circ\text{C} \quad x_t = 0.18 \end{array} \right\} \Delta T_{\text{load}} = (79.16 \pm 0.82) \text{ }^\circ\text{C}$$

Sviluppando l'Eq. B.1 per E_{load} , si ottiene

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{load}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial E_{\text{load}}}{\partial m} \Delta m_{\text{load}}\right)^2 + \left(\frac{\partial E_{\text{load}}}{\partial \Delta T} \Delta(\Delta T_{\text{load}})\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(c \cdot \Delta T \cdot \Delta m\right)^2 + \left(m \cdot c \cdot \Delta(\Delta T)\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(2.132 \cdot 79.16 \cdot 0.00585\right)^2 + \left(35.69 \cdot 2.132 \cdot 0.82\right)^2} = 61.20 \text{ kJ} \\ \Delta E_{\text{load}}\% &= \frac{\Delta E_{\text{load}}}{\bar{E}_{\text{load}}} = 1.3\% \end{aligned} \quad (\text{B.13})$$

Errore sull'energia dell'acqua in ingresso

$$\begin{aligned} \bar{E}_w &= \frac{m_w}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} c_w T(t) dt \approx \frac{m_w}{\Delta t} c_w \bar{T} \int_0^{\Delta t} dt \\ &= \frac{m_w}{\Delta t} c_w \bar{T} \Delta t = m_w c_w \bar{T} = 643.8 \text{ kJ} \end{aligned} \quad (\text{B.14})$$

$$m_w = (9.1600 \pm 0.0916) \text{ kg} \quad (\text{B.15})$$

$$c_w = 4.19 \quad (\text{B.16})$$

$$T_w = (15.00 \pm 0.56) \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{B.17})$$

Sviluppando l'Eq. B.1 per E_w , si ottiene

$$\begin{aligned} \Delta E_w &= \sqrt{\left(\frac{\partial E_w}{\partial m} \Delta m\right)^2 + \left(\frac{\partial E_w}{\partial T} \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(c_w T \Delta m_w\right)^2 + \left(m_w c_w \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(4.19 \cdot 15 \cdot 0.0916\right)^2 + \left(9.16 \cdot 4.19 \cdot 0.56\right)^2} = 22.25 \text{ kJ} \\ \Delta E_w\% &= \frac{\Delta E_w}{\bar{E}_w} = 3.5\% \end{aligned} \quad (\text{B.18})$$

Errore sull'energia allo scarico liquidi

$$\begin{aligned}\bar{E}_{\text{liq}} &= \frac{m_{\text{liq}}}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} c_{\text{liq}} T(t) dt \approx \frac{m_{\text{liq}}}{\Delta t} c_{\text{liq}} \bar{T} \int_0^{\Delta t} dt \\ &= \frac{m_{\text{liq}}}{\Delta t} c_{\text{liq}} \bar{T} \Delta t = m_{\text{liq}} c_{\text{liq}} \bar{T} = 2266.3 \text{ kJ}\end{aligned}\quad (\text{B.19})$$

$$m_{\text{liq}} = (8.4600 \pm 0.0058) \text{ kg} \quad (\text{B.20})$$

$$c_{\text{liq}} = 4.21 \quad (\text{B.21})$$

$$T_{\text{liq}} = (65.00 \pm 0.99) \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{B.22})$$

Sviluppando l'Eq. B.1 per E_{liq} , si ottiene

$$\begin{aligned}\Delta E_{\text{liq}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial E_{\text{liq}}}{\partial m} \Delta m\right)^2 + \left(\frac{\partial E_{\text{liq}}}{\partial T} \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(c_{\text{liq}} \cdot T \cdot \Delta m_{\text{liq}}\right)^2 + \left(m_{\text{liq}} \cdot c_{\text{liq}} \cdot \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(4.21 \cdot 65 \cdot 0.0058\right)^2 + \left(8.46 \cdot 4.21 \cdot 0.99\right)^2} = 35.30 \text{ kJ} \\ \Delta E_{\text{liq}} \% &= \frac{\Delta E_{\text{liq}}}{\bar{E}_{\text{liq}}} = 1.6\%\end{aligned}\quad (\text{B.23})$$

Calcolo dell'errore nel bilancio in modalità vapore

Errore di grandezze misurate direttamente

Gli errori sui valori dei flussi misurati direttamente sono imputabili all'errore di lettura dello strumento. Dunque, con riferimento all'Eq. B.2, ottengo

$$\Delta E_{\text{el}} = 0.5\% \quad (\text{B.24})$$

$$\Delta E_{\text{aux}} = 0.5\% \quad (\text{B.25})$$

$$\Delta E_{\text{wall}} = 0.5\% \quad (\text{B.26})$$

$$\Delta E_{\text{door}} = 0.5\% \quad (\text{B.27})$$

Errore sull'energia assorbita dal carico

$$\bar{E}_{\text{load}} = mc\Delta T = 10433.5 \text{ kJ} \quad (\text{B.28})$$

$$m_{\text{load}} = (58.45000 \pm 0.01258) \text{ kg} \quad (\text{B.29})$$

Analogamente a quanto fatto per la modalità convettiva, il calore specifico viene calcolato come media pesata secondo l'Eq. B.12 [18].

$$c_{\text{load}} = \sum c_i x_i \quad (\text{B.30})$$

dove c_i e x_i sono rispettivamente il calore specifico e la frazione di massa dell'elemento i -esimo (i pedici w, t indicano rispettivamente l'acqua e l'acciaio delle teglie).

$$\left. \begin{array}{l} x_w = 0.599 \quad c_w = 4.200 \\ x_t = 0.401 \quad c_t = 0.470 \end{array} \right\} c_{\text{load}} = 2.704 \text{ kJ}/(\text{m K})$$

Anche l'incremento di temperatura viene calcolato come media pesata tra quello del carico cibo e quello delle teglie.

$$\left. \begin{array}{l} \Delta T_w = 65 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta T_t = 80 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \Delta T_{\text{load}} = (71.015 \pm 0.784) \text{ }^\circ\text{C}$$

Sviluppando l'Eq. B.1 per E_{load} , si ottiene

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{load}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial E_{\text{load}}}{\partial m} \Delta m_{\text{load}}\right)^2 + \left(\frac{\partial E_{\text{load}}}{\partial \Delta T} \Delta(\Delta T_{\text{load}})\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(c_{\text{load}} \cdot \Delta T_{\text{load}} \cdot \Delta m_{\text{load}}\right)^2 + \left(m_{\text{load}} \cdot c_{\text{load}} \cdot \Delta(\Delta T_{\text{load}})\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(2.704 \cdot 71.015 \cdot 0.01258\right)^2 + \left(58.450 \cdot 2.704 \cdot 0.784\right)^2} = 123.8 \text{ kJ} \\ \Delta E_{\text{load}}\% &= \frac{\Delta E_{\text{load}}}{\bar{E}_{\text{load}}} = 1.2\% \end{aligned} \quad (\text{B.31})$$

Errore sull'energia dell'acqua in ingresso

$$\begin{aligned} \bar{E}_w &= \frac{m_w}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} c_w T(t) dt \approx \frac{m_w}{\Delta t} c_w \bar{T} \int_0^{\Delta t} dt \\ &= \frac{m_w}{\Delta t} c_w \bar{T} \Delta t = m_w c_w \bar{T} = 316.5 \text{ kJ} \end{aligned} \quad (\text{B.32})$$

$$m_w = (4.6700 \pm 0.0467) \text{ kg} \quad (\text{B.33})$$

$$c_w = 4.19 \quad (\text{B.34})$$

$$T_w = (17 \pm 1) \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{B.35})$$

Sviluppando l'Eq. B.1 per E_w , si ottiene

$$\begin{aligned} \Delta E_w &= \sqrt{\left(\frac{\partial E_w}{\partial m} \Delta m\right)^2 + \left(\frac{\partial E_w}{\partial T} \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(c_w T \Delta m_w\right)^2 + \left(m_w c_w \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(4.19 \cdot 17 \cdot 0.0467\right)^2 + \left(4.67 \cdot 4.19 \cdot 1\right)^2} = 19.8 \text{ kJ} \\ \Delta E_w\% &= \frac{\Delta E_w}{\bar{E}_w} = 6.3\% \end{aligned} \quad (\text{B.36})$$

Errore sull'energia allo scarico liquidi

$$\begin{aligned}\bar{E}_{\text{liq}} &= \frac{m_{\text{liq}}}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} c_{\text{liq}} T(t) dt \approx \frac{m_{\text{liq}}}{\Delta t} c_{\text{liq}} \bar{T} \int_0^{\Delta t} dt \\ &= \frac{m_{\text{liq}}}{\Delta t} c_{\text{liq}} \bar{T} \Delta t = m_{\text{liq}} c_{\text{liq}} \bar{T} = 469.5 \text{ kJ}\end{aligned}\quad (\text{B.37})$$

$$m_{\text{liq}} = (1.810 \pm 0.006) \text{ kg} \quad (\text{B.38})$$

$$c_{\text{liq}} = 4.2 \quad (\text{B.39})$$

$$T_{\text{liq}} = (65 \pm 3) \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{B.40})$$

Sviluppando l'Eq. B.1 per E_{liq} , si ottiene

$$\begin{aligned}\Delta E_{\text{liq}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial E_{\text{liq}}}{\partial m} \Delta m_{\text{liq}}\right)^2 + \left(\frac{\partial E_{\text{liq}}}{\partial T} \Delta T_{\text{liq}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(c_{\text{liq}} T \Delta m_{\text{liq}}\right)^2 + \left(m_{\text{liq}} c_{\text{liq}} \Delta T\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(4.2 \cdot 65 \cdot 0.006\right)^2 + \left(1.81 \cdot 4.2 \cdot 3\right)^2} = 22.86 \text{ kJ} \\ \Delta E_{\text{liq}}\% &= \frac{\Delta E_{\text{liq}}}{\bar{E}_{\text{liq}}} = 4.9\%\end{aligned}\quad (\text{B.41})$$

Bibliografia

- [1] G. Lonardi, *Il risparmio energetico inizia al ristorante*, Affari & Finanza, Milano, 2009
http://www.electrolux-professional.it/Files/Press_Cuttings/AFFARI&FINANZA_23.11.09.pdf
- [2] P. Kasanen, *Efficient Domestic Ovens, Final report of the SAVE II Project*, Helsinki, 2000
<http://www.tts.fi/tts/julkaisut/files/tj371.pdf>
- [3] J. Brezet, A. Bijma, J. Ehrenfeld, S. Silvester, *The design of Eco-efficient Services*, Delft University of Technology, 2001
http://www.score-network.org/files/806_1.pdf
- [4] B. Flipsen, J. Koot, G. Timmers, *Design for energy efficiency as a basis for innovation in kitchen appliances*, Energy Efficiency in Household appliances and Lighting, pp. 182-191, Springler, 2001
- [5] European Commission DG ENER, *Preparatory Study for Ecodesign Requirements of EuPs - Lot 22: Domestic and commercial ovens*, 2011
http://www.ecocooking.org/lot22/open_docs/BIO_EuP_Lot22_Task8_juin2011.pdf
- [6] J. Clinch, J. Healy, *Cost benefit analysis of domestic energy efficiency*, Energy Policy, Vol. 29 (2), pp. 113-124, 2001
- [7] D. Ward, C. Brutti, L. Andreassi, M. Biancolini, *Designing better ovens - Faster*, Appliance Magazine, European Edition, 2009
<http://www.appliancemagazine.com/print.php?article=2186>
- [8] T. Mahlia, H. Masjuki, I. Choudhury, *Theory of energy efficiency standards and labels*, Energy Conversion and Management, vol. 43 (6), pp. 743-761, 2002
- [9] J. McMahon, I. Turiel, *Introduction to special issue devoted to appliance and lighting standards*, Energy and Buildings, Vol. 26 (1), pp. 1-4, 1997
- [10] B. Shaughnessy, M. Newborough, *Energy performance of a low-emissivity electrically heated oven*, Applied Thermal Engineering, vol. 20 (9), pp. 813-830, 2000
- [11] R. Furlanetto, *Algoritmi di previsione e di controllo per processi di cottura, raffreddamento e congelamento*, Tesi di Dottorato in Tecnologie Chimiche ed Energetiche, Università degli Studi di Udine, XIX Ciclo, 2007

- [12] European Federation of Catering Equipment Manufacturers (EFCEM), *Energy Efficiency Standard for Commercial Convection Steaming Ovens*, Edited Draft Version 2, 2010
- [13] European Federation of Catering Equipment Manufacturers (EFCEM), *Energy Efficiency Standard for Combination Ovens*, Edited Draft Version 2, 2010
- [14] Energetische Anforderungen an Grossküchengeräte/Schweizerische Verband für Gastronomie (ENAK/SVGG), *Energy Efficiency Test for Steamer-Combi Ovens*, 2003
- [15] American Society for Testing and Materials (ASTM), *Standard Test Method for Enhanced Performance of Combination Ovens in Various Modes*, 2010
- [16] M. Simonato, R. Furlanetto, C. Poloni, *Caratterizzazione dei forni combinati ad uso professionale. Parte 2: controllo del processo di preparazione dei cibi*, 67° Congresso Nazionale ATI, Trieste, 11-14 settembre 2012
- [17] Comité Européen de Normalization Electrotechnique (CENELEC), *Electric ovens for household use -Methods for measuring the energy consumption*, EN 50304/60350, Bruxelles, 2010
- [18] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE Handbook, *Thermal Properties of Food*, Chap. 9 (R09) , 2006
- [19] O. Fennema, *Food Chemistry*, Third ed., Marcell Dekker, New York, 1997
- [20] A. Meier, J. Hill, *Energy test procedures for appliances*, Energy and Buildings, vol. 26 (1), pp. 23-33, 1997
- [21] European Federation of Catering Equipment Manufacturers (EFCEM), *Energy Efficiency Standard for Commercial Combination Ovens*, Edited Draft Version 6, 2011
- [22] Statutory Instrument 2003 No. 751, *ENERGY CONSERVATION, The Energy Information (Household Electric Ovens), Regulations 2003*
http://www.legislation.gov.uk/ukxi/2003/751/pdfs/ukxi_20030751_en.pdf
- [23] EC Directive 2002/40/EC
<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2002:128:0045:0056:IT:PDF>
- [24] PG&E, *Energy Solutions for Restaurants*, 2010
<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2002:128:0045:0056:IT:PDF>
- [25] Electrolux Professional, *Green Spirit*, 2009
<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2002:128:0045:0056:IT:PDF>
- [26] G. Salvi, *La Combustione*, Tamburini Editore, Milano, 1968
- [27] P. Cescot, R. Furlanetto, D. Micheli, *Caratterizzazione dei forni combinati ad uso professionale. Parte 1: riferimenti normativi e tecniche di misura*, 67° Congresso Nazionale ATI, Trieste, 11-14 settembre 2012

- [28] M.J. Moran, H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, 2010
- [29] Gastronorm, <http://www.gastronorm.it/>
- [30] <http://www.microthermgroup.com/low/EXEN/site/products-detail.aspx?vPK=30&k=1&l=1>
- [31] <http://www.eurofibre.it/prodotti.asp?CatID=76>
- [32] EC Directive 2004/108/EC
<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2004:390:0024:0037:IT:PDF>
- [33] EC Directive 2006/95/EC
<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2006:374:0010:0019:IT:PDF>
- [34] Comité Européen de Normalization Electrotechnique (CENELEC), *Household and similar electrical appliances - Safety - Part 1: General requirements*, EN 60335-1:2012, Bruxelles, 2010
- [35] Comité Européen de Normalization Electrotechnique (CENELEC), *Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2: Particular requirements for commercial dispensing appliances and vending machines*, EN 60335-2:2012, Bruxelles, 2010
- [36] A. D'amico, C. Di Natale, E. Martinelli, *Introduzione all'analisi dei dati sperimentali*, Ed. Aracne, Roma, 2006
- [37] International Electrotechnical Commission (IEC), *Thermocouples. Part 2: Tolerances*, IEC 60584-2, 1989
- [38] Maddalena CD ONE TBR, *Scheda tecnica*, <http://www.maddalena.it/prodotti.php?cat=1&prod=8>