



Università Politecnica delle Marche  
Scuola di Dottorato di Ricerca in Scienze dell'Ingegneria  
Curriculum in Energetica

---

# **Recupero del calore di scarto di un motore a combustione interna mediante tecnologia ORC**

Ph.D. Dissertation of:  
**Claudio Campana**

Advisor:

**Prof. Flavio Caresana**

Curriculum supervisor:

**Prof. Renato Ricci**

XIV edition - New series





Università Politecnica delle Marche  
Scuola di Dottorato di Ricerca in Scienze dell'Ingegneria  
*Curriculum in Energetica*

---

# **Internal Combustion Engine Waste Heat Recovery by means of ORC Technology**

Ph.D. Dissertation of:  
**Claudio Campana**

Advisor:

**Prof. Flavio Caresana**

Curriculum supervisor:

**Prof. Renato Ricci**

XIV edition - New series

---

Università Politecnica delle Marche  
DIISM – Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche  
Via Brezze Bianche — 60131 - Ancona, Italia

*A mio padre,  
insostituibile esempio di vita.*

## Ringraziamenti

---

*Un sentito ringraziamento va al Prof. Flavio Caresana per aver reso possibile la realizzazione di questo lavoro.*

*Ulteriori ringraziamenti vanno all'Ing. Giuliano Giuliani per il supporto offertomi nella realizzazione delle prove sperimentali e al Sig. Gaetano Borrelli per averne allietato il tempo di esecuzione, l'aiuto offertomi e gli innumerevoli caffè.*

*Un grazie ad Alessio per l'aiuto nella realizzazione di questo lavoro e per essere stato un ottimo compagno di avventura.*

*Grazie a Giovanni per aver alleviato e allietato le lunghe giornate di lavoro.*

*Un grazie a Titina e Daniele per sopportarmi anche quando nemmeno io mi sopporto e a Greca per avermi ricordato l'uso del “;” ed essermi accanto a suo modo.*

*L'ultimo grazie va a Remo...mi piace pensare che ancora una volta tu possa essere orgoglioso di me.*

## Abstract

---

Il presente lavoro di tesi illustra le fasi di sviluppo di un modello per la simulazione del comportamento di un ciclo Rankine a fluido organico (ORC) volto ad applicazioni automotive.

Considerato che il massimo rendimento dei motori a combustione interna (MCI) si attesta al 35% per i motori ad accensione comandata e al 45% per quelli ad accensione spontanea e che il 55% dell'energia risultante dalla combustione viene dissipata sotto forma di calore, l'accoppiamento di un MCI ad un sistema ORC risulta una valida soluzione per il recupero di una parte dell'aliquota di energia spettante ai fumi prodotti dalla combustione.

A partire dai risultati ottenuti da prove al banco freno dinamometrico di un motore di media cilindrata alimentato a benzina, è stato sviluppato un modello in grado di fornirne i dati energetici durante la percorrenza di un generico ciclo di prova standardizzato. Per una corretta individuazione delle potenze in gioco e dei parametri caratteristici dei flussi termici disponibili al recupero, si è ipotizzato di installare il propulsore su di una monovolume compatta, in maniera tale da garantire la disponibilità degli spazi necessari ad ospitare sia l'impianto a fluido organico, sia un eventuale sistema di propulsione ibrida o l'alloggiamento di serbatoi per il metano, nell'ottica di avvicinarsi quanto più possibile al traguardo dei 95 grammi di CO<sub>2</sub> emessa per chilometro percorso, stabilito dalla Direttiva Europea 443/2009 per l'anno 2020.

Dai risultati delle simulazioni su ciclo prova standardizzato NEDC si è potuto procedere al dimensionamento dell'evaporatore dell'impianto ORC, ovvero l'interfaccia tra il MCI ed il sistema di recupero, e sviluppare un modello in grado di determinare il quantitativo di energia recuperabile durante l'esercizio.

Il comportamento dell'espansore di tipo scroll utilizzato nel sistema è stato modellato a partire dai dati ottenuti dalla sperimentazione effettuata su di un prototipo di impianto ORC di piccola taglia caricato con fluido organico R245fa. Di tale sperimentazione è stata descritta la fase implementativa e ne sono stati esposti i risultati.

# Indice

<b>RINGRAZIAMENTI</b>	<b>I</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>II</b>
<b>INDICE</b>	<b>III</b>
<b>INDICE DELLE FIGURE</b>	<b>VI</b>
<b>INDICE DELLE TABELLE</b>	<b>XII</b>
<b>INTRODUZIONE</b>	<b>XIII</b>
<b>CAPITOLO 1</b>	<b>1</b>
<b><i>TECNOLOGIE PER IL RECUPERO DEL CALORE DAI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA PER AUTOTRAZIONE</i></b>	<b>1</b>
1.1 SISTEMI DI RECUPERO ED ABBATTIMENTO DELLE EMISSIONI DI CO <sub>2</sub>	2
1.2 GENERATORI TERMOELETTRICI (TEG)	8
1.3 IL TURBOCOMPOUND	14
1.3.1 TURBOCOMPOUNDING MECCANICO	15
1.3.2 TURBOCOMPOUNDING ELETTRICO	19
1.4 I CICLI ORC NELLE APPLICAZIONI AUTOMOTIVE	23
<b>CAPITOLO 2</b>	<b>31</b>
<b><i>IL RECUPERO DEL CALORE TRAMITE CICLI ORC</i></b>	<b>31</b>
2.1 IL CICLO RANKINE	32
2.2 IL CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO	36
2.3 I FLUIDI ORGANICI	39



Indice delle figure

<b>2.4</b>	<b>PROPRIETÀ FISICHE E TERMODINAMICHE DEI FLUIDI ORGANICI</b>	<b>44</b>
2.5	CARATTERISTICHE AMBIENTALI ED ECONOMICHE	47
<b>2.6</b>	<b>I FLUIDI ORGANICI PIÙ COMUNEMENTE UTILIZZATI E CRITERI DI SCELTA</b>	<b>49</b>
<b>2.7</b>	<b>GLI ESPANSORI PER ORC</b>	<b>54</b>
2.7.1	TURBOESPANSORI	54
2.7.2	ESPANSORI VOLUMETRICI	56
2.7.3	ESPANSORI A PISTONI	59
2.7.4	ESPANSORI A PALETTE	60
2.7.5	ESPANSORI A VITE	61
2.7.6	ESPANSORI SCROLL	63
<b>2.8</b>	<b>CONFRONTO TRA CICLO RANKINE A VAPORE D'ACQUA E CICLO RANKINE ORGANICO</b>	<b>67</b>
 <b>CAPITOLO 3</b>		 <b>71</b>
 <b><i>PROVE SPERIMENTALI SU DI UN PROTOTIPO DI IMPIANTO ORC</i></b>		 <b>71</b>
<b>2.5</b>	<b>ANALISI DELLA LETTERATURA</b>	<b>72</b>
<b>3.2</b>	<b>DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE</b>	<b>79</b>
3.2.1	LAYOUT DI IMPIANTO	79
3.2.2	TERMOREGOLATORE	81
3.2.3	L'OLIO DIATERMICO	85
3.2.4	L'EVAPORATORE	88
3.2.5	IL CONDENSATORE ED AUSILIARI DI RAFFREDDAMENTO	89
3.2.6	IL RICEVITORE DI LIQUIDO	90
3.2.7	LA POMPA DEL FLUIDO ORGANICO	91
3.2.8	IL MISURATORE DI PORTATA	92
3.2.9	SONDE DI PRESSIONE	94
3.2.10	SONDE DI TEMPERATURA	95
3.2.11	SISTEMA DI MISURA DELLA POTENZA MECCANICA PRODOTTA DALL'ESPANSORE	96
3.2.12	IL PLC, L'INTERFACCIA DI COMANDO E LA LORO PROGRAMMAZIONE	98
3.2.13	L'ESPANSORE	105
<b>3.3</b>	<b>DEFINIZIONE DELLA CONDIZIONE STEADY STATE</b>	<b>108</b>
<b>3.4</b>	<b>ESECUZIONE DELLE PROVE E RISULTATI</b>	<b>113</b>
 <b>CAPITOLO 4</b>		 <b>125</b>
 <b><i>IL MODELLO PER LA VALUTAZIONE DEL RECUPERO DEL CALORE DI SCARTO</i></b>		 <b>125</b>

## Indice delle figure

<b>4.1</b>	<b>INTEGRAZIONE DEL CICLO ORC NEL VEICOLO</b>	<b>126</b>
<b>4.2</b>	<b>DATI MOTORE</b>	<b>129</b>
<b>4.3</b>	<b>IL VEICOLO ED I CICLI DI PROVA</b>	<b>136</b>
<b>4.4</b>	<b>IL MODELLO IN THERMOLIB</b>	<b>144</b>
4.4.1	EVAPORATORE	146
4.4.2	CARATTERIZZAZIONE DELL'EVAPORATORE	151
4.4.3	REGOLAZIONE DELLA PORTATA	157
4.4.4	L'ESPANSORE	161
<b>4.5</b>	<b>RISULTATI DELLE SIMULAZIONI</b>	<b>164</b>
4.5.1	SIMULAZIONI SUL CICLO PROVA NEDC	166
4.5.2	SIMULAZIONI SUL CICLO PROVA HIGHWAY	169
4.5.3	SIMULAZIONI SUL CICLO PROVA FTP-75	172
<b>4.6</b>	<b>CONCLUSIONI</b>	<b>176</b>
<b>CONCLUSIONI</b>		<b>178</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>		<b>181</b>

# Indice delle figure

Fig. 1 - Limiti nelle emissioni di anidride carbonica del parco autovetture mondiale .....	2
Fig. 2 - Flussi energetici in un MCI .....	4
Fig. 3 - Schema di un tipico dispositivo termoelettrico .....	8
Fig. 4 - Andamento della figura di merito al variare della temperatura per i materiali termoelettrici più comunemente utilizzati.....	9
Fig. 5 - Esempio di un sistema di recupero con TEG.....	10
Fig. 6 - Sistema doppio TEG per recupero dai gas di scarico e dal refrigerante .....	11
Fig. 7 - Schema del generatore termoelettrico con tubi di calore e dissipatori, misure espresse in mm .....	12
Fig. 8 - Ciclo ideale di un motore con turbocompound ed energia disponibile al recupero .....	14
Fig. 9 - Rappresentazione schematica del sistema di turbocompounding di tipo meccanico per motore sovralimentato .....	16
Fig. 10 - Andamento del consumo specifico di combustibile al variare del rapporto di espansione della turbina di recupero.....	17
Fig. 11 – Turbocompound meccanico per motori IVECO Cursor 13 .....	18
Fig. 12 - Andamento della potenza prodotta dal turbocompound e regime di rotazione della turbina di recupero in funzione del regime di rotazione.....	19
Fig. 13 - Esempio di turbocompounding elettrico.....	20
Fig. 14 – Layout del sistema propulsivo di un'autovettura di Formula 1 ....	21
Fig. 15 - Layout di ciclo Rankine per il recupero del calore dai gas di scarico .....	24
Fig. 16 – Sistema Dual-Loop-Rankine. Progetto BMW Turbosteamer, layout di impianto.....	26
Fig. 17 - Sistema Dual-Loop-Rankine. Progetto BMW Turbosteamer, P&ID .....	27
Fig. 18 - Progetto BMW Turbosteamer, sistema Dual-Loop-Rankine. Mappa motore.....	28
Fig. 19 - Layout del progetto Turbosteamer di seconda generazione .....	29
Fig. 20 – Prove al banco del progetto Turbosteamer: Termografia .....	29
Fig. 21 - Diagramma $T-s$ e schema a blocchi di un ciclo Rankine.....	33

## Indice delle figure

Fig. 22 – Diagramma $T-s$ del vapore e di alcuni tra i fluidi più comunemente impiegati nelle installazioni ORC. ....	40
Fig. 23 - Curva di saturazione di un fluido di tipo "wet" .....	41
Fig. 24 - Curva di saturazione di un fluido di tipo "dry" .....	42
Fig. 25 - Curva di saturazione per un fluido isentropico .....	43
Fig. 26 – Effetto del calore latente di evaporazione sulle irreversibilità del processo di scambio termico .....	44
Fig. 27 - Esempio di processo di scambio termico con miscela zeotropica. ....	45
Fig. 28 - Classificazione delle sorgenti termiche in funzione della temperatura .....	51
Fig. 29 - Scelta del fluido di lavoro in funzione temperatura della sorgente termica .....	52
Fig. 30 – Esempio di turbina assiale.....	54
Fig. 31 - Processo di espansione in un espansore scroll.....	58
Fig. 32 - Principio di funzionamento degli espansori alternativi .....	59
Fig. 33 – Principio di funzionamento degli espansori a palette .....	61
Fig. 34 - Principio di funzionamento degli espansori a vite.....	62
Fig. 35 – Processo di espansione in un espansore scroll .....	64
Fig. 36 – Trafilamenti sui fianchi e trafiletti radiali .....	65
Fig. 37 – Confronto tra ciclo Rankine tradizionale e ciclo Rankine organico in un esempio di applicazione WHR per cementificio.....	67
Fig. 38 – Sperimentazioni di espansori scroll in applicazioni ORC di piccola taglia evidenziate da Declaye et. al. ....	73
Fig. 39 - Procedura di determinazione delle condizioni steady-state per ORC .....	75
Fig. 40 – Mappa delle prestazioni del compressore SANDEN TRSA09.....	76
Fig. 41 – Potenza meccanica calcolata e potenza dichiarata dal costruttore per i compressori a) TRSA09 e b) TRSA012.....	77
Fig. 42 P&ID dell'impianto sperimentale .....	79
Fig. 43 – L'impianto ORC sperimentale .....	80
Fig. 44 - Particolare del termoregolatore ad olio diatermico: coibentazione delle scaldiglie .....	81
Fig. 45 - Collegamento a stella.....	82
Fig. 46- Generica serie di resistenze .....	83
Fig. 47 - Variazione del numero di giri della pompa dell'olio diatermico in funzione della frequenza di alimentazione e della temperatura del fluido... ..	87
Fig. 48 - Datasheet dell'evaporatore dell'impianto ORC.....	88
Fig. 49 - Datasheet del condensatore dell'impianto ORC .....	89

## Indice delle figure

Fig. 50 - Il ricevitore di liquido .....	90
Fig. 51 - Curve caratteristiche della pompa di movimentazione del fluido organico per diversi regimi di rotazione ottenute impiegando acqua come fluido di lavoro. ....	91
Fig. 52 – Misuratore di portata ad ingranaggi: particolare degli ingranaggi di misura e dei magneti del contaimpulsi .....	93
Fig. 53 – Caratteristiche dei trasduttori di pressione impiegati.....	94
Fig. 54 - Termoresistenza di tipo PT100.....	95
Fig. 55 – Correzione applicata alla sonda di temperatura TT01 dopo procedimento di calibrazione .....	96
Fig. 56 – Torsiometro e contatore di giri. In alto a sinistra il collegamento con il generatore e l'espansore. Sulla destra il Variac .....	97
Fig. 57 – Datasheet del torsiometro DATAFLEX® 16/30 .....	98
Fig. 58 – Quadro di controllo dell'impianto ORC .....	99
Fig. 59 – Il PLC Vipa “Slio” .....	100
Fig. 60 - Definizioni delle variabili relative al torsiometro in linguaggio AWL .....	101
Fig. 61 – Definizione delle variabili di pressione e temperatura in linguaggio AWL.....	102
Fig. 62 – Raggruppamento delle variabili I/O nella <i>VAT-table</i> del programma Step 7.....	103
Fig. 63 – Interfaccia di controllo HMI .....	104
Fig. 64 – Stralcio di codice per il calcolo delle proprietà del fluido e parallelizzazione del <i>ciclo for</i> per il calcolo delle stesse.....	105
Fig. 65 – Sezione dei compressori della famiglia SANDEN TRS: 1) frizione magnetica, 2) puleggia; 3) porta di aspirazione; 4) spirale mobile sulla sinistra e spirale fissa sulla destra; 5) luce di scarico; 6) valvola di ritegno .....	106
Fig. 66 - Il compressore scroll testato .....	107
Fig. 67 - Andamento della portata massica di R245fa corrispondente al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore .....	110
Fig. 68 - Andamento delle pressioni e del rapporto di espansione corrispondenti al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore.....	111
Fig. 69 - Andamento delle temperature e del surriscaldamento corrispondenti al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore....	111
Fig. 70 - Regime di rotazione corrispondente al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore.....	112

## Indice delle figure

Fig. 71 – Andamento del rendimento isoentropico in funzione del rapporto di espansione .....	116
Fig. 72 - Sovraespansione e sottoespansione. ....	117
Fig. 73 - Andamento del filling factor al variare del regime di rotazione per una pressione di aspirazione di 11 bar.....	121
Fig. 74 – Andamento del rendimento isoentropico dell’espansore in funzione del regime di rotazione per una pressione di aspirazione di 11 bar .....	122
Fig. 75 – Andamento della potenza meccanica in funzione del regime di rotazione per una pressione di aspirazione di 11 bar.....	122
Fig. 76 – Andamento del rendimento del ciclo ORC in funzione del rapporto di espansione riferito per $P_{asp}=11$ bar. ....	124
Fig. 77 - Soluzione di recupero del calore con sistema ORC installato a valle del catalizzatore.....	127
Fig. 78 – Curve di coppia del motore GM 1800cc.....	129
Fig. 79 - Mappa del consumo specifico di combustibile per il motore GM 1800cc .....	131
Fig. 80 - Mappa di dosatura per il motore GM 1800cc.....	132
Fig. 81 - Portata dei fumi per il motore GM 1800c.....	132
Fig. 82 - Frazione di calore associata ai fumi per il motore GM 1800c.....	133
Fig. 83 - Temperature dei gas esausti per il motore GM 1800 cc .....	134
Fig. 84 - Interfaccia Simulink per la simulazione del comportamento della Fiat Multipla in QSS Toolbox .....	137
Fig. 85 - Diagramma a blocchi del modello motore in QSS .....	139
Fig. 86 – Ciclo standardizzato NEDC .....	139
Fig. 87 - Ciclo standardizzato HIGHWAY .....	140
Fig. 88 - Ciclo standardizzato FTP-75 .....	141
Fig. 89 – Schema a blocchi del modello di recupero .....	144
Fig. 90 - Struttura del flow bus.....	145
Fig. 91 - Potenza termica fumi ciclo NEDC .....	146
Fig. 92 - Temperatura fumi NEDC .....	146
Fig. 93 - Blocchetto dell'evaporatore in Thermolib .....	147
Fig. 94 - Schematizzazione degli scambi termici all'interno dell'evaporatore .....	149
Fig. 95 - Sottosistema per la simulazione della Thermal Mass.....	150
Fig. 96 – Andamento dei coefficienti globali di scambio termico per l’evaporatore di 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18. ....	153

## Indice delle figure

Fig. 97 - Andamento dei coefficienti convettivi per l'evaporatore di 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18. ....	154
Fig. 98 - Andamento delle portate massiche dei fluidi attraverso i canali formati dalle 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18. ....	154
Fig. 99 - Andamento della temperatura media corretta lungo lo scambiatore .....	155
Fig. 100 - Disposizione delle porte nello scambiatore a 71 piastre.....	155
Fig. 101 - Andamenti dei coefficienti di scambio termico in funzione della portata massica di R245fa per l'evaporatore da 71 piastre .....	156
Fig. 102 - Schema a blocchi del controllore PID di Thermolib.....	157
Fig. 103 - Schema di un sistema di controllo in retroazione.....	158
Fig. 104 - Regolazione della temperatura del fluido organico nel ciclo NEDC: andamento temperatura e della portata massica del fluido organico.....	160
Fig. 105 - Regolazione della temperatura del fluido organico nel ciclo NEDC: andamento temperatura del fluido organico e della potenza termica dei fumi .....	160
Fig. 106 - Blocchetto rappresentante la turbina in Thermolib .....	162
Fig. 107 - Andamento della potenza meccanica prodotta dall'espansore rapportato al calore posseduto dai fumi. ....	163
Fig. 108 - Andamento della potenza termica veicolata dai fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo NEDC.....	168
Fig. 109 - Andamento del rendimento isoentropico dell'espansore e della percentuale di recupero di energia calcolata rispetto all'energia termica dei fumi nel ciclo NEDC .....	168
Fig. 110 - Andamento della temperatura dei fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo NEDC .....	169
Fig. 111 - Andamento della potenza termica veicolata dai fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo HIGHWAY .....	171
Fig. 112 - Andamento del rendimento isoentropico dell'espansore e della percentuale di recupero di energia calcolata rispetto all'energia termica dei fumi nel ciclo HIGHWAY .....	171
Fig. 113 - Andamento della temperatura dei fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo HIGHWAY .....	172
Fig. 114 - Andamento della potenza termica veicolata dai fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo FTP-75 .....	174

Indice delle figure

Fig. 115 - Andamento del rendimento isoentropico dell'espansore e della percentuale di recupero di energia calcolata rispetto all'energia termica dei fumi nel ciclo FTP-75.....174  
Fig. 116 - Andamento della temperatura dei fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo FTP-75.....175



## Indice delle tabelle

Tab. 1 - Ripartizione d'uso della potenza di combustione in un MCI.....	5
Tab. 2 - Riduzioni di consumo attese per differenti tecnologie di recupero ..	6
Tab. 3 - Turbocompounding vs ORC, potenze a confronto .....	25
Tab. 4 - Vantaggi e svantaggi delle due tecnologie .....	69
Tab. 5 - Caratteristiche principali degli elementi riscaldanti (scaldiglie) ....	82
Tab. 6 - Regolazione potenza elettrica scaldiglie.....	84
Tab. 7 - Principali caratteristiche dell'olio silconico HT22.....	85
Tab. 8 - Caratteristiche principali pompa olio diatermico.....	86
Tab. 9 – Esempio di richiamo delle proprietà del fluido dal programma Refprop all'ambiente Matlab.....	103
Tab. 10 - Principali caratteristiche del compressore SANDEN TRS090...	107
Tab. 11 - Post-processamento dei dati e definizione della condizione di funzionamento steady state dell'impianto ORC .....	109
Tab. 12 - Descrizione del punto di funzionamento della massima potenza prodotta dall'espansore .....	112
Tab. 13 - Riepilogo delle condizioni operative per le pressioni di ingresso nell'espansore di 8, 9 e 10 bar .....	114
Tab. 14 - Elenco delle prestazioni massime registrate nella campagna di prove per l'espansore e l'impianto ORC .....	123
Tab. 15 - Dati motore GM 1800cc .....	129
Tab. 16 - Composizione di riferimento dell'aria.....	135
Tab. 17 – Rapporti cambio della FIAT Multipla.....	138
Tab. 18 – Calcolo dei coefficienti di scambio termico per un evaporatore di 71 piastre per un punto di funzionamento motore di medio carico .....	152
Tab. 19 - Coefficienti di regolazione del controllore PID per le simulazioni del ciclo NEDC per evaporatori da 29 e 71 piastre .....	161
Tab. 20 – Energia recuperata nella percorrenza del ciclo NEDC .....	167
Tab. 21 - Energia recuperata nel ciclo HIGHWAY .....	170
Tab. 22 - Energia recuperata nella percorrenza del ciclo FTP-75 .....	173
Tab. 23 - Taglia dell'evaporatore di massimo recupero per ciclo di prova motore.....	176

# Introduzione

---

Durante il normale funzionamento di un motore a combustione interna (MCI), una quota variabile solamente tra il 30% ed il 45% dell'energia sviluppata durante la combustione riesce ad essere convertita in energia meccanica; il restante 55-70% viene disperso in ambiente sotto forma di energia termica, principalmente attraverso i fumi di scarico ed attraverso l'impianto di raffreddamento.

Con maggior grado di dettaglio, nelle migliori condizioni di esercizio, i motori alimentati a benzina riescono a raggiungere livelli di rendimento prossimi al 35%, mentre alimentati a gasolio riescono a sfiorare la quota del 45%, sempre riferendosi alle condizioni operative di massimo rendimento.

Risulta quindi evidente come, per entrambe le tipologie di motori, l'applicazione di un sistema di recupero dell'energia termica e la sua conseguente conversione in energia meccanica, possano portare ad una notevole diminuzione del consumo specifico di combustibile, ancor più alla luce del fatto che, durante le normali condizioni di esercizio, tali motori si trovano ad operare per la maggior parte del tempo ben al di sotto delle condizioni di massima efficienza [1], con conseguente incremento della quota di energia dispersa attraverso fumi e sistema di raffreddamento.

Diverse sono le soluzioni attualmente in fase di sviluppo al fine rendere possibile tale recupero e tra le più promettenti può essere sicuramente annoverata l'applicazione di un ciclo Rankine a fluido organico (ORC), specialmente nel caso di recupero del calore residuo dei gas di scarico dei mezzi pesanti.

Il primo prototipo di impianto ORC per autotrazione risale alla seconda metà degli '70 del secolo scorso, quando grazie ad un programma di ricerca finanziato dal Dipartimento dell'Energia degli Stati Uniti d'America (DOE) e sviluppato da Mack Trucks e Thermo Electron Corporation, un sistema a ciclo Rankine a fluido organico è stato installato su un motore diesel Mack Truck rivelando una diminuzione del consumo specifico di combustibile pari al 10-12% nei test autostradali [2].

Negli anni successivi ricerche simili sono state portate avanti da altri istituti di ricerca e costruttori automobilistici, tanto che attualmente l'installazione di

## Introduzione

impianti ORC è una soluzione praticabile non soltanto nel settore del trasporto pesante, bensì anche nel settore delle autovetture. Risale a qualche anno ormai la realizzazione del progetto Turbosteamer [3], promosso dalla casa automobilistica tedesca BMW, volto allo sviluppo di un prototipo di impianto ORC da installare su una berlina di fascia media equipaggiata con motore diesel.

Lo scopo di questo lavoro è quello di analizzare il quantitativo di energia recuperabile dai fumi di scarico di un motore a combustione interna alimentato a benzina e, mediante la creazione di un modello di simulazione di un ciclo Rankine a fluido organico, eseguire delle valutazioni sul dimensionamento dei componenti cruciali di tale sistema di recupero, nella fattispecie, evaporatore ed espansore.

Il motore in oggetto è un 4 cilindri in linea ad accensione comandata e aspirazione naturale, con una cilindrata di 1796 cm<sup>3</sup> e un rapporto di compressione di 10,50:1, capace di erogare 104 kW di potenza massima a 6200 RPM e una coppia massima di 173 N·m a 3800 RPM, di cui non viene riportato il produttore a protezione dei dati sensibili.

Per poter descrivere gli aspetti prestazionali del propulsore e per descrivere tutte le variabili energetiche necessarie al dimensionamento e all'analisi dell'unità di recupero durante la percorrenza di un normale ciclo di prova standardizzato, si è ipotizzato che tale motore andasse idealmente ad equipaggiare una monovolume compatta e di conseguenza sono state dimensionate le componenti della trasmissione e definiti gli ingombri del veicolo.

Le motivazioni sottese alla scelta di una monovolume compatta sono state dettate dal desiderio di raggiungere l'impegnativo traguardo dei 95 grammi di CO<sub>2</sub> emessa per chilometro percorso, obiettivo imposto per l'anno 2020 dalla Commissione Europea tramite la Direttiva 443/2009.

Di conseguenza si è optato per un veicolo dalle dimensioni sufficientemente ampie da poter ospitare sia un sistema di propulsione ibrida da accoppiare all'impianto ORC per esaltarne le potenzialità, sia le bombole di stoccaggio del metano per convertire l'alimentazione del motore al fine di ridurre le emissioni, coerentemente con il pensiero della Commissione Europea in merito alla mobilità sostenibile e alla riduzione delle emissioni, chiaramente

## Introduzione

espresso *dall'European Road Transport Research Advisory Council* (ERTRAC) nelle sue roadmap.

Noti i flussi termici in gioco si è proceduto al dimensionamento dell'evaporatore dell'impianto di recupero, interfaccia tra il MCI e l'impianto ORC e per ridurre gli ingombri si è optato per la tipologia a piastre, capaci di garantire elevati coefficienti di scambio termico in dimensioni contenute. A mezzo software specifico, sono stati calcolati i coefficienti caratteristici per tre differenti taglie della medesima tipologia di scambiatore al fine di poter valutare l'impatto delle dimensioni dello stesso sui rendimenti di recupero.

Contemporaneamente alla realizzazione del modello si è proceduto all'allestimento, messa in marcia e sperimentalmente di un prototipo di impianto ORC di piccola taglia caricato con gas frigorifero R245fa ed equipaggiato con un espansore volumetrico di tipo scroll ottenuto apportando delle piccole modifiche ad un compressore per il condizionamento dell'aria abitacolo di un autoveicolo. I dati sulle prestazioni dell'espansore sono stati organizzati sotto forma di mappe ed utilizzati per riprodurre il comportamento della macchina volumetrica all'interno del modello del sistema di recupero. Essendo le prestazioni dell'espansore fortemente vincolate alla tipologia di gas utilizzato, anche nella realizzazione del modello si è mantenuto l'utilizzo dell'R245fa come fluido di lavoro al fine di poter avere una descrizione del comportamento dell'espansore quanto più veritiera possibile.

La regolazione della portata di fluido organico circolante è stata affidata all'emulazione di un controllore PID tarato per garantire una circolazione di portata massica di fluido evolvente tale da mantenerne costante la temperatura di evaporazione al variare della potenza termica in ingresso, proteggendo il fluido stesso da pericolose degradazioni e garantendo un livello di surriscaldamento ottimale per il funzionamento dell'espansore.

# Capitolo 1

---

*Tecnologie per il recupero del calore dai motori a combustione interna per autotrazione*

## 1.1 Sistemi di recupero ed abbattimento delle emissioni di CO<sub>2</sub>

Di pari passo con l'aumentata sensibilità nei confronti delle problematiche relative al surriscaldamento globale la legislazione riguardante le emissioni di anidride carbonica si fa sempre più stringente.

Volgendo lo sguardo verso gli obiettivi di riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> nel panorama mondiale, si osserva come l'Europa, leader sia nel rispetto della legislazione relativa all'abbattimento delle emissioni sia nelle tecnologie relative ai motori a combustione interna, abbia imposto alle case automobilistiche tramite il Regolamento 443/2009 il raggiungimento dei 95 grammi di anidride carbonica emessa per chilometro percorso come media dell'emissioni del loro parco vetture entro il 2020[4].

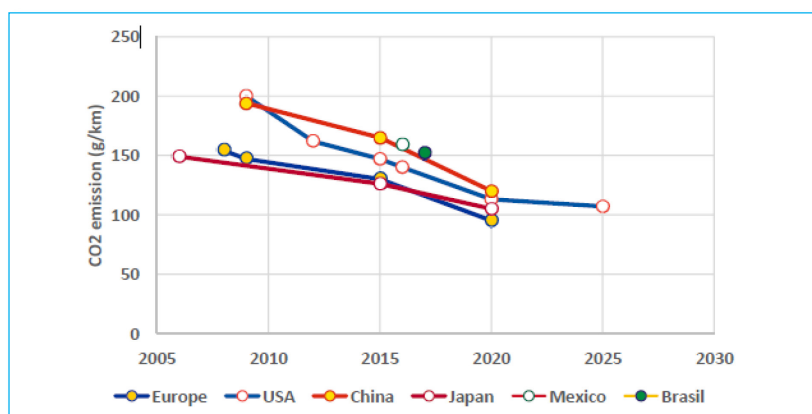


Fig. 1 - Limiti nelle emissioni di anidride carbonica del parco autovetture mondiale

Stesso trend, ma con parametri meno restrittivi, come illustrato nella figura 1, è seguito dagli USA, che ambiscono al raggiungimento dello stesso quantitativo di emissioni fissato in Europa, ma da raggiungersi solo entro il 2025, mentre il Giappone ha optato per la misura dei 100g/km e la Cina per i 120 g/km, imponendosi entrambi i paesi il raggiungimento di tali traguardi entro l'anno 2020 [5, 6].

Per il conseguimento di tali risultati, l'ERTRAC (*European Road Transport Research Advisory Council*), ovvero la piattaforma tecnologica europea che ha la finalità di coalizzare tutti gli stakeholder del trasporto stradale verso una

## Capitolo 1

comune visione degli obiettivi da raggiungere nel campo della ricerca nei settori dei trasporti, nella sua agenda di pianificazione strategica pone un forte accento sulle notevoli potenzialità dei sistemi di recupero del calore ai fini dell'incremento dell'efficienza dei MCI, specialmente ad elevati carichi di funzionamento e nelle applicazioni per il trasporto pesante.

Infatti, durante il normale funzionamento di un motore a combustione interna, fino al 70% dell'energia di combustione viene convertita in calore integralmente disperso in ambiente attraverso i fumi ed il sistema di raffreddamento.

Essere in grado di riutilizzare una parte di tale energia non può che produrre un notevole incremento sull'efficienza dei sistemi di propulsione ed una conseguente diminuzione sia in termini di consumo di carburante sia in termini di diminuzione delle emissioni, giustificando quindi il notevole interesse della comunità scientifica nell'implementazione di tecnologie atte ad espletare tale recupero [7].

Le ragioni alla base di un così grande ammontare di energia dissipata durante il funzionamento di un motore a combustione interna, risiedono essenzialmente nelle irreversibilità che si creano nelle trasformazioni termodinamiche alla base del funzionamento del motore stesso.

Tra i maggiori imputati nella creazione di tali irreversibilità, vi è certamente la rapida espansione dei gas all'interno dei cilindri con conseguente instaurazione di elevati gradienti termici, moti turbolenti ed ingenti trasferimenti di calore tra fluido, pistoni e camicie dei cilindri.

Il così rapido evolversi delle trasformazioni termodinamiche che avvengono all'interno dei cilindri fa sì che al momento dello scarico i gas possiedano una pressione maggiore di quella ambiente e vengano espulsi prima del completamento della fase di espansione per poter preparare il cilindro ad accogliere nuovamente la carica fresca ricominciando il ciclo. In questo modo, i prodotti di combustione possono essere facilmente espulsi attraverso le luci delle valvole e convogliati nel collettore di scarico per poi terminare la loro corsa verso l'ambiente esterno [8].

Nonostante negli ultimi anni le case automobilistiche abbiano tentato di ridurre al minimo tali irreversibilità, intervenendo principalmente sul processo di combustione e sui sistemi di iniezione, il rendimento massimo di un MCI non supera il valore del 45% in condizioni di funzionamento ottimali e, proprio alla luce di tali miglioramenti, si ritiene che ulteriori incrementi

## Capitolo 1

dell'efficienza termica, attraverso l'ottimizzazione del processo di combustione, non siano possibili [9].

Avendo quindi i MCI quasi raggiunto i massimi valori di efficienza possibile, risultano evidenti le motivazioni che spingono il mondo della ricerca a vagliare delle soluzioni alternative, che pur non aumentando l'efficienza del motore stesso, portino ad un incremento dell'efficienza complessiva del sistema di propulsione, volgendo particolare attenzione a quella quota di energia rimasta fino ad oggi quasi del tutto inutilizzata.

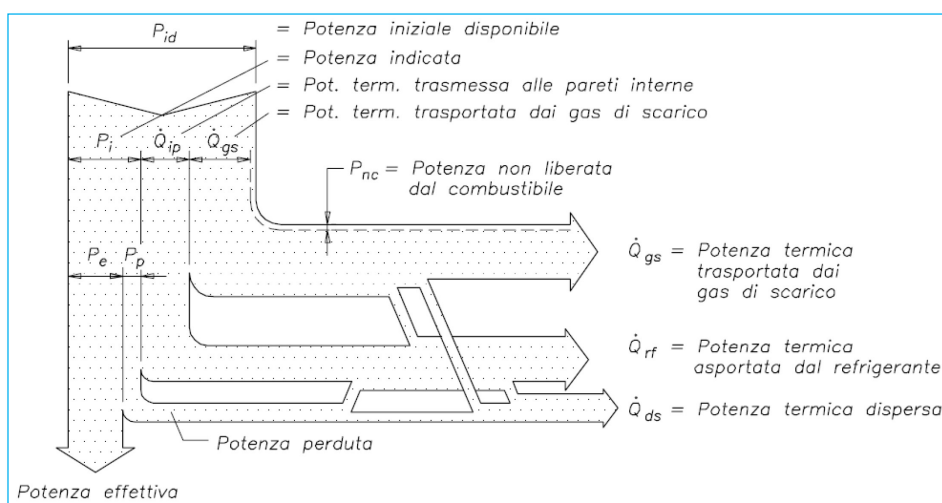


Fig. 2 - Flussi energetici in un MCI

Per comprendere funzionamento e potenzialità di tali tecnologie di recupero innovative, è di primaria importanza capire come l'energia di combustione venga spesa durante il funzionamento del propulsore, come illustrato nel diagramma di Sankey riportato a continuazione [10].

La potenza generata dalla combustione della carica fresca, esprimibile come il prodotto tra la portata di combustibile e il suo potere calorifico, indicata nel diagramma di figura 2 come *potenza inizialmente disponibile* ( $P_{id}$ ), viene successivamente ripartita in:

- *Potenza indicata* ( $P_i$ ), ceduta dal fluido al pistone;
- *Potenza termica trasmessa alle pareti interne* della camera di combustione ( $\dot{Q}_{ip}$ );



## Capitolo 1

- Potenza termica associata ai *gas di scarico* ( $\dot{Q}_{gs}$ );
- Potenza persa a causa di incompleta combustione ( $P_{nc}$ );

Inoltre, una quota variabile della potenza indicata ( $P_i$ ), generalmente riconducibile al 4-8% di  $P_{id}$ , viene spesa per vincere gli attriti e comandare gli ausiliari, pertanto la potenza effettiva  $P_e$  realmente trasmessa all'albero motore viene definita come  $P_e = P_i - P_p$ .

La componente di tale potenza persa  $P_p$ , dissipata per via dell'attrito tra pistone e camicia del cilindro, viene trasmessa simultaneamente al refrigerante, al lubrificante e all'ambiente esterno tramite convezione ed irraggiamento; quest'ultima frazione, indicata in figura come  $\dot{Q}_{ds}$ , comprensiva anche di una quota delle potenze termiche associate ai gas e al refrigerante, corrispondente ad una quota variabile tra il 10-15% di  $\dot{Q}_{gs}$ , viene dispersa in ambiente proprio a causa dei fenomeni di convezione ed irraggiamento dovuti al riscaldamento dei collettori di scarico da parte dei gas stessi.

Infine, la potenza termica  $\dot{Q}_{rf}$ , associata al *fluido refrigerante*, sarà costituita fondamentalmente dalla potenza termica trasmessa alle pareti interne della camera di combustione ( $\dot{Q}_{ip}$ ), incrementata sia dal riscaldamento dei collettori ad opera dei gas di scarico, sia dalle dispersioni generate per attrito. Tale somma di potenze termiche dovrà essere ridotta della quota di potenza termica dispersa in ambiente per convezione ed irraggiamento in seno al refrigerante stesso.

Quanto sopra esposto è chiaramente riassunto nella tabella 1 [10] in cui si riportano le potenze mediamente disperse, intese come frazioni della potenza inizialmente disponibile, sia per motori Otto sia per motori Diesel in regime di funzionamento a pieno carico.

Ciclo	$P_e$ [%]	$\dot{Q}_{gs}$ [%]	$\dot{Q}_{rf}$ [%]	$\dot{Q}_{ds}$ [%]
<b>Otto</b>	35 – 40	35 – 45	20 – 35	3 – 8
<b>Diesel</b>	40 – 45	30 – 40	20 – 30	2 – 6

Tab. 1 - Ripartizione d'uso della potenza di combustione in un MCI

Sempre con riferimento alla tabella 1, è osservabile come a pieno carico la potenza termica dispersa tramite il fluido refrigerante sia dello stesso ordine di grandezza di quella trasportata dai fumi di scarico.

## Capitolo 1

Definito quindi l'ammontare di potenza termica disponibile per il recupero, nei paragrafi successivi verranno passate in rassegna quelle che, tra le tecnologie attualmente oggetto di ricerca, sembrano essere le più promettenti ai fini del recupero, sia dal punto di vista della fattibilità, sia dal punto di vista dei rendimenti attesi, premettendo che lo stato di avanzamento nell'applicazione di tali sistemi, per ragioni di spazi disponibili e carichi motore più elevati, è marcatamente più avanzato nel settore del trasporto pesante, pur non mancando esempi applicativi su autovetture.

Nella fattispecie, il **turbocompounding** è già disponibile nel mercato delle applicazioni pesanti [7], il sistema **ORC** è in fase di testing su autobus ed autotreni e non mancano esempi applicativi di *sistemi di recupero termoelettrici (TEG)*.

I progressi in campo automobilistico risultano invece essere più lenti [7], per ragioni legate alla produzione su larga scala di componenti specifici e a una diminuzione del rapporto costi benefici se paragonate ad altre tecnologie disponibili.

Nonostante tale ritardo, anche nel settore automobilistico non mancano esempi applicativi delle tre tecnologie ora discusse.

In linea di massima i rendimenti di recupero attesi per tali applicazioni [7] variano da un minimo del 5% per le applicazioni automotive per arrivare ad un più significativo, viste le maggiori potenze in gioco, 6% per le applicazioni Heavy Duty, come sintetizzato nella tabella 2, riportata a continuazione.

Tecnologia	Beneficio per LDV, NEDC	Beneficio HDV
<b>ORC</b>	3 – 5 %	4 – 6 %
<b>TEG</b>	2 – 4 %	1 – 2,5 %
<b>Turbocompounding</b>	1 – 3 %	1 – 3 %

Tab. 2 - Riduzioni di consumo attese per differenti tecnologie di recupero

Rimane però difficile capire quale delle tre uscirà vincitrice nella corsa allo sviluppo [6], visto che tutte presentano vantaggi e svantaggi a cui si darà risalto nel prosieguo della trattazione, focalizzando l'attenzione principalmente sui cicli Rankine a fluido organico, oggetto del presente lavoro.

## Capitolo 1

## 1.2 Generatori termoelettrici (TEG)

Ideati nel 1821 da Thomas Johann *Seebeck* [11], i generatori termoelettrici sfruttano l'omonimo effetto la generazione di energia elettrica a partire da un gradiente termico tra due differenti semiconduttori tra loro accoppiati elettricamente.

Viste la semplicità di manutenzione, la silenziosità, l'affidabilità e l'assenza di parti meccaniche in movimento, si ritiene che tali dispositivi rivestiranno in futuro un ruolo dominante nel recupero termico in ambito automotive [8]. Andando ad esempio ad alimentare gli ausiliari elettrici con l'energia da essi prodotta, i TEG rendono possibili riduzioni dei consumi di carburante fino a valori del 4%, così che produttori quali BMW, VW e GM ne stanno attualmente testando alcuni prototipi.

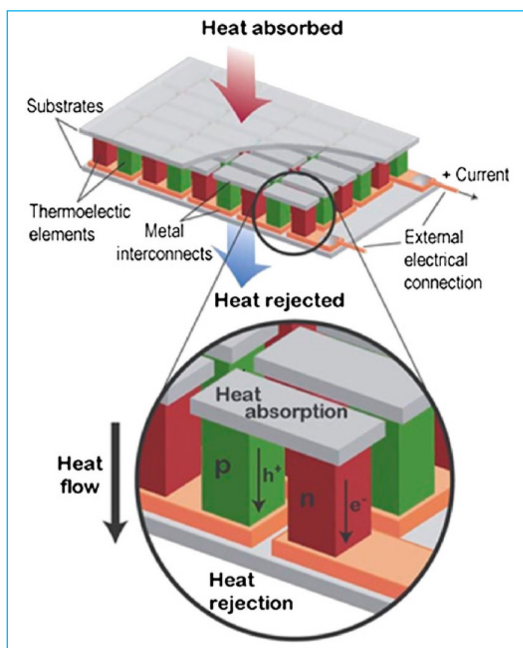


Fig. 3 - Schema di un tipico dispositivo termoelettrico

Anche nel settore Heavy Duty, produttori come Volvo Trucks e Renault Trucks hanno compiuto notevoli passi in avanti in tale direzione, pur essendo

## Capitolo 1

i risparmi in termini di combustibile percentualmente più contenuti, essendo la frazione di potenza necessaria agli ausiliari Elettrici percentualmente inferiore[7].

Alla serie di vantaggi ora esposti si contrappone però la bassa efficienza termica, solitamente inferiore al 4% e determinata dalla *figura di merito* del materiale termoelettrico utilizzato, quantità definibile come [12]:

$$ZT = \frac{S^2 T}{k\rho}$$

dove  $S$  [ $\mu\text{VK}^{-1}$ ] è il *coefficiente di Seebeck* o Potere Termoelettrico,  $T$  [K] la *temperatura assoluta*,  $k$  [ $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ] la *conducibilità termica* e  $\rho$  [ $\Omega\text{m}$ ] la *resistività* del materiale. Maggiore sarà la cifra di merito, migliore sarà il recupero effettuato dal materiale selezionato e perché ciò avvenga tale materiale dovrà possedere, per data temperatura, un elevato coefficiente di Seebeck, una bassa conducibilità termica al fine di mantenere la differenza di temperatura sulle giunzioni ed una bassissima resistenza elettrica, onde minimizzare le perdite per effetto Joule.

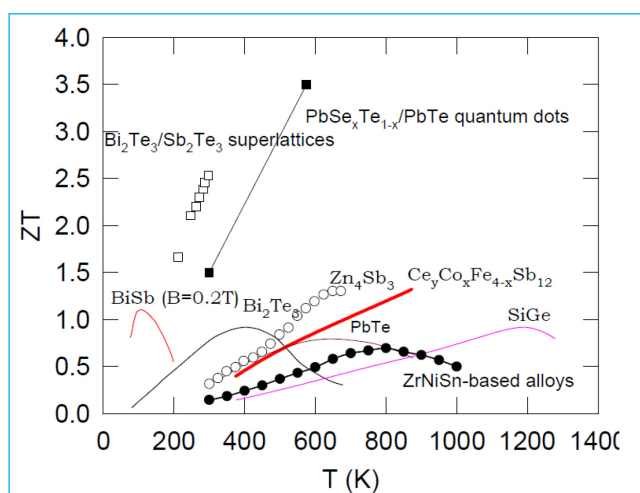


Fig. 4 - Andamento della figura di merito al variare della temperatura per i materiali termoelettrici più comunemente utilizzati

## Capitolo 1

La figura 4 illustra la dipendenza della figura di merito  $ZT$  dalla temperatura per i materiali più comunemente utilizzati:  $BiSb$ ,  $Bi_2Te_3$ ,  $PbTe$ , e  $SiGe$ . Da notare come l'indice di merito per tali materiali sia costantemente sotto l'unità.

Sempre nella stessa figura viene illustrata suddetta dipendenza per i nuovi materiali, quali i *superreticoli*  $Bi_2Te_3/Sb_2Te_3$ , i *punti quantici*  $PbSe_{1-x}Tex/PbTe$ , le *skutteruditi*  $Ce_yCo_xFe_{4-x}Sb_{12}$  e le *leghe* a base di  $ZrNiSn$ , che a partire dagli anni '90, grazie a figure di merito di gran lunga più elevate, hanno rinvigorito l'interesse nei confronti di tale tecnologia [12].

Considerando le applicazioni nel settore automobilistico, sempre con riferimento alla figura 4, si può ritenere che le principali fonti di calore sfruttabili da un TEG siano i gas di scarico (400 – 800 °C) e il fluido refrigerante (80 – 100 °C), da cui è possibile dedurre che il generatore termoelettrico debba essere alloggiato o a valle dei collettori di scarico o sul radiatore di raffreddamento, rimpiazzandolo almeno parzialmente.

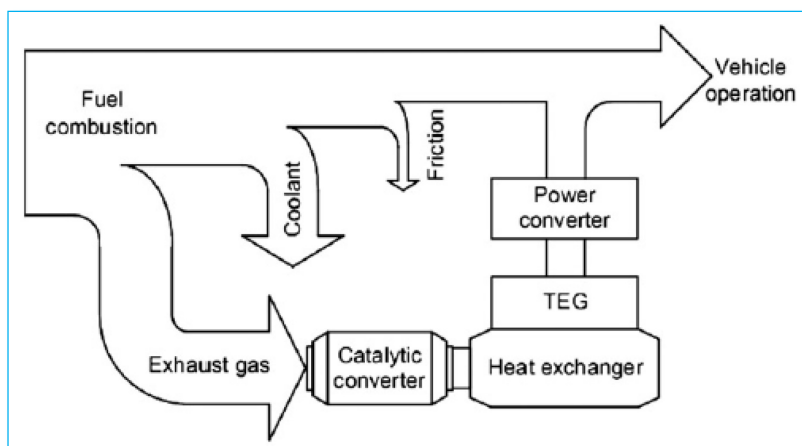


Fig. 5 - Esempio di un sistema di recupero con TEG

Comunemente però, le installazioni, come ad esempio quella riportata in figura 5, privilegiano i collettori di scarico per via delle elevate temperature che li caratterizzano, per la maggiore semplicità di realizzazione e per la ridotta influenza sul funzionamento del motore.

In questo esempio, il calore scaricato attraverso i gas di scarico viene raccolto da uno scambiatore dotato di generatore termoelettrico ed ubicato a valle del convertitore catalitico. La corrente elettrica sarà generata dalla differenza di

## Capitolo 1

potenziale indotta per effetto Seebeck e condizionata da un convertitore di potenza per poi essere utilizzata come alimentazione per gli ausiliari elettrici.

L'efficienza del sistema di recupero termoelettrico  $\varepsilon$  potrà essere calcolata per mezzo della seguente equazione:

$$\varepsilon = \frac{\frac{T_H - T_C}{T_H} \int_{T_C}^{T_H} \frac{\sqrt{ZT + 1} - 1}{\sqrt{ZT + 1} \frac{T_C}{T_H}} dT}{T_H - T_C}$$

dove  $T_H$  e  $T_C$  sono le temperature dei lati caldo e freddo, rispettivamente. Ipotizzando di operare il recupero con una temperatura dei fumi,  $T_H$ , pari a 400°C e con la temperatura dell'impianto di raffreddamento,  $T_C$ , di 100°C, la migliore soluzione costruttiva per tale intervallo di temperatura sarà quella che prevede l'utilizzo delle skutteruditi, linea rossa di figura 3. L'indice di merito per tali materiali sarà quindi circa uguale ad uno.

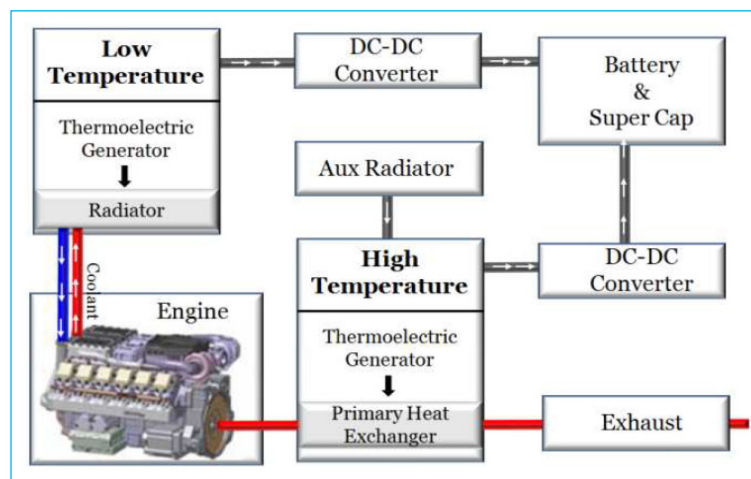


Fig. 6 - Sistema doppio TEG per recupero dai gas di scarico e dal refrigerante

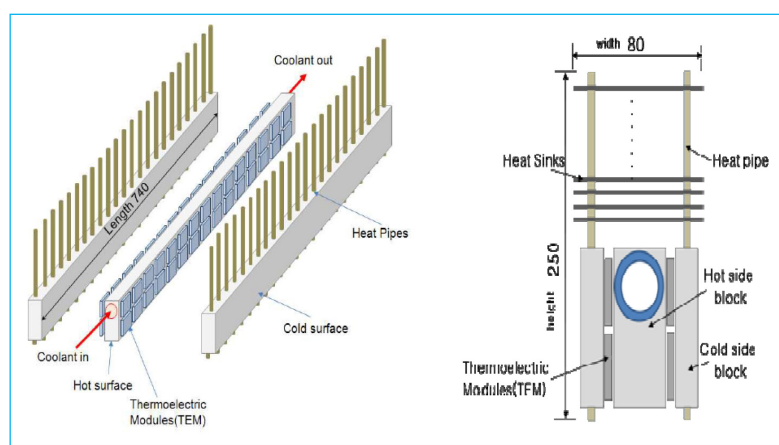
Sfruttando la relazione sopra riportata ne consegue un'efficienza di recupero  $\varepsilon$  approssimativamente pari al 6,7%.

Particolarmente degno di nota è il prototipo realizzato da Baatar e Kim [13], in cui il radiatore di raffreddamento è stato sostituito da uno scambiatore di

## Capitolo 1

calore dotato di generatore termoelettrico. Pur sottolineando la maggiore complessità realizzativa rispetto alle soluzioni applicate per i gas esausti e il minor rendimento di recupero come conseguenza di una minore entità delle temperature in gioco, gli autori sottolineano come anche la percentuale di recupero dal fluido di raffreddamento sia tutt'altro che trascurabile.

La soluzione proposta per l'impianto di raffreddamento, prevede l'impiego di moduli termoelettrici in  $Be_2Te_3$  con una  $ZT \cong 0.7$  ed utilizza un sistema di raffreddamento ad aria composto da tubi di calore e dissipatori, come riportato in figura 7.



**Fig. 7 - Schema del generatore termoelettrico con tubi di calore e dissipatori, misure espresse in mm**

Confrontate con quelle di un radiatore tradizionale, le prestazioni di raffreddamento del sistema risultano essere particolarmente elevate, tanto da permettere una riduzione prossima al 50% delle dimensioni complessive, grazie alla combinazione degli effetti di raffreddamento e di trasformazione dell'energia termica in energia elettrica.

Per quanto concerne il recupero invece, si riportano efficienze del generatore variabili tra il 3 ed il 10%, a seconda della condizione operative del veicolo: la prima a carico nullo e la seconda in moto alla velocità costante di 80 km/h, entrambe calcolate con la relazione precedentemente proposta.

Nella prima condizione la differenza di temperatura tra il lato caldo e quello freddo è di 25°C e la potenza massima è pari a 28,5 W; mentre nelle



## Capitolo 1

condizioni di guida la differenza di temperatura sale a  $75^{\circ}\text{C}$  e la massima potenza raggiunge il valore di 75 W. In tale condizione, il motore da 2.0 L di cilindrata e 100 kW di potenza massima utilizzato per i test, opera con un carico di raffreddamento di circa 18 kW; di conseguenza l'efficienza globale del sistema è all'incirca pari allo 0.4%, lasciando ampi spazi di miglioramento, in primis mediante l'incremento del numero di moduli TEG utilizzati nell'impianto ed in secondo luogo utilizzando materiali termoelettrici con una maggior figura di merito.

### 1.3 Il Turbocompound

Sviluppata a partire dagli anni '40 il turbocompound è una tecnologia di derivazione aeronautica la cui applicazione è ormai consolidata nel settore Heavy Duty [7, 14, 15], che prevede il recupero di parte dell'energia posseduta dai gas di scarico per mezzo di una loro espansione in turbina.

La reintroduzione di tale energia nel sistema di propulsione può essere effettuata sia per via meccanica direttamente sull'albero motore, si parlerà dunque di *turbocompounding meccanico*, sia per via elettrica, originando il sistema noto come *turbocompounding elettrico*.

Considerando che quasi tutti i motori ad accensione spontanea presentano sistemi di sovralimentazione [14, 15] e che gli sviluppi futuri del mercato automobilistico prevedano un uso estensivo della sovralimentazione anche per i motori ad accensione comandata, appaiono lampanti le potenzialità esprimibili da tale tecnologia [15].

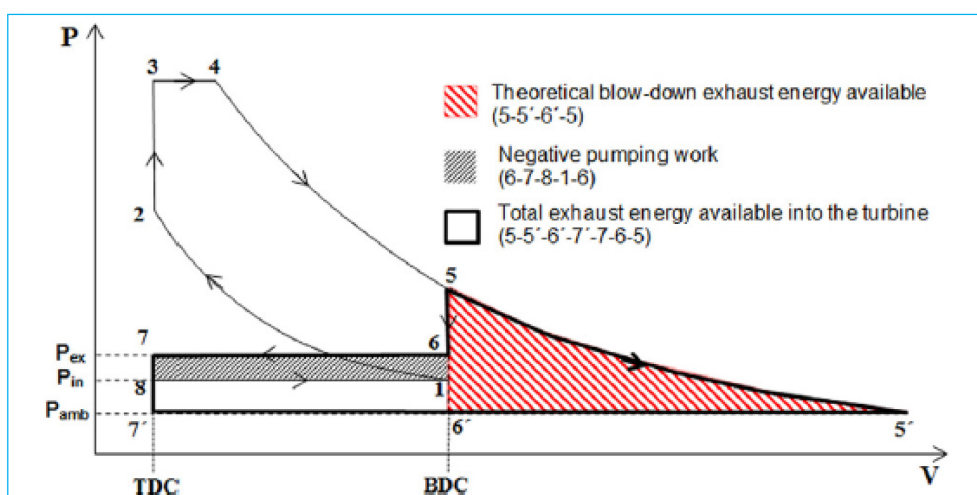


Fig. 8 - Ciclo ideale di un motore con turbocompound ed energia disponibile al recupero

Difatti, nei motori turbocompressi l'energia posseduta dai gas di scarico risulta essere spesso maggiore di quella richiesta dal processo di compressione, la quota in eccesso deve quindi essere necessariamente dissipata in ambiente. Tale dispersione può essere realizzata mediante by-pass di parte del gas attraverso l'apertura della valvola *wastegate*, oppure tramite

## Capitolo 1

l'utilizzo di *turbine a geometria variabile* che, chiudendo uno stadio statorico a monte della turbina stessa, ivi realizzano una perdita di carico [15, 16]. Evitando tali dispersioni e forzando i gas di scarico ad una nuova espansione, sarà quindi possibile operare il recupero di parte dell'energia altrimenti dispersa [17].

La quantità di energia recuperabile mediante tale espansione è facilmente individuabile riportando sul piano di Clapeyron il ciclo ideale di un motore con turbocompound, dove la pressione di scarico è maggiore di quella di aspirazione[18].

Considerando una espansione dei gas di scarico fino alla pressione ambiente, l'energia trasferibile in turbina, al lordo del lavoro del compressore, sarà data dalla somma tra il lavoro di espansione isoentropica rappresentato dall'area 5-5'-6-5 e l'area 6-6'-7-6 che si trova al di sotto della pressione dei fumi durante la corsa di scarico.

Il lavoro di sostituzione della carica operata nelle corse di espansione e scarico, sarà dato invece dall'area 6-7-8-1-6.

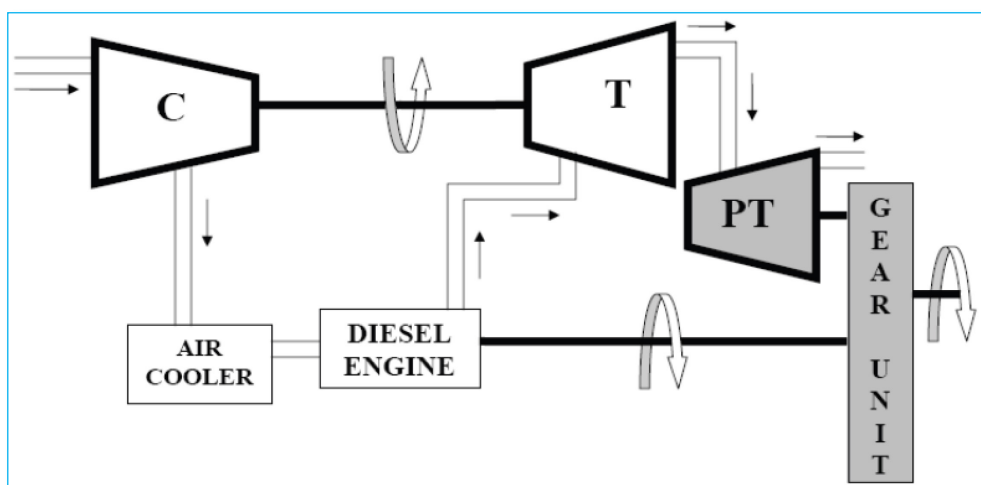
Eliminando tale area dall'area 5-5'-6-7'-7-6-5 precedentemente descritta, si ottiene il lavoro idealmente estraibile tramite recupero.

Con riferimento al settore del trasporto pesante, quanto finora espresso si traduce nelle seguenti installazioni: Caterpillar, con il proprio turbocompound meccanico e 50000 miglia percorse in attività di test su percorrenza extraurbana, riporta riduzioni del consumo specifico di combustibile del 4,7%. Cummins dichiara per lo stesso tipo di tecnologia un 6% di analogia riduzione per percorrenze a pieno carico e 3% a carichi parziali e, sempre con riferimento a condizioni di marcia a pieno carico, le riduzioni di consumo specifico dei test di Scania su motore Diesel da 11,6 litri sovralimentato, prima a commercializzare il sistema a partire dal 1991 [18], si attestano al 5% [17]. Per concludere, Iveco, sul suo motore Cursor 13 da 441 kW, dichiara conseguibile un incremento di potenza dell'8% mediante turbocompounding meccanico con sistema di accoppiamento idraulico [19].

### 1.3.1 Turbocompounding meccanico

In figura 10 si riporta il layout di una possibile configurazione di turbocompounding meccanico applicato ad un motore Diesel sovralimentato.

## Capitolo 1



**Fig. 9 - Rappresentazione schematica del sistema di turbocompounding di tipo meccanico per motore sovralimentato**

Il notevole quantitativo di energia ancora posseduto dai fumi all'uscita dalla turbina (T) del turbocompressore, anziché essere direttamente disperso in ambiente con le modalità precedentemente descritte, può agevolmente essere recuperato forzando i gas ad espandere in una seconda turbina (PT). Tramite uno specifico treno di riduzione, la potenza meccanica così generata potrà essere restituita al sistema di propulsione direttamente all'albero motore, operando una notevole diminuzione del consumo specifico di combustione, limitata purtroppo dall'incremento di contropressione allo scarico indotto dall'inserimento di una seconda turbina [17].

Analisi parametriche volte ad investigare sugli effetti del rapporto di espansione della seconda turbina sul consumo specifico al variare dei carichi motore [17], mostrano come la generale diminuzione del consumo specifico conseguente all'aumento del rapporto di espansione in turbina sia strettamente correlata al carico motore.

## Capitolo 1

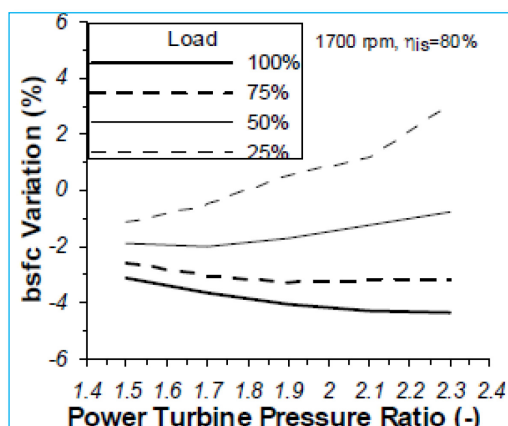


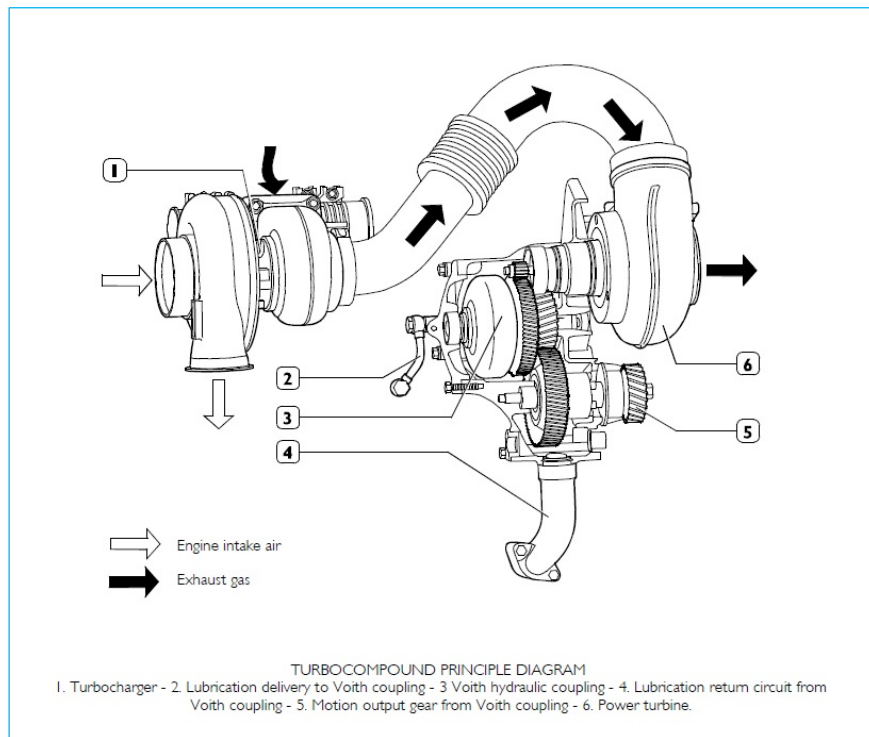
Fig. 10 - Andamento del consumo specifico di combustibile al variare del rapporto di espansione della turbina di recupero

In particolare, come illustrato in figura 11, ai bassi carichi di funzionamento, può addirittura verificarsi un'inversione di tendenza delle prestazioni complessive dell'unità propulsiva: per un carico motore pari al 50%, all'aumentare del rapporto di espansione si verifica inizialmente l'attesa riduzione del consumo specifico per poi invertire il trend trasformandosi in un aumento del consumo specifico di combustibile ai più alti rapporti di espansione.

Adirittura, per carichi motore del 25%, il consumo specifico risulta essere in costante aumento, evidenziando come l'effetto negativo dell'incremento della contropressione allo scarico dovuto alla presenza della seconda turbina sia maggiore del recupero ottenuto. Per i bassi carichi di funzionamento dunque, l'incremento del lavoro espulsione della carica dovuto all'aumento della *back pressure* supera il lavoro prodotto dall'espansione dei fumi nella turbina di recupero.

Per esaustività della trattazione, si riporta in figura 12 il gruppo di turbocompounding commercializzato da Iveco, coerente con il layout finora discusso[20].

Capitolo 1



**Fig. 11 – Turbocompound meccanico per motori IVECO Cursor 13**

La soluzione proposta prevede l’installazione di una turbina di recupero collegata fluidodinamicamente in serie con il gruppo turbocompressore e meccanicamente con l’albero motore.

Un giunto idraulico opera la riduzione del regime di rotazione dai 52000 RPM della turbina di recupero ai 2000 RPM dell’albero motore, con riferimento alla condizione di piena immissione. Come possibile osservare in figura 13, a pieno carico il sistema è in grado di produrre oltre 70 kW di potenza meccanica che, a causa delle ragioni precedentemente discusse, si traducono in un incremento di circa 35 kW sui 441 kW erogati dal propulsore.

## Capitolo 1

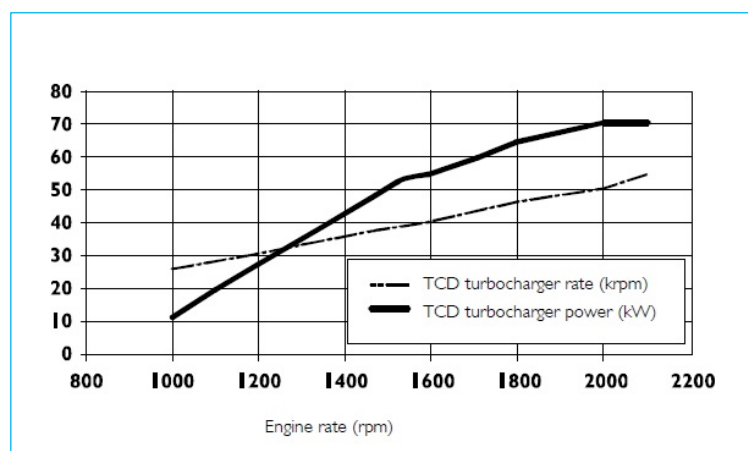


Fig. 12 - Andamento della potenza prodotta dal turbocompound e regime di rotazione della turbina di recupero in funzione del regime di rotazione

### 1.3.2 Turbocompounding elettrico

In maniera alternativa al reintegro della potenza propulsiva per via meccanica, il turbocompound elettrico recupera parte del calore posseduto dai gas di scarico direttamente dal turbocompressore mediante un generatore elettrico in esso incorporato, oppure, ricalcando il layout della soluzione meccanica, mediante il collegamento del generatore ad una turbina dedicata, posta a valle del turbocompressore stesso.

L'energia elettrica prodotta potrà essere utilizzata per alimentare gli ausiliari elettrici o il motore supplementare e le sue batterie nel caso di presenza di un "powertrain" di tipo ibrido.

In caso di installazione del generatore direttamente all'albero del turbocompressore, come nel layout di massima proposto in figura 13, operando una completa espansione dei gas, si ha la possibilità di recuperare in maniera diretta la parte del lavoro di espansione eccedente il lavoro di compressione [17], nonché la possibilità di sfruttare il sistema come organo di regolazione della pressione di sovralimentazione [21].

## Capitolo 1

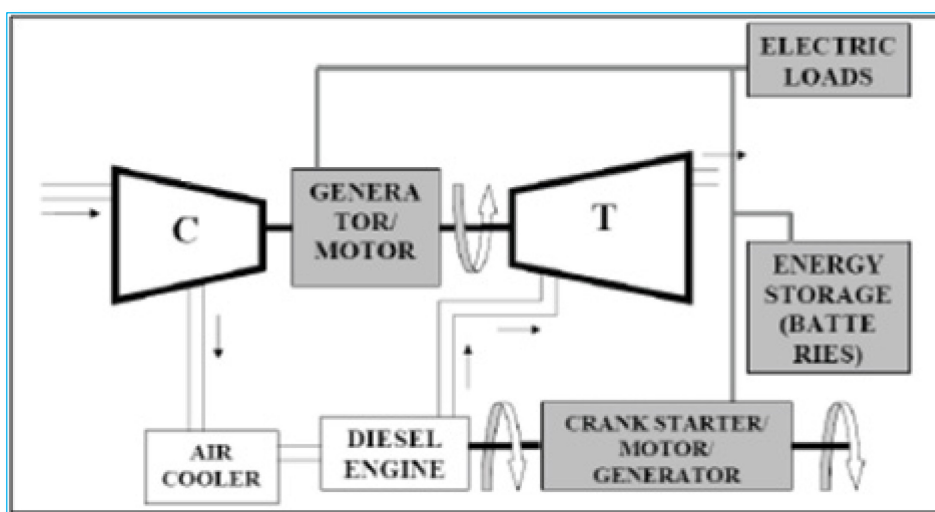


Fig. 13 - Esempio di turbocompounding elettrico

Le variazioni del carico imposto dal generatore offrono quindi possibilità di regolare la velocità di rotazione del gruppo turbocompressore, ovvero di ottenere gli stessi effetti dovuti all'introduzione di valvole wastegate o palettature statoriche ad angolo di immissione variabile di cui si è fatto cenno in precedenza.

Infine, potendo il generatore elettrico all'occorrenza funzionare da motore, si ha la possibilità di azionare il compressore migliorando la risposta dinamica del motore ai bassi carichi di funzionamento, ovviando al fastidioso fenomeno del *turbo lag* [19, 21], ovvero il caratteristico ritardo di risposta dei motori sovralimentati durante i regimi di funzionamento transitori, con conseguente diminuzione delle emissioni e miglioramento guidabilità del veicolo.

Un intelligente esempio di applicazione di tale tecnologia all'interno di un sistema di propulsione ibrida è quello contemplato, a partire dal 2014, dal regolamento FIA per il Campionato Mondiale di Formula 1 e schematicamente rappresentato in figura 15 [21].



## Capitolo 1

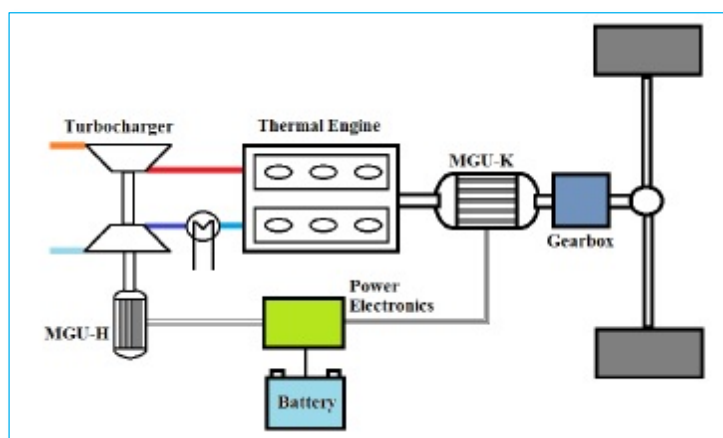


Fig. 14 – Layout del sistema propulsivo di un'auto di Formula 1

Agli alti carichi di funzionamento il generatore elettrico installato direttamente sul gruppo turbocompressore ed indicato in figura come **MGU-H**, acronimo di *Motor Generator Unit - Heat*, recupera parte dell'energia posseduta dai gas di scarico restituendola all'unità propulsiva mediante alimentazione del motore ibrido **MGU-K** (*Motor Generator Unit - Kinetic*). Durante le fasi di frenata, essendo l'MGU-K installata sul gruppo di trasmissione e concepita per il funzionamento reversibile, è a sua volta in grado di trasformare l'energia cinetica in energia elettrica. Ai bassi carichi, il generatore dell'MGU-H invertendo il suo funzionamento da generatore a motore elettrico, trascina il compressore mediante prelievo dell'energia necessaria dal pacco batterie oppure direttamente dall'MGU-K, riducendo così il *turbo lag* a beneficio delle prestazioni e dei consumi di carburante, esaltando tutte le potenzialità del turbocompounding elettrico.

La sinergia tra MGU-H, MGU-K e powertrain ibrido proposta dalla FIA e d'innanzi discussa, traspone al presente lo scenario di sviluppo dipinto dall'*ERTAC*, piattaforma di cui si è dato cenno all'inizio del presente capitolo. Secondo tale scenario, avendo ormai i motori quasi raggiunto l'apice dello sviluppo, la migliore strada percorribile non può che essere quella della progressiva sostituzione del concetto di motore con il concetto di sistema di propulsione, espressione di tale sinergia.

## Capitolo 1

Tale direzione, permettendo di beneficiare simultaneamente della serie di tecnologie attualmente in fase di ricerca, sembra essere la più percorribile al fine dell'abbattimento delle emissioni di anidride carbonica nel settore dei trasporti da qui al 2050 [7].

## Capitolo 1

### 1.4 I cicli ORC nelle applicazioni automotive

Visto l'oggetto della presente ricerca, in questa sede verrà delineata una breve panoramica delle applicazioni basate su *ciclo Rankine organico (ORC)* destinate al settore dei trasporti, rimandando al capitolo successivo per una sua trattazione più generale.

Patel e Doyle mossi dalla prima crisi petrolifera americana, alla fine degli anni '70, furono tra i primi ad indirizzare il proprio campo di ricerca verso l'applicazione del ciclo Rankine, il cui principio di funzionamento è simile al ciclo termodinamico applicato nelle centrali termoelettriche, come sistema di recupero dell'energia posseduta dai gas di scarico di motori a combustione interna [22].

Il prototipo installato su di un autotreno di classe 8<sup>1</sup>, utilizzava i gas di scarico del motore Diesel Mack 676 da 210 kW per causare l'evaporazione del fluido organico Fluorinol-50<sup>2</sup> e la sua successiva espansione in una turbina assiale accoppiata alla presa di potenza del mezzo tramite un treno di riduzione con un rapporto di riduzione di 2:1.

Nelle 78 ore consecutive di funzionamento l'installazione fece registrare efficienze di conversione del 61.5% a pieno carico [23, 24].

Nella versione più semplice del ciclo, come appena visto per il prototipo installato sul motore Mack sopra descritto, uno scambiatore di calore, al cui interno fluiscono i gas esausti provenienti dal collettore di scarico da un lato e un fluido organico sottoraffreddato dall'altro, riscaldato dalle alte temperature dei fumi di scarico, opera l'evaporazione del fluido organico. Il fluido organico, ora in stato di surriscaldamento, può a questo punto essere espanso in turbina e generare lavoro.

In maniera simile a quanto visto per la versione elettrica turbocompounding, connettendo un generatore elettrico alla turbina sarà possibile restituire al

---

<sup>1</sup> Negli Stati Uniti d'America, la classificazione dei veicoli commerciali prevede una suddivisione degli automezzi in otto differenti classi in funzione del loro peso lordo. Partendo dalla classe 1, comprensiva dei veicoli la cui massa a pieno carico non superiore alle 6000 lb (2722 kg), la classificazione termina con la classe 8 alla quale appartengono gli automezzi la cui massa a pieno carico supera le 33000 lb (circa 15t). Fonte: US Vehicle Weight Class & Categories Chart, US Federal Highway Administration.

<sup>2</sup> Soluzione molale 50:50 di Fluorinol (2,2,2 Trifluoroetano) e acqua. Fonte: Cummins Heavy Duty Truck Engine Program. 2006 DEER Conference, Chicago, USA.

## Capitolo 1

veicolo tale lavoro sotto forma di corrente elettrica, oppure, in maniera alternativa, la restituzione del lavoro potrà avvenire per via meccanica, connettendo l'espansore direttamente all'albero motore, anche se la forma elettrica rimane la più studiata.

Il layout di base del sistema [25], con installazione dell'impianto di recupero a valle del catalizzatore, è riportato in figura 16.

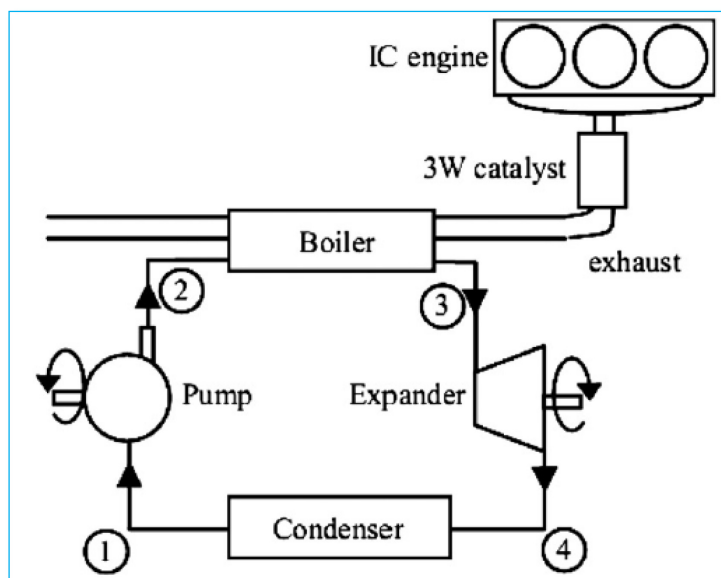


Fig. 15 - Layout di ciclo Rankine per il recupero del calore dai gas di scarico

La potenza restituibile al motore può raggiungere livelli prossimi al 6% della potenza sviluppata dalla combustione [6, 7], sia che si tratti della forma meccanica, sia che si tratti di quella elettrica.

Eseguendo un confronto con le tecnologie precedentemente discusse, emergono immediatamente i vantaggi propri della tecnologia ORC: in primis si osserva una minimizzazione delle perdite per *back pressure*, essendo la perdita di carico sul flusso dei fumi indotta dall'evaporatore del ciclo ORC nettamente inferiore all'aumento di pressione causato dall'inserimento di una turbina di recupero come avverrebbe nel turbocompounding; dall'altro lato, almeno allo stato attuale della tecnica, i rendimenti di recupero dei cicli ORC sono nettamente superiori a quelli dei generatori termoelettrici [18].

## Capitolo 1

Sempre in merito alle perdite per *back pressure* introdotte dall'evaporatore del ciclo ORC, si stima che esse possano portare a riduzioni della potenza del motore variabili nell'intervallo 1,5 - 2,5% ai carichi elevati e tra lo 0,2 e lo 0,5% ai bassi carichi[23].

Anche dal punto di vista del recupero, la tecnologia ORC sembra avere la meglio sul turbocompounding: analizzando i risultati delle simulazioni effettuate da Weerasinghe et al.[26] riportati in tabella 3, aventi come oggetto il confronto tra turbocompounding e ciclo ORC applicati ad un veicolo Light Duty equipaggiato con motore Diesel Caterpillar mod. 3126, emerge come la potenza recuperabile ed il risparmio di combustibile conseguibile siano nettamente superiori per la soluzione ORC.

Simulation	Power (kW)
Truck with Caterpillar 3126 engine	37.23
Truck with steam hybrid ( <i>total power</i> )	37.23
( <i>engine power</i> )	34.3
( <i>recovered power</i> )	2.93
% contribution	(7.8%)
Truck with turbo compound hybrid ( <i>total power</i> )	37.23
( <i>engine power</i> )	35.69
( <i>recovered power</i> )	1.54
%contribution	(4.1%)

Tab. 3 - Turbocompounding vs ORC, potenze a confronto

Emulando il comportamento del veicolo in un ciclo US Federal Heavy Duty Transient Test Cycle, il veicolo necessita di un massimo di 37,23 kW di potenza propulsiva. Nella soluzione con ciclo Rankine 2,93 kW vengono forniti dal sistema di recupero, pari al 7,8 % del totale, a fronte degli 1,54 kW recuperabili dal turbocompound (4,1 %).

Gli autori delle simulazioni inoltre, focalizzano l'attenzione sui risparmi di combustibile conseguibili: il ciclo Rankine organico permetterebbe di conseguire risparmi del 22% sul consumo di combustibile, abbattendo i consumi da 4,2 a 3,3 l/100 km a fronte dei 4,12 l/100 km (2,0%) della soluzione con turbocompound.

La spiegazione per tale differenza è da ricercarsi nella funzione di *volano termico* perseguita dal fluido di recupero: nelle porzioni di ciclo di prova a basso carico motore, il rilascio del calore accumulato dal sistema permette comunque il funzionamento dell'espansore, fornendo potenza propulsiva al

## Capitolo 1

veicolo anche in quei punti di funzionamento motore per i quali il turbocompound non riceverebbe l'energia sufficiente per attivarsi.

Gli stessi autori [27], con le stesse modalità appena descritte, hanno effettuato anche delle simulazioni ipotizzando di installare una sistema ORC ibrido su di una VW Golf equipaggiata con motore ad accensione comandata da 1,6 l, ottenendo riduzioni dei consumi variabili tra l'8,5% nel ciclo FTP75 e il 26.2% nel ciclo prova US06, quest'ultimo caratterizzato da carichi motore nettamente più elevati rispetto a quelli riscontrabili nel ciclo FTP75, con conseguente aumento dell'energia in seno ai fumi di scarico e dunque disponibile al recupero.

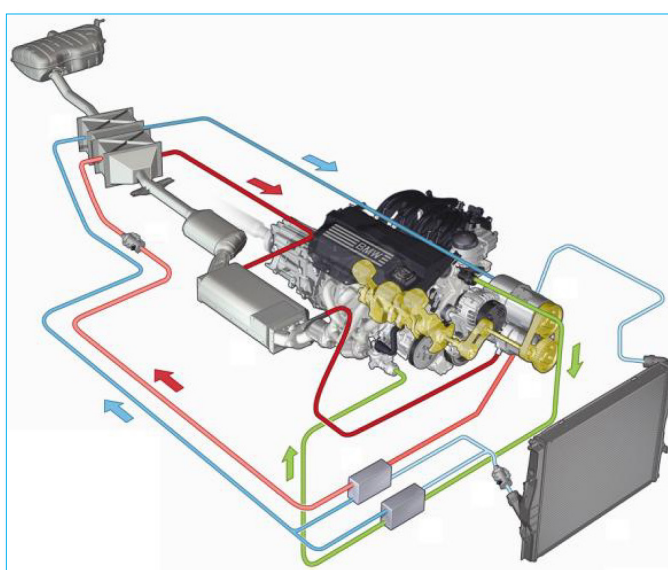
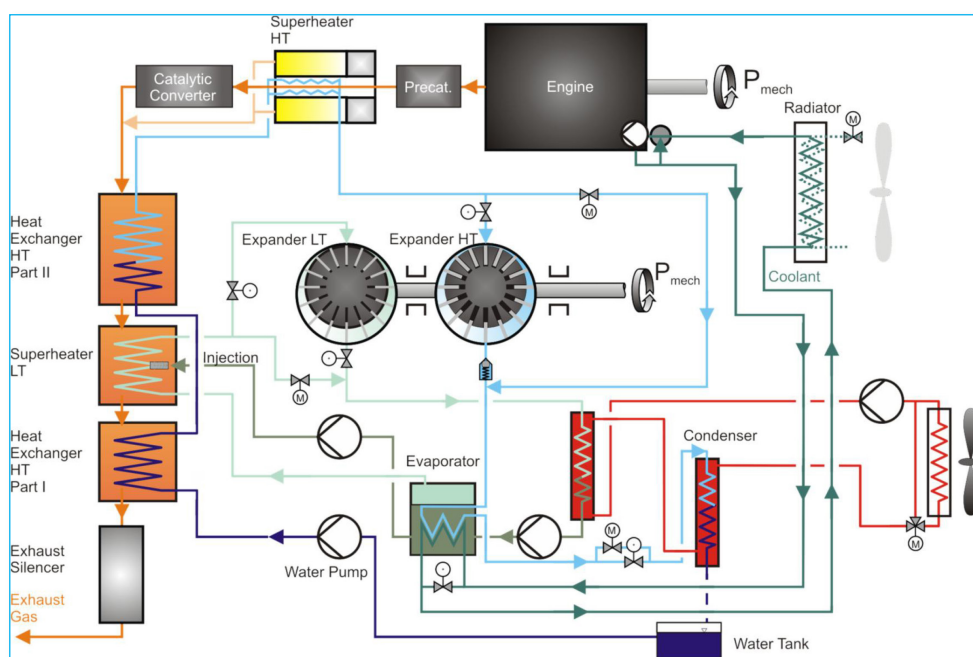


Fig. 16 – Sistema Dual-Loop-Rankine. Progetto BMW Turbosteamer, layout di impianto

Un interessante esempio di applicazione è il progetto *Turbosteamer* [28] di casa BMW. Almeno nel suo stadio iniziale, il sistema ideato dalla casa tedesca prevedeva il recupero del calore sia dall'impianto di scarico, sia dell'impianto di raffreddamento mediante l'installazione di due cicli Rankine paralleli. L'idea era quindi di sfruttare le potenzialità dei flussi termici sia di alta che di bassa temperatura e di massimizzare i rendimenti mediante una rigenerazione nel circuito di bassa temperatura a spese del calore residuo dei fumi in uscita dallo scambiatore di alta.

## Capitolo 1



**Fig. 17 - Sistema Dual-Loop-Rankine. Progetto BMW Turbosteamer, P&ID**

Gli espansori utilizzati erano volumetrici a palette [29], uno per ciascun ciclo e connessi direttamente con l'albero motore.

Il sistema, le cui rappresentazione del layout di impianto vengono fornite nelle figure 17 e 18, installato su vettura di classe media alimentata a benzina, promette incrementi di potenza variabili tra il 10 ed il 15 %, come illustrato nella mappa motore riportata in figura 19 e riduzioni dei consumi prossime al 10% nel caso di guida su lunga percorrenza [30].

Tale soluzione, definita Dual-Loop-Rankine, vista la notevole complessità realizzativa, è stata successivamente sostituita da una di tipologia più semplice, indicata come Single-Loop-Rankine.

Nella nuova configurazione, il preriscaldamento del fluido di lavoro avviene a spese del calore dell'impianto di raffreddamento per poi completare il processo di evaporazione tramite scambio termico con i gas esausti.

Data la maggior semplicità progettuale ed il peso più contenuto, approssimativamente 15 kg, il nuovo layout risulta essere più adatto ad installazioni su larga scala rispetto al precedente.

## Capitolo 1

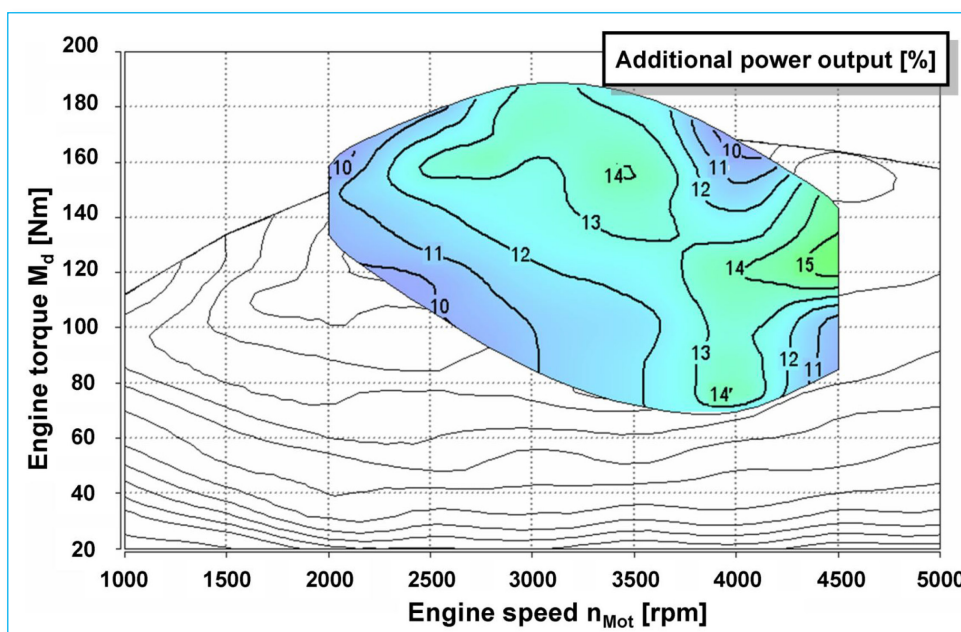


Fig. 18 - Progetto BMW Turbosteamer, sistema Dual-Loop-Rankine. Mappa motore

La riduzione di peso, inoltre, è uno dei punti di forza del nuovo sistema; misurazioni effettuate in campo *real world*, ovvero su strada, hanno dimostrato che per una generica autovettura dal peso di 1000 kg ed alimentata a benzina, l'aggiunta di ulteriori 100 Kg possa incrementare il consumo di combustibile fino al 7-8 % [31, 32].

Gli espansori volumetrici a palette sono stati sostituiti da un'unica turbina ad impulsi sul cui corpo è stato installato un generatore elettrico in grado di sviluppare 2 kW di potenza elettrica con veicolo in marcia a 170 km/h [33], soluzione che in futuro dovrebbe consentire riduzioni del consumo di combustibile pari al 10% in caso di guida su lunghe percorrenze [5].



## Capitolo 1

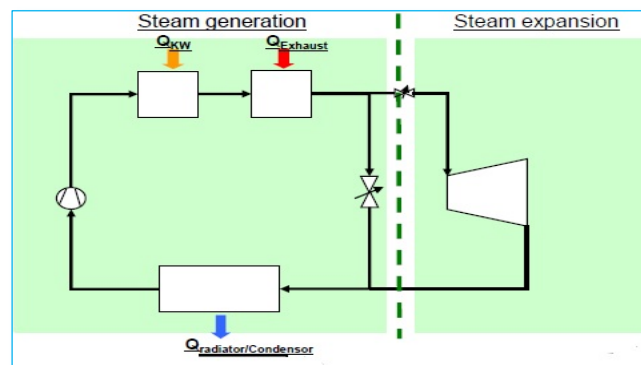


Fig. 19 - Layout del progetto Turbosteamer di seconda generazione

Si riporta a titolo illustrativo in figura 20, un'immagine termografica delle prove al banco freno del progetto Turbosteamer.

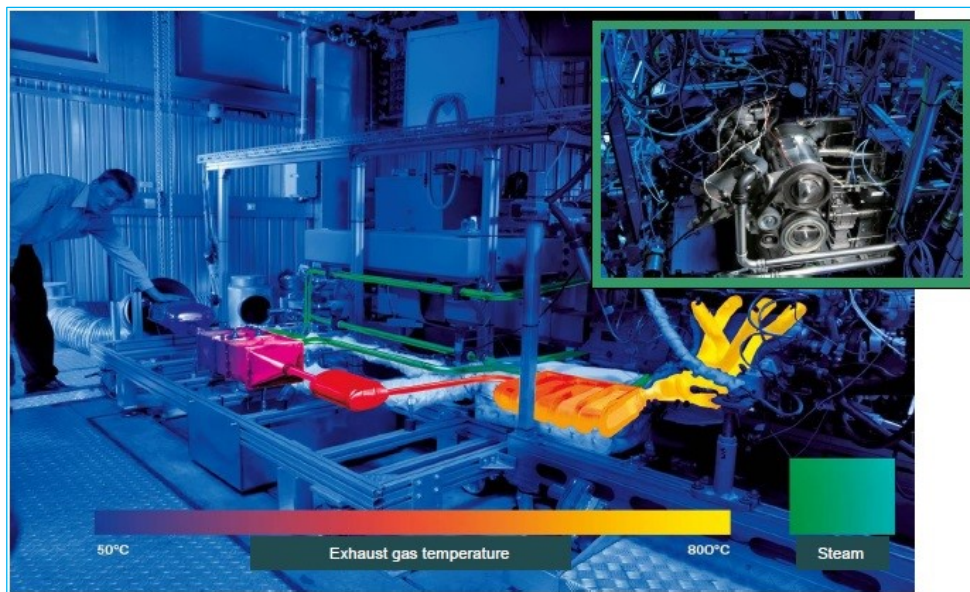


Fig. 20 – Prove al banco del progetto Turbosteamer: Termografia

Si notino l'installazione dello scambiatore di calore a valle del catalizzatore e l'andamento delle temperature dei gas di scarico: dai circa 800 °C dei collettori di scarico, i fumi raggiungono l'ambiente esterno intorno ai 50 °C,

## Capitolo 1

cedendo calore al fluido di lavoro ad una temperatura compresa tra i 350 °C ed i 400°C.

Alla luce di quanto esposto finora e constatata la relativa semplicità, il peso delle componenti piuttosto contenuto e le efficienze sufficientemente elevate, specialmente se paragonate con quelle delle tecnologie concorrenti, il ciclo Rankine sembra essere attualmente la soluzione più attraente tra quelle proposte nella corsa alla riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> di cui si è discusso all'inizio del presente capitolo.

A rendere ancora più appetibile tale tecnologia intervengono anche i recenti miglioramenti tecnologici che hanno incrementato l'efficienza delle singole componenti, quali scambiatori di calore più efficienti, espansori con minore *leakage* interno e con profilo dei rotori migliorato.

Considerando infine che alcune ricerche stimano il tempo di recupero dell'investimento, in termini di risparmio di combustibile, compreso tra i due ed i cinque anni, a seconda delle percorrenze annuali, sembra anche che il sistema potrà essere in un futuro non troppo lontano un valido strumento di abbattimento dei costi di esercizio del veicolo, grazie al notevole risparmio di combustibile conseguibile [23].

Secondo gli studi più ottimistici, tale risparmio potrebbe raggiungere valori prossimi al 20% ma, considerando che la maggior parte di tali lavori tendono a trascurare le perdite di calore dell'impianto di recupero verso l'ambiente esterno, dicasi lo stesso per le perdite meccaniche, valori di risparmio prossimi al 10% sembrano realisticamente più probabili [23].

## Capitolo 2

---

### *Il recupero del calore tramite cicli ORC*

## 2.1 Il ciclo Rankine

Il ciclo Rankine a vapore d'acqua, commercialmente utilizzato per la generazione di energia elettrica e capace di raggiungere efficienze del 40-50% [34], deve il suo nome all'ingegnere scozzese William J. M. Rankine, uno dei padri fondatori della scienza termodinamica, ed autore nel 1859, del “*Manual of the Steam Engine*”, trattazione esaustiva delle trasformazioni del vapore nelle macchine termiche [35, 36].

Le installazioni termoelettriche su di esso basate sono caratterizzate da buone proprietà termodinamiche e da una buona convenienza economica, a patto che la potenza disponibile sia sufficientemente elevata (centinaia di MW<sub>e</sub>) al fine da giustificare l'elevatissimo costo, dovuto principalmente alle pressioni di ciclo elevate e variabili a seconda delle tipologie costruttive tra i 150 ed i 300 bar, alle alte temperature di esercizio, comprese tra i 500 ed i 700 gradi Celsius e alla notevole complessità di impianto, che spesso comprende numerosi rigeneratori e diverse turbine [34].

Percorrendo sul piano  $T-s$  il ciclo termodinamico, riportato in figura 21 assieme con uno schema a blocchi dell'impianto necessario a realizzarlo, il fluido esce dal condensatore nel punto 1, sulla curva limite a bassa pressione,  $P_{cond}$ , trovandosi in una condizione di sottoraffreddamento. La pompa di circolazione ne incrementa la pressione, in maniera teoricamente adiabatica, fino al raggiungimento del valore  $P_{evap}$ , indicato con il punto 2.

A partire da questo punto, tramite riscaldamento isobaro, il fluido raggiungerà la condizione di vapore surriscaldato<sup>3</sup> (punto 3), per poi essere espanso in turbina, in linea teorica adiabaticamente, fino alla pressione  $P_{cond}$  (punto 4). Terminata l'espansione, il fluido, subendo un processo di condensazione isobara, si riporta nuovamente alla condizione iniziale (punto 1) ed il ciclo può avere nuovamente inizio.

Le fasi costituenti il ciclo saranno quindi:

**1→2** compressione adiabatica reversibile;

---

<sup>3</sup> In maniera rigorosa, il ciclo Rankine non prevede il surriscaldamento all'uscita dalla caldaia, l'espansione del vapore in turbina avverrebbe quindi a partire da vapore saturo secco. L'inserimento del surriscaldamento per ragioni che verranno descritte in seguito, originando ciclo Rankine a vapore surriscaldato, comunemente noto come ciclo di Hirn, rende il processo termodinamicamente ed economicamente più performante.

## Capitolo 2

- 5→3 riscaldamento, evaporazione e surriscaldamento isobari;  
 3→4 espansione adiabatica reversibile;  
 4→1 raffreddamento, condensazione e sottoraffreddamento isobari.

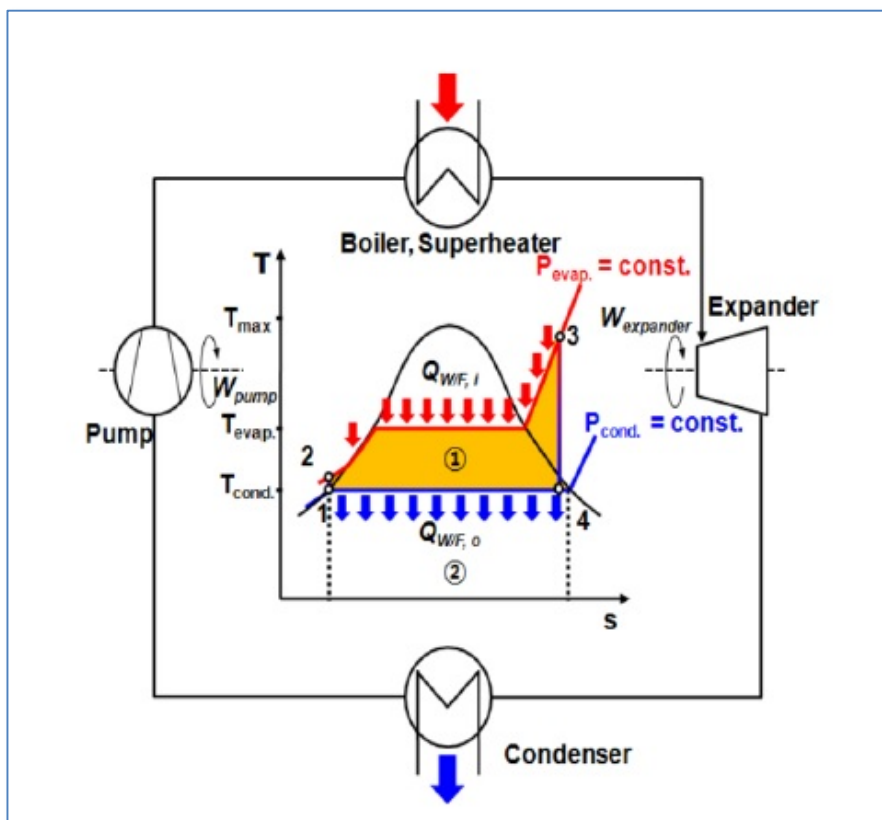


Fig. 21 - Diagramma T-s e schema a blocchi di un ciclo Rankine

È bene precisare come sia la compressione sia l'espansione siano due processi solo idealmente adiabatici reversibili, nella realtà perdono tale carattere isoentropico, e che sia la condensazione sia l'evaporazione avvengono a pressione costante, a meno delle perdite di carico che si instaurano all'interno degli scambiatori.

Essendo generalmente il lavoro di pompaggio del fluido generalmente trascurabile, sia rispetto al lavoro estratto dalla turbina sia rispetto al calore somministrato per realizzare il cambiamento di fase del fluido di lavoro ed il

## Capitolo 2

suo surriscaldamento, il rendimento termodinamico  $\eta_{RC}$  del ciclo Rankine, ovvero il rapporto per unità di massa tra il lavoro utile prodotto ed il calore somministrato, può essere espresso come il rapporto tra i salti entalpici che avvengono in turbina e nell'evaporatore rispettivamente:

$$\eta_{RC} = \frac{\Delta h_{3 \rightarrow 4}}{\Delta h_{4 \rightarrow 1}}$$

Il punto 4, che nella realtà corrisponde allo scarico della turbina, quindi è rappresentativo delle condizioni di fine espansione, nella figura 21 risulta cadere all'interno della campana di vapore, realizzando quella che viene definita un'*espansione umida*. Tale condizione è generalmente sfavorevole nelle applicazioni pratiche, in quanto le particelle di liquido che si formano in seno al fluido potrebbero portare ad un danneggiamento dei palettamenti della turbina ed ivi innescare dei fenomeni corrosivi, influenzando negativamente sulla vita utile della turbina stessa.

Al fine di scongiurare tale pericolo, l'immissione del fluido in turbina deve avvenire con un grado di surriscaldamento sufficientemente elevato da far sì che al termine dell'espansione il fluido venga espulso dalla macchina in condizione di vapore debolmente surriscaldato.

Il surriscaldamento, inoltre, induce dei benefici effetti anche sul rendimento termodinamico del ciclo, aumentandone la *temperatura media termodinamica*  $\bar{T}_{2 \rightarrow 3}$  e di conseguenza la massima temperatura del ciclo di Carnot ad esso associato.

Ricordando che il ciclo di Carnot è quel ciclo ideale che lavora tra le due sorgenti termiche  $\bar{T}_{2 \rightarrow 3}$  e  $T_{cond}$  e fornisce il valore limite per il rendimento del ciclo reale che opera tra gli stessi livelli di temperatura, secondo la relazione:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{cond}}{\bar{T}_{2 \rightarrow 3}}$$

dove  $T_{cond}$  è la temperatura di condensazione e la temperatura media termodinamica lungo la linea di trasformazione internamente reversibile 2→3 è esprimibile è definibile con la relazione:

## Capitolo 2

$$\bar{T}_{2 \rightarrow 3} = 1 - \frac{\int_2^3 T ds}{s_3 - s_2}$$

Pertanto, il rendimento del ciclo sarà tanto maggiore quanto maggiore sarà la temperatura media di somministrazione del calore.

Ragionamento analogo vale per la pressione di evaporazione: al suo aumentare cresce conseguentemente la temperatura di evaporazione e quindi la  $\bar{T}_{2 \rightarrow 3}$ , implicando un aumento dei rendimenti sopra descritti.

Ovviamente, discorso opposto vale per la temperatura di condensazione: il rendimento sarà quindi tanto maggiore quanto minore sarà la  $T_{cond}$ .

In linea generale quindi, le prestazioni del ciclo Rankine saranno funzione della pressione di evaporazione, delle temperature di surriscaldamento e condensazione e del rendimento della turbina  $\eta_t$ , ovvero:

$$\eta_{RC} = f(p_{evap}, T_{surr}, T_{cond}, \eta_t)$$

Generalmente agli incrementi di pressione di evaporazione seguono necessariamente incrementi della temperatura di surriscaldamento al fine di evitare espansioni umide in turbina, visto che a parità della  $T_{surr}$  gli aumenti della  $p_{evap}$  spostano il punto 3 e conseguentemente il punto 5 del ciclo (sempre con riferimento alla figura 21) verso la zona bifasica del piano  $T-s$ . Esisteranno però dei limiti alle variazioni di suddette quantità, dovuti al costo e agli ingombri dei componenti utilizzati, nonché alle loro doti di resistenza sia termica che meccanica.

Le temperature elevate, infatti, tendono a degradare le caratteristiche di resistenza delle turbine e conseguentemente a pregiudicarne la durata, facendo sì che generalmente la temperatura di immissione del vapore in turbina sia limitata ad un intervallo di 500°-600°C [37].

Individuata tal temperatura si procede ad individuare il livello di pressione di evaporazione tale da garantire un titolo di scarico superiore a 0.9 [37], non trascurando i problemi di resistenza meccanica d'impianto legati ad alti valori di pressione di esercizio.

Ugualmente efficaci saranno anche le riduzioni della pressione e della temperatura di condensazione: sempre con attenzione al titolo del vapore in uscita dalla turbina, anche in questo caso varranno delle considerazioni di carattere tecnologico, visto che per poter scendere al disotto della pressione ambiente saranno necessari condensatori dai costi e dagli ingombri notevoli.

## 2.2 Il ciclo Rankine a fluido organico

Nelle installazioni caratterizzate da una minore qualità della sorgente termica, ovvero temperature comprese tra i 90 ed 500°C, tipiche situazioni di recupero del calore di scarto dei processi industriali, il vapore d'acqua risulta essere una soluzione termodinamicamente ed economicamente inadeguata [34]. Stesso discorso vale nel caso di applicazioni destinate al settore delle energie rinnovabili o al recupero del calore dai motori a combustione interna per autotrazione.

Sostituendo l'acqua con un fluido organico appositamente selezionato e dando origine a quello che viene definito ciclo Rankine a fluido organico (ORC), si ha la possibilità di rendere economicamente appetibili tali fonti, senza alterare gli aspetti fondamentali del ciclo descritti nel precedente paragrafo.

Modificando gli intervalli delle grandezze di riferimento si ha quindi la possibilità di realizzare specifiche soluzioni per il recupero del calore (WHR, *waste heat recovery*) anche da quelle fonti che prima dell'introduzione dei cicli ORC venivano poco sfruttate.

Riferendosi alle applicazioni definite con l'acronimo di *CHP* (*combined heat and power*), sicuramente l'applicazione di un ciclo di *bottoming ORC* introduce un uso ancora più razionale dell'energia primaria[38].

Vista la capacità dei combustibili fossili di sviluppare elevate temperature di combustione e quindi calore di elevata qualità, il ciclo Rankine a fluido organico può essere sfruttato per la generazione di energia elettrica e restituire flussi termici ad una temperatura ancora sufficientemente elevata a soddisfare i bisogni termici degli edifici, dando vita a quella che viene definita generazione *CHP* attraverso cicli di *topping ORC*.

L'introduzione del fluido organico può, inoltre, rendere il ciclo Rankine particolarmente adatto a convertire le fonti di calore rinnovabili, quali geotermia, biomasse e fonti solari, in energia elettrica[39].

Infine, oggetto di questo lavoro, nel processo di progressiva *ibridizzazione degli autoveicoli* che sta prendendo atto in questo preciso momento storico, il



## Capitolo 2

ciclo ORC può essere sfruttato per incrementare l'efficienza del sistema propulsivo tramite recupero del calore proveniente dai gas di scarico, dall'EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) e dal fluido di raffreddamento motore, come visto nel capitolo precedente.

Anche se mossa da motivazioni completamente differenti da quelle attuali, una delle prime sostituzioni del vapore d'acqua con un fluido organico avvenne nel 1883 ad opera Frank Ofeldt. In quelle che poi vennero definite *lance a nafta*, Ofeldt impiegò nafta bollente come fluido per muovere gli stantuffi del motore a vapore di piccole imbarcazioni.

Oltre che a fornire l'alimentazione e la lubrificazione al motore, la nafta aveva, il vantaggio di svincolare i conduttori delle imbarcazioni dalla presenza di un ingegnere qualificato a bordo. Infatti, una legge statunitense dell'epoca, ne imponeva la presenza nel caso in cui l'imbarcazione fosse stata spinta da motori alimentati a vapore (d'acqua) ad alta pressione. Non esistendo restrizioni per altri tipi di vapore, la soluzione ebbe anche un moderato successo[35].

Già nel 1850 [35] però, l'ingegnere francese Du Tremblay aveva sviluppato un sistema a cascata per recuperare tramite *etere dietilico* il calore di condensazione del vapore del motore di alcune imbarcazioni passeggeri.

L'etere, fatto evaporare dal vapore in uscita dai cassetti del motore principale, andava ad alimentare un secondo motore, realizzando forse la prima applicazione di recupero del calore nel settore dei trasporti.

Nel 1856 l'applicazione dovette però essere abbandonata in seguito ad un'esplosione verificatasi, a causa dell'estrema infiammabilità dell'etere dietilico, su una delle imbarcazioni su cui era installata.

Ci furono altri tentativi di sostituzione del vapore d'acqua con quello di fluidi organici, risalgono ai primi del Novecento gli esperimenti di Willsie e Boyle in anidride solforosa, eteri ed ammoniaca venivano utilizzati come fluidi organici in cicli Rankine applicati al solare termodinamico.

Bisognerà attendere però fino all'inizio degli anni Sessanta del secolo scorso per vedere realmente prendere vita la tecnologia ORC, quando Harry Zvi Tabor e Lucien Bronicki realizzarono numerosi motori Rankine che utilizzavano monoclorobenzene come fluido evaporante alla massima temperatura di 140 – 150 °C ed una potenza compresa tra i 2 ed i 10 kW.

Risale infatti al 1967, nell'ex Unione Sovietica, la prima installazione di un impianto geotermico binario ORC, in cui acqua geotermica alla temperatura

## Capitolo 2

di 80°C provocava l'evaporazione del refrigerante R12 per una potenza lorda di 680kW [35].

### 2.3 I fluidi organici

Come precedentemente accennato, il fluido di lavoro universalmente utilizzato nei cicli Rankine è l'acqua ad alta pressione; quando però le temperature delle sorgenti termiche diminuiscono si rende necessario diminuire sia la pressione che la temperatura del fluido al fine di ottenerne comunque la completa evaporazione.

Queste regolazioni però, inficiano sul rendimento a tal punto da rendere l'acqua non più appropriata ad essere utilizzata come fluido evolvente.

Esistono però fluidi, quali i gas utilizzati nella refrigerazione o gli idrocarburi, che, essendo caratterizzati da una bassa temperatura di ebollizione, permettono di sopperire al calo di prestazioni subito dall'acqua e di rendere il ciclo Rankine appetibile anche in condizioni di funzionamento estreme.

In figura 22 vengono mostrate le curve di vapore dell'acqua e dei fluidi più comunemente utilizzati nei cicli ORC.

La prima differenza si riscontra nella pendenza delle curve di vapore saturo che risulta essere negativa per l'acqua, mentre per i fluidi organici tende ad avere un andamento nettamente più verticale, eliminando alla radice il problema dell'espansione umida precedentemente descritto e rendendo superflua l'introduzione del surriscaldamento del fluido, appositamente introdotto per evitarla.

Altro elemento di distinzione tra le due categorie di fluidi è che la differenza di entropia tra le condizioni di liquido saturo e di vapore saturo risulta essere di gran lunga minore nel caso dei fluidi organici. Lo stesso discorso può essere fatto in merito alle entalpie di vaporizzazione.

Pertanto, avendo i fluidi organici un'entalpia di vaporizzazione nettamente minore rispetto a quella dell'acqua, questi dovranno circolare con portate massicce nettamente maggiori rispetto a quelle dell'acqua per trasportare lo stesso quantitativo di calore, implicando l'utilizzazione di pompe capaci di elaborare portate maggiori rispetto a quelle impiegate negli impianti Rankine tradizionali.

Strettamente correlata con l'efficienza del sistema, la taglia delle componenti dell'impianto, con la scelta dell'espansore, con la stabilità del sistema e con aspetti di carattere puramente ambientale, la selezione del fluido di lavoro riveste un ruolo fondamentale riguardo alle prestazioni dei sistemi ORC, sia dal punto di vista termodinamico, sia da quello economico ed è sicuramente

## Capitolo 2

uno dei compiti più difficili nella progettazione dell'impianto e nel suo accoppiamento con la sorgente termica[40].

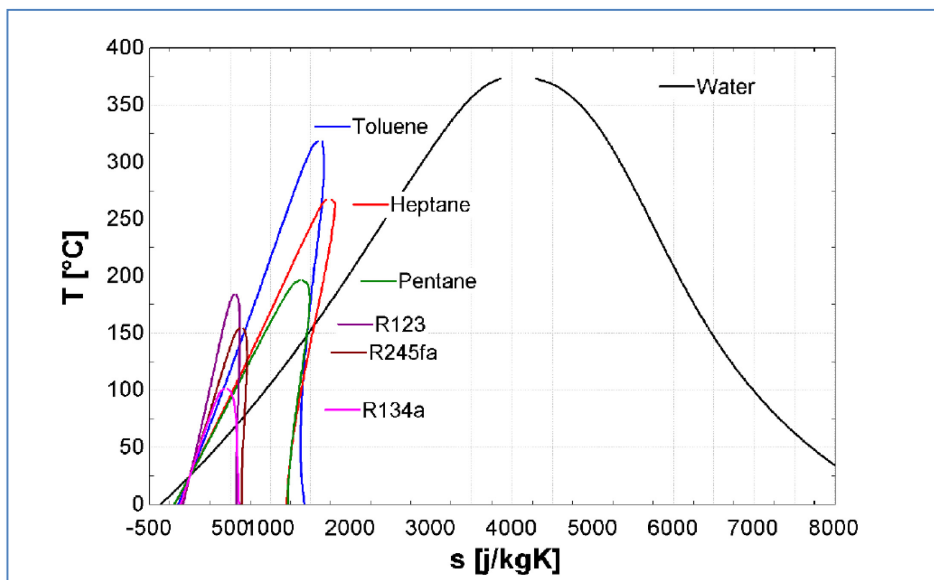


Fig. 22 – Diagramma T-s del vapore e di alcuni tra i fluidi più comunemente impiegati nelle installazioni ORC.

Come visto ampiamente fin qui, gli impianti ORC si trovano ad operare nelle più diverse condizioni, con temperature che variano dagli 80°C degli impianti geotermici, fino ad arrivare ai 500°C nel caso di applicazioni per biomasse e MCI.

Oltre all'ampio range di temperatura, esistono centinaia di sostanze le cui caratteristiche potrebbero essere appropriate per l'impiego come fluido di lavoro: idrocarburi, idrocarburi aromatici, eteri, fluorocarburi, clorofluorocarburi, alcoli, silossani ed una serie di sostanze inorganiche, che formalmente non condurrebbero ad un sistema ORC nella forma rigorosa, ma che comunque sono ad essi molto somiglianti da un punto di vista delle prestazioni.

Prescindendo dal punto di vista meramente chimico delle sostanze, l'approccio forse più utile ai fini della progettazione dell'impianto, è quello

## Capitolo 2

di classificare questi fluidi in funzione della forma della loro campana di saturazione, che come accennato all'inizio del presente paragrafo, influenza direttamente la possibilità di una loro applicazione, i rendimenti di ciclo risultanti e la scelta delle componenti da utilizzare.

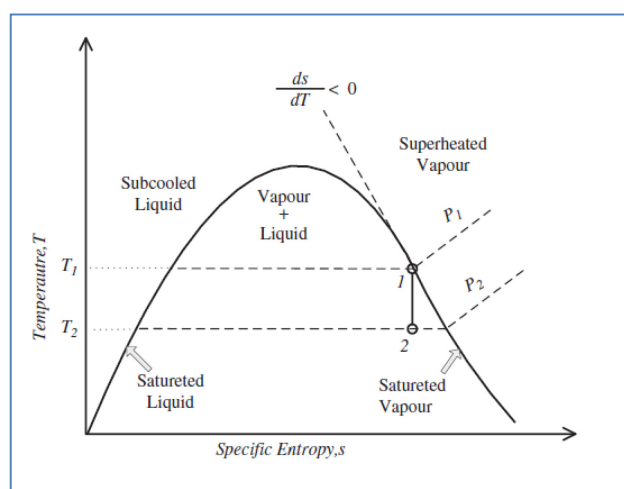


Fig. 23 - Curva di saturazione di un fluido di tipo "wet"

Secondo questa classificazione e facendo riferimento alle figure 22-25, i fluidi potranno essere catalogati come: fluidi "bagnati" ("wet", con pendenza negativa della curva di saturazione), fluidi "isoentropici" ("isentropic", con pendenza tendente all'infinito) e fluidi secchi ("dry", con pendenza positiva). Tipici esempi di fluidi "wet" sono acqua ed ammoniaca che, come osservabile in figura 23, necessitano di surriscaldamento per scongiurare il pericolo di espansione umida.

Questo procedimento non è più necessario nel caso di fluidi "dry", rappresentato in fig. 24, poiché il grado di surriscaldamento necessario a far avvenire correttamente il processo di espansione viene da loro acquisito durante l'espansione stessa, fino ad ottenere vapore notevolmente surriscaldato all'uscita della turbina stessa.

Nel caso dei fluidi isoentropici (fig. 25), quali l'R11 ed il Fluorinal 85, durante il processo di espansione isoentropica, espandendo il fluido lungo una curva pressappoco verticale nel diagramma T-s, il vapore saturo in ingresso

## Capitolo 2

nella turbina terminerà il processo di espansione mantenendo la sua condizione di saturazione, senza che avvenga condensazione.

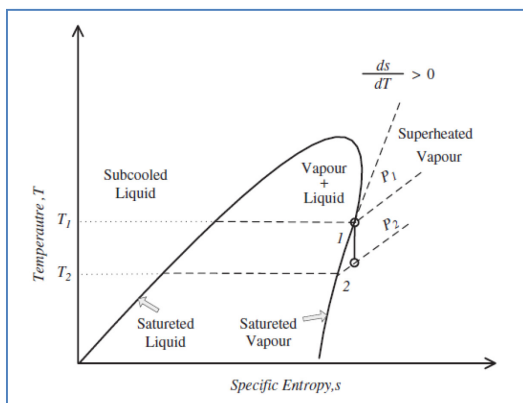


Fig. 24 - Curva di saturazione di un fluido di tipo "dry"

Questa caratteristica di persistente stato di saturazione durante il processo di espansione, rende i fluidi di tipo isentropico particolarmente indicati ad essere utilizzati come fluido di lavoro negli impianti ORC.

Considerando che, in linea di massima, per questi impianti si tende ad utilizzare un titolo di vapore in uscita dalla turbina superiore all'85%, per soddisfare questa specifica i fluidi di tipo *wet* necessiteranno di essere surriscaldati per mezzo di un apposito surriscaldatore facendo lievitare i costi di impianto [40], che possono quindi essere maggiormente contenuti utilizzando dei fluidi isentropici o di tipo *dry*.

Se per i fluidi isentropici immessi in turbina sotto forma di vapore saturo si riscontra un mantenimento del titolo di saturazione durante il processo di espansione, per i fluidi *dry*, a parità di condizioni di immissione, l'espansione procederà incrementando il grado di surriscaldamento.

Un elevato grado di **surriscaldamento in uscita dalla turbina** equivale però ad un elevato spreco di energia e conseguentemente ad un elevato carico di raffreddamento nel condensatore [41].

## Capitolo 2

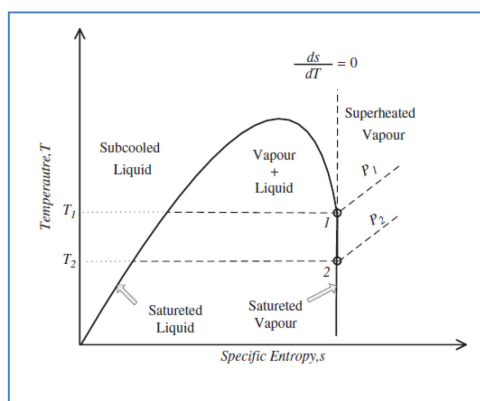


Fig. 25 - Curva di saturazione per un fluido isentropico

L'introduzione della rigenerazione per recuperare l'energia dissipata sotto forma di calore dall'eccessivo surriscaldamento del fluido in uscita dalla turbina porta generalmente ad un incremento dell'efficienza del ciclo, incrementando sia i costi iniziali di investimento che la complessità di impianto, portando quindi a complicate scelte di costo opportunità [40].

Alla luce di queste considerazioni, i fluidi isentropici risultano essere quelli più convenienti ad operare all'interno di cicli ORC nel caso di operazioni a bassa temperatura [42], specialmente nel caso in cui le curve di saturazione nel diagramma  $T-s$  risultano essere molto ripide, portando ad efficienze di conversioni superiori rispetto alle altre tipologie di fluidi [43].

Scongiurato quindi il pericolo di espansione umida, analogo discorso vale anche per il **surriscaldamento del fluido all'ingresso della turbina**: da analisi di sensibilità effettuate su diversi modelli di cicli ORC, risulta che le migliori condizioni operative, nel caso di fluidi isentropici e fluidi di tipo *dry*, siano quelle di assenza di surriscaldamento o quelle con una sua debole presenza [40-42, 44-46].

Nel caso di impiego di fluidi secchi infine, l'introduzione del surriscaldamento è da tenersi in considerazione nel caso di impianti rigenerativi, in quanto la presenza del recuperatore induce degli incrementi di rendimento proporzionali al livello di surriscaldamento[47].

## 2.4 Proprietà fisiche e termodinamiche dei fluidi organici

Una delle peculiarità dei fluidi organici è il loro *basso calore latente di evaporazione*, che all'inizio del paragrafo si è visto comportare la necessità di installare negli impianti ORC pompe in grado di elaborare grandi portate di fluido.

Osservando però la figura 26, emerge come dal punto di vista dello scambio termico, utilizzare fluidi con un basso calore latente di evaporazione comporti un netto miglioramento del processo, rendendo preferibile l'impiego di fluidi che presentano questa caratteristica.

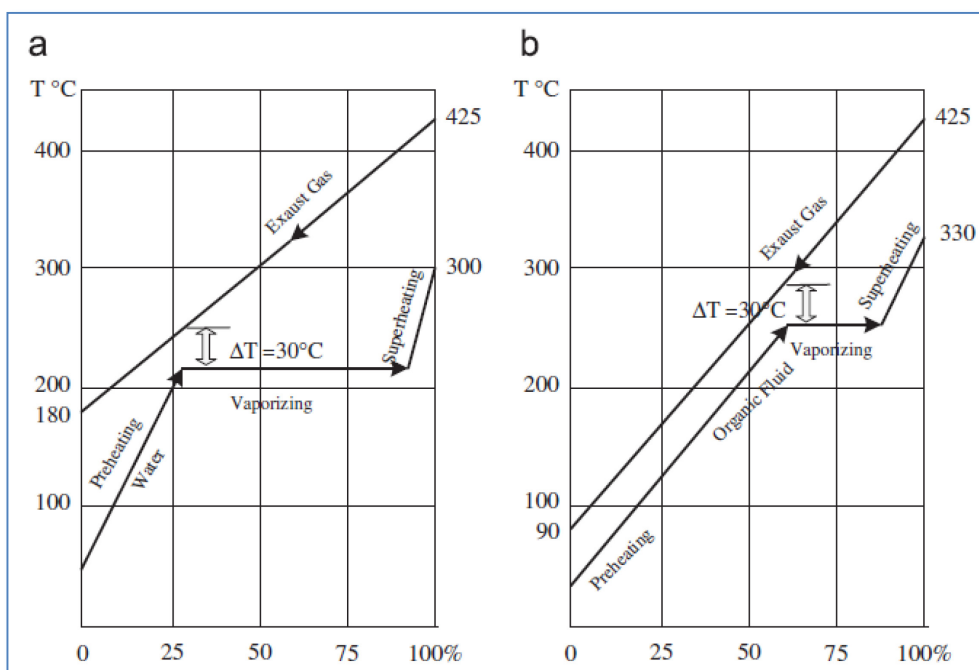


Fig. 26 – Effetto del calore latente di evaporazione sulle irreversibilità del processo di scambio termico

Il processo di evaporazione compiuto da un fluido a basso calore latente di evaporazione, come quello descritto in fig. 26.b, presentando un tratto a temperatura costante minore rispetto a quello di figura 26.a, caratteristico di un fluido con più alto calore latente di evaporazione, avviene sicuramente con



## Capitolo 2

una maggiore efficienza, dato che nel primo (fig. 26.b) caso la temperatura del fluido evaporante riesce a seguire meglio il profilo di temperatura della sorgente termica, minimizzando il  $\Delta T$  tra i due fluidi.

Quindi lo scambio termico, avvenendo principalmente a temperatura variabile, vede minimizzate le irreversibilità dovute ai gradienti termici che si instaurano all'interno degli scambiatori di calore [48].

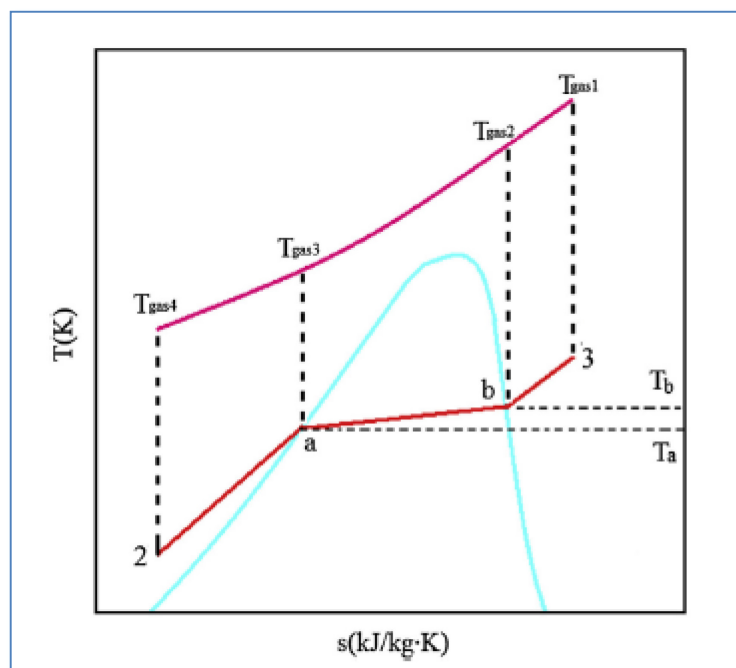


Fig. 27 - Esempio di processo di scambio termico con miscela zeotropica

A sottolineare l'importanza di questo aspetto intervengono i numerosi studi sul comportamento delle *miscela zeotropiche*, a causa del “*glide*” di temperatura che le contraddistingue sia nel processo di evaporazione che in quello di condensazione, come illustrato in figura 27.

Pur avvenendo i cambiamenti di fase a pressione costante, durante il processo di evaporazione la temperatura del fluido con la sua tendenza ad aumentare accentua il fenomeno precedentemente descritto, riducendo ulteriormente la distanza dei profili termici con conseguente riduzione delle irreversibilità [49, 50].

## Capitolo 2

Parametro di fondamentale importanza, specialmente per il dimensionamento dell'espansore è la **densità** del vapore, basse densità comportano l'aumento delle perdite di carico nell'evaporatore e della taglia dell'espansore come conseguenze dell'aumentata portata volumetrica, influenzando notevolmente sul costo del sistema[41].

I risultati delle analisi di sensibilità effettuate per R113, R23, R245ca e isobutano in merito agli effetti sul rendimento termodinamico del ciclo ORC in funzione della **temperatura di ebollizione** sembrerebbero dimostrare che i fluidi con una maggiore temperatura di ebollizione siano anche quelli che apportano un maggiore rendimento al sistema, sia in caso di simulazioni di cicli standard sia rigenerativi. Essendo però il numero di fluidi preso in esame limitato il risultato è ancora da dimostrare, anche se altri studi hanno dimostrato lo stesso trend per fluidi appartenenti alla stessa famiglia[40].

Al fine di non incorrere nel pericolo di rientrate d'aria nell'impianto durante la condensazione del fluido risulta preferibile avere delle **pressioni manometriche di condensazione positive**, mentre dal lato dell'evaporatore sono preferibili **pressioni di evaporazione contenute**, al fine di ridurre sia i costi che la complessità di impianto[39].

Bassi valori di **viscosità** sono richiesti al fine di contenere quanto più possibile le perdite per attrito lungo condutture e scambiatori di calore, sia in seno al liquido che in seno al vapore e sono desiderabili elevati valori **di conducibilità termica** al fine di raggiungere elevati coefficienti di scambio termico [40].

Inoltre, non sono da trascurare le implicazioni dovute alla **stabilità termica del fluido**. Specialmente nelle applicazioni ad alta temperatura, anche se le turbine potrebbero essere in grado di tollerare ingressi in temperatura dell'ordine della temperatura di fiamma, il fluido tenderebbe a divenire chimicamente instabile. Pertanto la massima temperatura di processo viene generalmente limitata ad un massimo di 600K [51].

Infine, per non incorrere nel pericolo di congelamento del fluido di lavoro è bene che la sua temperatura di fusione risulti essere nell'arco dell'anno superiore alla temperatura ambiente del sito di installazione.

## 2.5 Caratteristiche ambientali ed economiche

Aspetto non trascurabile in merito all'impiego dei fluidi organici è quello della sicurezza, esprimibile tramite i parametri di tossicità e infiammabilità del fluido considerato; di valido ausilio in tal senso può essere lo **standard 34 dell'ASHRAE**, in cui viene effettuata una classificazione dei vari fluidi refrigeranti in funzione delle classi di sicurezza[39].

In *campo automotive* sarà invece fondamentale che la possibilità di utilizzo del fluido selezionato sia contemplata dalla **GADSL** (*Global Automotive Declarable Substance List*), ovvero una lista stilata dall'associazione degli stakeholder del settore automotive (*GASG - Global Automotive Stakeholders Group*) di tutte le sostanze utilizzabili in campo automotive con l'intento di massimizzare gli aspetti di qualità e sicurezza dei prodotti utilizzati, minimizzandone al contempo gli aspetti di impatto ambientale[52].

Per quanto concerne gli aspetti ambientali, sarà preferibile l'utilizzazione di fluidi con potenziali di eliminazione dell'ozono e riscaldamento globale minimizzati.

Gli indici che esprimono tali caratteristiche, esprimendo pertanto gli effetti del rilascio di tali gas in atmosfera, sono [53]:

- **ODP** – *Ozone Depletion Potential*: assumendo come standard il potenziale di eliminazione dell'ozono del triclorofluorometano (R11) a cui convenzionalmente viene attribuito valore unitario, questo indice esprime il rapporto tra l'effetto distruttivo sulla fascia di ozono da parte sostanza considerata e l'analogo effetto della sostanza di riferimento.
- **GWP** - *Global Warming Potential*: attribuendo, in un lasso temporale generalmente pari a cento anni, valore unitario al potenziale di riscaldamento globale della CO<sub>2</sub> e assumendolo come riferimento, tale indice esprime il contributo all'effetto serra apportato dalla sostanza considerata in funzione del potenziale di riferimento.

Minori saranno suddetti indici, più rispettoso sarà il loro comportamento nei confronti dell'atmosfera.

## Capitolo 2

Confrontato con il costo di impianto, il *costo del fluido* costituisce solo una minima parte dell'investimento complessivo [46], sarà pertanto opportuno l'impiego di fluidi economici e facilmente reperibili; in fase di progettazione sarà quindi consigliabile valutare in tal senso la possibilità di impiego dei comuni fluidi refrigeranti o dei fluidi comunemente utilizzati nell'industria chimica che, grazie all'economia di scala, potrebbero risultare di conveniente applicazione.

## 2.6 I fluidi organici più comunemente utilizzati e criteri di scelta

Vista l'importanza che i fluidi di lavoro rivestono in ambito ORC, numerosissime sono le attività di *screening* dei suddetti fluidi, ovvero le realizzazioni di piccoli modelli termodinamici in stato stazionario per mezzo dei quali i ricercatori possono valutare le performance termodinamiche dei fluidi più disparati. Sono pochi però gli studi in cui si tiene realmente conto delle implicazioni conseguenti al loro utilizzo in impianti reali[40], tra cui costo, tossicità, pericolo di esplosione, caratteristiche di infiammabilità, stabilità al variare della temperatura, impatto ambientale e compatibilità con materiali di impianto.

Da un punto di vista prettamente chimico, i fluidi utilizzabili possono essere classificati in sette grandi categorie [40, 54]:

- *idrocarburi* (inclusi quelli aromatici, dalle proprietà termodinamiche di pregio ma soggetti a problemi di infiammabilità;
- *fluorocarburi*, estremamente stabili ed inerti ma termodinamicamente indesiderabili;
- *silossani*, basse tossicità e infiammabilità, stabili, inerti, dall'elevato peso molecolare e dall'ottima stabilità termica anche a seguito di un uso prolungato, presentano infine un moderato *glide* di temperatura durante i cambiamenti di fase;
- *idrocarburi* con parziale *sostituzione* degli atomi di *fluoro*, alcuni di loro, presentando un potenziale ODP di danneggiamento dello strato di ozono nullo, sono di particolare interesse.
- *Eteri* ed *idrofluoroeteri* (HFE), dalle scarse proprietà sia termodinamiche, tossici ed infiammabili;
- *Alcoli*, infiammabili, solubili in acqua e termodinamicamente poco prestanti;
- *Fluidi inorganici*, economici, di elevata reperibilità, dal basso impatto ambientale, ma contraddistinti numerose problematiche di fattibilità impiantistica.

A questi fluidi vanno poi aggiunte le *miscele azeotropiche* e le *miscele zeotropiche*.

## Capitolo 2

Di particolare interesse, le miscele zeotropiche di cui si è precedentemente discusso, grazie al loro caratteristico cambiamento di fase a *temperatura "scorrevole"*, vengono utilizzate specialmente in applicazioni geotermiche, per ridurre le irreversibilità degli scambi termici, viste la bassa temperatura delle sorgenti e gli scarsi valori dei rendimenti.

Essendo le concentrazioni in fluidi puri che le costituiscono teoricamente variabili illimitatamente, tali miscele offrono interessanti possibili sviluppi futuri ma attualmente, vista la complessità nello stabilire le composizioni più convenienti per date fonti termiche, sono ancora poco sfruttate in campo ORC. Essendo inoltre i coefficienti di scambio termico strettamente legati alla composizione delle miscele, risulta essere ancora lunga la strada verso una loro completa definizione, mentre da un punto di vista prettamente tecnologico, sempre per problematiche legate alla variabilità delle caratteristiche chimiche delle miscele in funzione della composizione, le inevitabili perdite di impianto che si verificano soprattutto in fase di evaporazione, risultano essere molto più problematiche che nel caso dei fluidi puri.

Il progettista dunque, nella valutazione del fluido più appropriato per una data applicazione si troverà a dover scegliere tra un ampio ventaglio di possibilità; sarà quindi comodo avere a disposizione dei criteri discriminanti atti a facilitare tale scelta, specialmente alla luce del fatto che a complicarla interviene anche l'ampio spettro di temperature tipiche delle applicazioni industriali potenzialmente oggetto di recupero, che così come mostrato in figura 28, possono variare dai 50°C dei compressori per l'aria compressa industriale agli oltre 1600°C degli esausti siderurgici [54].

Tali sorgenti termiche potranno però essere raggruppate, in funzione della propria temperatura, in tre macrocategorie [54]:

- Sorgenti ad alta temperatura per  $T_{\text{sorgente}} > 650^{\circ}\text{C}$ ;
- Sorgenti a media temperatura per  $230^{\circ}\text{C} < T_{\text{sorgente}} < 650^{\circ}\text{C}$ ;
- Sorgenti a bassa temperatura per  $T_{\text{sorgente}} < 230^{\circ}\text{C}$ ;
- iniziando ad agevolare il compito del progettista.

Nelle condizioni di alta e medio alta temperatura, il ciclo Rankine esprime bene le proprie potenzialità nel caso di impianti di grossa taglia, divenendo

## Capitolo 2

economicamente sconsigliato nel caso di piccole taglie e sorgenti a temperature medio basse e basse.

Categories	Heat sources	Temperature (°C)
High temperature (>650 °C)	Solid waste	650-1000
	Fume incinerators	650-1450
	Nickel refining furnace	1370-1650
	Glass melting furnace	1000-1550
	Aluminum refining furnaces	650-760
	Copper reverberatory furnace	900-1100
	Copper refining furnace	760-815
	Zinc refining furnace	760-110
	Cement kiln	620-730
	Hydrogen plants	650-1000
	Medium temperature (230-650 °C)	Steam boiler exhaust
Gas turbine exhaust		370-540
Drying and baking ovens		230-600
Catalytic crackers		425-650
Reciprocating engine exhausts		315-600
Drying and baking ovens		230-600
Catalytic crackers		425-650
Annealing furnace cooling systems		425-650
Low temperature (<230 °C)	Process steam condensate	50-90
	Cooling water from:	
	Internal combustion engines	66-120
	Hot processed liquids and solids	32-232
	Annealing furnaces	66-230
	Drying, baking and curing ovens	93-230
	Welding and injection molding machines	32-88
	Bearings	32-88
	Air compressors	27-50

Una volta esclusa l'applicabilità del tradizionale ciclo a vapore d'acqua ed abbracciata la soluzione organica, è importante notare come, al crescere delle temperature di sorgente, si riscontri un incremento delle prestazioni all'aumentare della temperatura critica del fluido selezionato, verificandosi variazioni anche marcate di tali prestazioni al variare della tipologia di fluido di lavoro.

Al contrario, nel caso di sorgenti a bassissima temperatura (<100°C), la tipologia di fluido utilizzato influisce ben poco sulle prestazioni del ciclo. Anche in questo caso il parametro discriminante risulterà essere la temperatura critica del fluido, ma contrariamente a quanto visto prima, il

Fig. 28 - Classificazione delle sorgenti termiche in funzione della temperatura

## Capitolo 2

recupero tenderà ad essere tanto più efficace quanto più bassa sarà tale temperatura.

In tali condizioni di temperatura pertanto, la scelta del fluido potrebbe essere più che altro dettata da ragioni di convenienza economica e di impatto ambientale.

Un ulteriore criterio selettivo proviene dal fatto che della grande mole di fluidi correntemente oggetto di screening, solo pochi risultano attualmente di pratico interesse, tra i quali, classificati per temperatura critica, troviamo[40]:

- HFC-134a: utilizzato nel geotermico o in applicazioni a bassissima temperatura;
- HFC-245fa: fluido a bassa temperatura, usato principalmente nel settore WHR;
- n-pentano: utilizzato nel solare termodinamico e nel geotermico a media temperatura;
- Solkatherm: usato in applicazioni WHR;
- OMTS: octametilsilossano, utilizzato in impianti CHP ed in maniera particolare in quelli a biomasse[51];
- toluene: usato in applicazioni WHR.

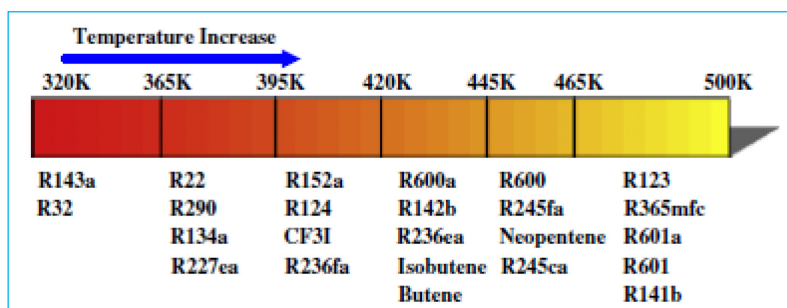


Fig. 29 - Scelta del fluido di lavoro in funzione temperatura della sorgente termica

Infine, alla luce delle considerazioni finora esposte, una volta stabilita la taglia di impianto, determinata la tipologia di sorgente termica e considerati i fluidi più comunemente utilizzati, la scelta del fluido più appropriato potrebbe essere effettuata in funzione della sola temperatura di sorgente termica, rispettando i criteri riportati in figura 29, in cui la temperatura di impiego indicata è funzione della temperatura critica dei fluidi stessi [55].



## Capitolo 2

## 2.7 Gli espansori per ORC

Cuore delle applicazioni ORC, la scelta dell'espansore, imprescindibilmente connessa con le condizioni operative e con la taglia di impianto, riveste un ruolo determinante nelle performance del recupero.

Distinguendo tra turbomacchine e macchine volumetriche, nelle prime la rotazione degli elementi mobili, denominati pale, avviene per variazione della quantità di moto e di energia in seno ad un fluido animato di moto pressoché stazionario; nelle macchine volumetriche invece il moto del fluido sarà di tipo periodico interagendo in maniera pressoché statica con le pareti mobili delle camere di espansione.

### 2.7.1 Turboespansori

Le macchine afferenti alla classe delle turbomacchine, in funzione della direzione del moto del fluido al loro interno, potranno essere suddivise in due macrocategorie: si parlerà di macchine radiali se il fluido si muove principalmente lungo la direzione perpendicolare all'asse di rotazione della girante; si definiranno invece assiali, se caratterizzate da moto del fluido lungo la direzione dell'asse di rotazione della girante stessa, come illustrato in figura 30.

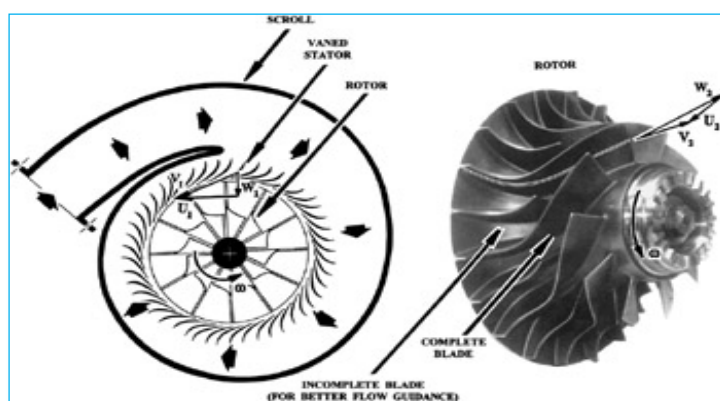


Fig. 30 – Esempio di turbina assiale

## Capitolo 2

Caratterizzate da una elevata velocità periferica, le macchine radiali, scelta diffusa nel caso di applicazioni ORC, sono di particolare interesse applicativo nel caso di elevati rapporti di espansione e basse portate massiche del fluido da elaborare [56-58].

Specialmente nella loro versione centripeta, manifestano un comportamento accettabile anche ai carichi parziali e consentono di operare con velocità di rotazione più elevate rispetto alla configurazione assiale, con conseguente realizzazione di salti entalpici più elevati per singolo stadio [39].

Risultano infine essere meno sensibili ad inaccurately dei profili delle pale rispetto alle sorelle assiali, fattore che permette loro di mantenere buone efficienze anche al diminuire della taglia, tollerano bene l'aumento del carico sulle palette imposto dall'utilizzo di fluidi ad elevato peso molecolare come nel caso dei fluidi organici e sono più semplici da realizzare e presentano anche migliori prestazioni rotodinamiche [58].

Ciò nonostante, non mancano casi applicativi di tipologie assiali, che trovandosi ad operare con fluidi dall'elevato peso molecolare, vengono appositamente riprogettate con un minor numero di stadi, visto il minor salto entalpico da realizzare rispetto alle soluzioni dedicate al vapore d'acqua [39]. In via del tutto generale, le turbine assiali monostadio risulteranno quindi più idonee ad essere impiegate in sistemi caratterizzati da elevate portate e salti di pressione ridotti [58].

Oltre all'elevato peso molecolare, i fluidi organici sono contraddistinti da più basse velocità di propagazione del suono rispetto al vapore, con conseguente aumentato rischio di blocco sonico e incremento delle perdite indotte dall'elevato numero di Mach[39]. Si raccomanda generalmente un numero di Mach di circa 0,85 al fine di non incorrere in fenomeni di *choking* del flusso nel rotore. Tale limitazione comporta una riduzione dei rapporti di espansione, sia volumetrici, sia intesi nel senso delle pressioni, che possono essere elaborati dalla macchina [40].

Le turbomacchine sono poco indicate per le applicazioni di piccolissima taglia in quanto la loro velocità di rotazione tende a crescere al diminuire delle dimensioni della girante, essendo dimensioni e velocità di rotazione legate tra loro dalla relazione:

## Capitolo 2

$$U_2 = \pi N D_2$$

dove  $U_2$  è la velocità periferica della girante,  $D_2$  il suo diametro esterno e  $N$  il numero di giri [39].

Le elevate velocità tangenziali della girante, se da un lato comportano un incremento del lavoro specifico estraibile per singolo stadio, dall'altro rischiano di danneggiare il rotore della turbina, specialmente nelle zone più periferiche. Esisterà quindi una velocità di rotazione ottimale che terrà conto anche delle perdite per attrito nei cuscinetti e della resistenza meccanica degli stessi [40].

Per questa serie di ragioni, nelle applicazioni a fluido organico la taglia dei turboespansori inizia ad essere conveniente a partire da potenze dell'ordine dei 50 kW<sub>e</sub> [59] ed essere ampiamente diffusa nelle applicazioni di taglia superiore ai 100 kW<sub>e</sub>. Scendendo al di sotto di questa taglia gli espansori a turbina presentano un lampante calo delle prestazioni, fino a raggiungere delle inefficienze inaccettabili per taglie dell'ordine dei 10 kW<sub>e</sub> [60].

### 2.7.2 Espansori volumetrici

Scendendo al di sotto dei 50 kW<sub>e</sub>, le turbine radiali, che abbiamo visto essere tra le turbomacchine quelle che meglio si prestano ad operare in impianti di piccola taglia, iniziano a diventare costose e commercialmente non disponibili; trattasi perlopiù di applicazioni sperimentali con conseguente lievitazione dei costi [61] e dalla affidabilità ancora tutta da dimostrare [60].

A partire da tale livello di potenza le macchine volumetriche iniziano ad essere nettamente più competitive rispetto alle concorrenti [62], principalmente per le basse portate che caratterizzano sia le applicazioni di recupero, sia le macchine volumetriche stesse [60].

Come precedentemente accennato, nelle macchine volumetriche il moto del fluido sarà di tipo periodico, interagendo in maniera pressoché statica con le pareti mobili delle camere di espansione che realizzeranno a loro volta un moto di tipo alternato o di tipo rotatorio a seconda della tipologia di macchina volumetrica.

## Capitolo 2

Verranno definite macchine *volumetriche alternative* quelle per cui la generazione del lavoro avviene per generazione del moto alternato dei pistoni o stantuffi all'interno delle camere e *volumetriche rotative* quelle in cui la variazione di volume al loro interno avviene mediante movimento rotatorio dell'elemento mobile della camera stessa, contraddistinti inoltre dall'assenza di valvole di aspirazione e scarico.

Contrariamente alle turbomacchine, tecnologicamente mature ed impiegate su larga scala, un buon numero di espansori volumetrici correntemente utilizzati, specialmente nel caso di piccole taglie, sono ancora a livello prototipale e per la maggior parte derivati da compressori per refrigerazione [39, 61].

Le tipologie più utilizzate sono quella alternativa a pistoni, vite, palette e scroll, gli ultimi tre afferenti alla classe dei rotativi, anche se, per rigosità, il moto degli orbitali dello scroll è un modo di tipo orbitale [39, 40, 61].

Caratterizzati da elevate efficienze isoentropiche, affidabilità, visto che sono impiegati da decenni come compressori nelle macchine frigorifere, sono inoltre in grado di tollerare colpi di liquido e quindi espansione umida entro determinati range di funzionamento [40], gli espansori alternativi si candidano come valida alternativa alle turbomacchine nei range di potenza inferiore ai 10 kW<sub>e</sub>, operando generalmente con velocità di rotazione di 1500 o 3000 RPM, in maniera tale da poter essere accoppiati direttamente alla rete elettrica (frequenze di 50 Hz) tramite generatori a singola o doppia coppia polare.

Nella tipologia a pistoni aspirazione, espansione e scarico avvengono successivamente nella stessa camera, con tempistiche dettate dall'apertura e chiusura delle valvole, mentre nei rotativi, la camera di aspirazione risulta essere mobile ed evolvere al movimento dell'albero di manovella, non rendendosi quindi necessarie valvole.

Tale mobilità della camera contenente il gas in espansione è chiaramente illustrata in figura 31 [63], dove il moto orbitale dello scroll lascia scorrere la sacca di gas in continua espansione fino al raggiungimento della luce di scarico.

La camera di aspirazione si trasforma in camera di espansione prima e di scarico poi, quando il fluido ha raggiunto la linea di scarico e le fasi del processo saranno imposte dalla geometria della macchina.

In più, visto che tali fasi non avvengono nella medesima zona della macchina, le perdite per dispersione del calore sono minimizzate e, conseguentemente, le efficienze più elevate.

## Capitolo 2

Con le dovute differenze dettate dalla geometria della macchina, un analogo processo avviene anche negli espansori a vite e in quelli a palette.

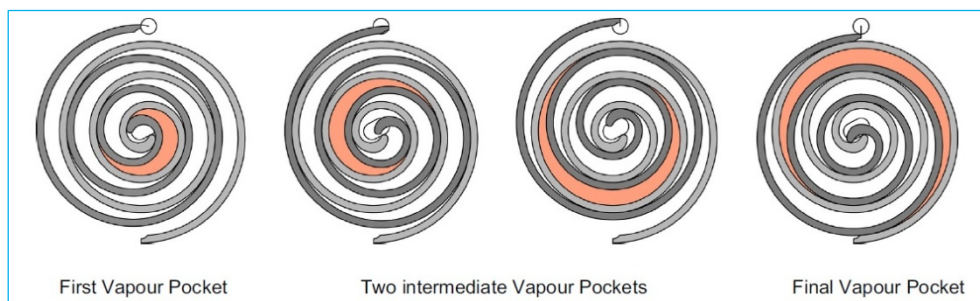


Fig. 31 - Processo di espansione in un espansore scroll

Parametro caratteristico degli espansori volumetrici è il *rapporto volumetrico intrinseco*, (*BVR*, *built-in volumetric ratio*), ovvero il rapporto tra il volume occupato dal fluido in ingresso e quello occupato all'uscita dall'espansore. Tale rapporto è fisso e dipende esclusivamente dalla geometria della macchina.

Alla luce di ciò, quando il rapporto volumetrico del sistema non coincide con quello della macchina, gli espansori volumetrici potranno incorrere in due tipologie di perdite: perdite per *sovraespansione*, quando il rapporto volumetrico intrinseco della macchina è maggiore di quello imposto dall'impianto, perdite per *sottoespansione* nel caso contrario, con scarico del gas esausto ad una pressione maggiore di quella di linea, che è poi il caso più frequente.

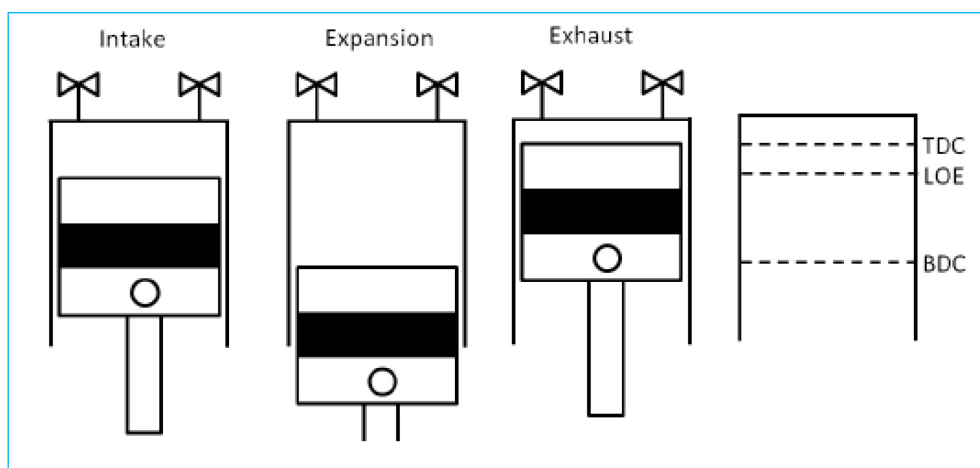
Tali perdite riducono notevolmente l'efficienza e considerando che la situazione più comune è quella della sottoespansione è immediato capire che gli espansori volumetrici mal sopportano elevati rapporti di espansione.

Maggiori dettagli in merito verranno dati nel prossimo capitolo, nella descrizione della sperimentazione dell'espansore scroll di piccola taglia, oggetto di questo lavoro.

### 2.7.3 Espansori a pistoni

Gli espansori comunemente definiti a pistoni sono degli organi molto complessi che richiedono altrettanto complesse fasature delle valvole di aspirazione e scarico, oltre che sistemi di equilibratura, necessari a compensare l'eccentricità dell'albero di manovella.

Con riferimento alla figura 32, quando lo stantuffo si trova in prossimità del punto morto superiore (top dead center, TDC), l'apertura della valvola di aspirazione da origine all'omonimo processo, con il fluido ad alte pressione che fluisce all'interno della camera di espansione. Il processo di aspirazione si conclude quando il pistone raggiunge il punto indicato con *LOE* (*location of expansion*), sempre in figura 32, e la valvola di aspirazione si chiude.



Il vapore espandendosi spinge il pistone fino al punto morto inferiore (*bottom dead center, BDC*) dove la valvola di scarico si apre dando inizio alla fase di scarico che termina quando il pistone raggiunge nuovamente il punto morto superiore per dare di nuovo inizio al ciclo, con la chiusura della valvola di scarico e la riapertura di quella di aspirazione.

Fig. 32 - Principio di funzionamento degli espansori alternativi

## Capitolo 2

Visto l'elevato numero di parti in movimento sono caratterizzati da notevoli perdite per attrito. Nel caso di applicazioni con fluido organico però, tali perdite possono essere ridotte miscelando del lubrificante in seno al fluido di lavoro.

Ben tollerando l'espansione umida, sono ampiamente usati in applicazioni di recupero dei motori a combustione interna, visto che l'estrema variabilità del campo di funzionamento rende difficile garantire il controllo del grado di umidità dell'espansione [40].

Nel caso di grosse taglie risultano avere prestazioni superiori a quelle degli espansori scroll [64] ed in generale sono, tra gli espansori volumetrici, quelli che meglio tollerano elevati rapporti di espansione[40].

Per contro, l'elevato numero di parti in movimento sembra avere un influsso negativo sull'affidabilità di tale categoria di espansori, nonché sui costi di realizzazione.

Si riscontrano infine fenomeni di pulsazione di coppia, imputabili alla discontinuità della generazione del moto dell'asse ad opera di un numero finito di pistoni.

### 2.7.4 Espansori a palette

Noti per avere una erogazione della coppia senza pulsazioni, gli espansori a palette sono in grado di tollerare un ampio spettro di titoli del vapore e presentano il vantaggio di auto avviarsi.

Paragonati con gli altri espansori, presentano una struttura più semplice, una più semplice realizzazione e un costo più contenuto.

Necessitano di una minima lubrificazione, tollerano elevati salti di pressione e generano rapporti volumetrici elevati, oltre che manifestare un comportamento molto silenzioso.

Con riferimento alla figura 33, il vapore in ingresso nell'espansore attraverso la luce di aspirazione (fig. 33.1), inizia ad espandere nella camera di espansione dando origine al movimento del rotore (figg. 33.2-3) fino a raggiungere la luce di scarico (fig. 33.4).

Il volume delle camere cresce in funzione della rotazione del rotore posizionato in maniera eccentrica rispetto allo statore, oppure per la geometria variabile dello statore stesso, a seconda delle tipologie progettuali.



## Capitolo 2

Le palette, fuoriuscendo dal rotore separano tra loro le varie camere garantendo la tenuta.

Viste le poche parti striscianti le perdite per attrito sono minimizzate e l'affidabilità con i fluidi organici è ormai provata [40].

I trafiletti nella zona strisciante delle palette risultano essere i maggiori responsabili delle perdite di prestazioni di questo tipo di macchine, diminuibili con delle iniezioni di lubrificante direttamente nelle camere di espansione[61].

Presentano però l'aspetto negativo di avere una velocità di rotazione non linearmente variabile con la portata massica e la pressione di alimentazione.

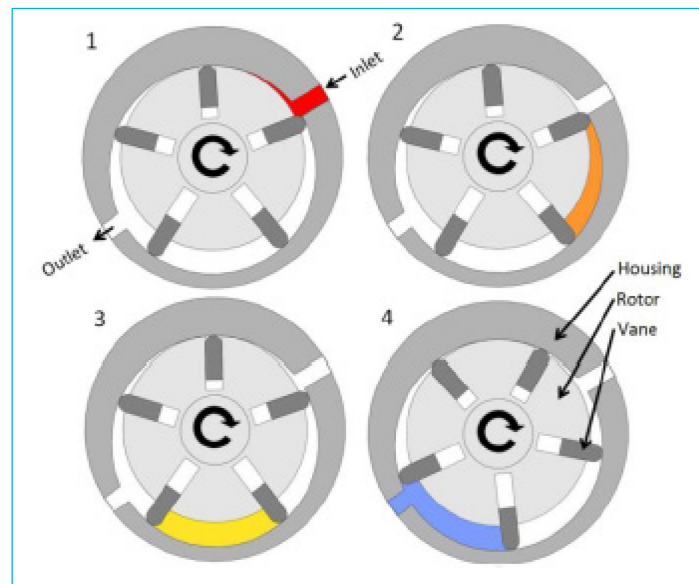


Fig. 33 – Principio di funzionamento degli espansori a palette

Le efficienze variano tra il 70-90% a regimi di rotazione compresi tra i 2500 ed i 3000 RPM, nel caso di applicazione come motori ad aria compressa [65].

### 2.7.5 Espansori a vite

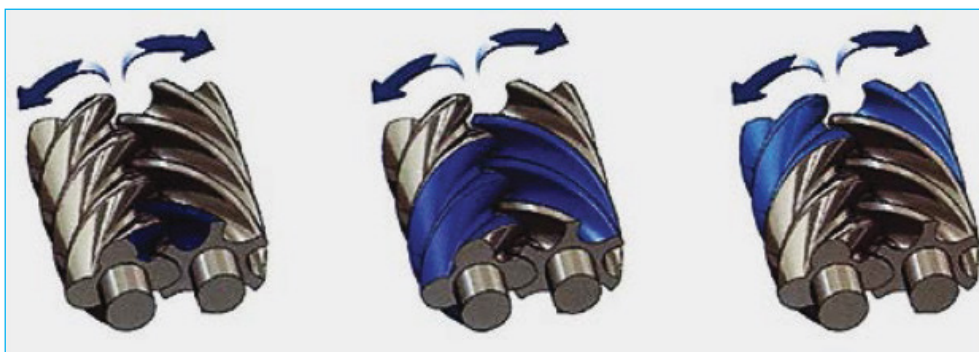
## Capitolo 2

Caratterizzati da velocità di rotazione elevate, che rendono necessaria l'introduzione di rapporti di riduzione per il loro accoppiamento con i comuni generatori elettrici, gli espansori a vite sono ampiamente usati nelle applicazioni ORC geotermiche [40].

Fondamentalmente, pur non mancando adattamenti e miglioramenti al fine di incrementarne l'efficienza, gli espansori a vite sono dei compressori che operano in modalità inversa.

Al loro interno il volume a forma di "V" delle camere di espansione, formate dall'accoppiamento del rotore maschio a quello femmina e di entrambi con il loro alloggiamento, varia ciclicamente in funzione del solo angolo di rotazione dei rotori, come illustrato in figura 34.

Con riferimento alla stessa figura, partendo da sinistra, il fluido in ingresso nella camera di aspirazione attraverso la corrispettiva luce, andando ad occupare lo spazio formato dalle sommità delle eliche.



Il volume a disposizione del fluido aumenta con la rotazione delle viti generando lavoro, fino a raggiungere la luce di scarico. Il numero delle fasi di espansione che prendono atto per ogni giro di vite dipende esclusivamente dal numero di eliche presenti sulla vite stessa.

Uno dei principali vantaggi di questo espansore è la capacità di operare in condizioni di espansione umida, per contro, le viti elicoidale responsabile della creazione delle camere di espansione necessita di una complessa

Fig. 34 - Principio di funzionamento degli espansori a vite

## Capitolo 2

ingegnerizzazione e necessitano di ingente lubrificazione al fine di garantirne la tenuta, cosicché, come analogamente visto per gli espansori a palette, sono frequenti le iniezioni di lubrificante. Sono state sviluppate anche applicazioni *oil free*, più complesse e costose, perché dotate di un complesso sistema di lubrificazione separata.

Mostrano, inoltre, la tendenza a lavorare meglio con fluidi di tipo bagnato; nel caso di fluidi secchi sono richieste tenute aggiuntive che incrementano notevolmente il costo della macchina [40].

Mostrano il meglio delle loro potenzialità tra i 50 ed i 150 kW.

### 2.7.6 Espansori scroll

Recentemente gli espansori scroll hanno risvegliato un notevole interesse nell'ambito degli impianti ORC di piccolissima taglia e non, alla luce dell'assenza di valvole, del numero di componenti ridotto e del costo contenuto, grazie anche alle grandi economie di scala nel caso di applicazione della loro geometria come compressori frigoriferi da cui essi derivano [59].

Tale geometria per la prima volta proposta da Croux nel 1905, ha dovuto attendere circa 70 anni prima di diventare competitiva sul mercato sotto forma di compressori per refrigerazione, con l'avvento di macchine a controllo numerico capaci di sviluppare tolleranze sufficientemente piccole da renderla efficiente [66].

Caratterizzata anch'essa da un rapporto volumetrico fisso, l'espansore scroll è tra le macchine volumetriche quella che presenta la geometria più complessa, caratterizzata da due spirali di Archimede tra loro sovrapposte, una fissa ed una mobile, quest'ultima con movimento orbitale senza rotazione sulla spirale fissa.

Il vapore ad alta pressione e temperatura entra attraverso luce di aspirazione posta in posizione centrale di figura 35.1 [67]; la sacca di vapore formata si scissa in due ulteriori sacche (figura 35.2) che espandono gradualmente originando il moto orbitale delle spire della spirale mobile (figura 35.3-5). Alla fine del processo di espansione il vapore dalle diminuite pressione e temperatura viene posto in contatto con la linea di condensazione attraverso la luce di scarico per essere quindi espulso (figura 35.6).

## Capitolo 2

Le macchine scroll possono essere classificate in due categorie: la prima costituita da quelle macchine che presentano un vincolo flessibile delle spirali (*compliant scroll*), l'altra costituita da macchine in cui tale accoppiamento è rigido (*kinematically constrained scroll*)[59].

Nel caso di accoppiamento con vincolo rigido, le spirali occupano una posizione fissa e possono essere vincolate sia assialmente che radialmente, saranno quindi le ridottissime tolleranze di lavorazione a fungere da tenuta, assieme con un film di olio lubrificante [59].

Tali ridottissime tolleranze e la conseguente assenza di strisciamento tra le parti consente a questa tipologia di macchine di funzionare senza lubrificante per brevi periodi di tempo, cosa non ben tollerata dai fratelli "*compliant*".

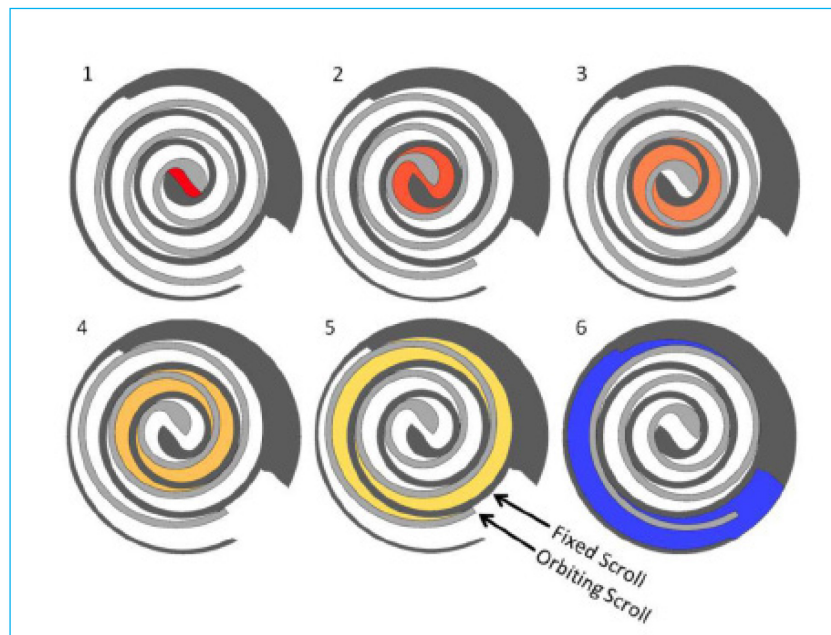


Fig. 35 – Processo di espansione in un espansore scroll

Nel caso di vincolo deformabile (*compliant scroll*), le spirali, pur essendo vincolate a compiere sempre lo stesso movimento, restano, entro certi limiti, libere di oscillare lungo le direzioni verticali e orizzontali, utilizzando l'effetto centrifugo sulla spirale orbitante per rimanere a contatto tra loro; la

## Capitolo 2

forza centrifuga avvicinerà tra loro i fianchi delle spirali, fino a generare un contatto di strisciamento lubrificato dall'olio disciolto nel refrigerante operando la tenuta necessaria [60].

Tale soluzione permette all'espansore di vedere momentaneamente separate le spirali in direzione assiale nel caso di colpo di liquido o, sempre per lo stesso motivo, esse potranno oscillare lungo la direzione ortogonale all'asse in maniera tale da consentire ai loro fianchi di separarsi momentaneamente l'uno dall'altro ed agevolare passaggio delle eventuali gocce di liquido[59].

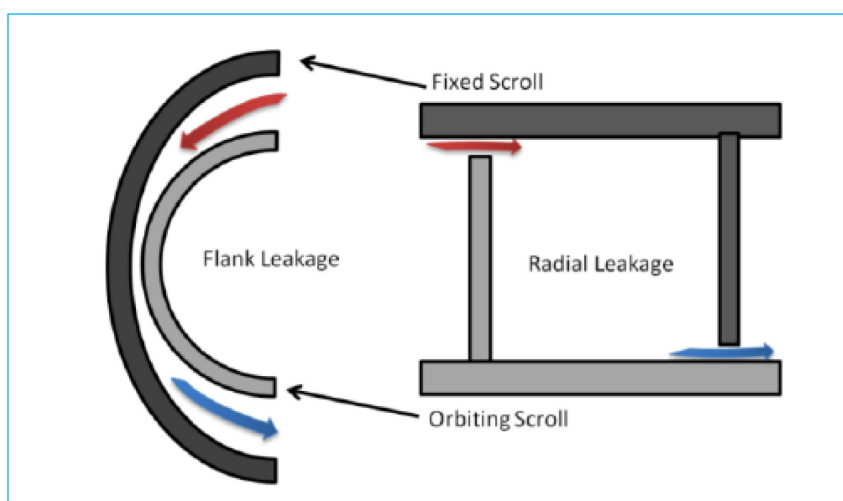


Fig. 36 – Trafilamenti sui fianchi e trafiletti radiali

Per entrambe le categorie di macchine, le tenute così concepite saranno responsabili di caratteristici trafiletti: si parlerà di trafiletti sui fianchi (*flank leakage*) e trafiletti radiali (*radial leakage*), a seconda delle zone delle spirali interessate dal fenomeno, come illustrato in figura 36 [67].

Il trafiletto ai fianchi si verifica per l'appunto nella zona di accoppiamento tra i fianchi delle due spirali, ovvero nella zona di separazione tra le sacche in espansione, quello radiale, invece, si verifica nella zona di contatto tra la base di una spirale e la testa del fianco dell'altra.

Considerando che, nel caso di *compliant scroll* in funzionamento come compressore, è la pressione della linea di scarico a generare lo sforzo assiale necessario a mantenere in contatto la base delle spirali con i fianchi della controparte, le perdite radiali vengono notevolmente ad aumentare in caso di operazioni come espansore: invertendosi la luce di aspirazione con quella di

## Capitolo 2

scarico, la spirale mobile sarà separata da quella fissa ad opera della pressione all'interno delle sacche che, in questa situazione, sarà maggiore di quella di linea.

Infine, gli espansori di tipo "*compliant*", operando come compressori sono in grado di garantire tenute migliori rispetto ai "*constrained*", proprio alla luce dell'accoppiamento strisciante che viene in essi realizzato, reso possibile dalla presenza di lubrificante che minimizza l'usura delle componenti; per questo motivo però, non tollerano bene il funzionamento in assenza di lubrificazione.

Adatti ad applicazioni tra i 5 ed i 50 kW. Nello micro taglie, 1-5 kW sono in fase di sperimentazione, con risultati incoraggianti.

Ben tollerando l'espansione umida risulta essere una valida alternativa nel caso di applicazioni ORC destinate ad applicazioni automotive, essendo queste ultime caratterizzate da regimi di funzionamento estremamente variabili e conseguentemente non sempre in grado di garantire l'alimentazione dell'espansore con vapore secco.

## 2.8 Confronto tra ciclo Rankine a vapore d'acqua e ciclo Rankine organico

Le principali differenze tra le due tecnologie, che nelle pratiche applicazioni si traducono in differenze di costi di investimento, gestione e manutenzione, sono evidenziate a continuazione.

Strettamente connessa alla taglia di impianto e alla tipologia della sorgente termica, la scelta di utilizzare un fluido organico, nella maggior parte dei casi di tipo *dry*, anziché acqua, implica l'assenza di surriscaldamento nel ciclo ORC.

Conseguentemente, il ciclo Rankine organico consente una notevole riduzione dei costi di installazione a causa della non necessità di utilizzare surriscaldatori, caratterizzati questi ultimi da elevati costi e ingenti ingombri dovuti ai più bassi coefficienti di scambio termico per unità di superficie che si realizzano nello scambio termico tra fluidi gassosi che li caratterizza.

Table 1: Comparison of steam Rankine and organic Rankine cycle	
Steam Rankine cycle	Organic Rankine cycle
Larger ducts and pipes thereby having much higher waste heat losses	Smaller ducts and pipes thereby having very low waste heat losses
Requires DM water and chemicals feed	No DM water/chemicals feed needed
Generates wastewater requiring additional treatment	Does not generate any solid, liquid or gas waste streams
Expected Life 15-20 years as steam condensation possible	Proven turbine life 30+ years as no condensation
Approx. cost of installation-Rs. 8-9 Cr MW <sup>-1</sup>	Approx. cost of installation-Rs. 9-10 Cr MW <sup>-1</sup>

Fig. 37 – Confronto tra ciclo Rankine tradizionale e ciclo Rankine organico in un esempio di applicazione WHR per cementificio

Altro vantaggio imputabile all'assenza di surriscaldamento, è l'incrementata durata della turbina, che essendo sottoposta a temperature più contenute ed essendo esente dal rischio di espansione umida, può vedere notevoli incrementi nella sua vita utile, passando da una vita presunta di 15-20 anni tipica di una soluzione tradizionale a possibili 30 anni della tecnologia ORC, come illustrato da uno studio di fattibilità per l'applicazione di un sistema di

## Capitolo 2

WHR ad un cementificio, i cui risultati sono riportati in figura 37 e messi a confronto con quelli conseguibili con la tradizionale tecnologia a vapore d'acqua [68].

Nel caso di applicazioni di taglia modesta inoltre, il design turbine per ORC risulta essere generalmente meno complesso, non rendendosi necessarie tecnologie multistadio [39] a seguito delle pressioni di esercizio più contenute; anche l'efficienza delle turbine appositamente concepite per i fluidi organici risulta beneficiare di tale sostituzione di fluido evolvente, mostrando efficienze superiori a quelle proprie delle rivali a vapore, a parità di taglia [48].

D'altro canto, optare per un fluido organico significa incrementare i costi di acquisizione del fluido, essendo sicuramente l'acqua un fluido poco costoso ed estremamente reperibile oltre che caratterizzato da un impatto ambientale decisamente più contenuto. La differenza di tali costi viene però a ridursi allorché si considerano gli specifici trattamenti di cui necessita l'acqua prima di poter essere impiegata come fluido di lavoro, tra i quali deaerazione e decalcificazione.

Sempre in merito agli scambi termici, nelle applicazioni a fluido organico, specialmente se accoppiate a sorgenti di temperatura medio-alta, si tende ad utilizzare fluidi diatermici intermedi, quali olii siliconici, onde evitare la degradazione termochimica del fluido organico, generalmente poco tollerante alle alte temperature, problema assente nella soluzione ad acqua.

Da un lato tale soluzione aumenta i costi di installazione e complessità di impianto, dall'altro riduce il quantitativo di fluido organico necessario, con positivi effetti sull'ambiente conseguenti alla diminuita quantità di gas serra ed ozono lesivi potenzialmente disperdibili alla luce delle inevitabili perdite di impianto. Tale circuito di scambio intermedio rende anche possibile la delocalizzazione dell'installazione di recupero, consentendo quindi una più razionale e sicura utilizzazione degli spazi, ma sottopone purtroppo l'impianto di recupero ad una degradazione della fonte termica in ingresso a causa delle riduzioni di temperatura comportate e a un maggiore rischio di incendio [39].

Tale soluzione infine, permette l'installazione di sistemi modulari, agevolando le economie di scala.



## Capitolo 2

Inoltre, anche se complicata dall'eventuale presenza del circuito diatermico, la soluzione ORC prevede generalmente delle architetture più semplici rispetto alla soluzione a vapore d'acqua, permettendo la marcia anche senza operatori qualificati.

Ulteriore vantaggio della tecnologia ORC è costituito dai livelli di pressione di esercizio contenuti, raramente superiori ai 30 bar, contro i 60 – 70 bar degli impianti a vapore tradizionali, che consentono l'installazione anche nelle casistiche in cui la normativa di sicurezza si fa più stringente.

ORC	Rankine tradizionale
Recupero di sorgenti a bassa temperatura	Efficienza elevata
Assenza di surriscaldamento	Fluido evolvente a basso costo
Bassa temperatura di immissione in turbina	Eco compatibilità del fluido di lavoro
Bassa pressione di immissione in turbina	Non infiammabilità e non tossicità del fluido di lavoro
Pressioni di condensazione elevate	Elevata stabilità termica del fluido
Compattezza	Basse spese di pompaggio
Assenza di dispositivi di pretrattamento acqua e sua deaerazione	Basse spese di pompaggio
Turbine di semplice geometria	Tecnologia più che nota e dalla confermata affidabilità

Tab. 4 - Vantaggi e svantaggi delle due tecnologie

Dal punto di vista delle efficienze infine, i cicli ORC ad alta temperatura non superano valori del 24%, mentre i cicli a vapore concepiti come impianti per WHR riescono agevolmente a superare la soglia del 30%, impiegando però layout molto più complessi[39].

A contribuire alla diminuzione di efficienza che affligge i cicli con fluido organico intervengono anche le aumentate spese di pompaggio dovute, come precedentemente accennato, al minor calore latente di evaporazione e alla

## Capitolo 2

maggior densità del fluido, costringendo la pompa ad elaborare una maggior portata a parità di potenza estratta.

L'assorbimento di potenza delle pompe, proporzionale alla portata e alla prevalenza, risulta essere inversamente proporzionale alla temperatura critica del fluido organico; all'incirca pari allo 0,4% della potenza estratta in turbina nel caso degli impianti a vapore, raggiunge valori del 2 – 3% del medesimo rapporto nel caso di impiego di toluene per superare 10% nel caso di R134a in applicazioni di bassa temperatura [39].

Facendo riferimento ai principali vantaggi e svantaggi di entrambe le tecnologie, riepilogati in tabella 4, caposaldo della tecnologia ORC è la profittabilità delle fonti energetiche di basso contenuto termico, con massima espressione delle potenzialità negli impianti di taglia medio piccola. Per sorgenti di elevate temperatura e potenza termica invece, la soluzione Rankine tradizionale risulta essere a tutt'oggi la tecnologia più competitiva.

## Capitolo 3

---

*Prove sperimentali su di un prototipo di impianto ORC*

## 2.5 Analisi della letteratura

Essendo le applicazioni ORC di piccola taglia ancora nella fase embrionale di sviluppo, la loro analisi sperimentale risulta essere di fondamentale importanza al fine di comprenderne a pieno e descrivere il comportamento nelle diverse condizioni di funzionamento.

In primis, tali analisi permettono di verificare il potenziale di suddette applicazioni e definire quelle che sono le maggiori fonti di irreversibilità; permettono in secondo luogo di calibrarne i modelli descrittivi e confrontare i risultati della modellazione con i risultati sperimentali e, infine, permettono una comprensione esaustiva dei processi fisici e termodinamici che avvengono nel ciclo per poter essere in un secondo momento in grado di controllarli e proporre una strategia di regolazione.

A tutt'oggi non sono moltissimi gli studi che descrivono il comportamento di impianti ORC di piccola taglia e ancora meno sono i dati sperimentali reperibili in letteratura, specialmente nel caso di utilizzo di espansori di tipo scroll[69].

Già a partire dal 1994 Zanelli e Favrat hanno focalizzato l'attenzione sugli espansori scroll e sulle loro potenzialità qualora impiegati in applicazioni ORC di piccola taglia, essendo tali macchine volumetriche candidate ideali per la generazione elettrica di piccola taglia, dato l'esiguo numero di parti in movimento, la loro affidabilità e l'ampio spettro di taglie di potenza disponibili. I test da loro condotti su di un espansore scroll ermetico (quindi con generatore elettrico incorporato, essendo in origine un compressore destinato alla refrigerazione) alimentato con HFC-134a, hanno mostrato efficienze isoentropiche pari al 65% e potenze elettriche generate variabili da 1 a 3,5 kW [70].

Specialmente nel caso di applicazioni afferenti al settore della micro cogenerazione, la possibilità di avere in un unico corpo sia l'espansore che il generatore, capace quindi di produrre direttamente energia elettrica, risulta costituire una notevole semplificazione dell'impianto di recupero.

Vista però la maggiore complessità nel riadattamento dei compressori ermetici rispetto ai rivali di tipo aperto, a tutt'oggi la maggior parte dei lavori presenti in letteratura analizza espansori di tipo aperto.

## Capitolo 3

Table 1 Overview of previous experimental studies on small-scale volumetric expanders.			
Author(s)	Expander specifications	Testing conditions	Max achieved performance
Badr et al., 1985 [10]	Rotary vane expander	fluid = R113 $p_{su} < 7$ bar	$\epsilon_{s,mech} = 55\%$ $W_{mech} = 1.6$ kW
Zanelli et al., 1994 [11]	Hermetic, lubricated scroll expander	$T_{su} = 170$ °C; $p_{su} = 6.4$ bar; $N_{tot} = 2400 - 3600$ rpm; fluid = R134a	$\epsilon_{s,el} = 65\%$ $\phi = 95 - 120\%$ $W_{el} = 1 - 3.5$ kW
Yanagisawa et al., 2001 [12]	Oil-free scroll air machine $V_{s,exp} = 100$ cm <sup>3</sup> $r_{s,in} = 3.18$	$p_{su} = 6.5$ bar; $N_{tot} = 2500$ rpm fluid = air	$\epsilon_{s,mech} = 60\%$ $\phi = 132\%$
Manzagol et al., 2002 [13]	Cryogenic scroll expander, $V_S = 10$ l/h	$p_{su} = 7$ bar $T_{su} = 35$ K fluid = Helium	$\epsilon_{s,mech} = 60\%$
E. H. Kane et al., 2002 [14]	Hermetic, lubricated scroll expander $r_{s,in} = 2.3$	$N_{tot} = 3000$ rpm;	$\epsilon_{s,el} = 68\%$ $W_{el} = 6.5$ kW
Ingleby et al., 2005 [15]	Scroll expander	$N_{tot} = 2000$ rpm; fluid = ammonia	$\epsilon_{s,mech} = 18.2\%$ $W_{mech} = 0.209$ kW
Xiaojun et al., 2010 [16]	Scroll expander (Fuel cell)	$p_{su} = 1 - 4$ bar; fluid = air	$\epsilon_{s,mech} = 69\%$ $W_{mech} = 3.5$ kW
R. B. Peterson et al., 2008 [17]	Kinematically rigid scroll expander $V_{s,exp} = 12$ cm <sup>3</sup> $r_{s,in} = 4.57$	$T_{su} = 170$ °C; $p_{su} = 6.4$ bar; $N_{tot} = 1287$ rpm; fluid = R123	$\epsilon_{s,mech} = 49.9\%$ $\phi = 40 - 50\%$ $W_{mech} = 0.256$ kW
Kim et al., 2007 [18]	Self-designed double-sided scroll expander	$r_p = 3.82$ ; fluid = siesam $p_{su} = 13.8$ bar; $N_{tot} = 1000 - 1400$ rpm	$\epsilon_{s,mech} = 34\%$ $\phi = 0.42 - 0.52$ $W_{mech} = 11.5$ kW
Saitoh et al., 2007 [19]	Scroll expander	fluid = R113 $p_{su} = 9.4$ bar; $T_{su} = 136$ °C; $N_{tot} = 1800$ rpm	$\epsilon_{s,mech} = 59.6\%$ <sup>1</sup> $W_{mech} = 450$ W
Mathias et al., 2009 [20]	Refrigeration scroll expander	fluid = R123 $r_p = 3 - 8.3$ ;	$\epsilon_{s,el} = 48.3\%$ $W_{el} = 2.9$ kW
Mathias et al., 2009 [20]	Gerotor expander	fluid = R123 $r_p = 3 - 8.3$ ;	$\epsilon_{s,mech} = 35.1\%$ $W_{mech} = 1.8$ kW
Lemort et al., 2009 [21]	Oil-free open-drive scroll air machine $r_{s,in} = 4$ $V_{s,exp} = 36.54$ cm <sup>3</sup>	$T_{su} = 143$ °C; $p_{su} = 10$ bar; fluid = R123	$\epsilon_{s,mech} = 68\%$ $\phi = 100 - 134\%$ $W_{mech} = 1.8$ kW
H. Wang et al., 2009 [22]	Compliant scroll expander derived from an existing compressor $V_{s,exp} = 6.5$ cm <sup>3</sup> $r_{s,in} = 2.5$	$T_{su} = 125$ °C; $p_{su} = 10 - 18$ bar; $N_{tot} = 2005 - 3670$ rpm; fluid = R134a	$\epsilon_{s,mech} = 77\%$ $W_{mech} = 1$ kW
Manolacos et al., 2009 [23]	Automotive A/C scroll expander	$r_p = 2.65 - 4.84$ ; fluid = R134a $N_{tot} = 831$ rpm	$\epsilon_{s,mech} < 50\%$
Harada et al., 2010 [24]	Refrigeration scroll expander with direct shaft connection	fluid = R245fa $r_p = 2 - 7$ ;	$\epsilon_{s,mech} = 87\%$ $W_{mech} = 1$ kW
Wei et al., 2011 [25]	Single screw expander	$T_{su} = 17$ °C; $p_{su} = 6$ bar; $N_{tot} = 2850$ rpm; fluid = air	$\epsilon_{s,mech} = 30.76\%$ $W_{mech} = 5$ kW
Lemort et al., 2011 [26]	Hermetic refrigeration scroll machine $r_{s,in} = 3$	fluid = R245fa $r_p = 2 - 6$ ; $T_{su} = 92 - 140$ °C;	$\epsilon_{s,el} = 68\%$ $\phi = 100 - 110\%$ $W_{el} = 2.2$ kW
Guoquan Qiu et al., 2012 [27]	Compressed-air-driven vane-type air expander	$p_{su} = 6 - 16$ bar; fluid = HFE7000 $p_{su} = 6.7$ bar; $T_{su} = 117$ °C; $N_{tot} = 1689$ rpm	$\epsilon_{s,el} = 26\%$ $W_{el} = 850$ W

Fig. 38 – Sperimentazioni di espansori scroll in applicazioni ORC di piccola taglia evidenziate da Declaye et. al.

Di tipo *open-drive* è l'espansore scroll integrato da Declaye et al. [71] in un impianto ORC di piccola taglia con R245fa come fluido evolvente. A differenza del caso sopra descritto, questa volta l'espansore non proviene dal comparto della refrigerazione, bensì è il riadattamento di un compressore ad aria.

## Capitolo 3

L'impianto ORC sperimentale, predisposto per una potenza termica in ingresso di 20kW e progettato per fornire una potenza in uscita di circa 1,8 kW, permettendo di variare parametri come la pressione in ingresso, da 9 a 14 bar, la pressione di condensazione da 1,5 a 5 bar e la velocità di rotazione dell'espansore da 2000 a 5000 RPM, ha fatto registrare un'efficienza massima dell'8,5% nel caso di temperature di evaporazione e condensazione pari a 97.5°C e 23.6°C rispettivamente. Per quanto concerne l'espansore invece, il massimo rendimento raggiunto è stato del 75,7%, mentre la massima potenza elettrica registrata all'albero è stata di 2.1 kW.

Gli autori forniscono anche un riepilogo sulle precedenti sperimentazioni di espansori scroll su di impianti ORC di piccola taglia effettuate in passato, come riportato in figura 38.

Nella sperimentazione eseguita su di un impianto ORC solare di bassa temperatura, alimentato con gas HFC-134a ed equipaggiato con espansore di tipo scroll, derivato da un compressore per refrigerazione (*SANDEN TRS 105*) privato della valvola di ritegno, Manolakos et al.[72] mostrano come il rendimento totale d'impianto raggiunga un valore di circa il 4%, giustificando tale "scarso" valore con le basse temperature di evaporazione testate e la conseguente scelta del fluido di lavoro.

La coppia massima prodotta dall'espansore è risultata essere di 18 N·m a 0 RPM; la massima potenza generata è stata invece di 2.05 kW a 2000 RPM. L'efficienza dell'espansore è risultata mantenersi costantemente pari al 65% nell'ampio intervallo di regimi di rotazione compreso tra i 1000 e 3000 RPM. Non si fanno cenni in merito al rapporto di espansione volumetrico.

Woodland et al. [73], conducono un'esperienza simile testando sempre l'espansore *SANDEN TRS105* ed utilizzando HFC-134a come fluido di lavoro, focalizzandosi maggiormente sul comportamento dell'espansore.

Dal loro lavoro si evince come il TRS105 sia in grado di raggiungere un'efficienza isoentropica pari al 72% in caso di rapporto di espansione ( $P_{asp}/P_{scar}$ ) circa uguale a 2. Gli autori pongono infine l'accento sull'importanza del rapporto volumetrico dell'espansore al fine della determinazione delle prestazioni e delle condizioni operative ideali, evidenziando anche la discrepanza dei dati forniti dalla letteratura in merito a questo parametro, decidendo che il valore corretto sia  $BVR_{TRS105}=V_{asp}/V_{scar}=1,8$ , così come proposto nella Tesi di Dottorato di Hugenhroth (2006), non consultabile pubblicamente, a fronte del valore di

## Capitolo 3

$BVR_{TRS105} = V_{asp}/V_{scar} = 1,6$  proposto da Bell[74-76]<sup>4</sup>, secondo il quale i dati riguardanti le geometrie del SANDEN TRS105 calcolati da Hugenroth per mezzo di una macchina di misura digitale delle coordinate risultano quindi essere errati oltrech  dai dettagli non disponibili pubblicamente[74].

Sempre Woodland et al. [73] manifestano l'assenza di un metodo standardizzato per la definizione delle condizioni steady-state di funzionamento degli impianti ORC, cos  come avviene per i cicli a compressione di vapore.

Assumendo una frequenza di campionamento pari ad 1 Hz, propongono quindi una procedura ad hoc per la definizione delle condizioni stazionarie.

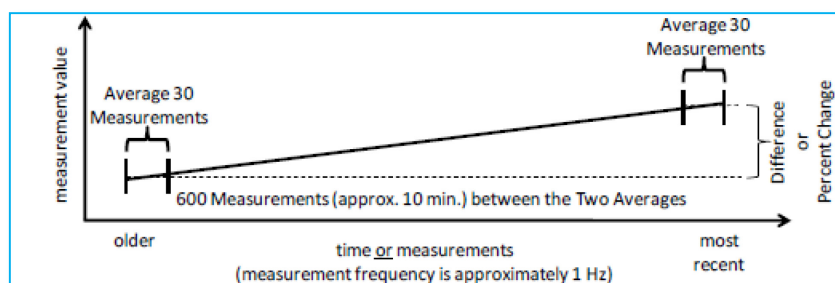


Fig. 39 - Procedura di determinazione delle condizioni steady-state per ORC

Cos  come mostrato in figura 39, gli ultimi trenta secondi di misurazione vengono mediati e confrontati con la media, sempre di trenta valori, calcolata 600 acquisizioni (10 min) prima. Se, simultaneamente, lo scostamento in temperatura di tali valori medi risulta essere inferiore agli 0,5 K e le variazioni di pressione, portata massica e velocit  di rotazione dell'espansore risultano essere inferiori al 2%, allora le condizioni di impianto verranno definite steady-state. A questo punto, i 10 minuti di dati tra le due finestre di riferimento vengono mediati, stabilendo la nuova condizione di riferimento. Gli stessi autori tengono a precisare come in alcuni casi sia stato necessario fare delle eccezioni: variazioni della pressione dell'acqua di rete utilizzata per la condensazione, problematiche di misurazione della portata del fluido

<sup>4</sup> In [72, 73] gli autori non fanno esplicito riferimento al modello di espansore utilizzato, ma   possibile risalire al SANDEN TRSA105 dalle immagini e dalla cilindrata riportata di 104,8 cc.

Capitolo 3

dovute alla non accuratezza del misuratore di portata in presenza di miscela bifasica e oscillazioni della temperatura di scarico dell'espansore alle basse portate (senza manifestazioni di trend crescenti o decrescenti) sono risultate essere le cause più comuni.

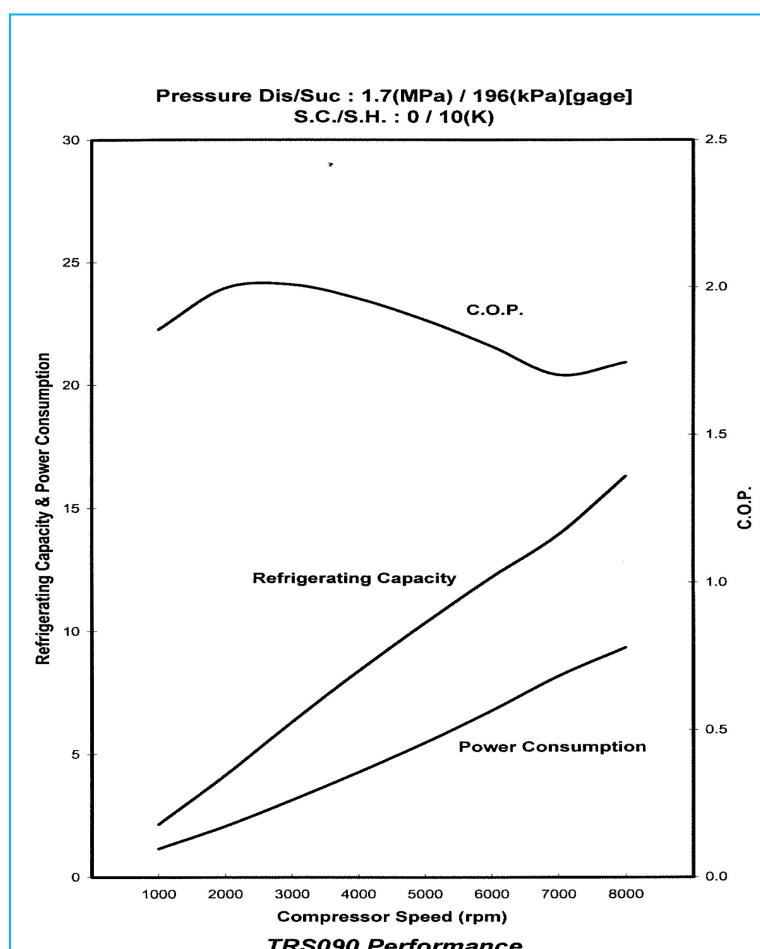


Fig. 40 – Mappa delle prestazioni del compressore SANDEN TRSA09

Sempre in merito al rapporto volumetrico dei compressori scroll della famiglia TRSA, TRSA012, TRSA090 e TRSA05 di casa SANDEN, Mendoza[77-79] e Ayou[78, 80], fanno notare come essi siano caratterizzati



## Capitolo 3

da un simile rapporto volumetrico, ma con differenti cilindrata di aspirazione e scarico.

Con maggior grado di dettaglio, nelle loro ricerche hanno caratterizzato sperimentalmente la geometria del compressore SANDEN TRSA05 di 53,9 cc di cilindrata, individuandone il rapporto volumetrico nella quantità di 1,9. Tale parametro è stato successivamente verificato per gli altri due modelli (TRSA012 e TRSA090) utilizzando il modello per compressori proposto da Winandy[81].

Mediante l'ausilio di tale modello infatti, gli autori della ricerca hanno calcolato la potenza necessaria ai due compressori TRS090 e TRS012 per comprimere il gas frigorifero R-134a da una pressione di ingresso pari a 2,96 bar fino alla pressione di uscita di 17,7 bar al variare del regime di rotazione, da 1500 a 8000 RPM, così come riportato nelle mappe delle prestazioni fornite dal fabbricante, di cui si riporta quella inerente al modello TRSA09 in figura 40.

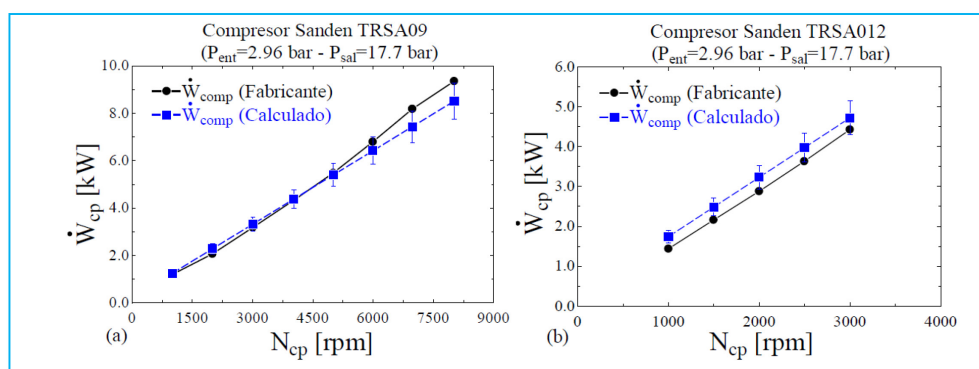


Fig. 41 – Potenza meccanica calcolata e potenza dichiarata dal costruttore per i compressori a) TRSA09 e b) TRSA012

I risultati delle simulazioni da loro effettuate, riportati in figura 41, mostrano come utilizzando un rapporto volumetrico di  $BVR_{TRS105} = V_{asp}/V_{scar} = 1,9$ , si riscontrino piccolissime deviazioni per il modello TRS090, perlopiù agli alti regimi di rotazione, mentre per il fratello maggiore TRS012 si riscontri un incremento costante di circa 300W della potenza calcolata rispetto a quella dichiarata dal produttore per eseguire la compressione precedentemente descritta.

## Capitolo 3

Nella creazione di un modello di simulazione per un sistema di *energy storage* per impianto eolico ad aria compressa, Sun [82] propone per il modello **TRSA090** un rapporto volumetrico di circa  $BVR_{TRS105}=V_{asp}/V_{scar}=1,6$ , calcolato come rapporto tra la sezione trasversale della camera di espansione e scarico, rispettivamente pari a  $0,00008\text{m}^2$  e  $0,00005\text{m}^2$  (considerando come espansore).

Infine Morini et al. [83], mediante cosiddetta operazione di “*reverse engineering*”, consistente nell’acquisizione dei profili mediante scanner laser ed una conseguente rappresentazione CAD parametrica, propone un rapporto volumetrico di  $BVR_{TRS090}=V_{asp}/V_{scar}=3,1055$  per l’espansore **TRSA090**, in netto contrasto con i valori finora riportati.

Dall’analisi della letteratura si evince come nel campo degli espansori non ermetici, altrimenti definiti “open-drive”, i modelli Sanden risultino essere i più studiati.

La ragione di tale diffusione è da ricondursi essenzialmente al costo contenuto, alla facile reperibilità degli stessi e alla possibilità, grazie alle diverse cilindrate disponibili, di operare in un ampio range di potenze, sempre al disotto dei 10 kW.

Da tale ricerca bibliografia, si è riscontrato inoltre, come la maggior parte delle sperimentazioni su tali espansori utilizzi R134a o aria come fluido di lavoro.

## Capitolo 3

## 3.2 Descrizione dell'impianto sperimentale

Considerato però che uno dei fluidi di maggiore interesse nelle applicazioni ORC di piccola taglia risulta essere l'R245fa, il presente lavoro di tesi, mediante sperimentazione di un impianto ORC di piccola taglia caricato con **R245fa** ed equipaggiato con un compressore scroll **SANDEN TRS090**, comunemente utilizzato nel condizionamento dell'aria delle automobili, privato della valvola di ritegno al fine di poter funzionare da espansore, si propone di aggiungere un piccolo tassello nel percorso di caratterizzazione del comportamento degli impianti ORC di piccola taglia ed equipaggiati con espansori volumetrici, specialmente alla luce del fatto che a tutt'oggi si hanno carenze bibliografiche in merito all'utilizzo di espansori scroll con taglie di potenza comprese tra 1 e 5 kW, così come si riscontrano tali carenze nella descrizione degli espansori scroll in condizioni di off design, alle quali verrà dato particolare risalto.

## 3.2.1 Layout di impianto

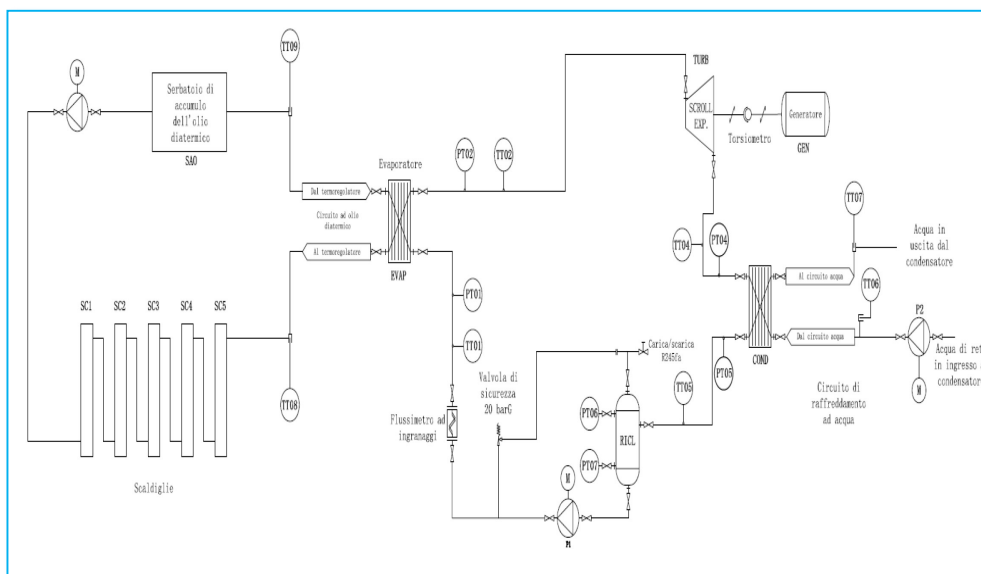


Fig. 42 P&amp;ID dell'impianto sperimentale

### Capitolo 3

In figura 42 si riporta il P&ID (*Piping and Instrumentation Diagram*) schematizzato dell'impianto oggetto di sperimentazione, del quale viene fornita una vista d'insieme in figura 43.

I quattro componenti principali dell'impianto ORC, ovvero, percorrendo quest'ultimo nel senso di evoluzione del fluido di organico, pompa, evaporatore, espansore e condensatore. Sempre nella stessa figura vengono riportate l'attrezzatura di misura, controllo ed acquisizione dati, nonché gli ausiliari dell'impianto, quali l'apparato di raffreddamento con acqua di rete. Trattandosi di un impianto di test e non avendo a disposizione alcuna fonte di calore da recuperare, la sorgente termica è stata riprodotta utilizzando un termoregolatore elettrico a fluido diatermico, visibile nella parte sinistra del P&ID e sempre sulla sinistra in figura 43.



Fig. 43 – L'impianto ORC sperimentale

### 3.2.2 Termoregolatore

Come precedentemente accennato, per produrre il calore necessario al funzionamento dell'impianto ORC è stato utilizzato un termoregolatore elettrico ad olio diatermico, corredato da cinque resistenze da 5 kW<sub>el</sub> ciascuna ed attivabili singolarmente tramite teleruttori comandati dal PLC di controllo. Tale configurazione permette quindi una variazione della potenza termica risultante ad intervalli discreti di 5 kW, fino al valore massimo totale di 25 kW<sub>el</sub>.



Fig. 44 - Particolare del termoregolatore ad olio diatermico: coibentazione delle scaldiglie

## Capitolo 3

Come riportato in tabella 5, ciascuna scaldiglia è costituita da tre elementi resistivi  $R_A$ ,  $R_B$  e  $R_C$  collegati tra loro mediante collegamento a stella, così come schematizzato in figura 46.

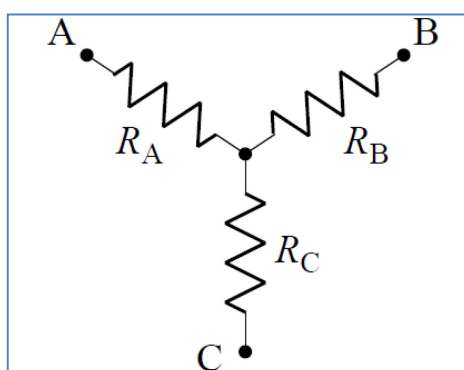


Fig. 45 - Collegamento a stella

Riscaldatore elettrici corazzati	
<b>Potenza Totale</b>	5 kW
<b>Tensione Nominale</b>	400 V
<b>Potenza per elemento</b>	1667 W
<b>Collegamento</b>	Stella
<b>Composto da n°</b>	3 elementi $\phi 16$ in ferro

Tab. 5 - Caratteristiche principali degli elementi riscaldanti (scaldiglie)

Se  $V = V_{AB} = V_{BC} = V_{AC} = \sqrt{3}E$  è la tensione concatenata, ovvero 400V misurati tra ciascuna coppia di morsetti della stella, le tensioni di fase, ovvero le tensioni misurate tra uno qualsiasi dei morsetti ed il centro stella, risulterà essere:

$$E = E_A = E_B = E_C = \frac{V}{\sqrt{3}} \cong 230 \text{ [V]}$$

La potenza elettrica assorbita dalle tre resistenze  $R_A=R_B=R_C$  risulterà essere:

## Capitolo 3

$$P_{el, stella} = P_A + P_B + P_C = \frac{E_A^2}{R_A} + \frac{E_B^2}{R_B} + \frac{E_C^2}{R_C} = \frac{V^2}{R} = 5000 \text{ [W]}$$

essendo nel nostro caso  $R = R_A = R_B = R_C = 32\Omega$ .

Al fine di effettuare una più fine regolazione della potenza termica, è stato predisposto un collegamento in serie tra gli elementi delle scaldiglie 4 e 5, attivabile da PLC tramite relè di comando.

Considerando che, come riportato in figura 46, per una generica serie di  $n$  resistenze è valida la relazione:

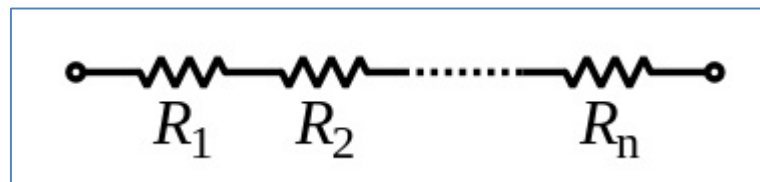


Fig. 46- Generica serie di resistenze

$$R_{eq, serie} = R_1 + R_2 + \dots + R_n$$

la resistenza equivalente di due resistori che presentano lo stesso valore  $R=R_1=R_2$  di resistenza risulterà essere uguale al doppio della resistenza dei singoli elementi:

$$R_{eq, serie} = R + R = 2R$$

con conseguente dimezzamento della potenza assorbita e quindi del calore prodotto, essendo valida, la relazione:

$$P_{el, serie} = \frac{E_{serie}^2}{R_{eq, serie}}$$

## Capitolo 3

dove  $P_{el,serie}$  è la potenza assorbita ed  $E_{serie}$  il valore della tensione misurata ai capi della serie di resistenze.

L'attivazione del collegamento in serie dei resistori delle scaldiglie equivale quindi alla creazione di una stella di elementi resistivi con valore di resistenza pari al doppio del valore di partenza che, nello specifico caso, diviene  $R_{eq,serie} = 2 * 32[\Omega] = 64[\Omega]$ .

La potenza elettrica assorbita dalle due scaldiglie collegate in serie, e quindi la potenza termica prodotta, risulteranno essere uguali a:

$$P_{el,stella,serie} = \frac{V^2}{R_{eq,serie}} = 2500 [W]$$

dove  $V$  è la tensione concatenata delle scaldiglie.

Tale stratagemma consente quindi di diminuire il gradino di potenza, permettendo una regolazione a intervalli di 2,5 kW, da 2,5 a 17,5 kW, in caso di collegamento in serie attivo. In caso di collegamento in serie disattivato, la regolazione ottenibile è invece compresa tra 0 e 25 kW, ad intervalli da 5kW, come sintetizzato in tabella 6.

Regolazione potenza elettrica	
<b>Serie 4-5 attiva [kW]</b>	2,5 – 7,5 – 12,5 – 13,5 – 17,5
<b>Serie 4-5 disattiva [kW]</b>	0 – 5 – 10 – 15 – 20 – 25

Tab. 6 - Regolazione potenza elettrica scaldiglie

Pur essendo disponibili 5 scaldiglie per un totale di 25 kW<sub>el</sub> nominali, per ragioni connesse alla natura dell'impianto elettrico dei laboratori si è scelto di non superare la potenza elettrica di 20 kW, onde evitare pericolosi sovraccarichi dell'impianto stesso.

Il calore così prodotto viene scambiato all'interno delle scaldiglie con l'olio diatermico innalzandone la temperatura fino al valore desiderato, che considerata la tipologia di applicazione, ovvero un sistema di recupero del calore di bassa qualità, è stata limitata al valore massimo di 160 °C, anche per non incorrere nel rischio di deterioramento del fluido organico presente all'interno dell'impianto ORC, termicamente connesso con il termoregolatore stesso.



## Capitolo 3

## 3.2.3 L'olio diatermico

Per trasferire il calore prodotto dalle scaldiglie all'impianto ORC è stato impiegato l'olio silconico TEXACO TEXATHERM 22 di cui vengono elencate le principali caratteristiche nella tabella riportata a seguire.

TEXACO TEXATHERM 22	
Base	Sintetica
<b>Temperature di impiego</b>	da -45°C a 290 °C
<b>Massima temperatura di impiego</b>	300°C
<b>Massima temperatura di film</b>	310 °C
<b>Composto da n°</b>	3 elementi $\phi$ 18 in ferro
<b>Viscosità cinematica a 40°C, cSt (ISO3104)</b>	40 cSt
<b>Viscosità cinematica a 100°C, cSt (ISO3104)</b>	3,75 cSt
<b>Densità (ASTM D1298)</b>	0.8851kg/l
<b>Flash point (ASTM D92)</b>	198 °C
<b>Auto accensione (ASTM E659)</b>	349 °C
<b>Punto di scorrimento (ISO 3016)</b>	-49 °C

Tab. 7 - Principali caratteristiche dell'olio silconico HT22

La circolazione dell'olio diatermico è resa possibile mediante una pompa ad ingranaggi, le cui caratteristiche salienti vengono mostrate in tabella 8, equipaggiata con motore comandato da un inverter collegato al PLC. Eseguendo una serie di bilanci termici si è optato per mantenere costante la velocità di rotazione della pompa e quindi la portata di fluido circolante al fine di minimizzare le perdite all'interno dell'evaporatore e attraverso la superficie esterna delle scaldiglie.

Non essendo presente all'interno del termoregolatore alcun misuratore di portata ed essendo le proprietà reologiche e di trasporto del fluido diatermico estremamente variabili con la temperatura si è proceduto con una caratterizzazione della macchina in funzione della temperatura dell'olio elaborato e della frequenza di alimentazione dettata dall'inverter di controllo.

## Capitolo 3

<b>Pompa CUCCHI FMG25</b>	
<b>Potenza max</b>	0.55 kW
<b>Portata</b>	19,54 cc/rev
<b>Pressione mandata</b>	3 bar
<b>Alimentazione</b>	trifase
<b>N° poli</b>	4
<b>Tensione alimentazione</b>	400 V

Tab. 8 - Caratteristiche principali pompa olio diatermico

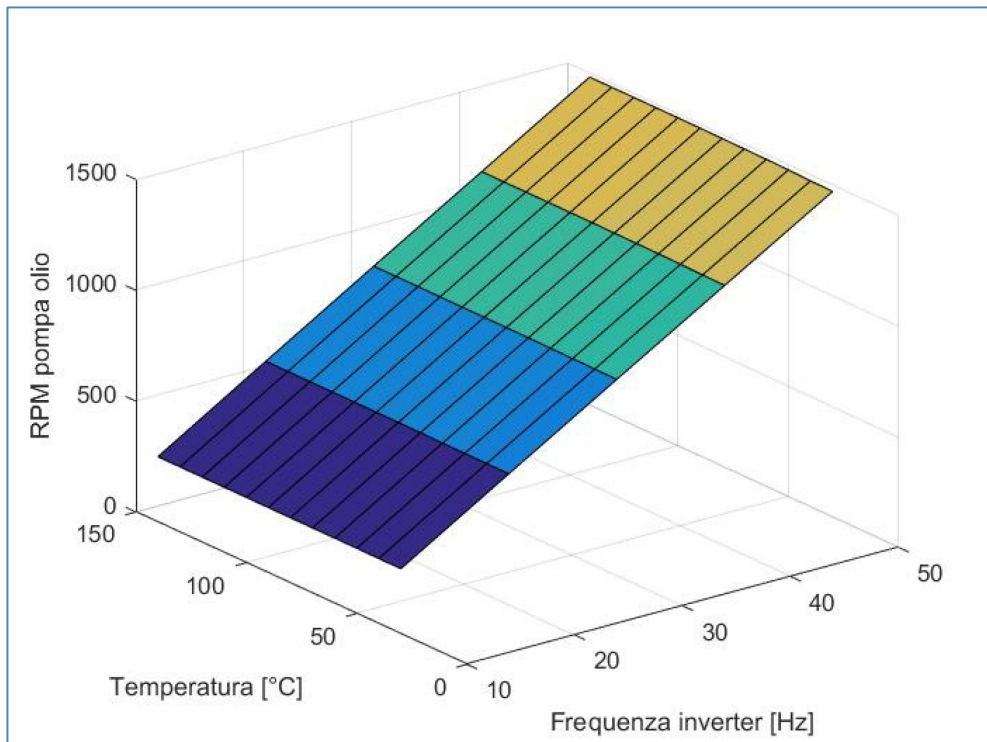
Mantenendo costante la temperatura dell'olio siliconico, tramite misurazione del numero di giri della pompa (effettuata tramite tachimetro ottico e lampada stroboscopica) al variare della frequenza di comando dell'inverter, si è proceduto al calcolo della portata di fluido erogata, noto il volume elaborato per ciascuna rivoluzione di albero motore della pompa. Il risultato di tale caratterizzazione è riportato in figura 47.

Sfruttando a questo punto le due termoresistenze per la misurazione della temperatura dell'olio in uscita e in ingresso al termoregolatore, congiuntamente con la mappa delle portate suddetta, riportata in figura 47, si è potuta determinare in maniera precisa la potenza termica in uscita dal termoregolatore e quindi in ingresso all'impianto ORC, quantificando le perdite di calore verso l'ambiente (1000-1500 W con 17kW elettrici in ingresso, prima della posa della coibentazione) che si generavano sulla superficie delle scaldiglie e su quella di tubi flessibili di collegamento con l'evaporatore dell'impianto ORC.

Tramite misura della corrente assorbita dagli elementi riscaldanti e della tensione ai capi delle resistenze, si è proceduto anche alla verifica della potenza elettrica assorbita e quindi della potenza termica realmente trasferita all'olio siliconico, essendo il dato di potenza (5 kW) per ciascuna scaldi glia, un dato di targa.

Ricordando che la potenza assorbita nei sistemi trifase è  $P_{el} = \sqrt{3} * V * I$ , la potenza mediamente assorbita dalle singole scaldiglie è risultata essere di 4,3 kW.

## Capitolo 3



**Fig. 47 - Variazione del numero di giri della pompa dell'olio diatermico in funzione della frequenza di alimentazione e della temperatura del fluido**

Tutte le proprietà reologiche e di trasporto considerate per il calcolo appena descritto sono state considerate nelle loro variazioni al variare della temperatura.

Infine, tale caratterizzazione è stata sfruttata per verificare la correttezza della portata rilevata dal misuratore di portata dell'impianto ORC e per il calcolo dei coefficienti correttivi per correggerla, come verrà chiarito in seguito, nella descrizione del misuratore di portata.

## Capitolo 3

## 3.2.4 L'evaporatore

Il fluido silconico riscaldato con le modalità precedentemente descritte, fluendo all'interno dell'evaporatore dell'impianto ORC, provvede a fornire il calore necessario al sostentamento del ciclo.

Heat transfer device	: Evaporator		PHE Code	: TCB900CUK*50
No. of plates	: 50		Units in parallel	: 1
Length	: 304.0	mm	Height	: 128.6 mm
width	: 124.0	mm	weight	: 8.35 kg
	side 1	side 2	Unit	
Fluid name	R245fa	VG22		
Flow rate	0.084	0.538	kg/s	
Inlet temp.	54.00	160.00	C	
Evaporation Temp.	104.10		C	
Exit temp.	114.10	145.00	C	
Inlet Quality	0.0			
Pressure drop	10.5	5.6	kPa	
Max. pressure drop	10.0	50.0	kPa	
Fouling Resistance		0	m <sup>2</sup> ,C/W	
No. of channel	24	25		
Physical properties				
Reference temp.	104.1	152.0	C	
Liquid				
Density	1075.	799.	kg/m <sup>3</sup>	
specific heat capacity	1.682	2.304	kJ/kg,C	
Thermal conductivity	0.058	0.120	W/m,C	
viscosity	0.145	1.484	cP	
Vapor				
Density	76.25		kg/m <sup>3</sup>	
specific heat capacity	1.342		kJ/kg,C	
latent heat	131		kJ/kg	
Log mean temp. diff.		49.13	C	
Heat transfer area		1.440	m <sup>2</sup>	
Heat load		18.62	kW	
Plate material	316			
Solder	Copper			
Working Press.	30 bar (max.)			
Testing Press.	43 bar (min.)			
Flow arrangement	CounterFlow			

Fig. 48 - Datasheet dell'evaporatore dell'impianto ORC

L'evaporatore utilizzato è appartenente alla categoria degli scambiatori a piastre saldobrasate, nel numero di 50, di cui vengono espresse le principali caratteristiche in figura 48.

## Capitolo 3

### 3.2.5 Il condensatore ed ausiliari di raffreddamento

Composto di 20 piastre, anch'esso appartenente alla famiglia degli scambiatori di calore a piastre saldobrasate, il condensatore ha lo scopo di raffreddare e condensare il fluido uscente dall'espansore. Le caratteristiche salienti sono riportate in figura 49.

Heat transfer device	: Condenser	PHE Code	: TCB900CUK*20
No. of plates	: 12	Units in parallel	: 1
Length	: 304.0 mm	Height	: 37.4 mm
Width	: 124.0 mm	Weight	: 3.258 kg
	Side 1	Side 2	Unit
Fluid name	R245fa	Water	
Flow rate	0.084	0.394	kg/s
Inlet temp.	84.00	17.00	C
Condensation temp.	54.10		C
Exit temp.	54.10	27.50	C
Pressure drop	9.9	27.9	kPa
Allowable press. drop	10.0	50.0	kPa
Fouling Resistance		0	m <sup>2</sup> ,C / W
No. of channel	9	10	
Physical properties			
Reference temp.		22.3	C
Liquid			
Density	1258.	996.7	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	1.446	4.188	kJ/kg,C
Thermal conductivity	0.073	0.606	W/m,C
Viscosity	0.273	0.951	cP
Vapor			
Density	20.64		kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	1.101		kJ/kg,C
latent heat	173		kJ/kg
Log mean temp. diff.		31.559	C
Heat transfer area		0.300	m <sup>2</sup>
Heat load		17.37	kW
Plate material		316	
Solder		Copper	
Working Press.		30 bar (max.)	
Testing Press.		43 bar (min.)	
Flow arrangement		Counterflow	

Fig. 49 - Datasheet del condensatore dell'impianto ORC

Il raffreddamento avviene per mezzo di acqua di rete appositamente stivata in un serbatoio della capacità circa 100 litri, al fine di compensare le fluttuazioni di portata dell'acqua di rete e garantire in caso di necessità una erogazione di portata maggiore rispetto a quella erogabile dalla rete.

### Capitolo 3

La circolazione dell'acqua è garantita da una pompa di tipo centrifugo, capace di elaborare portate superiori ai 1250 l/h richiesti per condensare il fluido organico nella condizione di funzionamento corrispondente al punto di progetto.

Non avendo a disposizione un misuratore di portata per l'acqua di rete, la misura della stessa è stata affidata ad un normale contatore, permettendo così una stima approssimativa dei consumi, al fine di calcolare le potenze termiche di condensazione.

#### 3.2.6 Il ricevitore di liquido

Per garantire alla pompa le corrette condizioni di aspirazione, a valle del condensatore è stato posizionato un ricevitore di liquido della capacità di tre litri, illustrato in figura 50.

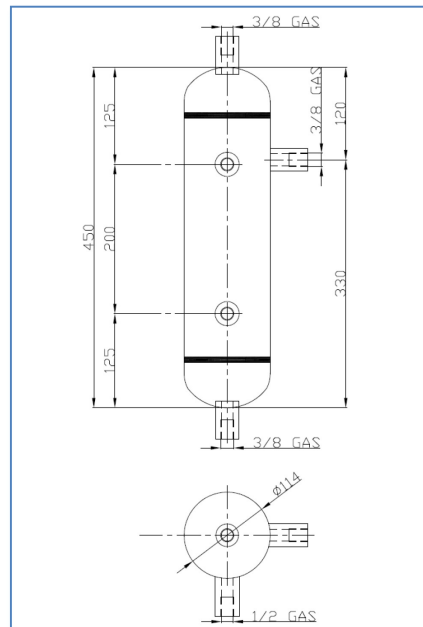


Fig. 50 - Il ricevitore di liquido

Disponendosi il liquido nella parte bassa del ricevitore ed il vapore nella parte alta, si è scongiurato il rischio di cavitazione in fase di aspirazione, essendo la presenza di liquido ivi garantita.

## Capitolo 3

### 3.2.7 La pompa del fluido organico

La movimentazione del fluido organico è stata effettuata per mezzo di una pompa rotativa a palette, comandata da inverter azionabile da PLC, di cui si riportano le curve caratteristiche per diversi regimi di rotazione in figura 51.

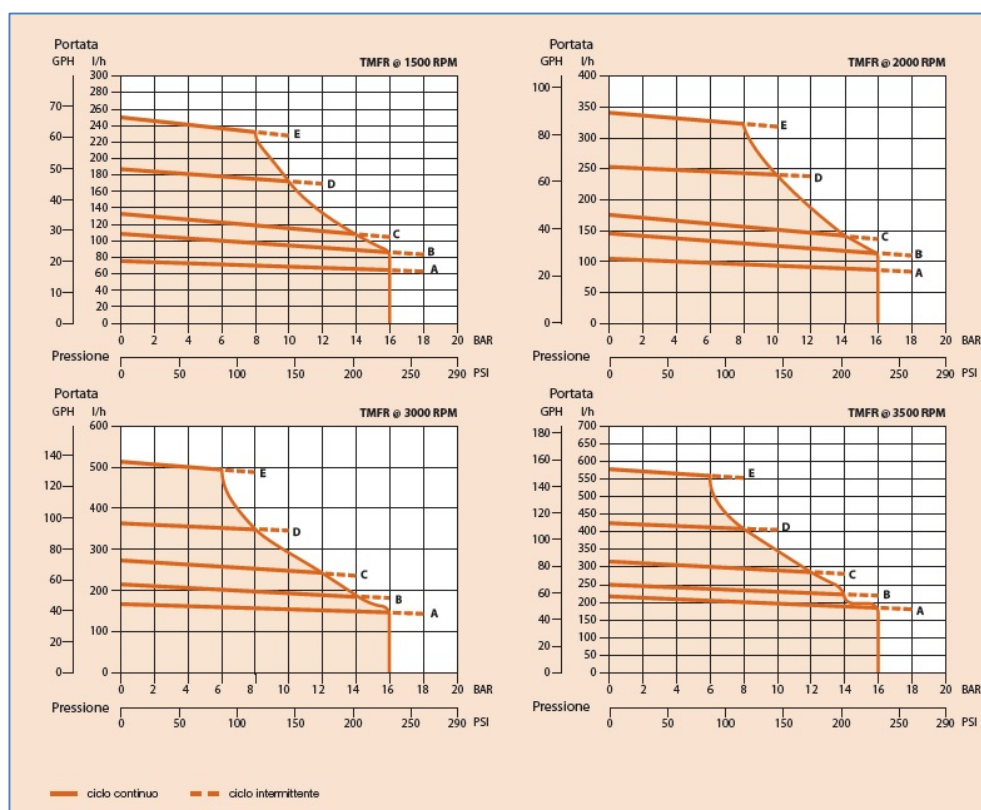


Fig. 51 - Curve caratteristiche della pompa di movimentazione del fluido organico per diversi regimi di rotazione ottenute impiegando acqua come fluido di lavoro.

Così come riscontrato da Mendoza et al. [77] durante la loro campagna di prove volta alla caratterizzazione delle prestazioni di un espansore scroll installato su di un impianto ORC impiegante ammoniaca come fluido di lavoro, la pompa utilizzata è risultata inadatta per l'impianto utilizzato.

Da conversazione personale con il distributore dell'articolo è emerso come la pompa in oggetto risulti essere indicata nel caso di impiego con fluidi

### Capitolo 3

“leggeri” come acqua o altri liquidi alimentari, ma inadatta nel caso di fluidi “pesanti” come l’R245fa<sup>5</sup>.

Infatti, essendo l’inverter della pompa dotato di un dispositivo di protezione dei sovraccarichi tarato per il valore di 1,89 Arms di corrente di alimentazione, corrispondenti a circa 400W, ogni qualvolta si tentava di far funzionare la pompa in delle condizioni di funzionamento tali da richiedere un assorbimento maggiore di corrente si incorreva nell’innesco del meccanismo stesso con conseguente arresto della pompa.

Questo inconveniente ha purtroppo limitato il range di caratterizzazione dell’espansore ad un valore massimo del rapporto di espansione conseguibile

$$\text{pari a } \rho_{esp} = \frac{P_{asp}}{P_{scar}} = 2,7.$$

#### 3.2.8 Il misuratore di portata

La misurazione della portata di fluido organico circolante nell’impianto è stata affidata ad un misuratore di portata di tipo volumetrico.

Come mostrato in figura 52, il fluido organico, costretto ad attraversare la camera di misura del misuratore provoca il movimento delle due ruote ovali presenti all’interno di essa. Sulla ruota superiore sono posti due magneti con lo scopo di generare un treno di impulsi proporzionale alla portata di fluido che attraversa istante per istante la camera di misura.

Tale treno di impulsi viene successivamente trasformato dal controllore integrato nel misuratore in un segnale in corrente, di intensità variabile tra i 4 ed i 20 mA, proporzionalmente alla portata circolante, rendendo possibili, per lo specifico strumento considerato, misurazioni di portata nell’intervallo compreso tra i 15 ed i 550 l/h.

Dall’esecuzione del bilancio delle energie eseguito rispetto all’evaporatore, uguagliando in condizioni stazionarie il calore trasportato dall’olio diatermico e quello assorbito dal fluido organico circolante, è emerso un evidente errore di misura, che si è provveduto a correggere mediante apposito

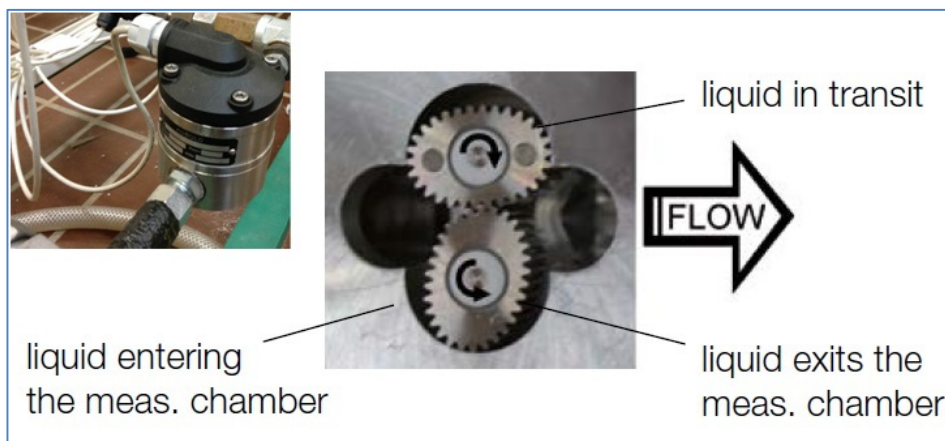
<sup>5</sup> Si consideri che la densità dell’acqua alla temperatura di 25°C e alla pressione di 12 bar risulta essere di 998 kg/m<sup>3</sup>, contro i 1342 kg/m<sup>3</sup> relativi all’R245fa nelle stesse condizioni di esercizio.

Essendo valida la relazione  $P = \frac{\rho g H \dot{V}}{\eta_p}$ , la potenza meccanica assorbita dalla pompa aumenta conseguentemente all’aumento di densità  $\rho$  del fluido elaborato, con conseguente aumento della potenza meccanica spesa e quindi della potenza elettrica assorbita.



## Capitolo 3

coefficiente correttivo, ottenuto ripetendo il bilancio appena citato per differenti punti di funzionamento, sempre all'equilibrio.



**Fig. 52 – Misuratore di portata ad ingranaggi: particolare degli ingranaggi di misura e dei magneti del contaimpulsi**

In presenza di coibentazione sull'evaporatore e sulle condutture, sia del fluido organico che dell'olio diatermico, la portata volumetrica indicata dal misuratore è stata moltiplicata per il coefficiente correttivo  $C_{fm}$ , ottenuto con le modalità appena descritte e caratterizzato dalla relazione:

$$C_{fm} = 1,1211 \cdot 10^{-7} \cdot RPM_{pump}^2 - 4,89 \cdot 10^{-4} \cdot RPM_{pump} + 2.2927$$

in maniera tale da aumentare l'accuratezza della correzione considerando anche il regime di rotazione della pompa, artefice della movimentazione del fluido oggetto di misura.

Non essendo presenti spie di liquido sull'impianto, non è stato possibile capire se la discrepanza tra la portata misurata e la portata effettivamente circolante fosse dovuta all'instaurarsi di fenomeni accumulo di massa in determinate zone dell'impianto o dall'erronea scelta e taratura dello strumento di misura utilizzato, considerando che per tale tipologia di operazioni generalmente si preferisce utilizzare misuratori cosiddetti *di Coriolis*, molto più accurati di quello oggetto di discussione, ma anche notevolmente più costosi.

### Capitolo 3

#### 3.2.9 Sonde di pressione

La misura della pressione è stata affidata a sette sonde di tipo capacitivo in materiale ceramico, di cui quattro con range di funzionamento compreso tra 0 e 16 bar e le restanti due tra 0 e 6 bar, in grado di restituire un segnale variabile in corrente, tra 4mA e 20mA, proporzionale alla pressione di sollecitazione. Tutte le sonde sono comunque in grado di tollerare pressioni fino a 40 bar e presentano una sensibilità di 0,001 bar.

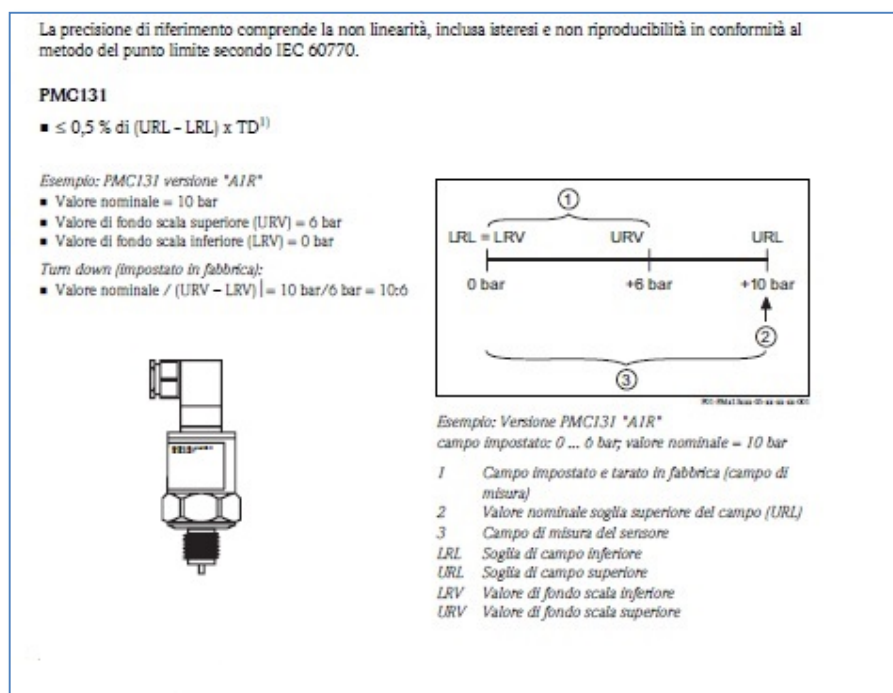


Fig. 53 – Caratteristiche dei trasduttori di pressione impiegati

Da figura 54 si ricava l'errore massimo delle sonde, calcolabile mediante la relazione:

$$Err \leq 0,5\%(URL - LRL) * TD$$

con:

## Capitolo 3

$$TD = \text{Valore Nominale} / (URV - TRV)$$

L'errore massimo risulta quindi essere di 0,0833 bar per le sonde con fondo scala di 6 bar e 0,125 bar per quelle da 16 bar.

Tale relazione è stata successivamente utilizzata, nella fase di post-processamento effettuata in ambiente Matlab, per la correzione dei dati misurati.

### 3.2.10 Sonde di temperatura

La misura delle temperature è stata effettuata utilizzando otto termoresistenze PT100 (figura 54). Il segnale in corrente ottenuto, sempre variabile tra 4 e 20 mA proporzionale con la temperatura, è stato corretto in fase di post-processamento, utilizzando i dati ottenuti da apposita campagna di calibrazione.



Fig. 54 - Termoresistenza di tipo PT100

Immergendo, infatti, ciascuna resistenza in un bagno termostatico è stata ottenuta la rispettiva curva di risposta, successivamente corretta utilizzando i valori ottenuti con termocoppia di riferimento, anch'essa immersa nel bagno termostatico.

A titolo esemplificativo si riporta in figura 54 l'andamento della curva di calibrazione della termoresistenza posizionata a valle della pompa di circolazione del fluido organico, indicata con la sigla TT01 nel P&ID di impianto riportato in figura 42, ad inizio del presente capitolo.

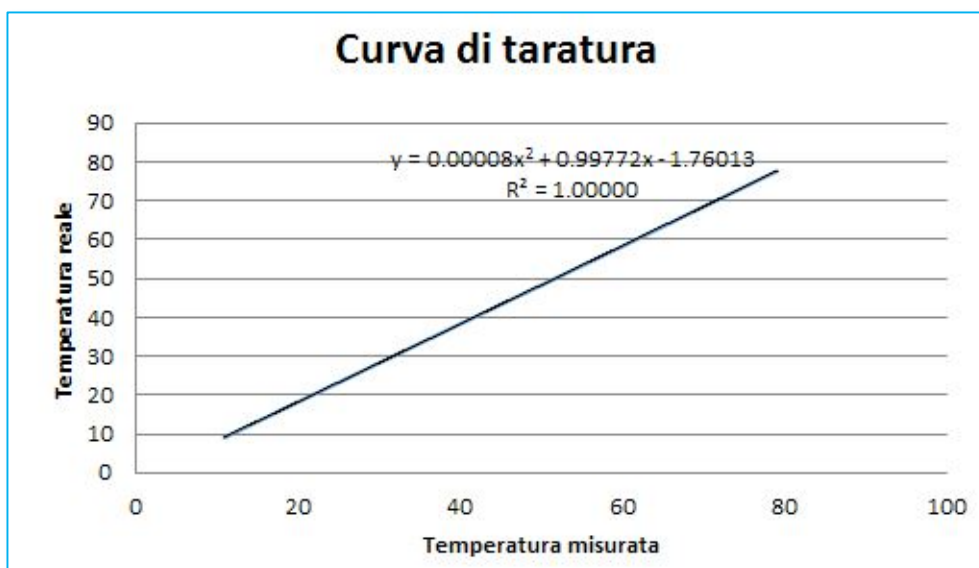


Fig. 55 – Correzione applicata alla sonda di temperatura TT01 dopo procedimento di calibrazione

La sua equazione di correzione risulta quindi essere:

$$T_{corretta} = 0,00008 \cdot T_{misurata}^2 + 0,99772 \cdot T - 1,76013$$

Precedentemente alle termoresistenze, anche il bagno termostatico è stato sottoposto a calibrazione.

### 3.2.11 Sistema di misura della potenza meccanica prodotta dall'espansore

Al fine di rilevare la potenza meccanica prodotta dall'espansore durante la campagna di test si è pensato di predisporre un sistema di frenatura costituito da un motore elettrico *brushless* trifase, utilizzato in funzionamento reversibile come generatore elettrico, meccanicamente connesso con l'espansore oggetto di test ed elettricamente connesso con una serie di resistenze elettriche capaci di trasformare in calore, fino ad un massimo di 1200 W, la corrente elettrica prodotta dal generatore. Variando la tensione di alimentazione delle resistenze connesse al generatore tramite l'utilizzo di un

## Capitolo 3

Variac, ovvero un regolatore di tensione trifase, si ha la possibilità di variare il carico elettrico a cui è sottoposto il generatore e di conseguenza l'espansore a cui è rigidamente connesso.

La misura della coppia frenante è stata effettuata per mezzo di un torsiometro DATAFLEX® 16/30 frapposto tra espansore e generatore elettrico, rappresentato in figura 56, capace di misurare coppie frenanti comprese nell'intervallo che va dai -30 N·m ai 30 N·m. Essendo lo stesso strumento in grado di misurare la velocità di rotazione dell'albero.



Fig. 56 – Torsiometro e contatore di giri. In alto a sinistra il collegamento con il generatore e l'espansore. Sulla destra il Variac

La potenza prodotta dall'espansore è stata calcolata come prodotto tra la coppia resistiva e la velocità di rotazione dell'albero, tramite la relazione:

$$W_{exp} = \frac{2 \cdot \pi \cdot RPM_{exp} \cdot N_{exp}}{60}$$

Tramite taratura effettuata all'inizio della campagna di prove, la coppia misurata è stata calcolata correggendo il dato misurato in tensione, variabile nell'intervallo compreso tra -10V e 10V, mediante l'equazione:

## Capitolo 3

$$N_{exp,effettiva} = \frac{3 \cdot (N_{exp,misurata} \cdot 1,8433)}{2,84567}$$

Il dato relativo al regime di rotazione è risultato sufficientemente accurato da non richiedere correzioni.

Si riportano in figura 57 le specifiche tecniche del torsionmetro utilizzato.

General features										
DATAFLEX® Type	Rated torque T <sub>KN</sub> [Nm]		Distribution voltage [V]		Current consumption [mA]		Operating temperature range [°C]			
16/10	-10 ... +10						0 ... 55			
16/30	-30 ... +30		24 ± 4		< 100					
16/50	-50 ... +50									
Technical data torque signal					Technical data speed signal					
DATAFLEX® Type	Inaccuracy <sup>1,2)</sup> [%]	Output voltage [V]	Band width [kHz]	Influence of temperature <sup>1)</sup> [%/10 °C]	Resolution (pulses/rev.)	Number of channels	Square wave signal <sup>3)</sup> [Vss]	Direct voltage signal <sup>3)</sup> [V]	Direction signal <sup>3)</sup> [V]	
16/10										
16/30	< 0,1	-10 ... 10	2	0,05	360	2, 90° offset	5/24	0 ... 10, scalable	5/24	
16/50										
Mechanical data of torque measuring shaft										
DATAFLEX® Type	Static load limit T <sub>K max</sub> [%] <sup>1)</sup>	Breaking load T <sub>K Bruch</sub> [%] <sup>1)</sup>	Max. bending moment [Nm]	Max. radial force [N]	Max. axial force [kN]	Weight [kg]	Torsion spring stiffness C <sub>T</sub> [Nm/rad]	Twisting angle with T <sub>KN</sub> [°]	Mass moment of inertia [kgmm <sup>2</sup> ]	Max. speed [rpm]
16/10			1,07	12	1,1		910	0,63		
16/30	150	300	3,2	37	2,3	0,7	2840	0,61	22,6	10000
16/50			5,3	61	3,1		4100	0,7		

Fig. 57 – Datasheet del torsionmetro DATAFLEX® 16/30

### 3.2.12 Il PLC, l'interfaccia di comando e la loro programmazione

Come più volte accennato il controllo e l'acquisizione dei dati sono stati effettuati tramite PLC *Vipa* modello "Slio", figura 59, e di cui se ne illustra il posizionamento nel quadro di controllo dell'impianto sperimentale in figura 58.

### Capitolo 3

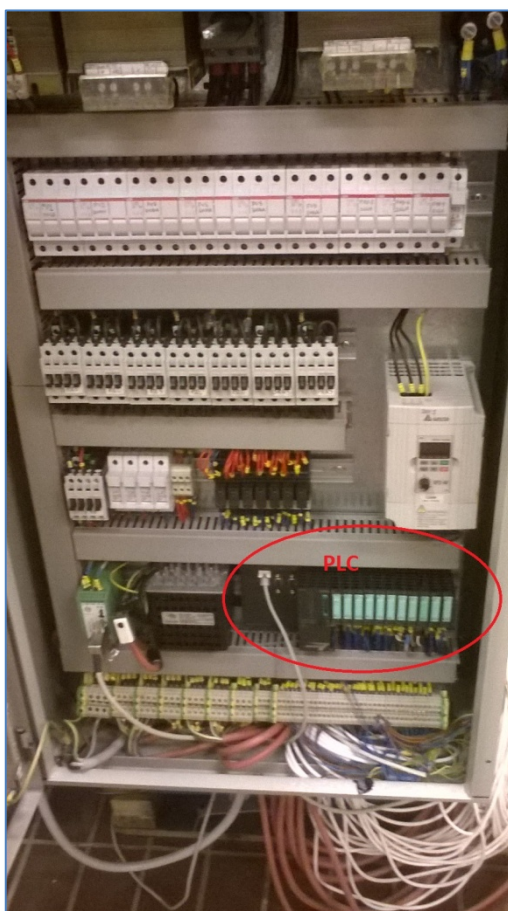


Fig. 58 – Quadro di controllo dell'impianto ORC

Essendo il PLC utilizzato compatibile con i sistemi Simatic, la configurazione della stazione e la programmazione della CPU del PLC stesso è stata effettuata in ambiente *Simatic Step7*, definendo le variabili in linguaggio AWL, ovvero un linguaggio di programmazione testuale molto vicino al linguaggio macchina, in cui le singole istruzioni corrispondono in larga misura alle operazioni con le quali la CPU elabora il programma.

## Capitolo 3

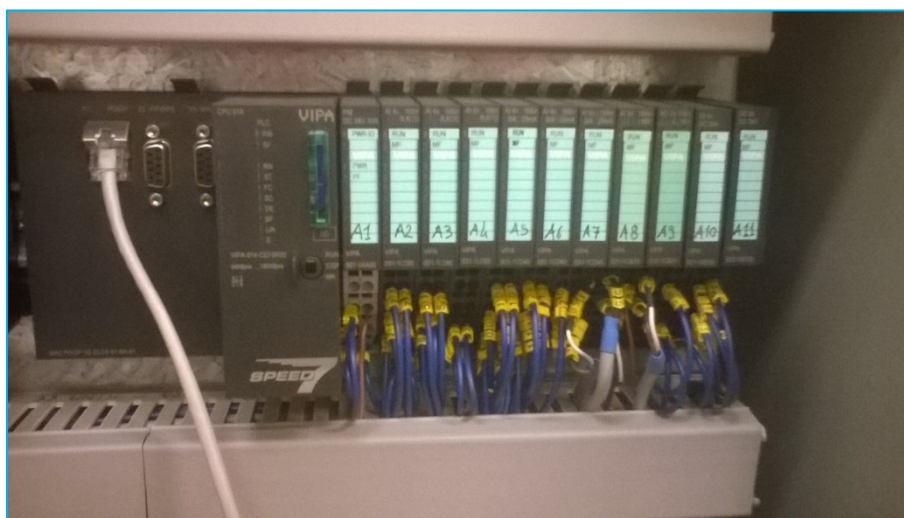


Fig. 59 – Il PLC Vipa “Slio”

Si riporta in figura 60 un esempio di programmazione, relativa al torsionmetro.

Facendo riferimento sempre alla stessa figura, si scorgono ad esempio le dichiarazioni delle variabili in ingresso ed in uscita: la variabile *PEW304* appartenente al *segmento 10* del blocco *OBI* dedicato al segnale proveniente dal torsionmetro, una volta stabiliti il limite superiore ed inferiore previa taratura dello strumento come precedentemente descritto, viene trasformata nella variabile in uscita *MDI42*, contenente l'informazione relativa alla coppia resistente misurata dal torsionmetro espressa in  $N \cdot m$ .

Stesso discorso vale per *segmento 11* relativo al regime di rotazione, in cui il segnale in tensione *PEW306* proveniente dal misuratore viene convertito nel valore di RPM corrispondente alla velocità dell'espansore, espresso in forma decimale e rappresentato dalla variabile *MDI46*. In questo caso i limiti inferiore e superiore velocità di rotazione nulla (0 RPM) e massima velocità di rotazione, stabilita di 10000 RPM per una tensione del segnale di controllo pari a 10V.



### Capitolo 3

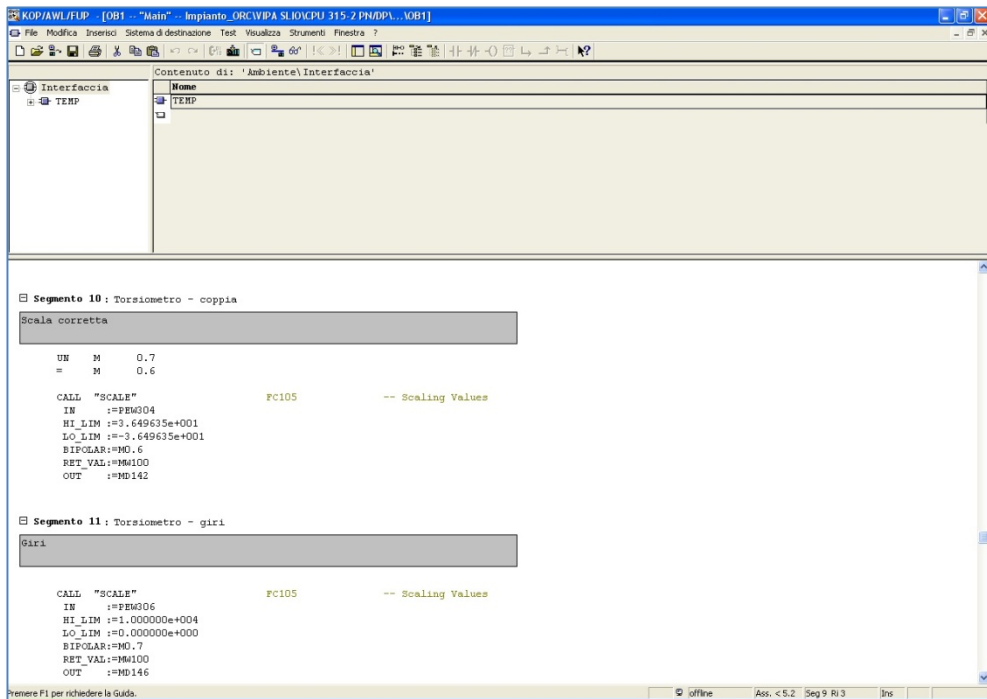


Fig. 60 - Definizioni delle variabili relative al torsiometro in linguaggio AWL

Analogo ragionamento vale per le sonde di pressione (segmenti 2 e 4) e temperatura (segmento 3), come visibile in figura 61.

Si riporta in figura 62 la schermata riassuntiva delle variabili impostate, chiamata *VAT-table*, nella quale è possibile leggere in tempo reale i valori dei segnali convertiti in forma decimale e comandare l'accensione e lo spegnimento delle resistenze mediante l'ausilio di operatori booleani.

Una volta terminata l'impostazione delle variabili in ambiente *Step7* si è proceduto con l'importazione delle stesse in ambiente *Simatic WinCC*, ovvero un software di tipo "*SCADA*", *Supervisory Control And Data Acquisition*, appositamente studiato per la visualizzazione, gestione e acquisizione dati dei processi industriali.

### Capitolo 3

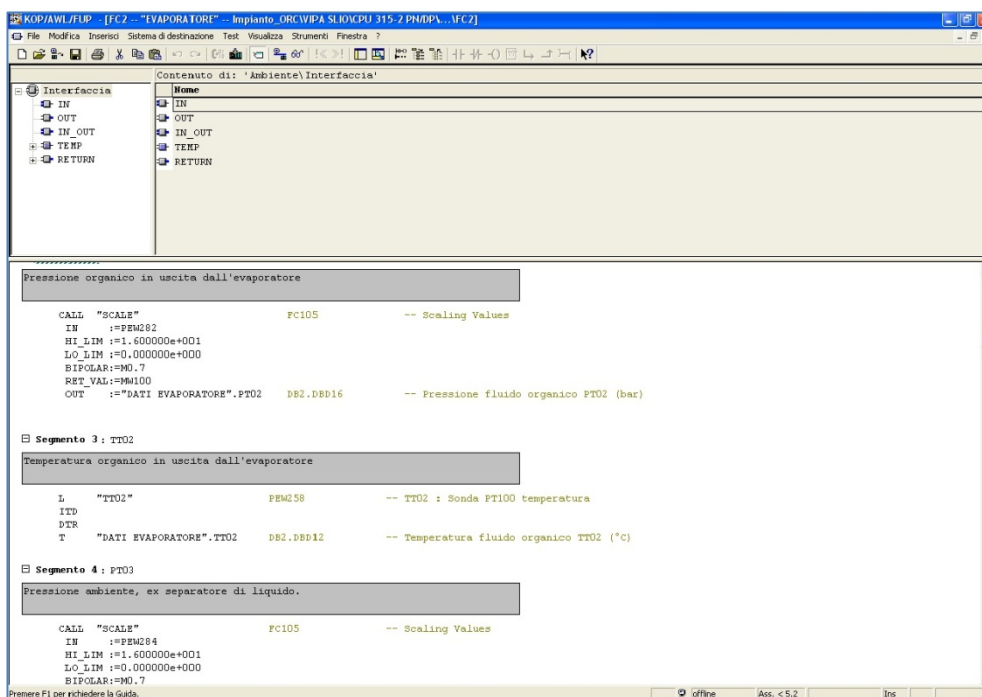


Fig. 61 – Definizione delle variabili di pressione e temperatura in linguaggio AWL

L'importazione delle variabili tramite il modulo *Configuration Studio* del programma, riportata in figura 63, ha permesso la successiva creazione, tramite un ulteriore modulo del programma, di una interfaccia comunemente definita di tipo "**HMI**", *Human Machine Interface*, del tipo riportato in figura 63 e creata tramite modulo chiamato *Graphics Designer*, di più immediato utilizzo rispetto alla tabella VAT di Simatic Step7. Inoltre, tramite modulo di *Data Logging* è stato possibile impostare il salvataggio dei dati sottoforma di file di tipo *.csv* successivamente importabili e modificabili in ambiente Matlab.

### Capitolo 3

Operando	Simbolo	Formato di visualizzazione	Valore di stato	Valore
1	# AKCE - Consenso Resistenze			
2	A 0.0 *AKCE*	BOOL	true	
3	T 10 *TT0*	TEMPO SMATIC		
4	M 128.1 *M128.1*	BOOL	true	
5	# AKR1 - Resistenza n°1			
6	M 1.1 *M1.1*	BOOL	true	
7	A 0.1 *AKR1*	BOOL	true	
8	# AKR2 - Resistenza n°2			
9	M 1.2 *M1.2*	BOOL	true	
10	A 0.2 *AKR2*	BOOL	true	
11	# AKR3 - Resistenza n°3			
12	M 1.3 *M1.3*	BOOL	true	
13	A 0.3 *AKR3*	BOOL	true	
14	# AKR4 - Resistenza n°4			
15	M 1.4 *M1.4*	BOOL	true	
16	A 0.4 *AKR4*	BOOL	true	
17	# AKR5 - Resistenza n°5			
18	M 1.5 *M1.5*	BOOL	false	
19	A 0.5 *AKR5*	BOOL	false	
20				
21	#Lubr - OLIO			
22	# TT06 - Temperatura Uscita [°C x10]			
23	PEW 268	DEC	1446	
24				
25	# TT07 - Temperatura Rientro [°C x10]			
26	PEW 268	DEC	979	
27				

Fig. 62 – Raggruppamento delle variabili I/O nella VAT-table del programma Step 7.

I dati salvati nel database del programma *Simatic WinCC*, sono stati successivamente importati in ambiente *Matlab*, software con il quale è stata eseguita l’analisi parametrica dell’impianto, previo calcolo delle variabili significative del sistema, quali ad esempio i valori dell’entalpia e dell’entropia specifiche del fluido nei punti dell’impianto dove sono posti i sensori di misura e le proprietà di trasporto, così come mostrato in figura 64. Per il calcolo di suddette proprietà ci si è avvalsi dell’ausilio di *REFPROP*, *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*, sotto forma di estensione per *Matlab*, permettendo il richiamo delle proprietà mediante richiamo con altre due proprietà relative al medesimo stato, come mostrato sempre in figura 64.

```

SANDEN TRS090
Q_02_s(i)=refpropm('Q','T',TT02_s(intervallo_refprop(i))+273.15,'P'
, 100*PT02_s(intervallo_refprop(i)),fluido);
    
```

Tab. 9 – Esempio di richiamo delle proprietà del fluido dal programma *Refprop* all’ambiente *Matlab*

### Capitolo 3

Ad esempio mediante istruzione riportata in tabella 9 si ha la possibilità di ricavare il titolo di vapore del fluido considerato, in questo caso R245fa, all'uscita dell'evaporatore, note la temperatura (TT02) e la pressione del fluido (PT02) in un determinato istante, rilevate in uscita dall'evaporatore stesso.

Sempre con riferimento alla figura 64, si noti l'utilizzo del comando "parfor" utilizzato per lanciare un ciclo "for" con il quale calcolare tutte le proprietà di interesse nell'arco dell'intera prova, ripetendo ciclicamente la chiamata per il calcolo di suddette proprietà.

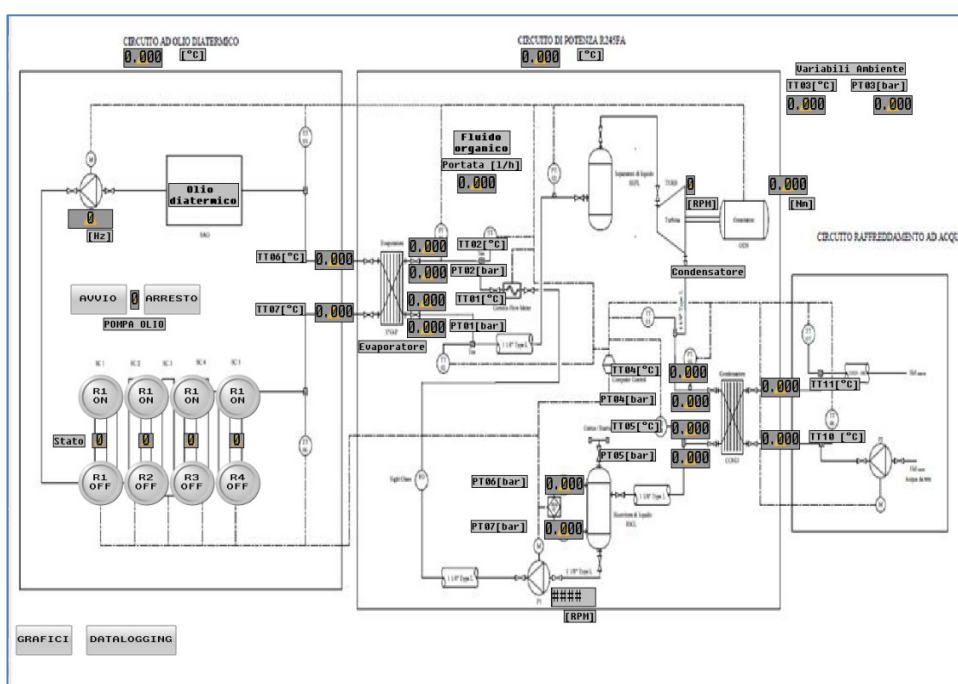
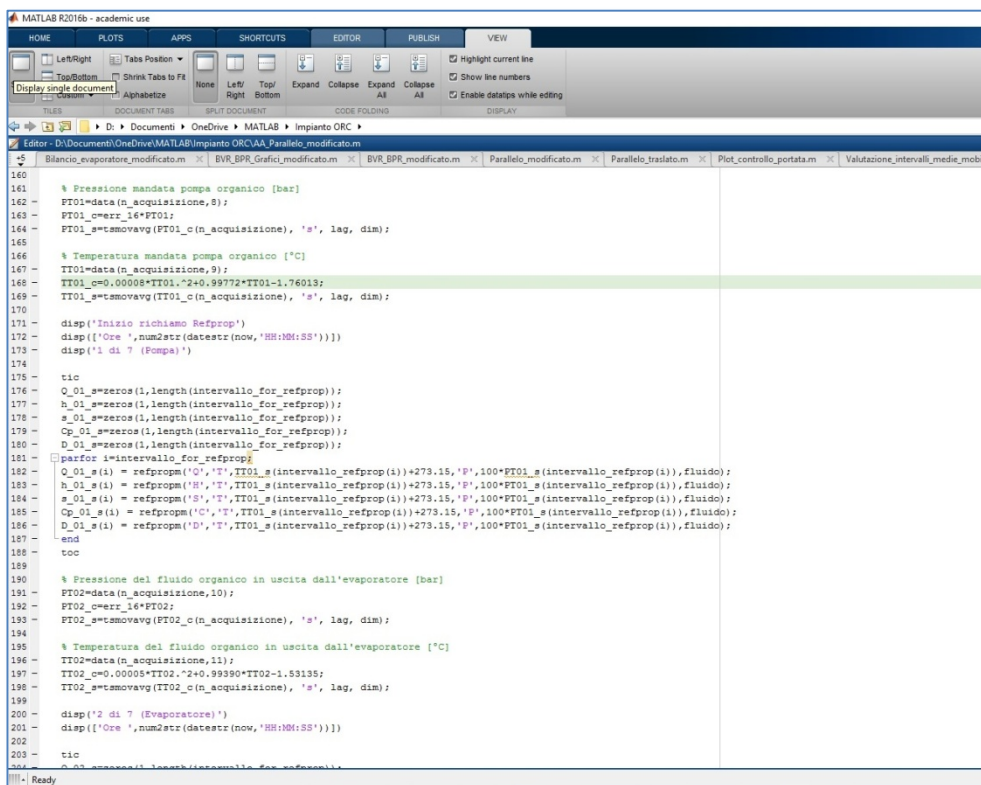


Fig. 63 – Interfaccia di controllo HMI

Con tale comando si ha la possibilità di avviare molteplici *workers* di Matlab e far sì che essi, lavorando in parallelo, vadano a ridurre notevolmente il tempo computazionale, sfruttando la tecnologia *multithreading* dei moderni processori, altrimenti non utilizzabile in ambiente Matlab. Nel caso di istruzioni "parallellizzabili", mediante comando *parfor*, si ha la possibilità di

## Capitolo 3

suddividere il costo computazionale tra i singoli *core* del processore, uno per ciascun *worker* di Matlab attivato nella sessione di lavoro, intendendosi per *worker* ciascuna delle sessioni Matlab attive in background.



```

160
161 % Pressione mandata pompa organico [bar]
162 PT01=data(n_acquisizione,9);
163 PT01_c=err_16*PT01;
164 PT01_s=tsmovavg(PT01_c(n_acquisizione), 's', lag, dim);
165
166 % Temperatura mandata pompa organico [°C]
167 TT01=data(n_acquisizione,9);
168 TT01_c=0.00008*TT01.^2+0.99772*TT01-1.76013;
169 TT01_s=tsmovavg(TT01_c(n_acquisizione), 's', lag, dim);
170
171 disp('Inizio richiamo Refprop')
172 disp(['Ore ',num2str(datestr(now,'HH:MM:SS'))])
173 disp('1 di 7 (Pompa)')
174
175 tic
176 Q_01_s=zeros(1,length(intervallo_for_refprop));
177 h_01_s=zeros(1,length(intervallo_for_refprop));
178 s_01_s=zeros(1,length(intervallo_for_refprop));
179 Cp_01_s=zeros(1,length(intervallo_for_refprop));
180 D_01_s=zeros(1,length(intervallo_for_refprop));
181 for i=intervallo_for_refprop
182     Q_01_s(i) = refprop('Q','T',TT01_s(intervallo_refprop(i))+273.15,'P',100*PT01_s(intervallo_refprop(i)),fluido);
183     h_01_s(i) = refprop('h','T',TT01_s(intervallo_refprop(i))+273.15,'P',100*PT01_s(intervallo_refprop(i)),fluido);
184     s_01_s(i) = refprop('s','T',TT01_s(intervallo_refprop(i))+273.15,'P',100*PT01_s(intervallo_refprop(i)),fluido);
185     Cp_01_s(i) = refprop('Cp','T',TT01_s(intervallo_refprop(i))+273.15,'P',100*PT01_s(intervallo_refprop(i)),fluido);
186     D_01_s(i) = refprop('D','T',TT01_s(intervallo_refprop(i))+273.15,'P',100*PT01_s(intervallo_refprop(i)),fluido);
187 end
188 toc
189
190 % Pressione del fluido organico in uscita dall'evaporatore [bar]
191 PT02=data(n_acquisizione,10);
192 PT02_c=err_16*PT02;
193 PT02_s=tsmovavg(PT02_c(n_acquisizione), 's', lag, dim);
194
195 % Temperatura del fluido organico in uscita dall'evaporatore [°C]
196 TT02=data(n_acquisizione,11);
197 TT02_c=0.00005*TT02.^2+0.99390*TT02-1.53135;
198 TT02_s=tsmovavg(TT02_c(n_acquisizione), 's', lag, dim);
199
200 disp('2 di 7 (Evaporatore)')
201 disp(['Ore ',num2str(datestr(now,'HH:MM:SS'))])
202
203 tic
204

```

Fig. 64 – Stralcio di codice per il calcolo delle proprietà del fluido e parallelizzazione del *ciclo for* per il calcolo delle stesse.

### 3.2.13 L'Espansore

Appartenente alla famiglia TRS dei compressori scroll per il condizionamento dell'aria nel settore auto motive prodotti dalla casa *SANDEN*, il compressore *TRS090F-4959*, privato della valvola di ritegno, rappresentata al numero 6 di figura 65, è stato utilizzato come espansore del prototipo di impianto ORC.

Capitolo 3

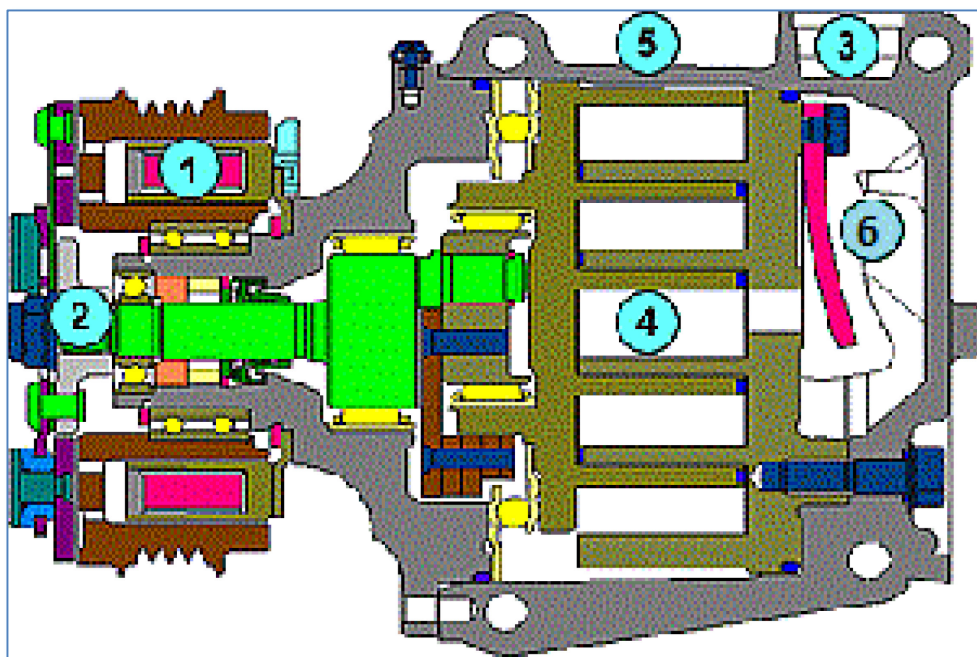


Fig. 65 – Sezione dei compressori della famiglia SANDEN TRS: 1) frizione magnetica, 2) puleggia; 3) porta di aspirazione; 4) spirale mobile sulla sinistra e spirale fissa sulla destra; 5) luce di scarico; 6) valvola di ritegno

Si riportano in figura 65 un disegno della sezione del compressore e in figura 66 un particolare delle spirali, la fissa, inglobata nella carcassa del compressore stesso, e la mobile sul lato sinistro.

Nella tabella 10 vengono invece riportate le sue caratteristiche principali.

Oltre alla rimozione della valvola di ritegno, per consentire al compressore di operare come espansore, la disposizione dei flussi in ingresso e uscita è stata invertita, cosicché la luce di scarico del compressore è divenuta la luce di aspirazione dell'espansore; stesso ragionamento per l'altra luce.

## Capitolo 3



Fig. 66 - Il compressore scroll testato

Tenendo conto anche delle evidenze sperimentali si è deciso di utilizzare il valore  $BVR_{TRS090} = V_{asp}/V_{scar} = 1,8$ , coerentemente con quanto proposto da Hugenroth e Woodland et al. [73], come precedentemente esposto.

SANDEN TRS090	
<b>Cilindrata di aspirazione</b>	85,7 cc/rev
<b>Rapporto volumetrico<sup>6</sup></b>	1,8
<b>Cilindrata di scarico</b>	47,6 cc
<b>Numero spire[82]</b>	2,41
<b>Senso di rotazione</b>	Antiorario
<b>Velocità di crociera massima</b>	10000 RPM
<b>Velocità massima in scalata</b>	12000 RPM
<b>Potenza assorbita a 1000 RPM</b>	1,14 kW
<b>Potenza assorbita a 5000 RPM</b>	5,53 kW
<b>Potenza assorbita a 8000 RPM</b>	9,37 kW

Tab. 10 - Principali caratteristiche del compressore SANDEN TRS090

<sup>6</sup> Rapporto volumetrico, numero delle spire e cilindrata di scarico in modalità compressore, in quanto non comunicati dal produttore, sono frutto di deduzione da ricerca bibliografica.

### 3.3 Definizione della condizione steady state

Esistono diversi standard per la definizione delle condizioni stazionarie in caso di operazioni di cicli a compressione di vapore, quali condizionatori d'aria o pompe di calore.

Ad esempio Bejarano et al. [84] definiscono come condizione di funzionamento steady-state di un impianto a compressione di vapore la situazione in cui la portata entrante nell'evaporatore eguagli quella uscente, ovvero quella condizione in cui non si verificano nell'evaporatore accumuli di massa dovuti a fenomeni di compressione.

Sempre riferendosi agli impianti di refrigerazione, ad adsorbimento in questo caso, Martínez-Maradiaga et al. [85], evidenziano come la grande mole di dati collezionabile dai moderni sistemi di acquisizione, possa rendere difficile il corretto calcolo degli equilibri di massa ed energia.

Tali bilanci possono essere violati per molteplici ragioni, come ad esempio per propagazione di errori casuali nella procedura di misura, deviazioni dalla condizione steady-state e ridondanza nelle misurazioni.

Alla luce di tali considerazioni, per ottenere un set di misurazioni coerenti, gli autori suggeriscono l'uso della tecnica cosiddetta di “*data reconciliation framework*”, correntemente utilizzata con successo nel trattamento dei dati in diversi settori industriali che coinvolgano operazioni a ciclo aperto, come nei processi chimici, nei processi minerari e nei processi di reforming, ma ancora poco utilizzata nel di descrizione caso di cicli chiusi particolarmente complessi. Tale tecnica consiste fondamentalmente nell'individuazione delle variabili caratteristiche del sistema e nella soluzione di un problema di minimizzazione vincolata, in cui il valore stimato delle variabili considerate risulti essere il più vicino possibile al valore misurato, pesato con la sua deviazione standard. Il comportamento steady-state delle variabili selezionate sarà esso stesso indicatore del comportamento steady-state dell'intero sistema.

Dall'analisi della letteratura si evince però che tali standard non sono ancora stati definiti nel caso di applicazioni basate su cicli ORC.

Per sopperire a tale carenza e per gli scopi di questa trattazione, si è utilizzato come standard quello rappresentato in tabella 11 e descritto a continuazione,



## Capitolo 3

seguendo la strada tracciata da Woodland [73], per la caratterizzazione delle prestazioni di un impianto ORC sperimentale, simile a quello descritto nel presente lavoro.

<b>Definizione delle condizioni di funzionamento steady state</b>	
<b>Frequenza di campionamento PLC</b>	2 Hz
<b>Intervallo media mobile</b>	5 s
<b>Finestra di acquisizione</b>	150 s
<b>Scostamento temperatura ingresso espansore</b>	<2 %
<b>Scostamento pressione ingresso espansore</b>	<2 %
<b>Scostamento pressione uscita espansore</b>	<3 %
<b>Scostamento RPM espansore</b>	<2 %
<b>Scostamento portata massica R245fa</b>	<2 %

**Tab. 11 - Post-processing dei dati e definizione della condizione di funzionamento steady state dell'impianto ORC**

Impostata la frequenza di campionamento del PLC di governo ed acquisizione pari a 2Hz, ovvero due acquisizioni al secondo e le fluttuazioni del segnale proveniente dalle sonde di pressione estremamente fluttuante, seppure con variazioni trascurabili, si è pensato di filtrare i dati in ingresso per mezzo di una media mobile su un periodo di 10 acquisizioni equivalenti ad un intervallo di funzionamento pari a 5 s; successivamente a tale filtraggio i punti di funzionamento sono stati definiti costanti quando le condizioni del vapore rispettavano quelle dettate dalla tabella 11 per un intervallo di tempo pari a 200 acquisizioni, ovvero 100 s.

I valori delle proprietà oggetto di osservazione che per dato punto di funzionamento sono stati quindi ottenuti mediando i valori ottenuti dalla campionatura con media mobile all'interno della finestra temporale precedentemente descritta (100s).

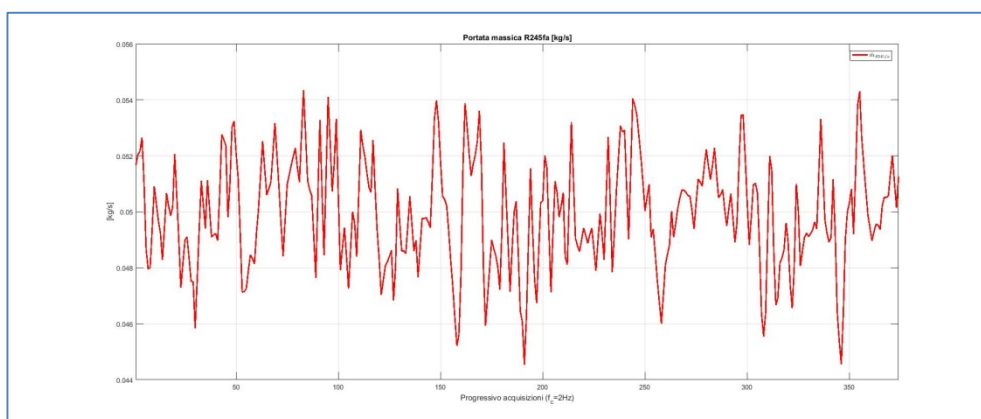
Essendo la potenza termica in ingresso al sistema, ovvero la potenza termica prodotta dalle scaldiglie del termoregolatore, variabile nel range 0 – 25 kW solo per intervalli discreti di 2,5 kW ed essendo le regolazioni effettuate manualmente, si è optato per finestre di temporali da 100 s, vista la difficoltà riscontrata nel mantenere costanti le variabili controllate, pur non mancando prove in cui le condizioni stazionarie si siano perpetuate per intervalli

## Capitolo 3

temporali maggiori. Tale scelta ha permesso di avere un numero maggiore di punti a disposizione per l'effettuazione dell'analisi parametrica che verrà mostrata in seguito.

Altro motivo per cui si è deciso di utilizzare una finestra temporale non eccessivamente grande, risiede nel fatto che la campagna di prove è stata condotta principalmente per caratterizzare il comportamento dell'espansore più che dell'impianto ORC nella sua interezza.

Vista la velocità dei fenomeni che avvengono nell'espansore, ovvero la velocità con cui il fluido evolve ed espande nelle camere di espansione e la risultante velocità di rotazione dell'albero, una finestra temporale di 100s è sembrata più che sufficiente per definire un punto di funzionamento come stazionario.



**Fig. 67 - Andamento della portata massica di R245fa corrispondente al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore**

A titolo esemplificativo si riportano nelle figure 67-70 gli andamenti delle variabili di controllo relativi al punto di funzionamento di massima potenza, che pur essendo stato ottenuto all'interno di una finestra di acquisizione di soli 45s, merita particolare risalto alla luce del risultato ottenuto.

Capitolo 3

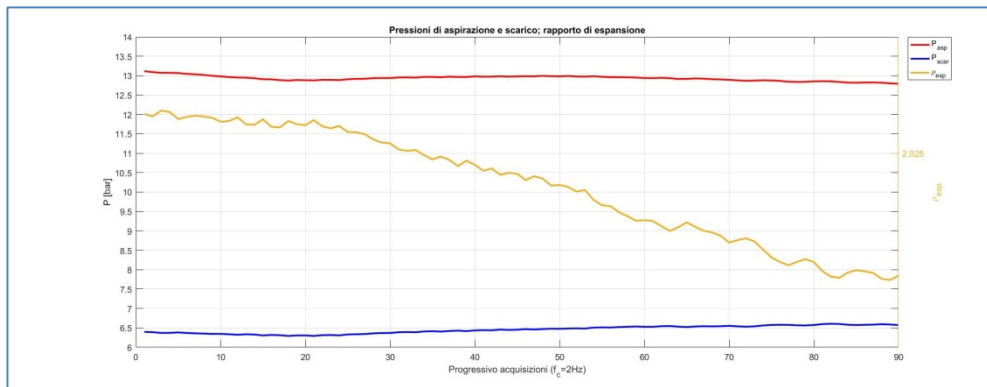


Fig. 68 - Andamento delle pressioni e del rapporto di espansione corrispondenti al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore

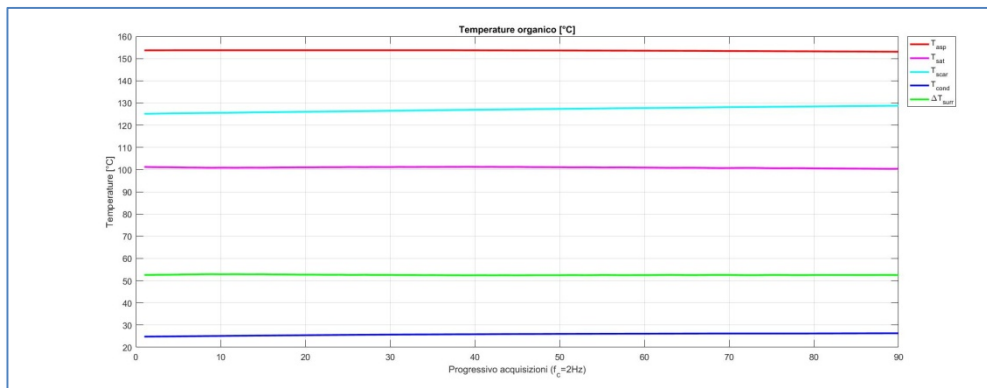


Fig. 69 - Andamento delle temperature e del surriscaldamento corrispondenti al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore

In tabella 12 si riportano i dati medi corrispondenti al punto di funzionamento considerato.

## Capitolo 3

Dati relativi al punto di massima potenza dell'espansore	
<b>Potenza termica R245fa [W]</b>	23350
<b>Pressione di aspirazione [bar]</b>	12,92
<b>Temperatura di aspirazione [°C]</b>	153
<b>Surriscaldamento aspirazione [°C]</b>	52
<b>Pressione di scarico [bar]</b>	6,46
<b>Temperatura di scarico [°C]</b>	127
<b>Rapporto di espansione (<math>P_{asp}/P_{scar}</math>)</b>	2,00
<b>Rendimento ciclo ORC [%]</b>	2,2
<b>Rendimento isoentropico espansore [%]</b>	45
<b>Potenza estratta [W]</b>	721
<b>RPM espansore</b>	1159

Tab. 12 - Descrizione del punto di funzionamento della massima potenza prodotta dall'espansore

Infine in figura 70 si riporta l'andamento della potenza meccanica prodotta dall'espansore nella finestra temporale considerata.

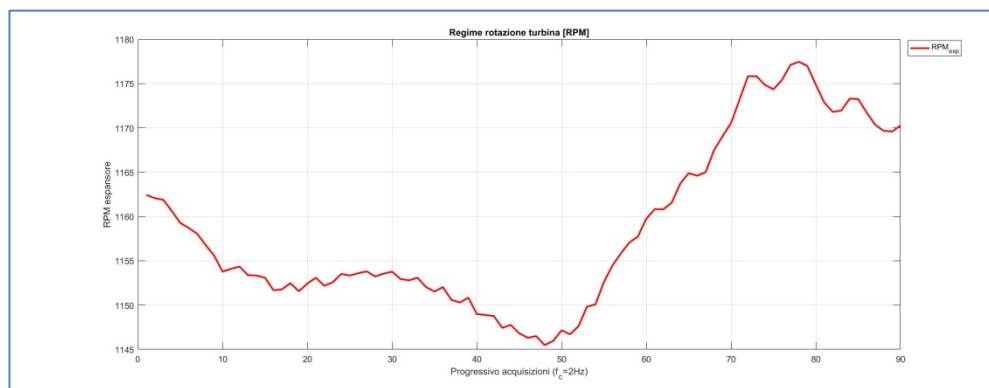


Fig. 70 - Regime di rotazione corrispondente al punto di funzionamento di massima potenza prodotta dall'espansore

### 3.4 Esecuzione delle prove e risultati

I 944 punti stabili, utilizzati successivamente per lo svolgimento dell'analisi di sensibilità dell'espansore al fine di caratterizzarne le prestazioni, sono stati ottenuti preriscaldando l'olio diatermico fino a temperature comprese tra i 120 ed i 140 °C ed avviando solo successivamente l'impianto ORC, in maniera tale da sfruttare l'effetto di volano termico dei 50 l di olio diatermico contenuti nel termoregolatore e mantenere costanti le temperature di funzionamento per intervalli di tempo sufficientemente lunghi da fornire punti di funzionamento stabili. Mantenendo stabile la velocità di rotazione della pompa del fluido organico, si è proceduto a regolare la velocità di rotazione dell'espansore agendo sul carico frenante, ovvero manovrando il *Variac* collegato al generatore elettrico, in maniera tale da variare il carico resistivo. La pressione di evaporazione è stata regolata agendo sulla valvola di intercettazione posta all'uscita dell'evaporatore, mentre il rapporto di espansione, ovvero il rapporto tra le pressioni in ingresso ed uscita dall'espansore, è stato fatto variare agendo sulla portata di acqua di condensazione, regolando quindi pressione e temperatura di condensazione. In questo modo si è stati in grado di testare l'espansore e l'impianto per valori di pressione di immissione nell'espansore, variabili tra 6 e 15 bar, valori della velocità di rotazione dell'espansore, variabili tra i 100 ed i 1500 RPM e valori del rapporto di espansione  $\rho_{esp} = \frac{P_{asp}}{P_{scar}}$  compresi tra 1,1 e 2,9.

Per le problematiche relative al funzionamento della pompa di movimentazione del fluido organico precedentemente descritte e probabilmente per sottodimensionamento sia del condensatore sia del carico resistivo applicato al generatore, non è stato possibile far variare il rapporto di espansione nell'intervallo  $1,1 < \rho_{esp} < 2,9$  per tutte i valori delle pressioni di aspirazione studiati, come visibile in tabella 13, in cui è sintetizzata la campagna di prove per valori della pressione di aspirazione dell'espansore, per i valori di 8, 9 e 10 bar.

Le prove con rapporto di espansione pari a 3 si sono dimostrate piuttosto instabili e non sono quindi state considerate.

Ulteriore difficoltà nell'esecuzione delle prove è stata riscontrata nella laminazione della pressione in uscita dall'evaporatore: trattandosi di valvola di intercettazione di tipo a sfera, la riduzione non lineare della sezione di

## Capitolo 3

passaggio del fluido, tanto più veloce quanto più la regolazione avveniva a fine corsa, è stata spesso responsabile di brusche variazioni di pressione e quindi di sbilanciamenti dell'impianto di prova.

Condizioni test espansore		
Pressione di aspirazione [bar]	RPM <sub>exp</sub>	P <sub>esp</sub>
11	1250	1,4 – 2,7
11	1000	1,4 – 2,7
11	750	1,4 – 2,7
10	1250	1,4 – 2,7
10	1000	1,4 – 2,7
10	750	1,4 – 2,7
9	1250	1,9 – 2,9
9	1000	1,9 – 2,9
9	750	1,9 – 2,9
9	650	1,9 – 2,9
9	550	1,9 – 2,9
8	1250	1,6 – 3,0
8	1000	1,6 – 3,0
8	750	1,6 – 3,0
8	550	1,6 – 3,0

Tab. 13 - Riepilogo delle condizioni operative per le pressioni di ingresso nell'espansore di 8, 9 e 10 bar

La totale assenza di automatismi nelle regolazioni infine, ha costretto l'operatore a continui piccoli aggiustamenti delle variabili controllate, che spesso portavano alla perdita della condizione di equilibrio cercata.

Il *rendimento isoentropico* dell'espansore è stato ricavando utilizzando la relazione:

$$n_{exp,is} = \frac{W_{albero}}{\dot{m}(h_{in} - h_{out,is})}$$

## Capitolo 3

Si noti che la definizione classica di rendimento adiabatico, definito come il rapporto tra il salto entalpico reale e quello isoentropico, ovvero:

$$n_{exp,is} = \frac{(h_{in} - h_{out})}{(h_{in} - h_{out,is})}$$

risulta essere di non appropriata applicazione, in quanto valida solo per processi di carattere adiabatico. Nel caso degli espansori volumetrici, anche nel caso di coibentazione, coerente con la campagna di prove che si sta descrivendo, vi sarà sempre una quantità di calore scambiata con l'ambiente che non può essere trascurata[71, 86].

Le due relazioni appena esposte possono essere collegate tra loro, risultando:

$$\begin{aligned} n_{exp,is} &= \frac{\dot{W}_{albero}}{\dot{m}(h_{in} - h_{out,is})} = \frac{\dot{m}(h_{in} - h_{out}) - \dot{Q}_{amb}}{\dot{m}(h_{in} - h_{out,is})} \\ &= \frac{(h_{in} - h_{out})}{(h_{in} - h_{out,is})} - \frac{\dot{Q}_{amb}}{\dot{m}(h_{in} - h_{out,is})} \end{aligned}$$

da cui emerge come esse vadano a coincidere solo nel caso in cui si verifichi assenza di scambi di calore con l'esterno, precisando che i fenomeni di trafileamento tra le spirali dell'espansore sono stati sin qui trascurati.

Per lo scroll testato nella campagna di prove descritta, per una pressione di aspirazione pari ad 11 bar si è registrato il massimo rendimento per un rapporto di espansione pari a come è possibile osservare in figura 71.

L'esistenza del massimo osservabile, sempre con riferimento alla figura 71, è dovuta all'esistenza di un rapporto volumetrico fisso per le macchine volumetriche, comunemente definito come *Built-in Volumetric Ratio* o *BVR*.

In maniera del tutto generale è possibile affermare che il massimo rendimento isoentropico per l'espansore scroll si verifica per rapporti di espansione (nel senso delle pressioni,  $\rho_{esp} = \frac{P_{asp}}{P_{scar}}$ ) leggermente superiori al *BVR*[67].

## Capitolo 3

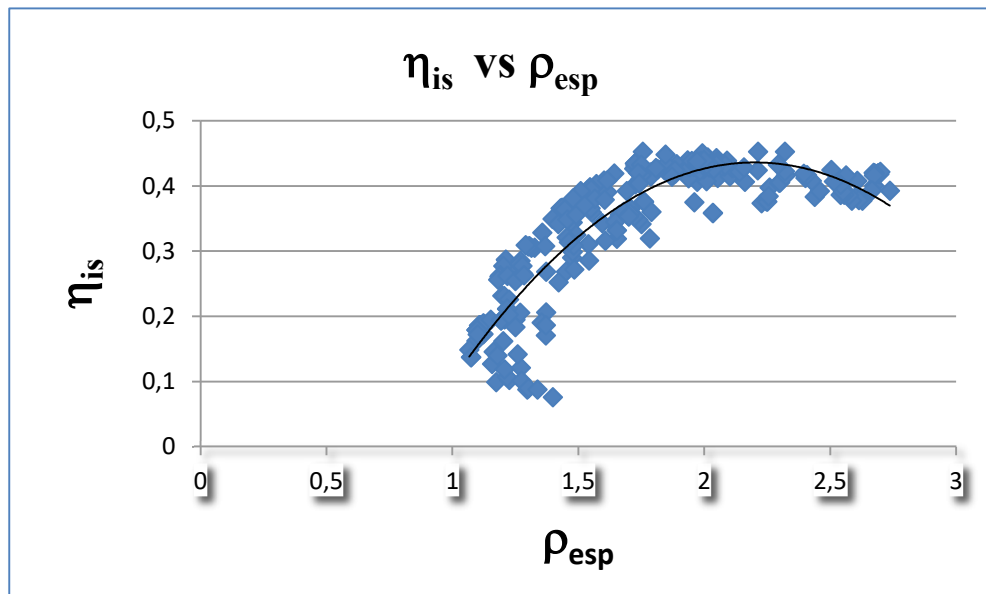


Fig. 71 – Andamento del rendimento isoentropico in funzione del rapporto di espansione

Nel caso in esame, l'aver rilevato tale valore di massimo in presenza di un rapporto di espansione pari a due è testimone della bontà della scelta del valore  $BVR=1,8$  come candidato, tra le varie proposte di letteratura, per l'espansore testato, rendendo discutibile il valore 3,1055 proposto da alcuni autori.

Per le problematiche di dimensionamento del condensatore, del carico resistivo sul generatore collegato allo scroll e per l'inadeguatezza della pompa del fluido organico precedentemente accennate, non è stato possibile estendere il range di variazione del rapporto di espansione a valori superiori a  $\rho_{esp}=2,7$ ; ciononostante dall'andamento del rendimento isoentropico  $\eta_{is}$  di figura 71, è possibile scorgere gli effetti della sovraespansione e della sottoespansione, illustrati a continuazione.

La figura 72 mostra il tipico diagramma pressione-volume ( $p - V$ ) utilizzato per illustrare il processo di espansione isoentropica di un espansore



## Capitolo 3

volumetrico, dove  $P_i$ ,  $P_d$  e  $P_e$  rappresentano rispettivamente le pressioni di alimentazione (*inlet*), progetto (*design*) ed espansione (*exit*).

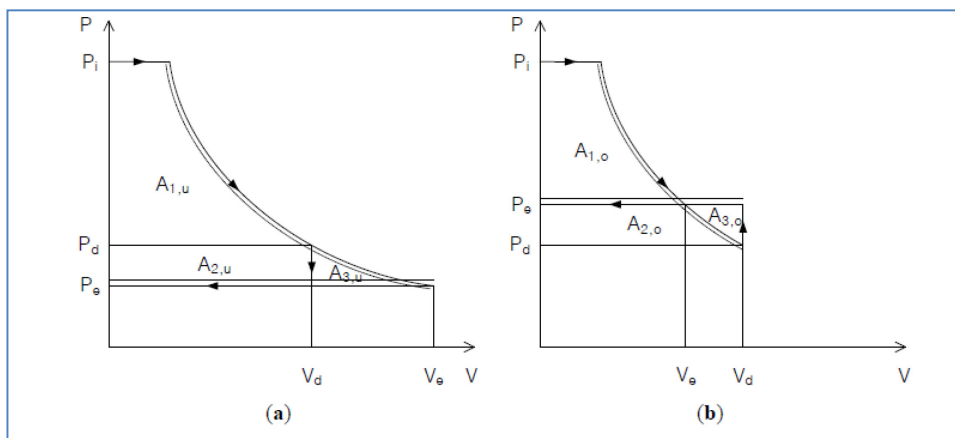


Fig. 72 - Sovraespansione e sottoespansione.

In condizioni operative ideali, il rapporto di espansione di progetto (o indicato) definito come  $\pi_i = \frac{P_i}{P_d}$  coincide con il rapporto di espansione effettivo, ovvero il rapporto tra le pressioni di impianto definibile come  $\rho_{esp} = \frac{P_i}{P_e}$ .

Se però il rapporto di espansione di progetto  $\pi_i$  risulta essere inferiore al rapporto di espansione dell'impianto  $\rho_{esp}$ , come rappresentato nella figura 72.a, il fluido presente all'interno della tasca formata dalle due spirali che costituiscono lo scroll, raggiunta la luce di scarico incontrerà un ambiente con pressione inferiore alla propria.

Tale condizione di funzionamento, nota come *sottoespansione*, comporta una ulteriore espansione del fluido all'interno della linea di condensazione una volta avvenuta l'espulsione del fluido. Di conseguenza si verifica una notevole perdita di lavoro utile quantificabile con l'area  $A_{3,u}$ , generalmente definita come perdita di "blow-down".

La situazione in cui il rapporto di espansione di progetto  $\pi_i$  supera quello di impianto  $\rho_{esp}$ , viene definita condizione di *sovrappansione*, che, come

## Capitolo 3

illustrato in figura 72.b, comporta la creazione di un lavoro negativo quantificabile con l'area  $A_{3,o}$ , contrapposto al lavoro di espansione.

In questa situazione il fluido presente all'interno della camera di espansione, trovandosi ad una pressione inferiore a quella presente all'interno della linea di condensazione, dovrà subire una compressione fino a raggiungere tale pressione ed essere espulso. Questo fenomeno noto come "*blow-back*" è caratterizzato dalla generazione di un tipico gorgoglio durante il funzionamento della macchina ed essendo caratterizzato dalla creazione di lavoro negativo è assolutamente da evitare, in quanto il fluido per essere pompato verso l'esterno utilizzerà parte del lavoro prodotto dall'espansione. Quindi, nelle normali condizioni di funzionamento risulterà preferibile lavorare con una leggera sovrappressione allo scarico, ovvero nella condizione  $\pi_i < \rho_{esp}$ , al fine di facilitare l'espulsione dei gas esausti, così come confermato anche dal fatto che il picco di rendimento per tale tipologia di espansori si verifica proprio per rapporti di espansione leggermente superiori al rapporto indicato  $\pi_i$ .

Tornando alla figura 71, è possibile notare gli effetti di tali perdite sul rendimento isoentropico dell'espansore.

Per valori del rapporto di espansione  $\rho_{esp} < 2$ , l'espansore si trova a lavorare in condizioni di *sovraespansione*, ovvero il rapporto di espansione indicato è maggiore del rapporto delle pressioni di linea. In tale situazione, la generazione di lavoro negativo produce un repentino calo di rendimento, come osservabile dalla marcata pendenza della curva di rendimento di figura 71, riferita allo *scroll* testato. Si precisa inoltre che durante la fase di testing sono stati rilevati evidenti fenomeni di "*blow-back*".

Superato il valore  $\rho_{esp} = 2$ , ovvero la zona di espansione ideale, le operazioni dell'espansore ricadono nella zona di *sottoespansione*, anch'essa caratterizzata da una riduzione del rendimento isoentropico della macchina, ma dall'andamento più blando rispetto al caso della sovrappressione.

Infatti, osservando l'andamento dei punti dispersi rappresentativi del rendimento isoentropico dell'espansore testato, sempre con riferimento alla figura 71, si nota come per valori di  $\rho_{esp} > 2$ , essi tendano a mantenersi nell'intorno del valore  $\eta_{is} = 0,4$  per un ampio range di variazione del rapporto di espansione. L'andamento sarebbe stato ancora più evidente qualora fosse stato possibile aumentare tale rapporto di espansione.

## Capitolo 3

Le performance volumetriche dell'espansore sono state valutate mediante il *filling factor*,  $\phi_{ff}$ , esprimibile per mezzo della relazione:

$$\phi_{ff} \triangleq \frac{\dot{V}_{mis}}{\dot{V}_{geom}}$$

ovvero il rapporto tra la portata volumetrica misurata in prossimità della luce di aspirazione e la portata volumetrica geometricamente elaborabile dall'espansore stesso.

Generalmente i produttori dei compressori scroll non forniscono i dati relativi alla geometria delle spirali, pertanto la determinazione della portata volumica caratteristica della macchina risulta di difficile quantificazione.

Da un'attenta analisi bibliografica, è stato possibile risalire alle dimensioni delle camere di aspirazione e scarico dell'espansore e quindi ricavare il rapporto volumetrico della macchina (*BVR*, *Built-in Volumetric Ratio*) come rapporto tra i volumi della camera di scarico e della camera di aspirazione, ovvero:

$$BVR = \frac{V_{scar}}{V_{asp}}$$

Considerando che il volume della camera di aspirazione dello scroll risulta essere pari a:

$$V_{asp} = \frac{V_{scar}}{BVR}$$

e che la portata volumetrica geometricamente elaborabile dall'espansore può essere calcolata come:

$$\dot{V}_{geom} = V_{asp} \cdot \frac{RPM}{60}$$

essendo note le condizioni del fluido in ingresso nell'espansore, quindi anche  $\dot{V}_{asp} = \dot{V}_{mis}$ , il Filling Factor  $\phi_{ff}$  dell'espansore risulta determinato.

Durante le operazioni dell'espansore potranno pertanto verificarsi tre possibilità:

## Capitolo 3

Caso  $\phi_{ff} = 1$ : condizione ideale di funzionamento in cui l'espansione avviene in maniera perfetta, ovvero in *assenza di trafileamenti*. La totalità della massa elaborata dall'espansore espande all'interno delle camere prima di raggiungere la luce di scarico.

Caso  $\phi_{ff} > 1$ : la portata aspirata dall'espansore è maggiore di quella geometricamente elaborabile. Per il principio di conservazione della massa, una porzione della portata che fluisce all'interno della macchina raggiungerà la luce di scarico senza espandersi nella camera di espansione implicando necessariamente l'instaurarsi di fenomeni di *trafileamento* attraverso le battute delle spirali dell'espansore e attraverso i fianchi, come descritto in precedenza. La portata massica erogata dalla pompa risulterà essere quindi maggiore di quella geometricamente elaborabile dall'espansore per data velocità di rotazione.

Caso  $\phi_{ff} < 1$ : la portata aspirata risulta essere inferiore di quella geometricamente elaborabile dalle spirali dello scroll, pertanto le camere di espansione non verranno completamente riempite nell'arco di una rivoluzione dell'albero dell'espansore.

L'andamento del Filling Factor  $\phi_{ff}$  espresso in funzione del regime di rotazione dell'espansore testato è riportato in figura 73. I dati si riferiscono ad una pressione di ingresso nell'espansore di 11 bar.

Risulta evidente come il *filling factor*  $\phi_{ff}$  tenda a diminuire con l'aumentare del regime di rotazione, pertanto i trafileamenti diminuiscono al crescere della velocità di rotazione dell'espansore.

Sempre in merito alle prestazioni dell'espansore in funzione del regime di rotazione, si riportano nelle figure 74 e 75, gli andamenti del rendimento isoentropico e della potenza meccanica estratta, entrambi espressi in funzione degli RPM e per una pressione di aspirazione di 11 bar.

## Capitolo 3

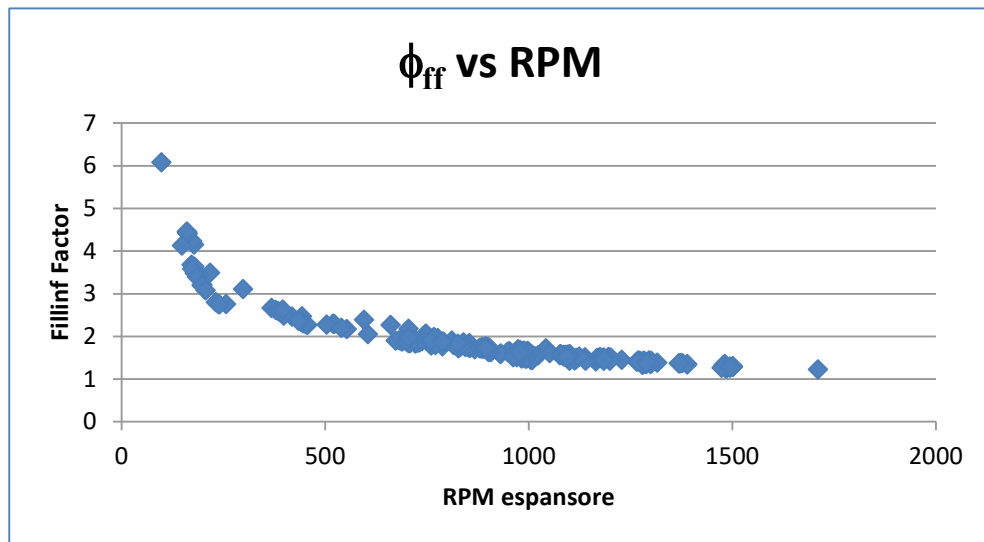


Fig. 73 - Andamento del filling factor al variare del regime di rotazione per una pressione di aspirazione di 11 bar

Di fondamentale importanza è l'andamento delineato dal rendimento isoentropico dell'espansore in funzione del proprio regime di rotazione (figura 74): tale dato, come verrà illustrato nel prossimo capitolo, è stato infatti utilizzato per caratterizzare il comportamento dell'espansore nel modello descrittivo del ciclo di ORC applicato al motore a combustione interna di un'autovettura al fine di recuperare parte dell'energia dispersa con i gas di scarico.

Capitolo 3

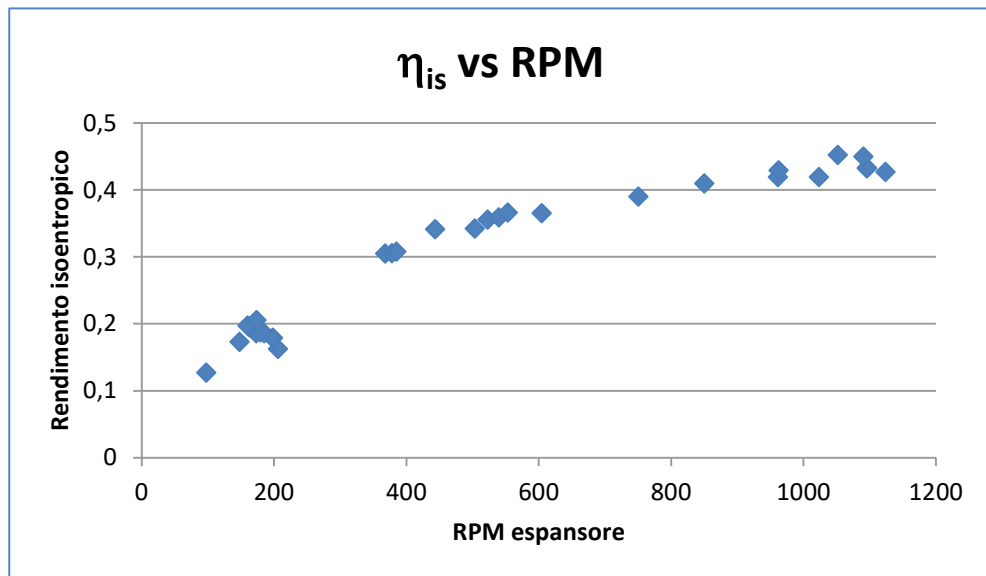


Fig. 74 – Andamento del rendimento isoentropico dell'espansore in funzione del regime di rotazione per una pressione di aspirazione di 11 bar

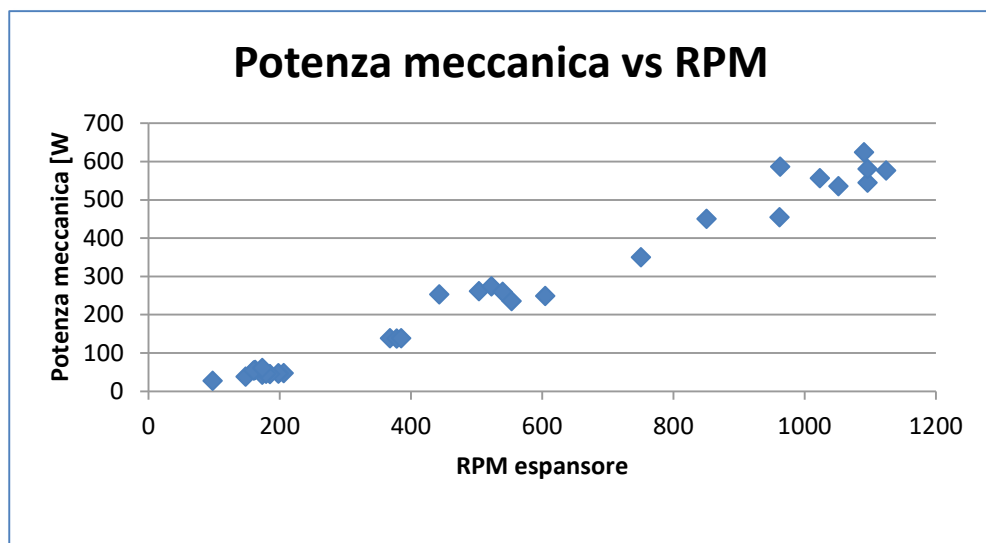


Fig. 75 – Andamento della potenza meccanica in funzione del regime di rotazione per una pressione di aspirazione di 11 bar

## Capitolo 3

Nella tabella 14 vengono riportati i massimi valori di rendimento isoentropico dell'espansore, di rendimento del ciclo ORC e di potenza prodotta dall'espansore, riscontrati durante la fase di test.

Prestazioni massime SANDEN TRS090 e impianto ORC sperimentale			
	Potenza meccanica [W]	Rendimento isoentropico espansore $\eta_{is}$ [%]	Rendimento ciclo ORC $\eta_{ORC}$ [%]
$\dot{W}_{mecc}$ [W]	720	568	561
$\eta_{is}$ [%]	45	46	37,8
$\eta_{ORC}$ [%]	2,24	2,33	2,98
$P_{asp}$ [bar]	13	9	11
$\rho_{esp}$ [bar]	2,00	2,09	2,68
RPM <sub>exp</sub>	1160	1185	721
$\phi_{ff}$ [-]	1,49	1,47	1,84
$\dot{m}_{R245fa}$ [kg/s]	0,076	0,057	0,0618
$\dot{Q}_{R245fa}$ [W]	23350	15311	15294

Tab. 14 - Elenco delle prestazioni massime registrate nella campagna di prove per l'espansore e l'impianto ORC

Il basso valore del rendimento  $\eta_{ORC}$  del ciclo ORC, il cui andamento in funzione del rapporto di espansione  $\rho_{esp}$  è graficato in figura 76, ed il cui massimo è risultato essere  $\eta_{ORC,max}=2,98\%$ , può essere infine spiegato con il basso valore del rendimento del *ciclo equivalente di Carnot* associato al ciclo stesso, che per la condizione di massimo rendimento sopra riportata, ovvero  $\eta_{ORC,max}=2,98\%$ , calcolato tra le temperature  $T_{evap}=106,99^{\circ}\text{C}$  e  $T_{cond}=27,91^{\circ}\text{C}$  per mezzo della relazione:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{evap}}{T_{cond}}$$

e con  $T_{evap}$  e  $T_{cond}$ , rispettivamente temperatura di evaporazione del fluido organico e temperatura di condensazione dello stesso, espresse in K, è risultato essere  $\eta_{Carnot} = 0,208$ , valore piuttosto basso e giustificabile con la

## Capitolo 3

bassa qualità della sorgente termica, trattandosi di un ciclo dedicato al recupero del calore di scarto.

Si noti come al massimo valore del rendimento isoentropico  $\eta_{is}$  dell'espansore non corrisponda il massimo valore  $\eta_{ORC}$  del rendimento del ciclo ORC, essendo quest'ultimo rendimento influenzato più dal valore del rapporto di espansione che dalle prestazioni dell'espansore.

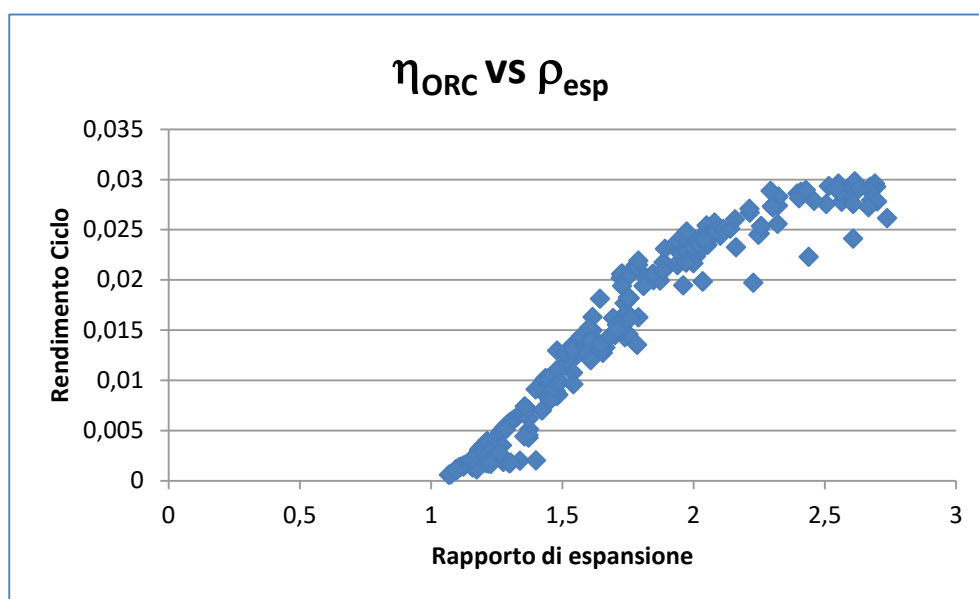


Fig. 76 – Andamento del rendimento del ciclo ORC in funzione del rapporto di espansione riferito per  $P_{asp}=11$  bar.

Infatti, come osservabile in figura 76, il rendimento del ciclo tende, espresso in funzione delle variazioni del rapporto di espansione  $\rho_{esp}$ , tende a crescere in maniera quasi lineare con il rapporto di espansione stesso, rallentando la sua corsa superato il valore indicato del rapporto di espansione a causa delle perdite per sovraespansione che inficiano sul rendimento dell'espansore.



## Capitolo 4

---

*Il modello per la valutazione del recupero del calore di scarto*

## 4.1 Integrazione del ciclo ORC nel veicolo

L'integrazione del ciclo Rankine a fluido organico all'interno di un veicolo implica, come visto nel primo capitolo del presente lavoro, la scelta della sorgente termica da utilizzare.

Esistono due principali fonti di calore in un MCI che ben si prestano a tale finalità: i gas di scarico ed il fluido refrigerante.

Oltre ad essere caratterizzate da differenti livelli di temperatura e differenti quantità di calore disponibile, tali sorgenti risultano essere variabili tra loro sia nelle proporzioni, sia nelle quantità, in base al punto di funzionamento a cui si trova ad operare il motore in un dato istante.

Anche la posizione di installazione del sistema di recupero gioca un ruolo fondamentale sull'entità del recupero: più tale posizione risulterà essere vicina al motore, più sarà alta la temperatura della sorgente termica oggetto di recupero e di conseguenza maggiore sarà l'efficienza del sistema.

Inoltre, essendo la temperatura del fluido refrigerante generalmente intorno ai  $90^{\circ}\text{C}$  in condizioni di crociera, notevolmente inferiore temperatura raggiunta dai gas di scarico, che nel caso di motori ad accensione comandata risulta essere variabile tra i  $600^{\circ}\text{C}$  ed i  $1100^{\circ}\text{C}$  a seconda del carico motore imposto, l'efficienza del recupero sarà sicuramente maggiore nel caso di installazione del sistema lato fumi, vista la maggiore qualità della sorgente termica.

Pertanto, pur non mancando in letteratura modelli che prevedono il recupero da entrambe le sorgenti termiche disponibili, vista la notevole complessità di impianto e visto il notevole incremento di costo a cui il sistema sarebbe sottoposto nel caso della scelta di una tale soluzione progettuale ed alla luce delle maggiori efficienze ottenibili con sorgenti caratterizzate da una maggiore qualità termica, nella costruzione del modello di recupero oggetto di questo lavoro, si è optato per la soluzione di recupero lato fumi.

Scelta la tipologia di sorgente termica da sfruttare, resta da decidere l'ubicazione del sistema all'interno dell'impianto di scarico: l'integrazione dell'evaporatore del ciclo ORC a monte del catalizzatore andrebbe inevitabilmente ad abbassare la temperatura di esercizio del catalizzatore

## Capitolo 4

stesso, influenzandone negativamente le prestazioni, l'installazione a valle del convertitore catalitico è però meno performante, visto l'abbassamento di temperatura della sorgente, ma non pregiudica il funzionamento del catalizzatore stesso.

Alla luce di tali considerazioni, nella realizzazione del modello si è optato per l'installazione del sistema di recupero a valle del catalizzatore.

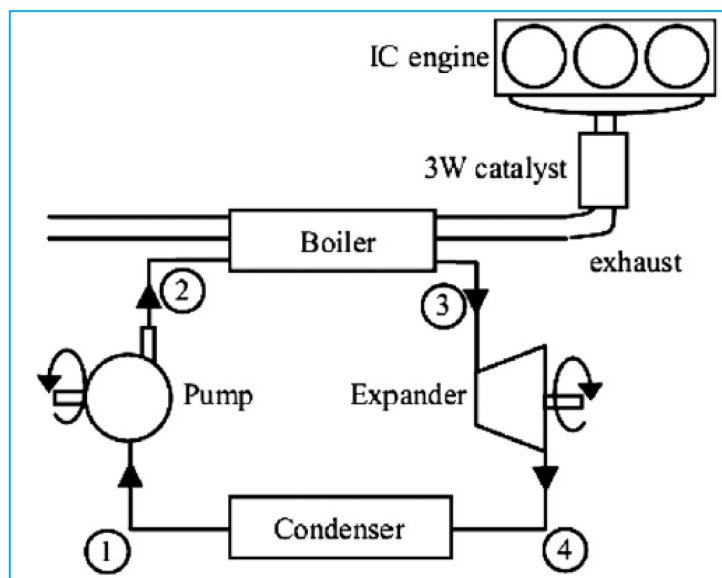


Fig. 77 - Soluzione di recupero del calore con sistema ORC installato a valle del catalizzatore

Come illustrato in figura 77, i gas di scarico in uscita dal motore, dopo conversione catalitica, fluiscono all'interno dell'evaporatore dell'impianto ORC, causando l'evaporazione del fluido organico, proseguendo la loro corsa all'interno dei silenziatori per essere poi espulsi in atmosfera.

Il fluido evolvente, una volta evaporato fluisce in turbina producendo lavoro, che potrà essere sfruttato per via meccanica o per via elettrica.

Terminata l'espansione, il fluido viene convogliato all'interno del condensatore e condensato a spese dell'aria esterna o del fluido refrigerante, prima che questo vada però a raffreddare il motore. La movimentazione del fluido viene resa possibile da una pompa.

## Capitolo 4

Stabilita quindi l'ubicazione dell'impianto ORC di recupero, si è proceduto con la creazione di un modello in grado di simulare il comportamento di un impianto ORC installato su di una autovettura durante il normale funzionamento di quest'ultima.

Infine, i dati relativi all'espansore del ciclo sono stati ricavati dalle sperimentazioni descritte nel precedente capitolo, andando ad inserire all'interno del modello le curve prestazionali dell'espansore precedentemente descritte.

## Capitolo 4

## 4.2 Dati motore

In questa sede si fa riferimento ad un motore 1,8 litri di cilindrata, 4 cilindri in linea, aspirato ad accensione comandata ed alimentato a benzina, i cui dati caratteristici vengono riportati in tabella 15, mentre si riporta in figura 78 la curva di massima coppia.

Dati motore GM 1800	
Cilindrata [cc]	1796
Corsa [mm]	88,2
Alesaggio [mm]	80,5
Regime di minimo [RPM]	780
Portata combustibile al regime di minimo [g/s]	780,0
Coppia massima [N·m]	170
Regime rotazione di massima coppia [RPM]	3500
Potenza Massima [kW]	103
Regime rotazione di massima potenza [RPM]	6450

Tab. 15 - Dati motore GM 1800cc

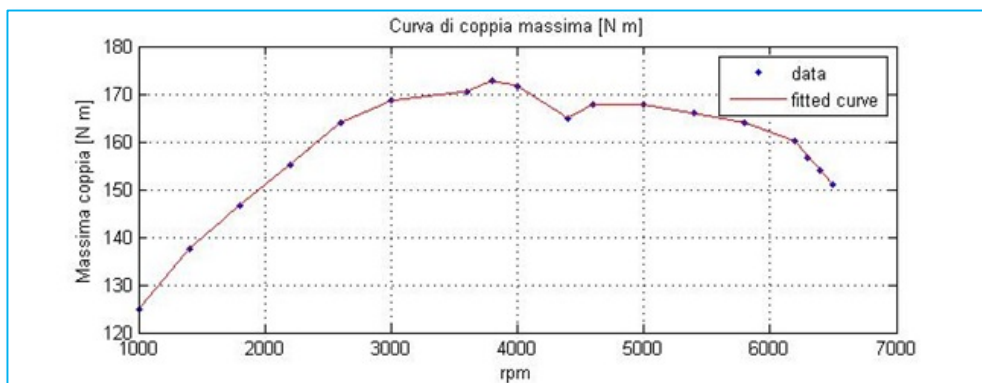


Fig. 78 – Curve di coppia del motore GM 1800cc

Il valore di massima coppia è di circa  $170 \text{ N}\cdot\text{m}$  a  $3500 \text{ giri/min}$ , mentre la massima potenza è di  $103 \text{ kW}$  a  $6450 \text{ giri/min}$ .

## Capitolo 4

Di tale motore sono noti i dati provenienti da caratterizzazione al banco freno dinamometrico, quali:

- Curva di coppia e potenza;
- Consumo specifico di combustibile;
- Rapporto aria/combustibile;
- Portata di aria e fumi;
- Temperature dei gas di scarico e dell'acqua di raffreddamento.

Note portate e temperature dei gas di scarico e del fluido refrigerante è stato inoltre possibile calcolare le quote di ripartizione del calore associabili ai gas di scarico e al fluido di raffreddamento.

Tali dati sono stati rielaborati in ambiente Matlab ed utilizzati per realizzare delle mappe tridimensionali, in funzione di regime di rotazione e carico motore, in maniera da poter essere comodamente utilizzati in ambiente Simulink. Ne viene data rappresentazione grafica a continuazione.

L'andamento del consumo specifico di combustibile, espresso in g/kWh, viene riportato in figura 79.

## Capitolo 4

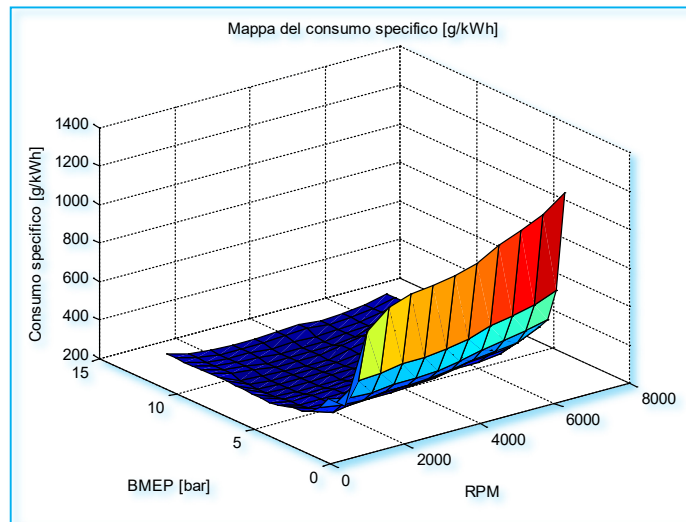


Fig. 79 - Mappa del consumo specifico di combustibile per il motore GM 1800cc

La dosatura  $\alpha$ , definita come  $\alpha = \frac{\dot{m}_{aria}}{\dot{m}_{comb}}$ , del motore esaminato è risultata essere variabile da un massimo di 14,8 ad un minimo di 11,7, seguendo la tipica strategia di regolazione della combustione imposta dal catalizzatore, per cui la miscela è circa stechiometrica per gran parte del campo di funzionamento, diventando sempre più ricca man mano che ci si avvicina alla condizione di massima potenza. L'andamento della dosatura per il motore testato viene riportato in figura 80.

## Capitolo 4

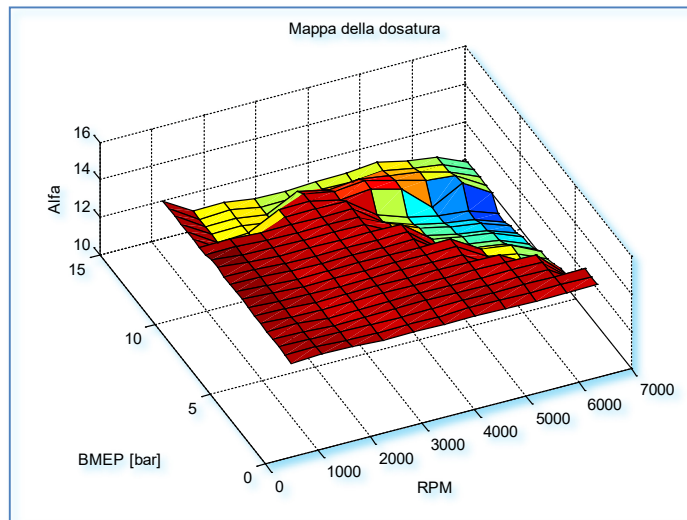


Fig. 80 - Mappa di dosatura per il motore GM 1800cc

Si riporta in figura 81 la portata dei gas di scarico, espressa in g/s. Essa risulta essere tanto maggiore quanto è maggiore il carico e quanto più sono elevati i giri motore.

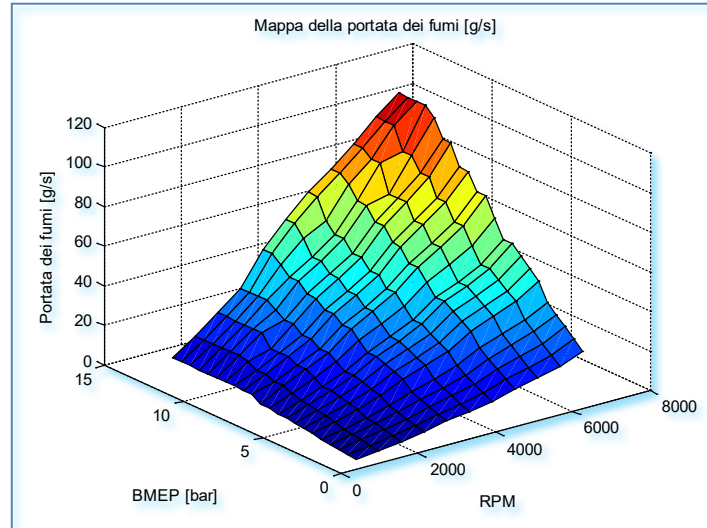


Fig. 81 - Portata dei fumi per il motore GM 1800c



## Capitolo 4

Al variare del regime di rotazione del motore e del suo carico di funzionamento, la ripartizione del calore disperso risulta essere fortemente variabile con tali parametri, come evidenziato in figura 82, dove vengono rappresentate tali percentuali. La percentuale di potenza termica associata ai fumi di scarico è risultata essere variabile tra un minimo del 13% ad un massimo del 32%. Sempre osservando l'andamento di figura 82, è possibile notare come la potenza termica associata ai fumi risulti essere dipendente anche dalla dosatura, essendo quest'ultima responsabile dell'andamento della temperatura di combustione della miscela aria/benzina e di conseguenza della potenza termica posseduta dai gas esausti.

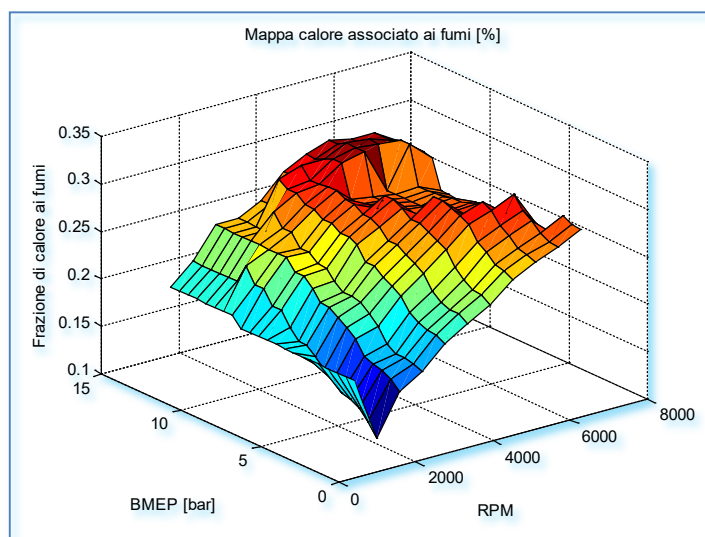


Fig. 82 - Frazione di calore associata ai fumi per il motore GM 1800c

Anche l'andamento delle temperature dei gas esausti avviati allo scarico risulta essere crescente con il crescere del carico e del regime di rotazione. Osservandone l'andamento, riportato in figura 83 è inoltre possibile notare come la temperatura dei gas combusti sia influenzata anche dalla dosatura, essendo la temperatura di combustione legata al tenore di ossigeno della miscela.

## Capitolo 4

Tali temperature sono risultate essere variabili da un minimo di 350°C circa, ad un massimo di circa 900°C.

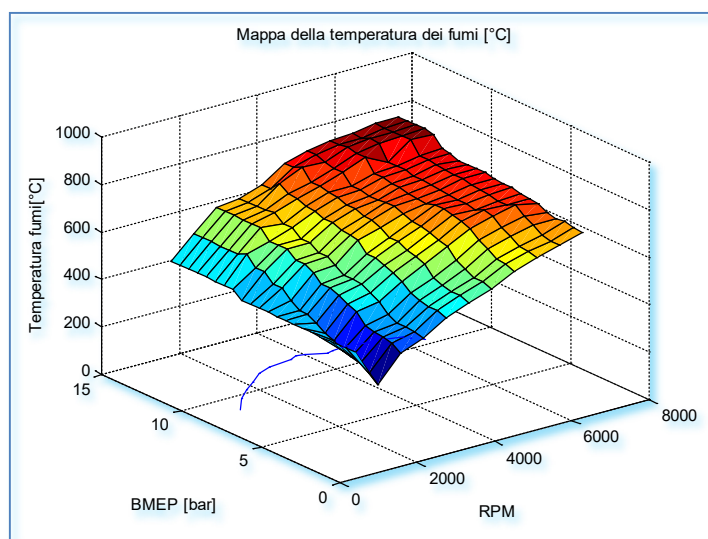


Fig. 83 - Temperature dei gas esausti per il motore GM 1800 cc

Tutte le grandezze riportate permettono una buona caratterizzazione del motore in esame, tuttavia la conoscenza della potenza termica associata ai gas di scarico, cioè del loro contenuto entalpico, richiede di conoscere la loro composizione, la quale non è nota dai risultati delle prove dinamometriche, richiedendo quindi di essere calcolata, anche se, in linea di principio, l'energia dei fumi avrà un andamento simile a quello della temperatura, secondo la relazione:  $h_{fumi} = C_{p,fumi} \cdot \Delta T_{fumi}$ , con  $C_{p,fumi}$  calore specifico dei fumi, calcolato a pressione costante e  $\Delta T_{fumi}$  differenza tra la temperatura di uscita dei fumi dal motore e la temperatura di riferimento.

## Capitolo 4

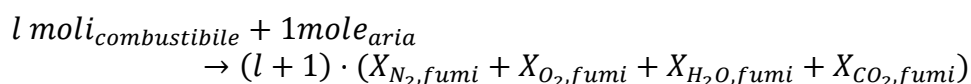
La composizione dei fumi può essere calcolata a partire dal valore di  $\alpha$  ed immaginando una reazione di combustione completa.

Composizione aria			
	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
Frazione molare	0,77	0,21	0,02

Tab. 16 - Composizione di riferimento dell'aria

Stabilita la composizione tipo dell'aria, così come riportato in tabella 16, l'esano ( $C_6H_{14}$ ) come combustibile per il calcolo delle reazioni di combustioni, essendo la benzina una miscela piuttosto complessa, principalmente costituita da esano ed ottano.

La reazione di combustione è stata formulata come segue:



$$l = \left(\frac{1}{\alpha}\right) \cdot \left(\frac{PM_{\text{aria}}}{PM_{\text{combustibile}}}\right)$$

$$X_{\text{componente}_i, \text{fumi}} = \frac{X_{\text{componente}_i, \text{aria}}}{l + 1}$$

$$PM_{\text{fumi}} = \sum_i X_{\text{componente}_i, \text{fumi}} \cdot PM_{\text{componente}_i}$$

$$Y_{\text{componente}_i, \text{fumi}} = X_{\text{componente}_i, \text{fumi}} \cdot \left(\frac{PM_{\text{componente}_i}}{PM_{\text{fumi}}}\right)$$

indicando con  $PM$  il peso molecolare dei fumi, con  $X$  la frazione molare, con  $Y$  la frazione massica e con l'indice  $i$  che rappresenta di volta in volta l'azoto

## Capitolo 4

molecolare, l'ossigeno molecolare, l'acqua e l'anidride carbonica, a seconda del componente che si sta considerando per il calcolo.

Note le frazioni in massa delle componenti dei prodotti di combustione, i fumi possono essere trattati come una miscela, di cui è possibile calcolare le proprietà tramite il software REFPROP, utilizzabile come estensione in Matlab, con le modalità viste nel capitolo precedente.

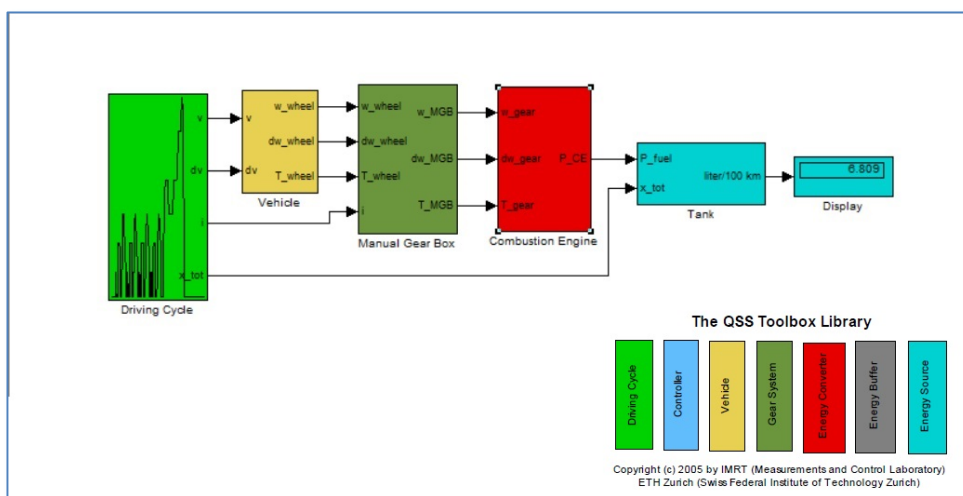
A questo punto disponendo delle mappe di temperatura, portata ed entalpia dei fumi, la valutazione della potenza termica messa a disposizione dai gas di scarico risulta completamente definita.

### 4.3 Il veicolo ed i cicli di prova

Ripercorrendo lo scenario delineato dall'*ERTRAC (European Road Transport Research Advisory Council)*, di una progressiva ibridizzazione dell'autoveicolo e di impiego di carburanti maggiormente ecosostenibili, nella scelta del veicolo da utilizzare si è optato per una monovolume compatta, sufficientemente spaziosa da poter ospitare sia l'impianto ORC di recupero, ed eventualmente anche un sistema di propulsione ibrida e delle bombole per stivare il metano.

Alla luce di tali considerazioni, i parametri di coppia e potenza da fornire in input al modello del motore creato, sono stati calcolati a partire dai dati caratteristici di una FIAT Multipla, aumentandone il peso di circa un centinaio di chilogrammi al fine di considerare gli effetti dell'incremento di peso sui consumi di carburante.

## Capitolo 4



**Fig. 84 - Interfaccia Simulink per la simulazione del comportamento della Fiat Multipla in QSS Toolbox**

Noti il peso della vettura, il suo  $C_x$  (coefficiente di resistenza aerodinamica), il suo ingombro frontale e la rapportatura al cambio e noti i valori di pendenza della strada, velocità di percorrenza ed accelerazione per quanto concerne il tragitto oggetto d'esame, il modello Matlab è in grado di fornire i dati di portata, temperatura e potenza termica dei gas di scarico disponibili per il recupero durante l'esecuzione di un ciclo di prova, nonché la portata di combustibile necessaria.

È stata inoltre elaborata una strategia di *cut-off*, ovvero il taglio dell'alimentazione di combustibile durante forti decelerazioni, che permettesse al modello di fornire dati quanto più vicini al reale comportamento su strada dell'autoveicolo.

Il calcolo dei punti di funzionamento è stato effettuato per mezzo di una toolbox di Matlab-Simulink, denominata QSS Toolbox, sviluppata dall'Università di Zurigo[87], la cui interfaccia è mostrata in figura 84.

Il diagramma a blocchi inerente la simulazione del comportamento del motore tramite mappa del consumo di combustibile è illustrato in figura 85.

Nell'approccio di tipo quasi statico utilizzato da tale toolbox, le variabili in ingresso al sistema sono la velocità, l'accelerazione, l'inclinazione della strada, come accennato in precedenza, restituendo la forza necessaria a muovere il veicolo secondo la relazione:

## Capitolo 4

$$\bar{F}_{t,i} = m_v \cdot \bar{a}_i + F_{r,i} + F_{a,i} + F_{g,i} = m_v \cdot \bar{a}_i + \frac{1}{2} \rho_a \cdot A_f \cdot c_d \cdot \bar{v}_i^2 + c_r \cdot m_v \cdot g \cdot \cos(\alpha_i) + m_v \cdot g \cdot \sin(\alpha_i)$$

Con  $m_v$ , massa del veicolo,  $\bar{a}_i$ , accelerazione media a cui il veicolo è sottoposto,  $F_{r,i}$ , la forza dovuta all'attrito di rotolamento degli pneumatici,  $F_{a,i}$ , la forza generata dall'inerzia del veicolo e  $F_{g,i}$  definita come la forza necessaria al veicolo per vincere la gravità imposta dalla pendenza della strada.

Rapporti cambio FIAT Multipla	
<b>I marcia</b>	3,909:1
<b>II marcia</b>	2,238:1
<b>III marcia</b>	1,520:1
<b>IV marcia</b>	1,156:1
<b>V marcia</b>	0,971:1

Tab. 17 – Rapporti cambio della FIAT Multipla

Per la determinazione dei punti di funzionamento del motore durante la percorrenza del ciclo di prova, è di fondamentale conoscere la rapportatura del cambio, al fine di determinare il regime di rotazione del motore ed il conseguente fabbisogno di coppia. I dati relativi al veicolo simulato vengono elencati in tabella 17.

Definiti questi parametri e sostituite le mappe motore presenti all'interno di QSS Toolbox, con quelle ottenute tramite caratterizzazione al banco freno del motore GM 1800, è stato ricavato l'andamento della portata di combustibile consumata dal veicolo durante la percorrenza di tre cicli prova standardizzati: da normativa europea è stato utilizzato il ciclo NEDC, mentre da normativa statunitense, sono stati utilizzati i cicli FTP75 e HIGHWAY. Tutti e tre i cicli utilizzati sono di tipo legislativo.

Capitolo 4

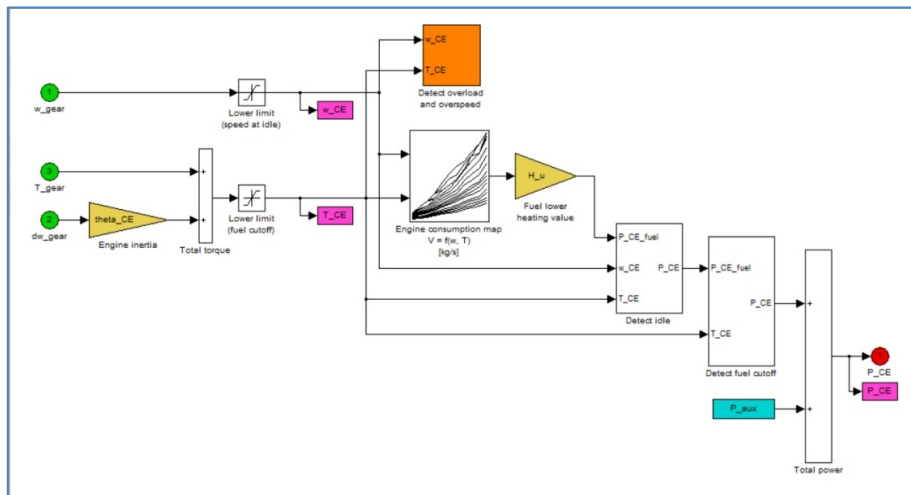


Fig. 85 - Diagramma a blocchi del modello motore in QSS

I consumi e le emissioni dei veicoli sono chiaramente influenzati dalla tipologia di percorso e dalle condizioni del traffico ed i cosiddetti “Driving Cycles” sono stati introdotti proprio al fine di fornire uno standard per il calcolo di tali valori di consumi ed emissioni.

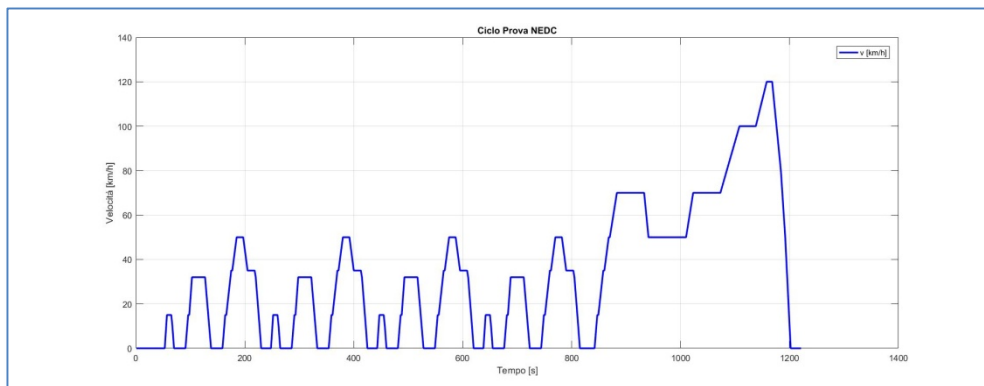


Fig. 86 – Ciclo standardizzato NEDC

## Capitolo 4

Il ciclo NEDC (*New European Driving Cycle*), rappresentato in figura 86, è un ciclo combinato costituito dalla serie di quattro cicli ECE-15 (urbani) seguiti da un ciclo EUDC. Assieme ai cicli ECE-15 ed EUDC, rappresenta una dei cicli normati per mezzo dei quali vengono stimati e dichiarati i consumi delle auto in Europa. Tale ciclo impone la percorrenza di una distanza di 11016,63 m in un tempo di 1180 secondi, con una velocità massima di 120 km/h e una velocità media di guida pari a 42,24 km/h. Considerando gli arresti, la velocità media di percorrenza del ciclo scende a 33,6 km/h[88].

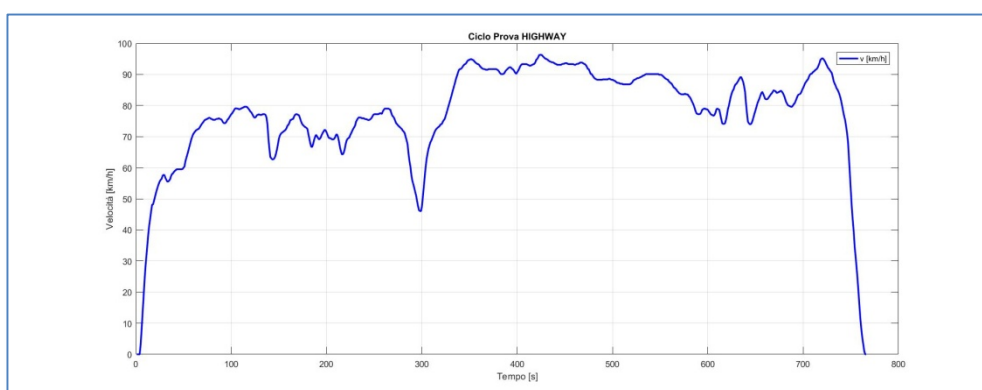


Fig. 87 - Ciclo standardizzato HIGHWAY

Il ciclo Highway, facente parte della normativa di riferimento americana, ed il cui andamento temporale è illustrato in figura 87, prevede una percorrenza di 16503,13 m in un tempo totale di 765 s. Fa inoltre riscontrare una velocità media di 77,76 km/h senza arresti e 77,7 km/h arresti inclusi, raggiungendo la massima velocità 96,32 km/h[88].

Il ciclo di prova cittadino FTP75, facente riferimento alla *EPA Federal Test Procedure* statunitense ed il cui profilo di velocità in funzione del tempo è riportato in figura 88, prevede la percorrenza di 17786,59 m, in un tempo 1874 s, con una velocità massima di 91 km/h ed una velocità media, senza considerare gli intervalli di tempo con il veicolo in stazionamento, di 39,21 km/h. La velocità media inclusiva dei tempi di arresto scende al valore di 34,2 km/h[88].



## Capitolo 4

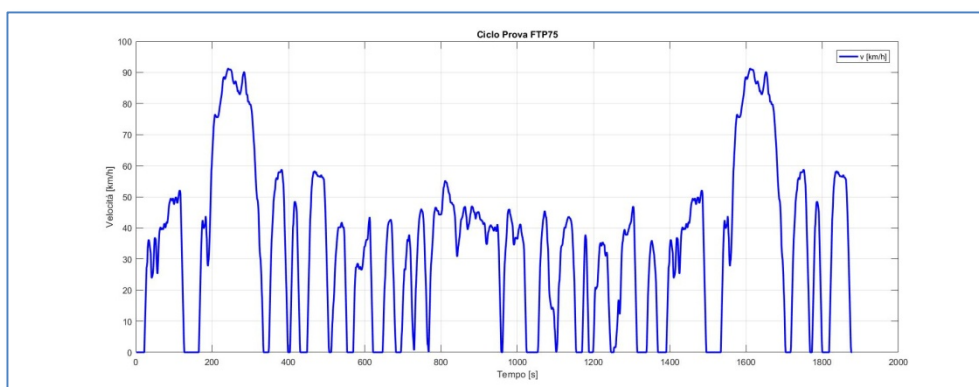


Fig. 88 - Ciclo standardizzato FTP-75

Una volta determinate tramite QSS la portata di combustibile per movimentare il veicolo, in funzione del regime di rotazione del motore e del carico, si è potuto procedere con il calcolo della potenza termica disponibile al recupero e caratterizzare le variabili caratteristiche dei gas esausti, quali portata e temperatura.

Tali valori sono stati quindi ottenuti tramite le mappe motore illustrate all'inizio del paragrafo 4.2. Inserendo all'interno di tali mappe i valori risultanti di pressione media e effettiva e del regime di rotazione del motore ricavati mediante QSS, unitamente alla portata di combustibile si è potuto procedere con il calcolo del calore prodotto dalla combustione del combustibile, come prodotto della portata massica  $\dot{m}_{fuel}$  per il potere calorifico inferiore  $LHV_{fuel}$ , secondo la relazione:

$$\dot{Q}_{combustione} = \dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}$$

Considerando un valore medio di dispersioni termiche nel blocco motore pari al 5%, il calore disponibile al recupero è stato quindi espresso come:

$$\dot{Q}_{disponibile} = 0.95 \cdot \dot{Q}_{combustione} - P_{mecc}$$

indicando con  $P_{mecc}$  la potenza meccanica erogata dal motore.

La quota di potenza termica posseduta dai gas di scarico è stata quindi calcolata come:

## Capitolo 4

$$\dot{Q}_{fumi} = \dot{Q}_{combustione} \cdot \theta$$

indicando con  $\theta$  la frazione di calore disperso associata ai fumi.

L'entalpia e la temperatura dei fumi sono state calcolate mediante le relazioni:

$$\Delta h_{fumi} = \frac{\dot{Q}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi}}$$

$$T_{fumi,finale} = T_{ambiente} + \frac{\Delta h_{fumi}}{\bar{C}_{p,fumi}}$$

indicando con  $\bar{C}_{p,fumi}$  il calore specifico medio dei fumi calcolato a pressione costante, ipotizzando un loro raffreddamento dalla temperatura di combustione a quella ambiente  $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$  ad una pressione di riferimento di 101325 Pa.

La portata d'aria necessaria alla combustione è stata ricavata come:

$$\dot{m}_{aria}(pme, rps) = \alpha(pme, rps) \cdot \dot{m}_{combustibile}(pme, rps)$$

indicando con  $\alpha$  la dosatura, ovvero il rapporto tra la portata d'aria e quella di combustibile, con  $rps$  le rivoluzioni al secondo dell'albero motore e con  $pme$  la pressione media effettiva.

In maniera analoga è stata determinata la portata dei fumi di scarico:

$$\dot{m}_{fumi}(pme, rps) = \dot{m}_{combustibile}(pme, rps) \cdot (\alpha(pme, rps) + 1)$$

La reazione di combustione modellata nel paragrafo 4.2 ha infine permesso di conoscere l'esatta composizione dei fumi in base al punto di funzionamento motore. L'aver modellato i fumi come una miscela di gas di composizione nota e variabile secondo la reazione chimica di combustione precedentemente descritta, ha consentendo quindi il calcolo delle esatte proprietà termodinamiche dei gas di scarico, tramite funzione di richiamo delle proprietà delle miscele in REFPROP, sempre da ambiente Matlab.

## Capitolo 4

Si conclude precisando che i dati relativi alla portata di combustibile emersi dalle simulazioni con QSS Toolbox, sono stati confrontati con quelli presenti nel *Downloadable Dynamometer Database (D<sup>3</sup>)* pubblicato dall'*Argonne National Laboratory* (USA), in cui vengono resi disponibili i risultati dei test al banco freno dinamometrico di diversi veicoli[89].

Confrontato con il dato proveniente da un veicolo con simile motorizzazione, l'andamento della portata di combustibile misurata ha evidenziato un andamento simile.

### 4.4 Il modello in Thermolib

Avendo completamente definito la sorgente termica in ingresso, si è proceduto nella realizzazione di un modello che permettesse di valutare il possibile quantitativo di energia recuperabile durante la percorrenza di un ciclo prova standardizzato, da parte del veicolo oggetto di studio.

Anche in questo caso, le simulazioni sono state effettuate in ambiente Simulink, avvalendosi di una toolbox dedicata, denominata *Thermolib* e prodotta dalla *EUtech Scientific*.

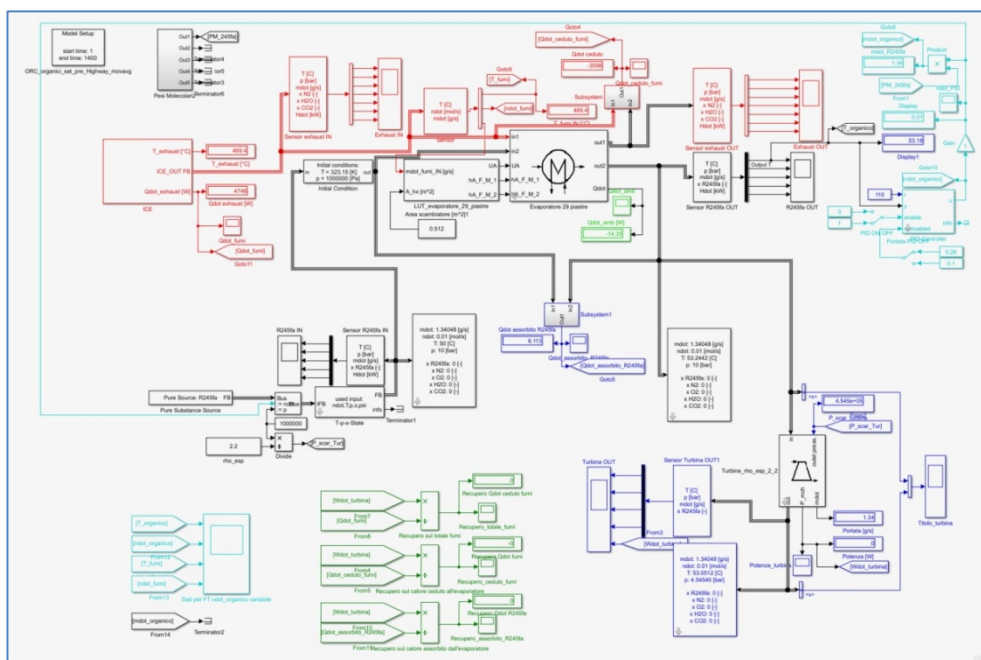


Fig. 89 – Schema a blocchi del modello di recupero

In figura 89 viene riportata una visione di insieme del modello per la simulazione del recupero.

I vari componenti costituenti l’impianto ORC sono rappresentati per mezzo di blocchetti che emulano il loro comportamento.

Tali blocchetti sono collegati tra loro per mezzo dei Bus di Simulink, chiamati Flow Bus (FB), che descrivono il comportamento del fluido in esame,

## Capitolo 4

fornendo informazioni come tipo di fluido, temperatura, pressione, etc., come riportato in figura 90.

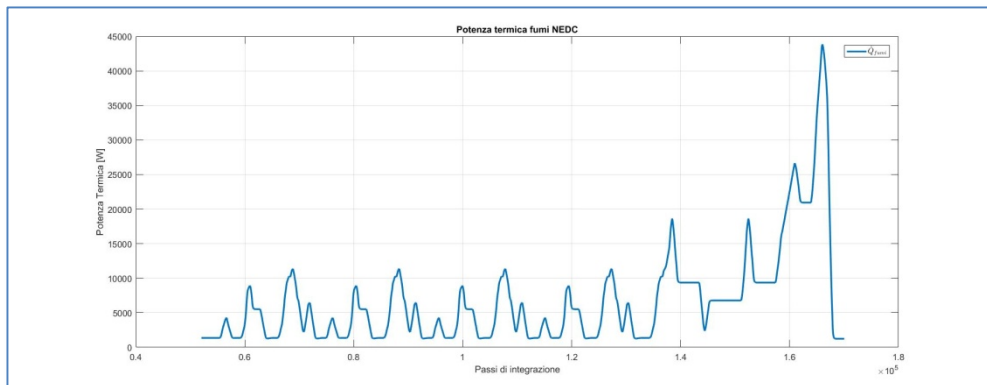
Signal Name	Name	Symbol	Unit
ndot	Total molar flow	$\dot{n}$	mol/s
T	Temperature	$T$	K
p	Pressure	$p$	Pa
Hdot	Enthalpy flow	$\dot{H}$	W
Sdot	Entropy flow	$\dot{S}$	W/ K
Gdot	Gibbs energy rate	$\dot{G}$	W
Cpdot	Heat capacity rate	$c_p$	W/ K
x	Vapor fraction of all compounds (vector)	$x$	mol/mol
psi	Molar fractions of all compounds (vector)	$\psi$	mol/mol

Fig. 90 - Struttura del flow bus

I gas, provenienti dal motore, vengono convogliati all'interno dell'evaporatore del ciclo ORC; cedendo calore al fluido organico, ne causano l'evaporazione.

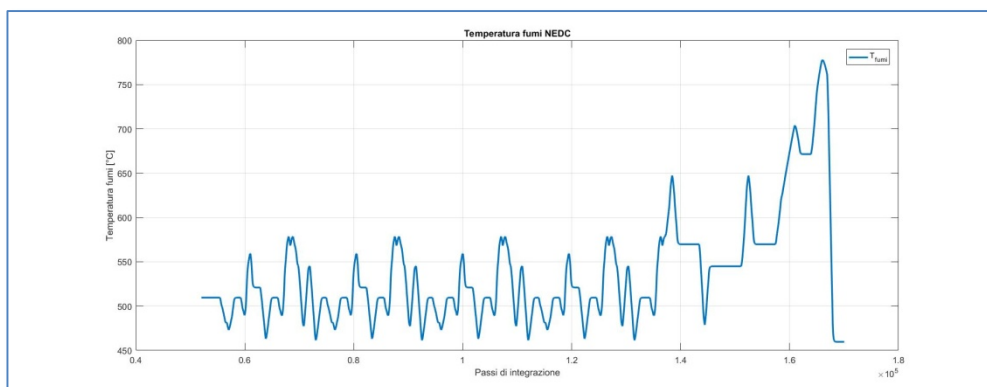
Si riportano nelle figure gli andamenti della potenza termica dei gas di scarico in uscita dal propulsore (figura 91), così come calcolato nel modello del motore descritto in precedenza per il ciclo NEDC.

## Capitolo 4



**Fig. 91 - Potenza termica fumi ciclo NEDC**

Si illustra inoltre, in figura 92, l'andamento della temperatura dei fumi, sempre per il ciclo NEDC.



**Fig. 92 - Temperatura fumi NEDC**

### 4.4.1 Evaporatore

L'idrofluorocarburo R245fa, scelto come fluido di lavoro, viene fatto evaporare alla pressione di 10 bar surriscaldato fino alla temperatura 110 °C, per poi essere convogliato in turbina ed ivi espanso.

Tale espansione provocherà la generazione di quella potenza meccanica che si vuole valutare in questa sede.

## Capitolo 4

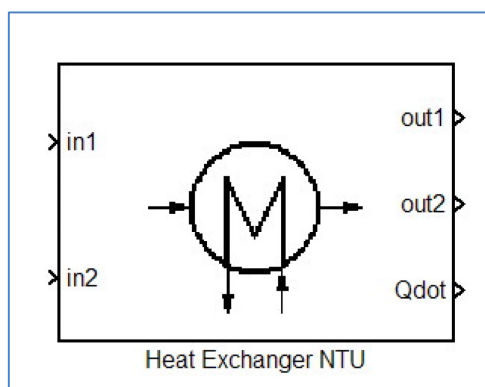


Fig. 93 - Blocchetto dell'evaporatore in Thermolib

Il blocchetto che descrive il comportamento dell'evaporatore, rappresentato in figura 93, presenta due ingressi e due uscite per i due fluidi ed una terza uscita che fornisce la quantità di calore scambiata con l'ambiente e può essere utilizzato per simulare il comportamento di scambiatori di calore in controcorrente, scambiatori in equicorrente e scambiatori a correnti incrociate.

La modalità di calcolo dello scambio termico tra i due fluidi è basata sull'approccio *NTU* (*Number of Transfer Units*) per il calcolo dell'efficienza degli scambiatori di calore.

Il metodo  $\varepsilon - NTU$  calcola la massima potenza termica scambiabile tra i due flussi e determina la potenza termica realmente scambiata calcolando l'efficienza  $\varepsilon$ , definita come il rapporto tra la potenza termica realmente trasmessa e quella massima trasferibile:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

A seconda della tipologia di scambiatore l'efficienza verrà ricavata per mezzo delle seguenti equazioni:

## Capitolo 4

equicorrente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N(1+C)}}{1 + C}$$

controcorrente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N(1-C)}}{1 - C \times e^{-N(1-C)}}$$

correnti incrociate:

$$\varepsilon = 1 - e^{\frac{e^{-C \times N^{0.78}} - 1}{C \times N^{-0.22}}}$$

dove:

$$N = \frac{UA}{\dot{C}_{min}}$$

$$C = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}$$

$$\dot{C}_{min} = \min(\dot{m}_1 c_{p1}, \dot{m}_2 c_{p2})$$

$$\dot{C}_{max} = \dot{C}_{min}(\dot{m}_1 c_{p1}, \dot{m}_2 c_{p2})$$

Si ottiene quindi che il calore massimo scambiato è fornito dal prodotto tra la capacità termica minima dei due fluidi e il massimo salto di temperatura ammissibile:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min}(T_{hi} - T_{ci})$$

dove il massimo salto di temperatura è dato dalla differenza tra le temperature di ingresso del fluido “caldo” e del fluido “freddo”.

$UA$  rappresenta il tasso di trasferimento del calore, espresso in W/K e contempla sia lo scambio termico tra la parete ed il fluido che la conduzione del calore all'interno della parete ed è il prodotto tra il coefficiente di scambio termico  $U$  e l'area di scambio effettiva a disposizione per i due flussi.



Capitolo 4

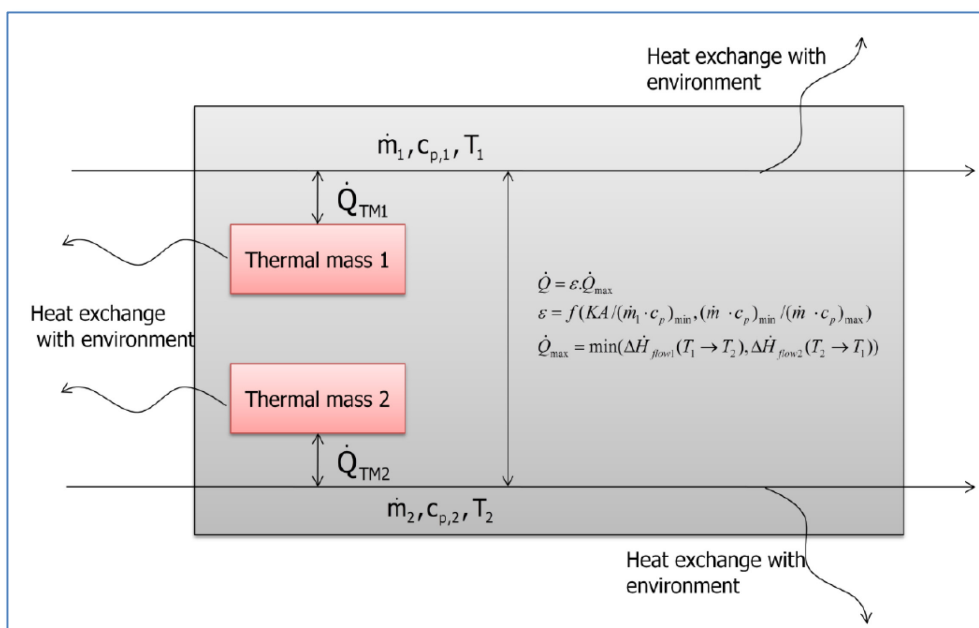


Fig. 94 - Schematizzazione degli scambi termici all'interno dell'evaporatore

Al fine di approssimare il comportamento dinamico dello scambiatore di calore, si suppone che esso possieda una capacità termica (definita *Thermal Mass* [J/K]) definibile dall'utente, come illustrato in figura 94.

Pertanto ciascuno dei due fluidi scambia calore con la sua Thermal Mass, corrispondente alla metà della Thermal Mass specificata dall'utente.

Le due Thermal Mass non interagiscono tra loro ma possono scambiare calore con l'ambiente.

## Capitolo 4

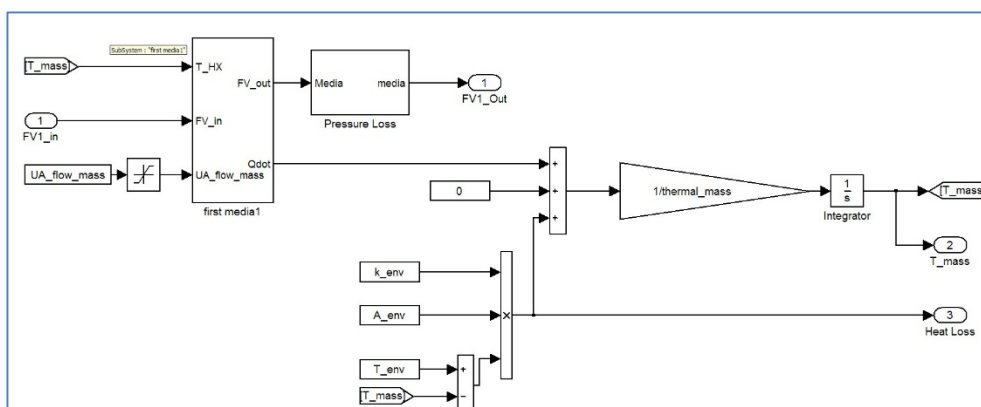


Fig. 95 - Sottosistema per la simulazione della Thermal Mass

Nello specifico, è possibile vedere in figura 95, come lo scambio termico con l'ambiente si componga di quattro componenti: due relative alle Thermal Mass e due relative ai flussi termici dei fluidi oggetto di scambio.

Lo scambio termico tra le Thermal Mass è governato dalla seguente relazione:

$$\dot{Q}_{env} = K_{env}A_{env}(T_{TM} - T_{env})$$

Lo scambio termico tra i flussi e le Thermal Mass è anch'esso modellato mediante il metodo NTU.

Nella fattispecie la Thermal Mass rappresenta un corpo avente una determinata massa termica che scambia calore con un fluido intermedio. Se il fluido possiede una temperatura maggiore della Thermal Mass, la massa assorbe calore, viceversa, se il fluido ha una temperatura inferiore a quella della Thermal Mass il sarà il fluido stesso ad assorbire calore e la massa a perderlo.

Considerando la Thermal Mass come un corpo di grandezza infinita a temperatura costante lungo l'area di scambio termico l'efficienza  $\varepsilon$ , definita anche in questo caso come il rapporto tra il calore effettivamente scambiato e il massimo calore scambiabile, sarà calcolata per mezzo delle seguenti relazioni:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = 1 - e^{-N}$$

## Capitolo 4

$$N = \frac{KA}{\dot{m}c_p}$$

KA è il tasso di scambio termico tra i fluidi e la Thermal Mass, espresso in W/K ed è dato dal prodotto tra il coefficiente di scambio termico e il calore specifico del fluido.

Infine, all'interno dello scambiatore, lo scambio termico tra i flussi e l'ambiente, è regolato dalla seguente relazione:

$$Q_{1,env}(flow1 \rightarrow env) = K_{env}A_{env}(T_1 - T_{env})$$

Ovvero il calore ceduto dal fluido all'ambiente è dato dal prodotto tra il tasso di scambio termico e la differenza di temperatura tra il fluido e l'ambiente.

Il fluido in uscita dall'evaporatore giunge all'interno della turbina, dove espandendosi produce lavoro.

#### 4.4.2 Caratterizzazione dell'evaporatore

Nella creazione del modello si è scelto di emulare il comportamento di un evaporatore a piastre, vista la sua compattezza e la sua elevata efficienza di scambio termico.

Al fine di caratterizzare le differenze nel comportamento del sistema di recupero al variare della capacità di scambio termico dell'evaporatore, tramite il modulo *Xphe* dalla software suite *HTRI Xchanger*, dedicato al dimensionamento ed al rating degli scambiatori a piastre, sono stati calcolati sia il coefficiente globale di scambio termico sia i coefficienti convettivi di diversi scambiatori a piastre, uguali tra loro nelle geometrie, ma differenti nel numero di piastre dedicate allo scambio termico, tra i quali uno da 29 piastre, per un'area totale di scambio termico di 0,512 m<sup>2</sup> ed una massa di 5,2 kg ed il secondo ed un altro da 71 piastre, per un'area totale di scambio termico di 1,253 m<sup>2</sup> ed un peso stimato di 10 kg, ricordando che la massa dello scambiatore gioca un ruolo fondamentale nella definizione dei transitori di

## Capitolo 4

scambio termico, in quanto definisce l'entità delle Thermal Mass precedentemente descritte.

Analizzando l'andamento della portata massica dei fumi in base all'evolversi della successione di punti di funzionamento del motore durante la percorrenza dei cicli di prova standardizzati, sono state ricavate sette coppie di valori relative alla portata massica dei fumi e alla loro temperatura, descrittivi dell'andamento generale dei gas di scarico.

Successivamente, all'interno del programma HTRI, dopo aver configurato la geometria e selezionato il tipo di piastra ed il corrispondente materiale da utilizzare (acciaio AISI 316), è stata eseguita una serie di simulazioni assegnando ai fumi i valori ottenuti dall'analisi sopra descritta ed imponendo un loro raffreddamento fino alla temperatura di 65 °C, onde scongiurare il pericolo di formazione di rugiada acida conseguente alla condensazione dei gas di scarico stessi.

Dati evaporatore			
Imposti		Calcolati	
Portata fumi [g/s]	1	Portata organico [g/s]	36
Temperatura Fumi IN [°C]	549	$U_{overall}$ [W/m <sup>2</sup> K]	118,79
Temperatura Fumi OUT [°C]	65	$h_{conv,fumi}$ [W/m <sup>2</sup> K]	190,93
Temperatura R2545fa IN [°C]	50	$h_{conv,R245fa}$ [W/m <sup>2</sup> K]	312,71
Temperatura R2545fa OUT [°C]	110		
Pressione fumi [bar]	1,5		
Pressione R245fa [bar]	10		

Tab. 18 – Calcolo dei coefficienti di scambio termico per un evaporatore di 71 piastre per un punto di funzionamento motore di medio carico

Sempre nel programma di simulazione, ma questa volta dal lato del fluido organico, sono state impostate una temperatura di fine evaporazione di 110°C, la temperatura di ingresso nello scambiatore pari a 50°C, e una pressione di evaporazione di 10 bar, relative alle condizioni di simulazione del sistema di recupero, come verrà descritto più avanti.

## Capitolo 4

Forniti questi dati si è lasciato calcolare al programma la portata di fluido organico necessaria a realizzare il processo di evaporazione dell'R245fa alle condizioni appena descritte e i relativi coefficienti di scambio termico, ovvero: il coefficiente globale di scambio termico,  $U_{overall}$ , ed i coefficienti convettivi,  $h_{fumi}$  e  $h_{R245fa}$ , relativi ai fumi e al fluido organico rispettivamente. Il procedimento è schematizzato in tabella 18.

Si riporta in figura 96 l'andamento del coefficiente globale di scambio termico attraverso i canali generati dalle piastre dello scambiatore considerato, sempre per lo stesso punto di funzionamento.

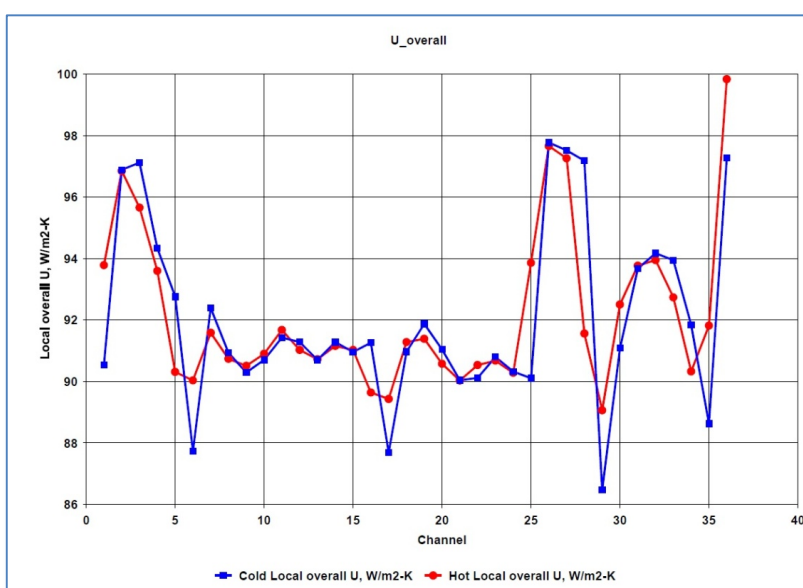


Fig. 96 – Andamento dei coefficienti globali di scambio termico per l'evaporatore di 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18.

Capitolo 4

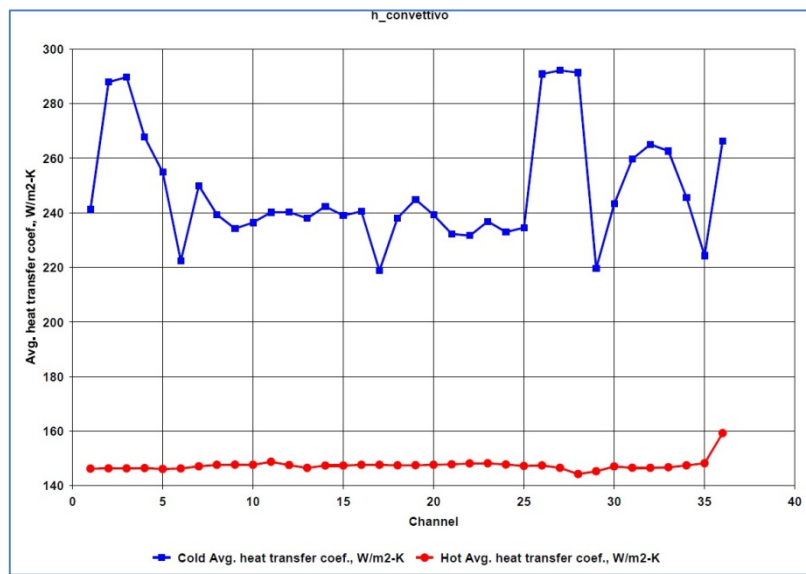


Fig. 97 - Andamento dei coefficienti convettivi per l'evaporatore di 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18.

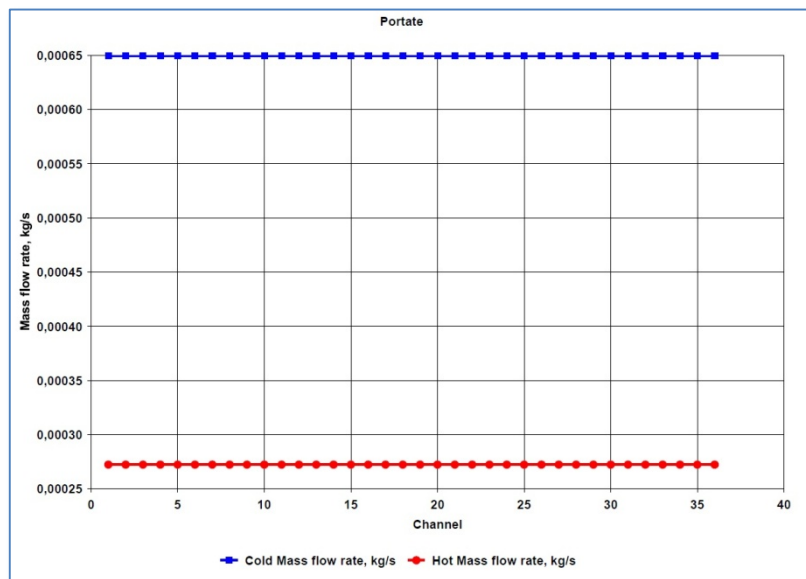


Fig. 98 - Andamento delle portate massiche dei fluidi attraverso i canali formati dalle 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18.

Capitolo 4

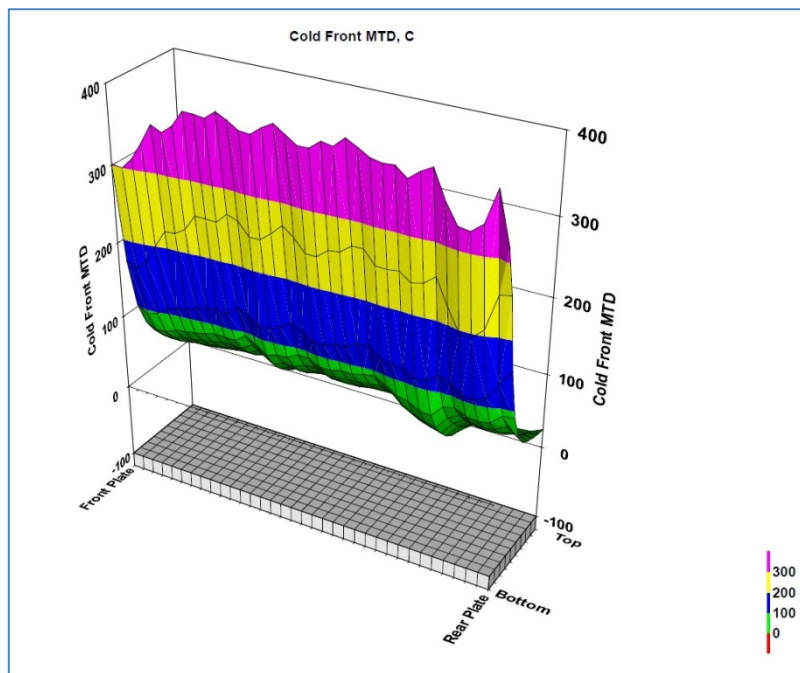


Fig. 99 – Andamento della temperatura media corretta lungo lo scambiatore

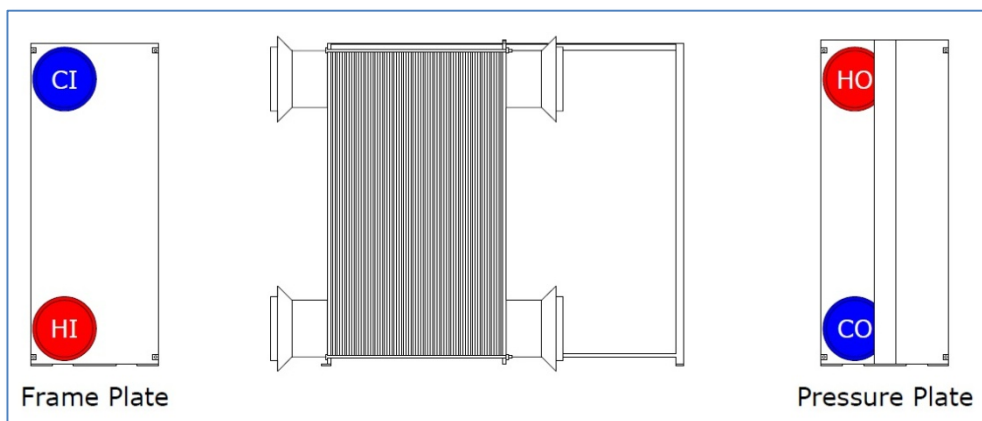
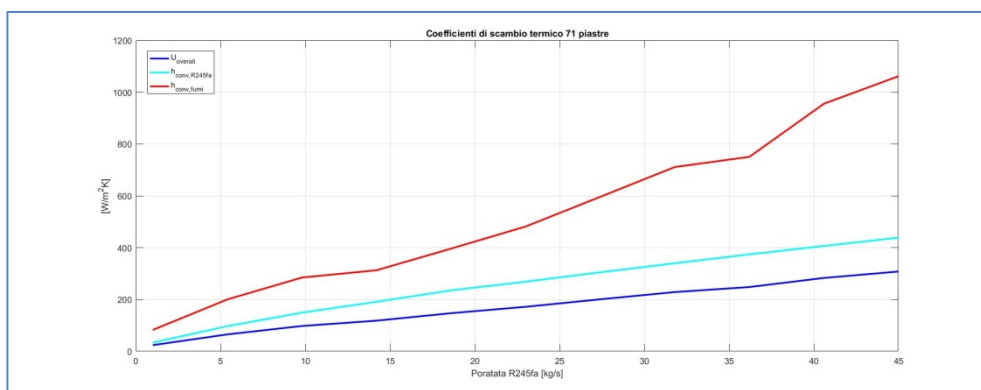


Fig. 100 - Disposizione delle porte nello scambiatore a 71 piastre

## Capitolo 4

Nelle figure 97-100, vengono riportati, rispettivamente, gli andamenti dei coefficienti convettivi, la distribuzione delle portate massiche dei fluidi di lavoro attraverso i canali di passaggio formati dalle piastre e l'andamento della temperatura media corretta del fluido organico attraverso lo scambiatore di calore, tutte facenti riferimento allo scambiatore di calore da 71 piastre nel punto di funzionamento descritto in tabella 18.

Le sette coppie di valori sono state costruite partendo da un valore di portata fumi pari a 1 g/s, con corrispondente temperatura pari a 450°C, per arrivare ad una portata massima dei fumi pari 45 g/s ad una temperatura di 780°C, coprendo l'intero range di funzionamento del motore in caso di percorrenza dei cicli standardizzati, ripetendo iterativamente la procedura di tabella 18.



**Fig. 101 - Andamenti dei coefficienti di scambio termico in funzione della portata massica di R245fa per l'evaporatore da 71 piastre**

Tale procedura iterativa ha quindi permesso di ottenere gli andamenti del coefficiente globale di scambio termico  $U_{overall}$  e dei coefficienti convettivi  $h_{fumi}$  e  $h_{R245fa}$  al variare della portata di fluido organico circolante anticipando, come verrà descritto in seguito, che la portata di fluido organico circolante è proporzionale a quella dei fumi, dato che la strategia di regolazione della temperatura scelta per l'impianto prevede la variazione della portata di fluido organico al variare della potenza termica apportata dai fumi.

L'andamento dei coefficienti di scambio termico per l'evaporatore di 71 piastre al variare dei punti di funzionamento è descritto in figura 101.

Tali valori, inseriti sotto forma di *lookup table* (LUT) nel modello dell'impianto di recupero, permettono quindi di caratterizzare il corretto





## Capitolo 4

Il controllore PID è un sistema dinamico che elabora un segnale in ingresso, ottenuto come differenza fra il riferimento e la variabile controllata, detto "errore",  $e(t) = r(t) - y(t)$ , dando origine al segnale di controllo  $u(t)$  in uscita, così come rappresentato nello schema funzionale di figura 103.

Nella sua forma base, il controllore PID ha una struttura costituita dalla somma di tre termini di controllo, secondo la relazione:

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

I gradi di libertà del controllore, ovvero i coefficienti  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$ , definiti rispettivamente coefficienti proporzionale, integrale e derivativo, danno origine alle tre corrispondenti azioni di regolazione del PID, ovvero le azioni proporzionali, integrali e derivate, volte alla minimizzazione dell'errore  $e(t)$ .

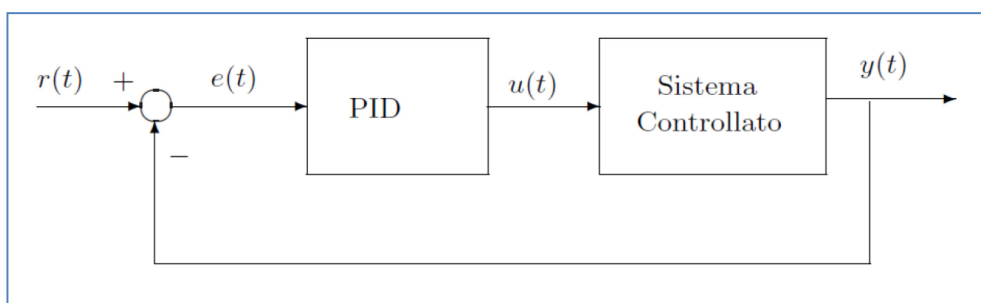


Fig. 103 - Schema di un sistema di controllo in retroazione

L'azione *proporzionale* genera un segnale in uscita proporzionale all'errore, con costante di proporzionalità  $K_P$ . Al crescere di  $K_P$  migliora la velocità di risposta del sistema, ma ne diminuisce la stabilità a causa dell'aumento delle oscillazioni.

L'azione *integrale* è invece proporzionale all'integrale dell'errore  $e(t)$  e la costante di proporzionalità è data dalla relazione  $K_I = \frac{K_P}{T_I}$ , con  $T_I$  definito *tempo di reset*. Lo scopo di questa azione è l'eliminazione dell'errore a regime applicando una correzione sull'errore passato.

## Capitolo 4

L'azione derivativa, infine, fornisce in uscita la derivata rispetto al tempo dell'errore  $e(t)$ , dove la costante  $K_D$  è data dal prodotto tra il guadagno proporzionale e la costante di tempo derivativa  $T_D$  o *tempo derivativo*:

$$K_D = K_P \cdot T_D$$

La sua funzione consiste nel derivare il segnale che si trova al suo ingresso tenendo conto delle rapide variazioni dell'errore e cercando, di anticipare la futura azione correttiva.

Impostato il valore di 110°C come temperatura di riferimento, il controllore, mediante la sua azione correttiva, regola la portata di fluido organico, incrementandola se la temperatura supera il valore di riferimento e diminuendola nel caso contrario.

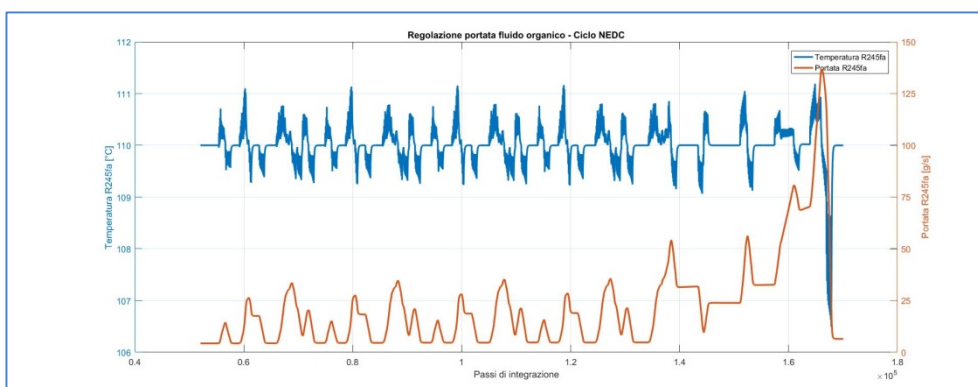
Non essendo possibile per i modelli creati mediante Thermolib l'utilizzo dell'applicazione Matlab denominata *PID Tuner*, dedicata al settaggio dei coefficienti del PID, che ricordiamo essere il coefficiente proporzionale, il coefficiente integrale e il coefficiente derivativo, il PID utilizzato è stato tarato manualmente, mediante un elevatissimo numero di simulazioni indirizzate a diminuire quanto più possibile l'errore sulla temperatura.

Essendo la velocità di risposta del sistema fortemente influenzata dalle dimensioni degli scambiatori di calore per via delle inerzie termiche, oltreché dalla rapidità e dall'entità delle variazioni termodinamiche in gioco, si è dovuto procedere alla taratura specifica per ciascun PID associato a ciascun tipo di evaporatore e ciascun tipo di ciclo di prova utilizzati.

Tali valori sono risultati essere fortemente influenzati anche dal passo di integrazione utilizzato in Simulink che, per avere un buon compromesso tra precisione e velocità di calcolo è stato impostato sul valore di 0,01s come grandezza massima con solver a passo variabile.

Al fine di mostrare la bontà della regolazione effettuata si riporta in figura 104 gli andamenti della temperatura del fluido organico e della portata massica necessaria per ottenerla durante la percorrenza del ciclo NEDC.

Capitolo 4



**Fig. 104 - Regolazione della temperatura del fluido organico nel ciclo NEDC: andamento temperatura e della portata massica del fluido organico**

In figura 105, vengono messe a confronto la temperatura dell'R245fa e la potenza termica posseduta dai fumi, al fine di evidenziare l'estrema variabilità delle condizioni di esercizio e la conseguente difficoltà di regolazione, precisando che l'errore di regolazione è di poco superiore a  $\pm 1^\circ\text{C}$ , con una deviazione standard pari  $\sigma = 0,3$ .



**Fig. 105 - Regolazione della temperatura del fluido organico nel ciclo NEDC: andamento temperatura del fluido organico e della potenza termica dei fumi**

Fa eccezione la percorrenza degli ultimi secondi del ciclo in cui il brusco rilascio dell'acceleratore e la conseguente violenta diminuzione della potenza termica dei fumi vanno a causare un leggero scempenso nella regolazione conseguentemente alla brusca risposta dell'attuatore del regolatore PID.

## Capitolo 4

Ciononostante, l'errore di regolazione in tali istanti non raggiunge i 4°C. La risposta veloce del PID permette al sistema di riportarsi alla temperatura di set dopo pochi istanti mediante una forte riduzione della portata, tant'è vero che vengono mantenuti i 110°C anche nei primi istanti di funzionamento del motore al minimo previsti dal compimento del ciclo NEDC. Il sostentamento del ciclo ORC in questi istanti di bassissima potenza termica dei fumi avviene grazie al prelievo di parte dell'ingente quantitativo di calore accumulato dalle Thermal Mass nell'ultimo tratto di ciclo guidato a velocità sostenuta.

In tabella 19 vengono riportati i valori dei coefficienti di regolazione del PID, nel caso simulazioni del ciclo NEDC con di evaporatori sia da 29 sia da 71 piastre.

I valori minimi e massimi dell'attuatore, corrispondenti in questo caso alla portata molare di fluido organico visto il layout del modello di simulazione, sono invece gli stessi per tutte le simulazioni e rispettivamente uguali a 0,01 e 1,5. La deviazione standard del valore di temperatura misurata rispetto alla temperatura di set, ovvero 110°C, è risultata essere  $\sigma = 0,2997$  nelle simulazioni con 29 piastre e  $\sigma = 0,3254$  con l'evaporatore da 71 piastre.

Coefficienti di regolazione del controllore PID nel ciclo NEDC			
Evaporatore da 29 piastre		Evaporatore da 71 piastre	
Coeff. proporz.: $K_p$	$-2,1 \cdot 10^{-4}$	Coeff. proporz.: $K_p$	$-2,36 \cdot 10^{-4}$
Reset time: $T_I$	0,0058	Reset time: $T_I$	0,0058
Tempo derivativo: $T_D$	$4 \cdot 10^{-30}$	Tempo derivativo: $T_D$	$4 \cdot 10^{-30}$
Attuatore min	0,1	Attuatore min	0,1
Attuatore max	1,5	Attuatore max	1,5

Tab. 19 - Coefficienti di regolazione del controllore PID per le simulazioni del ciclo NEDC per evaporatori da 29 e 71 piastre

#### 4.4.4 L'espansore

La simulazione del comportamento della turbina viene eseguita riducendo la pressione del fluido in ingresso fino al valore desiderato. Il blocchetto, la cui maschera all'interno di Thermolib è rappresentata in figura 106, determina lo stato termodinamico del fluido in uscita, così come la potenza meccanica prodotta considerando una data efficienza isoentropica dell'espansore.

## Capitolo 4

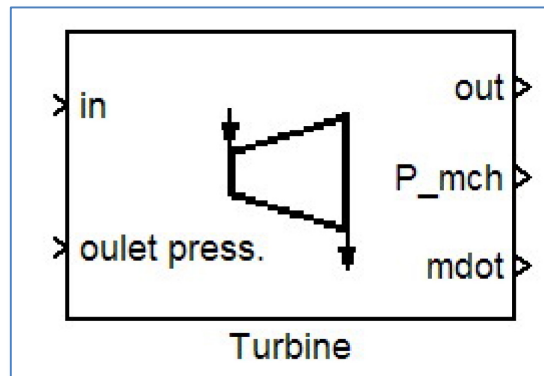


Fig. 106 - Blocchetto rappresentante la turbina in Thermolib

Si suppone un comportamento adiabatico della turbina e si hanno due possibili configurazioni per il calcolo della portata massica, una passiva ed una attiva.

Nella configurazione passiva, che è poi quella utilizzata nel presente modello, la portata massica fluente in turbina rimane costante e lo stato termodinamico flusso in uscita insieme con la potenza meccanica prodotta viene calcolato in base al rendimento isoentropico imposto, tramite *Lookup Table*, in funzione della portata massica.

Applicando il Primo Principio della Termodinamica, per la turbina risultano valide le seguenti relazioni:

$$P_{mecc} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$$

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}}$$

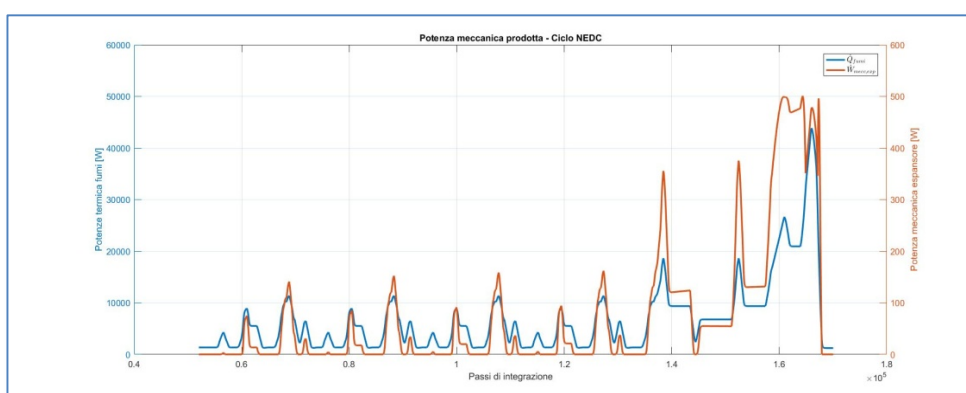
$$P_{mecc} = \dot{m} \cdot \Delta h \cdot \Delta h_{is}$$

dove con il pedice *is* si indica una trasformazione isoentropica.

## Capitolo 4

Sempre sotto forma di lookup table, sono stati inseriti all'interno del blocchetto relativo all'espansore i valori di rendimento dello stesso espressi in funzione della portata in massa di fluido organico circolante ottenuti dalla sperimentazione condotta sull'espansore scroll e descritta nel terzo capitolo del presente lavoro.

In questo modo, conoscendo istante per istante il rendimento dell'espansore in funzione della portata circolante regolata dal controllore PID al fine di mantenere la temperatura costante, si ha la possibilità di calcolare con precisione la potenza meccanica prodotta dall'espansore.



**Fig. 107 – Andamento della potenza meccanica prodotta dall'espansore rapportato al calore posseduto dai fumi.**

Si riporta in figura 107, l'andamento della potenza meccanica prodotta dall'espansore durante la simulazione di un ciclo NEDC, con un evaporatore da 71 piastre, una pressione di evaporazione di 10 bar ed un rapporto di espansione corrispondente alla condizione di massimo rendimento isoentropico,  $\rho_{esp} = \frac{P_{asp}}{P_{scar}} = 2,2$ .

## 4.5 Risultati delle simulazioni

Viste le condizioni estremamente variabili dei gas di scarico dei motori a combustione interna durante la percorrenza dei cicli di prova standardizzati, al fine di valutare l'entità del recupero di energia potenzialmente ottenibile mediante l'applicazione di un ciclo ORC di *bottoming* sul veicolo, è stata eseguita una serie di simulazioni volte ad individuare il quantitativo di energia producibile dall'espansore e quindi recuperabile mediante restituzione della stessa al sistema di propulsione. Il valore dell'energia così producibile è stato confrontato con il rispettivo quantitativo di energia potenzialmente disperso dai fumi, facendo riferimento ai cicli prova NEDC, HIGHWAY e FTP-75, al fine di valutare il comportamento del sistema di recupero sia in condizioni di guida urbana che in condizioni di guida extraurbana.

Le simulazioni discusse in questa sede sono state eseguite imponendo una pressione di aspirazione dell'espansore pari a 10 bar ed un rapporto di espansione dello stesso pari a  $\rho_{esp} = \frac{P_{asp}}{P_{scar}} = 2,2$ , quest'ultimo responsabile del funzionamento dell'espansore oggetto di test nelle condizioni di massimo rendimento isoentropico, secondo le modalità discusse nel paragrafo 3.4.

L'entità del recupero è stata quindi valutata simulando il comportamento del sistema con tre differenti taglie dell'evaporatore, dopo aver modellizzato il comportamento di questi ultimi secondo le modalità discusse nel paragrafo 4.4.2.

Le taglie scelte sono quelle corrispondenti agli scambiatori da 29, 35 e 71 piastre, caratterizzati rispettivamente da 0,512 m<sup>2</sup>, 0,618 m<sup>2</sup> e 1,253 m<sup>2</sup> di superficie complessiva di scambio termico.

Essendo i dati prestazionali del motore considerato riferiti a prove al banco freno effettuate a motore caldo, le simulazioni del sistema di recupero sono state eseguite simulandone un preriscaldamento per un tempo minimo di 500s tramite alimentazione dell'evaporatore mediante i fumi provenienti dal motore funzionante in condizioni di medio carico e fluido organico nella portata necessaria a mantenere la temperatura costantemente alla temperatura di set della prova. Si è tenuto tale accorgimento per essere sicuri che all'inizio della simulazione di percorrenza del ciclo di prova, il sistema fosse in condizioni di equilibrio, riferendosi in maniera particolare alle *Thermal Mass*



## Capitolo 4

delle quali è costituito l'evaporatore, così come schematizzato in figura 94, onde evitare che i risultati delle simulazioni venissero influenzati dalle inerzie termiche di riscaldamento dello scambiatore di calore.

I valori di energia calcolati fanno riferimento ad un raffreddamento dei gas di scarico fino alle condizioni di riferimento, ovvero 25°C a pressione atmosferica, assunta di 101325 Pa.

Data l'estrema variabilità delle condizioni di funzionamento del motore, conseguenti alla percorrenza di un ciclo di prova, l'obiettivo delle simulazioni verte sull'individuazione dell'energia complessivamente prodotta dall'espansore del sistema ORC durante la percorrenza del ciclo, al fine di giungere ad una caratterizzazione il più generale possibile dell'entità del recupero generabile, valore che si riflette sul consumo di combustibile all'incirca della stessa quantità, a seconda di come questa venga riutilizzata. Tale metodo inoltre permette effettuare un confronto dei risultati ottenuti rispetto ai vari cicli di prova, fornendo utili indicazioni sul dimensionamento del sistema di recupero.

Si riportano nelle tabelle 20-22 i risultati relativi alle simulazioni condotte sui cicli di prova considerati, dove per energia fumi si intende l'energia veicolata dai fumi durante il ciclo, per energia propulsiva si intende l'energia meccanica prodotta dal motore per la movimentazione del veicolo e per energia dell'espansore si intende il valore di energia meccanica prodotta dall'espansore sempre durante il ciclo di prova.

Nelle stesse tabelle si riportano anche i valori percentuali dell'entità del recupero, calcolati sia rispetto all'energia veicolata dai fumi:

$$\eta_{fumi} = \frac{E_{fumi}}{E_{exp}}$$

sia rispetto all'energia meccanica prodotta dal motore:

$$\eta_{mecc} = \frac{E_{propulsiva}}{E_{exp}}$$

## Capitolo 4

dove per  $E_{fumi}$  si intende l'energia veicolata dai fumi durante il ciclo, per  $E_{propulsiva}$  si intende l'energia meccanica prodotta dal motore per la movimentazione del veicolo e per  $E_{exp}$  si intende il valore di energia meccanica prodotta dall'espansore sempre durante il ciclo di prova. Sempre nelle stesse tabelle vengono riportati i valori della deviazione standard  $\sigma$  del valore di temperatura di fine evaporazione risultante dalla regolazione PID, indice dell'efficacia della regolazione stessa.

Per avere una visione puntuale dell'entità del recupero, vengono riportati nelle figure 108-110 gli andamenti temporali delle principali variabili considerate nelle simulazioni del ciclo NEDC, nelle figure 111-113 si fa riferimento alle simulazioni del ciclo HIGHWAY e in quelle che vanno dal 114 al 115 ci si riferisce al ciclo FTP-75.

Si specifica che nella descrizione temporale degli andamenti dei rendimenti di recupero, essi sono calcolati come rapporti tra le potenze, ovvero:

$$\eta_{recupero} = \frac{\dot{W}_{fumi}}{\dot{W}_{exp,mecc}}$$

Mentre nelle tabelle 20-22 vengono offerti i valori globali di recupero. espressi questa volta in termini di energia, come precedentemente descritti.

### 4.5.1 Simulazioni sul ciclo prova NEDC

Dai dati riportati in tabella 20, relativi al ciclo NEDC si evince come la massima percentuale di recupero si ottenga con l'evaporatore da 35 piastre, raggiungendo un valore pari a 1,72% rispetto all'energia propulsiva e pari a 1,16% se riferito all'energia veicolata dai fumi. Il consumo medio calcolato per la percorrenza del ciclo è stato di 8,1646 l/100km (12,24 km/l).

Considerando che nella realizzazione del modello del motore la ripartizione del calore tra fumi e fluido refrigerante è variabile a seconda del punto di funzionamento del motore stesso, con quota di competenza dei fumi crescente col carico, un così alto valore dell'energia dispersa dai fumi è indice che il motore stia lavorando lontano dalla condizione di massimo rendimento, dato anche un  $\bar{\theta}_{NEDC} = 31\%$  ovvero valore medio di energia dispersa tramite i fumi,

## Capitolo 4

al netto delle perdite per irraggiamento sul monoblocco, pari mediamente al 31%, è che gran parte dell'energia venga dispersa col liquido refrigerante. Questa combinazione di eventi porta ad avere un rendimento di recupero del sistema ORC piuttosto basso, specialmente considerando i numerosi arresti del veicolo nei periodi di ripetizione dei cicli di guida cittadina che caratterizzano il ciclo NEDC e causano l'arresto dell'espansore.

NEDC	
<b>Energia fumi [MJ]</b>	7,960
<b>Energia meccanica [MJ]</b>	5,37
Evaporatore da 29 piastre	
Energia espansore [kJ]	91,382
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,148
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,701
$\sigma_{regolazione\ T}$ [°C]	0,2997
Evaporatore da 35 piastre	
Energia espansore [kJ]	92,261
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,159
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,720
$\sigma_{regolazione\ T}$ [°C]	0,3010
Evaporatore da 71 piastre	
Energia espansore [kJ]	87,977
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,1052
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,640
$\sigma_{regolazione\ T}$ [°C]	0,3254

Tab. 20 – Energia recuperata nella percorrenza del ciclo NEDC

Capitolo 4

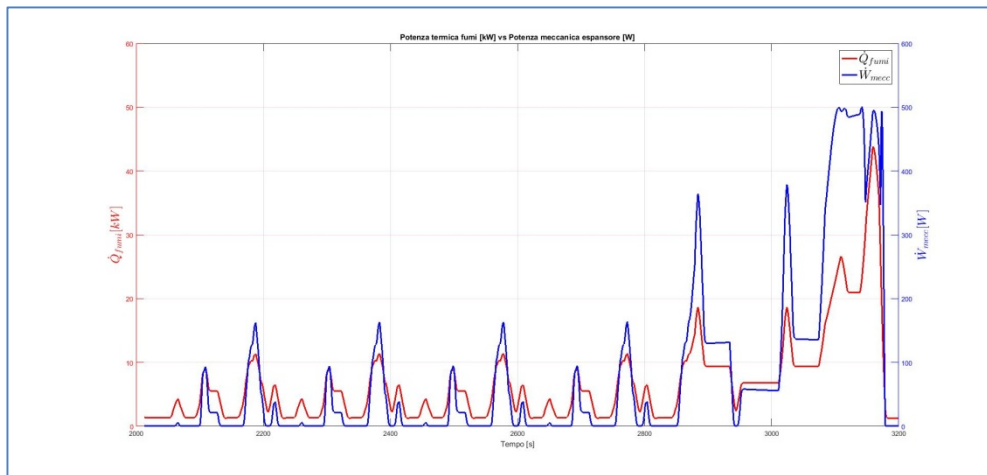


Fig. 108 – Andamento della potenza termica veicolata dai fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo NEDC

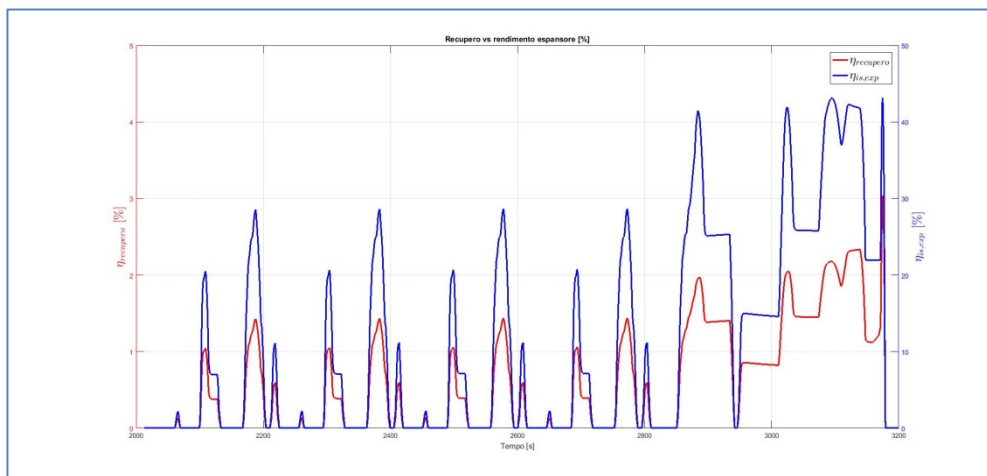


Fig. 109 - Andamento del rendimento isoentropico dell'espansore e della percentuale di recupero di energia calcolata rispetto all'energia termica dei fumi nel ciclo NEDC

## Capitolo 4

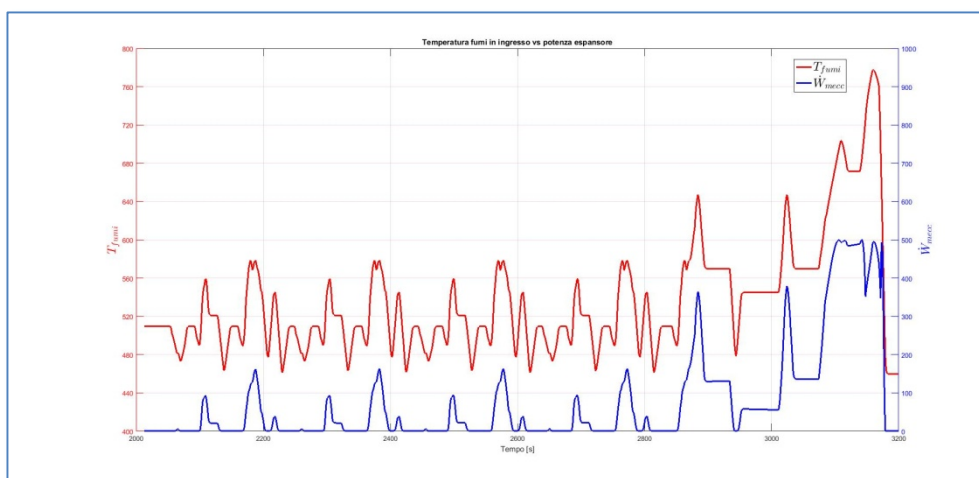


Fig. 110 – Andamento della temperatura dei fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo NEDC

#### 4.5.2 Simulazioni sul ciclo prova HIGHWAY

Dai dati riportati in tabella 21, relativi al ciclo HIGHWAY si evince come la massima percentuale di recupero si ottenga con l'evaporatore da 29 piastre, raggiungendo un valore pari a 2,30 % rispetto all'energia propulsiva e pari a 1,97 % se riferito all'energia veicolata dai fumi, precisando che l'incremento di prestazioni conseguito rispetto al rivale da 35 piastre è solo appena percettibile.

Oltre che con i lunghi periodi di permanenza nella zona dei carichi elevati, il maggior rendimento di recupero conseguito può essere spiegato in questo caso con il valore di  $\bar{\theta}_{HIGHWAY}=36\%$ , più elevato rispetto al caso precedente, ovvero da una situazione di ripartizione della potenza termica un po' meno spostata verso il refrigerante e conseguentemente meno penalizzante per il recupero termico, portando ad un miglioramento complessivo delle condizioni di esercizio del ciclo ORC.

A contribuire a tale miglioramento delle condizioni nel ciclo HIGHWAY interviene l'assenza di periodi di stazionamento del veicolo con motore al minimo, eccezion fatta per inizio e fine ciclo di prova. Osservando l'andamento della potenza meccanica prodotta dall'espansore in figura 111, è possibile notare come l'espansore sia praticamente sempre in marcia, anche

## Capitolo 4

nel periodo di cut-off dell'iniezione di combustibile che si verifica nell'intorno del  $t=800s$  e nell'ultimo tratto finale di stazionamento del veicolo al minimo grazie alla funzione di volano termico apportata dalle *Thermal Mass* e grazie anche all'efficiente regolazione PID che riduce rapidamente la portata di fluido organico per mantenere la temperatura di set.

HIGHWAY	
Energia fumi [MJ]	9,576
Energia meccanica [MJ]	8,22
Evaporatore da 29 piastre	
Energia espansore [kJ]	188,889
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,97
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	2,30
$\sigma_{regolazione T}$ [°C]	0,3044
Evaporatore da 35 piastre	
Energia espansore [kJ]	188,612
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,97
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	2,29
$\sigma_{regolazione T}$ [°C]	0,3058
Evaporatore da 71 piastre	
Energia espansore [kJ]	183,074
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,91
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	2,23
$\sigma_{regolazione T}$ [°C]	0,3024

Tab. 21 - Energia recuperata nel ciclo HIGHWAY

Il consumo medio calcolato per la percorrenza del ciclo è stato di 6,2995 l/100km (15,87 km/l), indice di una più favorevole condizione di funzionamento del motore in termini di rendimento rispetto al comportamento mostrato nel ciclo NEDC.

Capitolo 4

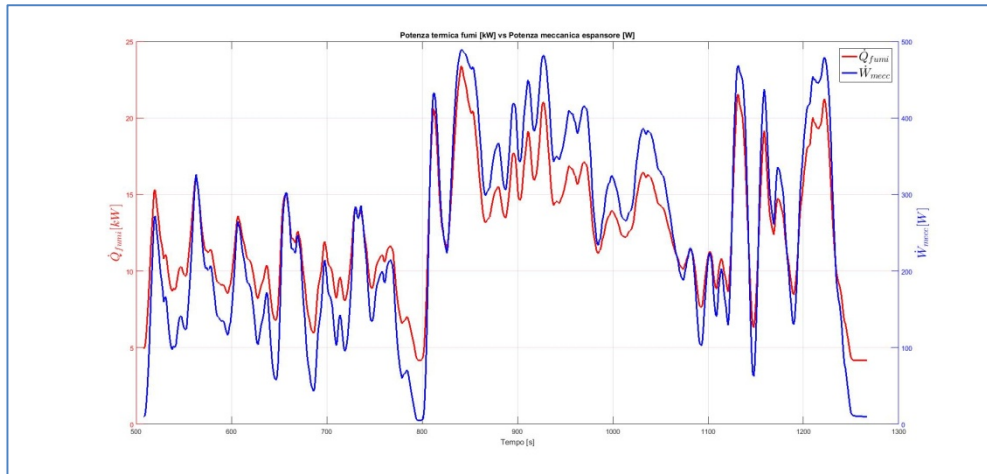


Fig. 111 - Andamento della potenza termica veicolata dai fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo HIGHWAY

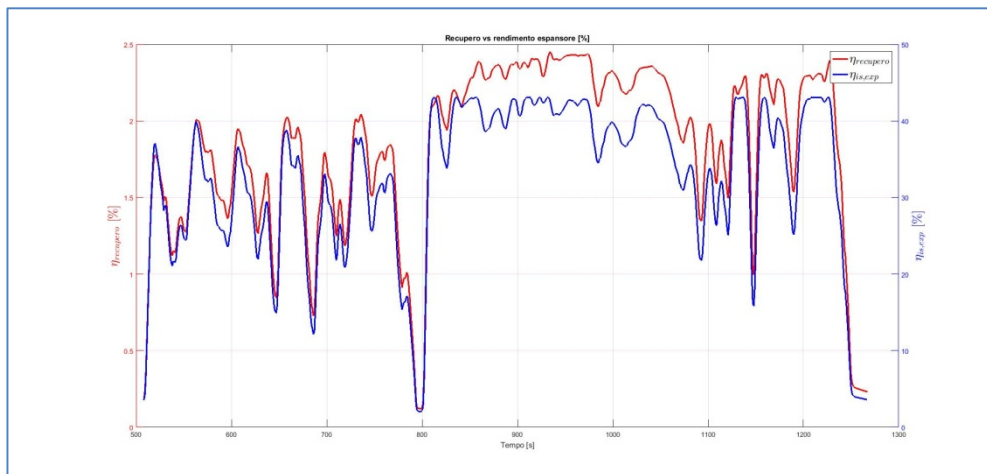


Fig. 112 - Andamento del rendimento isoentropico dell'espansore e della percentuale di recupero di energia calcolata rispetto all'energia termica dei fumi nel ciclo HIGHWAY

## Capitolo 4

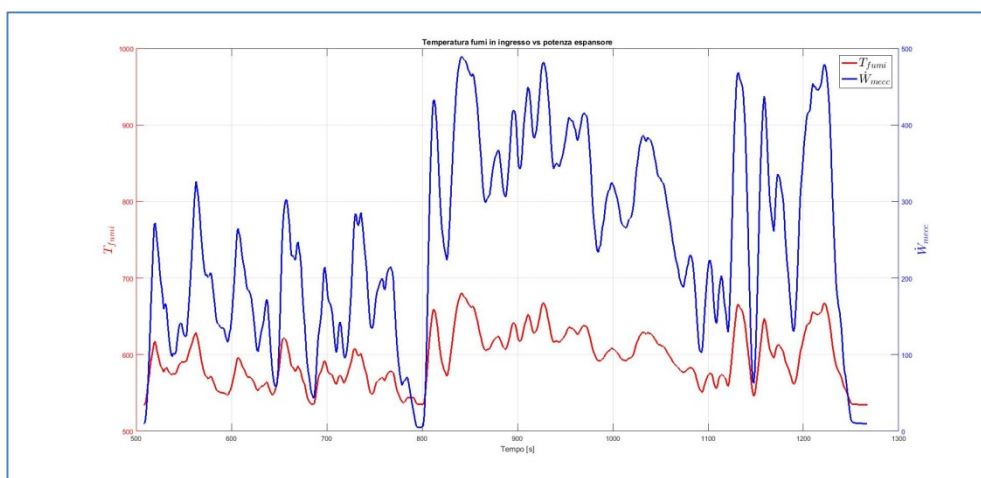


Fig. 113 – Andamento della temperatura dei fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo HIGHWAY

### 4.5.3 Simulazioni sul ciclo prova FTP-75

Anche nel caso delle simulazioni del ciclo FTP-75 il massimo rendimento di recupero in termini di energia viene riscontrato nel caso di utilizzo dell'evaporatore di taglia minore (29 piastre), raggiungendo valori dell'1,23% rispetto all'energia dei fumi e dell'1,66% rispetto all'energia di propulsione, come riportato in tabella 22.

Come per le simulazioni condotte per il ciclo NEDC, a penalizzare il rendimento di recupero intervengono i frequenti periodi di stazionamento del veicolo, con conseguente arresto dell'espansore dell'ORC; anche i continui rilasci dell'acceleratore con conseguente cut-off dell'iniezione di combustibile, raffreddando l'evaporatore e imponendo al regolatore PID di ridurre la portata di R245fa al fine di mantenere i 110°C di set giocano a sfavore del recupero, costringendo l'espansore a lavorare nella quasi totalità del tempo lontano dalla massima condizione di rendimento, come riscontrabile in figura 115, nella quale vengono evidenziati gli andamenti della potenza disponibile al recupero e del rendimento isoentropico dell'espansore in funzione del tempo di percorrenza

Il consumo di combustibile riscontrato nelle simulazioni del ciclo FTP-75 è stato di 7,78 l/100km, corrispondente ad una percorrenza di 13,36 km/l, indice di un maggiore rendimento del motore rispetto al caso NEDC, con



## Capitolo 4

conseguente aumento della percentuale di recupero (sempre nei confronti del ciclo NEDC) se considerata sull'energia propulsiva.

FTP75	
Energia fumi [MJ]	9,576
Energia meccanica [MJ]	8,65
Evaporatore da 29 piastre	
Energia espansore [kJ]	143,525
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,23
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,66
$\sigma_{regolazione T}$ [°C]	0,3842
Evaporatore da 35 piastre	
Energia espansore [kJ]	143,043
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,23
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,65
$\sigma_{regolazione T}$ [°C]	0,3852
Evaporatore da 71 piastre	
Energia espansore [kJ]	139,922
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,20
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,62
$\sigma_{regolazione T}$ [°C]	0,3742

Tab. 22 - Energia recuperata nella percorrenza del ciclo FTP-75

Il rapporto di ripartizione del calore tra fumi e refrigerante si è mantenuto mediamente sul valore medio  $\bar{\theta}_{FTP-75}=32\%$ , con conseguente minore quantità di energia disponibile ai fumi, ovvero al recupero; tale rapporto, leggermente superiore di quello riscontrato per il ciclo NEDC ( $\bar{\theta}_{NEDC}=31\%$ ) è il probabile responsabile del maggiore rendimento di recupero energetico

Capitolo 4

su base fumi riscontrato per il ciclo FTP-75, se paragonato a quello dell'NEDC.

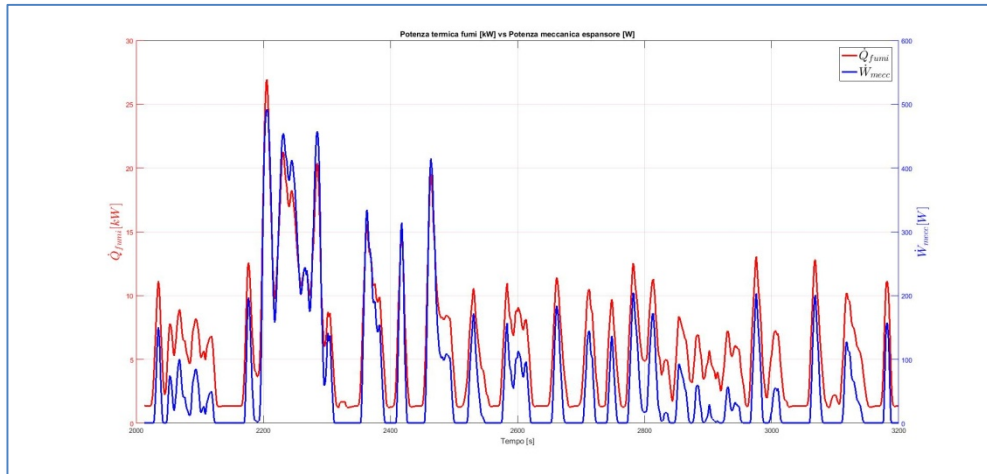


Fig. 114 - Andamento della potenza termica veicolata dai fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo FTP-75

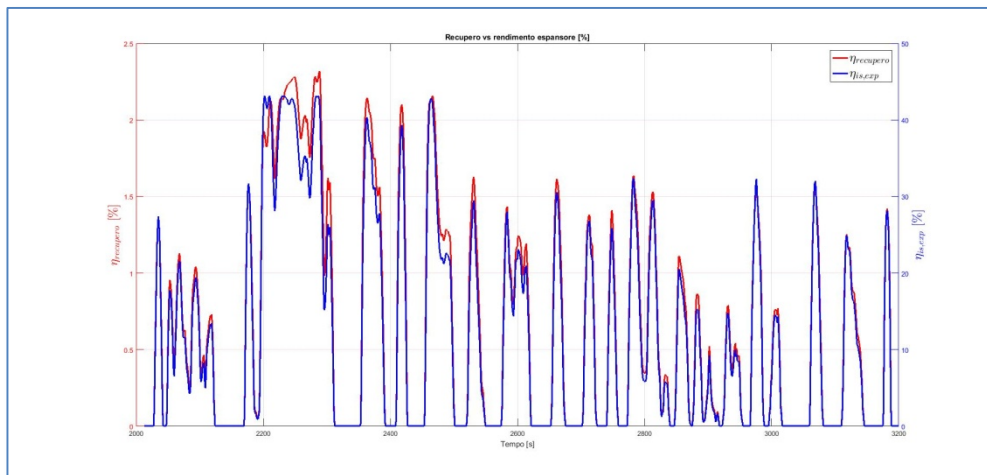
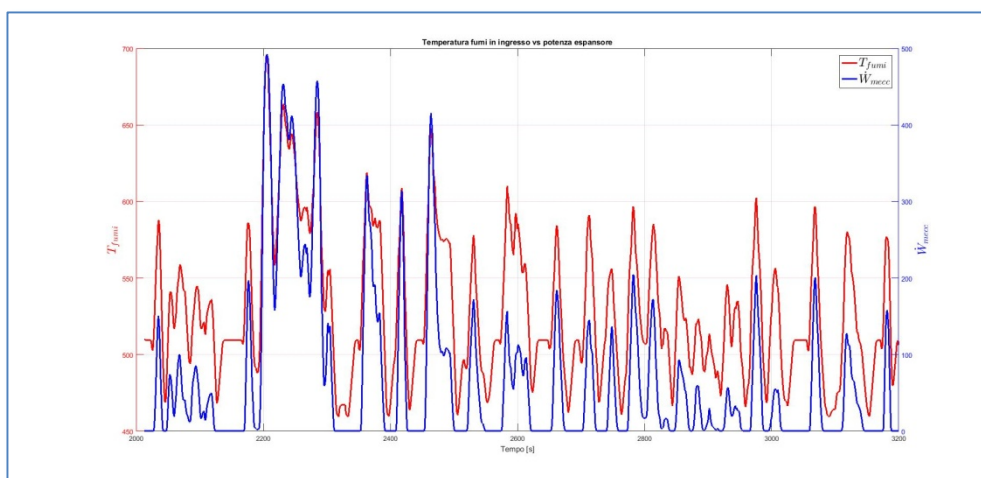


Fig. 115 - Andamento del rendimento isentropico dell'espansore e della percentuale di recupero di energia calcolata rispetto all'energia termica dei fumi nel ciclo FTP-75

## Capitolo 4



**Fig. 116 - Andamento della temperatura dei fumi e della potenza meccanica prodotta dall'espansore nel ciclo FTP-75**

## 4.6 Conclusioni

L'impianto così come da dimensionamento nel modello in oggetto, mostra il maggior valore percentuale di recupero nel caso di utilizzazione del veicolo in percorrenze extraurbane, dove i più elevati carichi di funzionamento del motore e l'assenza di periodi di stazionamento al minimo, rendono migliore la qualità della sorgente termica destinata al recupero rispetto a quanto avvenga nelle percorrenze del ciclo misto e del ciclo cittadino.

I massimi valori riscontrati si riferiscono quindi alla percorrenza del ciclo HIGHWAY, con valore di recupero su base energia dei fumi pari all'1,97% e pari al 2,30% su base energia di propulsione.

I massimi valori di recupero ottenuti in fase di simulazione per ogni ciclo vengono riportati in tabella 23 con la corrispondente taglia dell'evaporatore.

HIGHWAY - Evaporatore da 29 piastre	
Energia espansore [kJ]	188,889
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,97
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	2,30
$\bar{\theta}_{HIGHWAY}$ [%]	36
FTP-75 - Evaporatore da 29 piastre	
Energia espansore [kJ]	143,525
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,23
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,66
$\bar{\theta}_{NEDC}$ [%]	32
NEDC - Evaporatore da 35 piastre	
Energia espansore [kJ]	92,261
Percentuale recupero rispetto all'energia dei fumi [%]	1,159
Percentuale recupero rispetto all'energia propulsiva [%]	1,720
$\bar{\theta}_{NEDC}$ [%]	31

Tab. 23 - Taglia dell'evaporatore di massimo recupero per ciclo di prova motore

Anche la ripartizione del calore che avviene in seno al motore tra i gas di scarico e il fluido refrigerante, pur rimanendo sbilanciata verso il lato

## Capitolo 4

refrigerante, risulta essere meno penalizzante per il sistema di recupero nel caso di percorrenza del ciclo HIGHWAY ( $\bar{\theta}_{HIGHWAY}=36\%$ ), giocando un ruolo fondamentale sulle prestazioni del sistema stesso, imponendo quindi una riflessione in merito alla progettazione del sistema di raffreddamento del motore, che nel caso di installazione di un sistema di recupero ORC sul solo lato fumi, potrebbe essere convenientemente orientata verso una maggiore cessione del calore da parte del propulsore verso questi ultimi piuttosto che in direzione del fluido refrigerante.

Altro dato emerso dalle simulazioni è che, in linea generale, sono da preferirsi scambiatori di taglia medio piccola in tutte le condizioni di utilizzo del veicolo.

## Conclusioni

---

Il recupero del calore dai gas di scarico dei motori a combustione interna tramite l'utilizzo di sistemi ORC è di particolare interesse per la sua non eccessiva complessità e grande profittabilità.

Il presente lavoro di tesi presenta l'applicazione di un sistema di recupero del calore di scarto, basato su tecnologia ORC, ad un motore *GM* da *1796cc* di cilindrata, quest'ultimo caratterizzato da un valore di coppia massima di *170 N·m* a *3500 RPM* e un valore di potenza massima di *103 kW* a *6450 RPM*, virtualmente installato su un autoveicolo di classe media.

I dati provenienti dalla caratterizzazione al banco freno dinamometrico del propulsore in oggetto sono stati previamente ed opportunamente manipolati al fine di creare delle mappe prestazionali concepite in maniera tale da poter essere inserite all'interno di un modello descrittivo del comportamento dell'unità propulsiva, qualora questa venga installata su di un autoveicolo dalle caratteristiche note.

Tale modello, appositamente realizzato in ambiente Matlab-Simulink e facilmente adattabile alla lettura delle mappe prestazionali di una qualunque motore ad accensione comandata, ha permesso la valutazione del comportamento del propulsore selezionato durante la percorrenza dei cicli di prova standardizzati, consentendo di ricavare le grandezze necessarie ai successivi dimensionamento e simulazione del sistema di recupero del calore di scarto, modellizzato anch'esso in ambiente Matlab-Simulink.

I dati descrittivi del comportamento dell'espansore modellizzato, cuore del sistema di recupero, sono stati ottenuti mediante caratterizzazione delle prestazioni di un compressore *Sanden TRS090* appositamente modificato per funzionare da espansore mediante rimozione della valvola di ritegno e installato sul prototipo di impianto ORC testato.

Di tale impianto è stata eseguita e descritta l'installazione, la programmazione dell'elettronica di comando e acquisizione dati, nonché la campagna di test volti alla caratterizzazione dell'espansore e dell'impianto in maniera più

## Conclusioni

generale. Ne è stata descritta anche la fase di post-processamento dei dati acquisiti.

Infine, manifestandosi in merito ad applicazioni di tipo ORC, la carenza di standard volti alla definizione delle condizioni di funzionamento di tipo steady-state, ne è stata avanzata una proposta di definizione.

Nella campagna di sperimentazione l'espansore scroll è stato capace di mostrare un valore del rendimento isoentropico massimo pari a  $\eta_{is} = 46\%$ , realizzato con un rapporto di espansione  $\rho_{esp} = \frac{P_{asp}}{P_{scar}} = 2,2$  e fortemente influenzato da quest'ultimo da evidenti effetti di sovraespansione e sottoespansione.

La massima potenza meccanica  $\dot{W}_{exp} = 721 W$  è stata registrata a  $1159 RPM$  con un valore del rendimento isoentropico pari a  $\eta_{is} = 45\%$ .

Inoltre, essendo di fondamentale importanza per la caratterizzazione della macchina, in termini di sovraespansione, sottoespansione e, conseguentemente, in termini di rapporto di espansione risultante e di rendimento isoentropico, si è cercato di fare un po' di chiarezza sul rapporto volumetrico caratteristico della macchina testata, alla luce delle discrepanze di letteratura, attribuendo al *Sanden TRS09* un valore del *BVR (Built-in Volumetric Ratio)* pari a  $1,8$ .

La successiva esecuzione delle simulazioni sul modello di recupero del calore di scarto del motore a combustione interna, il cui consumo simulato di combustibile nei cicli di percorrenza standardizzati è stato validato per confronto con i dati di portata di combustibile pubblicamente accessibili per un veicolo di analogia motorizzazione, ha mostrato un rendimento di recupero massimo dell'energia termica pari all' $1,97\%$  se calcolato rispetto all'energia veicolata dai fumi e pari al  $2,30\%$  se calcolato in funzione dell'energia di propulsione.

Tali valori, relativi alla percorrenza di un ciclo *HIGHWAY*, ovvero di simulazione del comportamento del veicolo in condizioni di guida extraurbane, sono stati ottenuti per la configurazione di impianto di recupero con evaporatore costituito da  $29$  piastre, ovvero quello di taglia minore tra i tre proposti, tutti dimensionati mediante software specifico *HTRI Xchanger suite*. Anche nelle diverse condizioni di guida simulate dai cicli *NEDC* e *FTP-*

## Conclusioni

75, gli espansori di taglia minore hanno offerto i migliori risultati in termini di recupero.

I relativamente bassi valori di recupero conseguiti, sono imputabili principalmente al basso rendimento isoentropico dell'espansore simulato. Il riadattamento di un compressore destinato alla refrigerazione al funzionamento come espansore e le non perfette condizioni di test con le quali è stata caratterizzata la macchina, essendo l'impianto ORC utilizzato come banco di prova ancora a livello prototipale e bisognoso di miglioramenti, sono i principali imputati di tale calo dei rendimenti.

L'utilizzo di espansori appositamente progettati e caratterizzati da più elevati valori di efficienza rende pertanto pronosticabile un netto miglioramento nelle prestazioni di recupero.



## Bibliografia

---

1. Boretta, A., *Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine*. Applied Thermal Engineering, 2012. 36: p. 73-77.
2. Mavridou, S., et al., *Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of the art heat transfer enhancements*. Applied Thermal Engineering, 2010. 30(8-9): p. 935-947.
3. Freymann, R., *The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications*. MTZ 2008, 2008(69): p. 404-412.
4. *REGOLAMENTO (CE) n. 443/2009 DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO*. 2009, Gazzetta Ufficiale dell'Unione Europea.
5. Arnaud, L., et al., *Comparison and Impact of Waste Heat Recovery Technologies on Passenger Car Fuel Consumption in a Normalized Driving Cycle*. Energies, 2014. 7(8): p. 5273-5290.
6. Bin Mamat, A.M.I., et al., *Waste heat recovery using a novel high performance low pressure turbine for electric turbocompounding in downsized gasoline engines: Experimental and computational analysis*. Energy, 2015. 90: p. 218-234.
7. ERTRAC, *Future Light and Heavy Duty ICE Powertrain Technologies - Final*, E. Commission, Editor. 2016.
8. Saidur, R., et al., *Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. 16(8): p. 5649-5659.
9. Horst, T.A., et al., *Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems*. Applied Energy, 2013. 105: p. 293-303.
10. Ferrari, G., *Motori a combustione interna*. 2008: Il Capitello.
11. Smith, K., *Feasibility of Thermoelectrics for Waste Heat Recovery in Conventional Vehicles*. 2009, U.S. Department of Energy: NREL.
12. Yang, J., *Potential Applications of Thermoelectric Waste Heat Recovery in the Automotive Industry*, in *International conference on thermoelectrics 2005*. p. 155-159.
13. Baatar, N., *A Thermoelectric Generator Replacing Radiator for Internal Combustion Engine Vehicles*. Telkomnika, 2011. 9(3): p. 8.
14. Knecht, W., *Diesel engine development in view of reduced emission standards*. Energy, 2006(33).

Bibliografia

15. Cipollone, R., *IL RECUPERO ENERGETICO DAL GRUPPO DI SOVRALIMENTAZIONE NEI MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA*, C.N. ATI, Editor.: Trieste, 11-14 Settembre 2012.
16. Roberto Cipollone, D.D.B., Angelo Gualtieri, *ENERGY RECOVERY FROM THE TURBOCHARGING SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES*. Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2012.
17. Hountalas, D.T., *Potential for Improving HD Diesel Truck Engine Fuel consumption Using Exhaust Heat Recovery Techniques*. 2010.
18. Aghaali, H. and H.-E. Ångström, *A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. 49: p. 813-824.
19. Dellachà, J., et al., *Dynamic Model for the Energetic Optimization of Turbocompound Hybrid Powertrains*. Energy Procedia, 2014. 45: p. 1047-1056.
20. *Iveco Cursor13 Turbocompound - Thechnical and Repair manual*. 2006.
21. Arise, I., et al., *Analisi modellistica di sistemi E-Turbo per la riduzione emissioni di CO2 nei MCI per autotrazione*. La Termotecnica, 2016(Giugno 2016).
22. Patel, P. and E. Doyle, *Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine-Cycle System*. SAE Publication 760343, 1976.
23. Sprouse, C. and C. Depcik, *Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery*. Applied Thermal Engineering, 2013. 51(1-2): p. 711-722.
24. Hattiangadi, A., *Working Fluid Design for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems*. 2013, Delft University of Technology.
25. Duparchy, A., et al., *Heat Recovery for next Generation of Hybrid Vehicles Simulation and Design of a Rankine Cycle System*. World Electric Vehicle Journal, 2003. 3.
26. Weerasinghe, W.M.S.R., R.K. Stobart, and S.M. Hounsham, *Thermal efficiency improvement in high output diesel engines a comparison of a Rankine cycle with turbo-compounding*. Applied Thermal Engineering, 2010. 30(14-15): p. 2253-2256.
27. R. Stobart and R. Weerasinghe, *Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines - A Perspective*. SAE Int. Publication, 2009.
28. Freymann, R., W. Strobl, and A. Obieglo, *The Turbosteamer: A System Introducing the Principle of Cogeneration in Automotive Applications*. Motortechnische Zeitschrift, MTZ, 2008(69): p. 9.
29. Wang, T., et al., *A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. 15(6): p. 2862-2871.

## Bibliografia

30. Obieglo, A., et al. *Future Efficient Dynamics with Heat Recovery*. in *DEER Conference*. 2009. Dearborn, MI, USA: BMW.
31. Tolouei, R. and H. Titheridge, *Vehicle mass as a determinant of fuel consumption and secondary safety performance*. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2009. 14(6): p. 385-399.
32. Brink, R.M.M.V.d. and B.V. Wee, *Why has car-fleet specific fuel consumption not shown any decrease since 1990? Quantitative analysis of Dutch passenger car fleet specific fuel consumption*. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2001.
33. Horst, T.A., et al., *Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management*. *Energy Conversion and Management*, 2014. 78: p. 438-451.
34. Invernizzi, C.M., *Closed Power Cycles: Thermodynamic Fundamentals and Applications*. 2013: Springer.
35. KCORC. 2016.
36. Turboden. 25/11/2016].
37. Quoilin, S. and V. Lemort, *The Organic Rankine Cycle: Thermodynamics, applications and optimization*, in *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)*, U.-E. Publishers, Editor. 2011: Oxford, UK.
38. Vagni, F.C.L.P.G.C.S. *MICRO COMBINED PLANT WITH GAS TURBINE AND ORGANIC CYCLE*. in *Turbo Expo*. 2008. Berlin, Germany.
39. Quoilin, S., et al., *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 22: p. 168-186.
40. Bao, J. and L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 24: p. 325-342.
41. Chen, H., D.Y. Goswami, and E.K. Stefanakos, *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010. 14(9).
42. Hung, T.C., T.Y. Shai, and S.K. Wang, *A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat*. *Energy*, 1997. 22(7): p. 7.
43. Hung, T.C., et al., *A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources*. *Energy*, 2010. 35(3): p. 9.
44. Chen, Q., J. Xu, and H. Chen, *A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source*. *Applied Energy*, 2012. 98: p. 562-573.
45. Somayaji, C., L.M. Chamra, and P.J. Mago, *Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles*. *Proceedings of*

## Bibliografia

- the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007. 221(3): p. 255-263.
46. Qiu, G., *Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC*. Renewable Energy, 2012. 48: p. 565-570.
  47. Algieri, A. and P. Morrone, *Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district*. Applied Thermal Engineering, 2012. 36: p. 236-244.
  48. Vankeirsbilck, I., B. Vanslambrouck, and M.D. Paepe, *ORGANIC RANKINE CYCLE AS EFFICIENT ALTERNATIVE TO STEAM CYCLE FOR SMALL SCALE POWER GENERATION* in *8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 2011: Pointe Aux Piments, Mauritius.
  49. Yang, K., et al., *Study of zeotropic mixtures of ORC (organic Rankine cycle) under engine various operating conditions*. Energy, 2013. 58: p. 494-510.
  50. Angelino, G. and P. Colonnadipaliano, *Multicomponent Working Fluids For Organic Rankine Cycles (ORCs)*. Energy, 1998. 23(6): p. 449-463.
  51. Drescher, U. and D. Brüggemann, *Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants*. Applied Thermal Engineering, 2007. 27(1): p. 223-228.
  52. *GADSL - Global Automotive Declarable Substance List, Guidance Document*, G.-G.A.S. Group, Editor. 2016.
  53. Roy, J.P., M.K. Mishra, and A. Misra, *Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions*. Applied Energy, 2011. 88(9): p. 2995-3004.
  54. Tchanche, B.F., et al., *Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. 15(8): p. 3963-3979.
  55. Wang, D., et al., *Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation*. Energy, 2013. 50: p. 9.
  56. Song, J., C.-w. Gu, and X. Ren, *Influence of the radial-inflow turbine efficiency prediction on the design and analysis of the Organic Rankine Cycle (ORC) system*. Energy Conversion and Management, 2016. 123: p. 308-316.
  57. Kang, S.H., *Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid*. Energy, 2012. 41(1): p. 514-524.
  58. Sauret, E. and A.S. Rowlands, *Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems*. Energy, 2011. 36(7): p. 4460-4467.

Bibliografia

59. Herron, T., H. Wang, and R.B. Peterson, *Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2008. 222(3): p. 271-282.
60. Herron, T., R.B. Peterson, and H. Wang, *Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2009. 223(7): p. 863-872.
61. Qiu, G., H. Liu, and S. Riffat, *Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, 2011. 31(16): p. 3301-3307.
62. Song, P., et al., *A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems*. Applied Thermal Engineering, 2015. 75: p. 54-64.
63. Ayachi, F., et al., *Experimental investigation and modeling of a hermetic scroll expander*. Applied Energy, 2016. 181: p. 256-267.
64. Glavatskaya, Y., et al., *Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application*. Energies, 2012. 5(12): p. 1751-1765.
65. Singh, B.R. and O. Singh, *A Study of Performance Output of a Multivane Air Engine Applying Optimal Injection and Vane Angles*. International Journal of Rotating Machinery, 2012. 2012: p. 1-10.
66. Oralli, E., *Conversion of a Scroll Compressor to an Expander for Organic Rankine Cycle - Modeling and Analysis*. 2010, University of Ontario Institute of Technology.
67. Harada, K., *Development of a Small Scale Scroll Expander*. 2010, Oregon State University.
68. Bundela, P.S. and V. Chawla, *Sustainable Development through Waste Heat Recovery*. American Journal of Environmental Sciences, 2010. 6(1): p. 7.
69. Quoilin, S., *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*, in *AEROSPACE AND MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT*. 2011, UNIVERSITY OF LIÈGE: Liège.
70. Zanelli and Favrat, *Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator*, in *International Compressor Engineering Conference*. 1994, Purdue e-Pubs.
71. Declaye, S., et al., *Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid*. Energy, 2013. 55: p. 173-183.
72. Manolakos, D., et al., *Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination*. Desalination, 2007. 203(1-3): p. 366-374.

## Bibliografia

73. Woodland, B.J., et al. *Experimental Testing of an Organic Rankine Cycle with Scroll-type Expander*. 2012.
74. Bell, I., *Theoretical and Experimental Analysis of Liquid Flooded Compression in Scroll Compressors*. 2011, Purdue University: West Lafayette, Indiana.
75. Bell, I.H., et al., *Liquid flooded compression and expansion in scroll machines – Part II: Experimental testing and model validation*. International Journal of Refrigeration, 2012. 35(7): p. 1890-1900.
76. Bell, I.H., et al., *Liquid-flooded compression and expansion in scroll machines – Part I: Model development*. International Journal of Refrigeration, 2012. 35(7): p. 1878-1889.
77. Mendoza, L.C., et al., *Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid*. Applied Thermal Engineering, 2014. 70(1): p. 630-640.
78. Mendoza, L.C., et al., *Small capacity absorption systems for cooling and power with a scroll expander and ammonia based working fluids*. Applied Thermal Engineering, 2014. 72(2): p. 258-265.
79. Mendoza, L.C., *CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR SCROLL DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN*, in *Department of Mechanical Engineering*. 2013, Universitat Rovira I Virgili: Tarragona.
80. Ayoub, D.S., *COMBINED ABSORPTION POWER AND REFRIGERATION SYSTEMS DRIVEN BY LOW AND MID-GRADE HEAT SOURCES*, in *Department of Mechanical Engineering*. 2015, Universitat Rovira I Virgili: Tarragona.
81. Saavedra, E.W.C. and J. Lebrun, *Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor*. International Journal of Thermal Sciences, 2002(41).
82. Sun, H., *Research on a New Hybrid Wind Turbine System*, in *School of Electronic, Electrical and Computer Engineering*. 2014, University of Birmingham.
83. Morini, M., et al., *Analysis of a scroll machine for micro ORC applications by means of a RE/CFD methodology*. Applied Thermal Engineering, 2015. 80: p. 132-140.
84. Bejarano, G., et al., *On identifying steady-state parameters of an experimental mechanical-compression refrigeration plant*. Applied Thermal Engineering, 2016. 109: p. 318-333.
85. Martínez-Maradiaga, D., J.C. Bruno, and A. Coronas, *Steady-state data reconciliation for absorption refrigeration systems*. Applied Thermal Engineering, 2013. 51(1-2): p. 1170-1180.

## Bibliografia

86. Lemort, V., S. Declaye, and S. Quoilin, *Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2011. 226(1): p. 126-136.
87. Guzzella, L. and A. Amstutz, *A QSS-Toolbox, Benutzeranleitung, Laboratorium für Energiesysteme, ETH Zurich 1997*. 1997.
88. Barlow, T., et al., *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions*. 2009, TRL: England.
89. ANL. *Downloadable Dynamometer Database*. 2012; Available from: <http://www.transportation.anl.gov/D3/>.