



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Ciclo ORC per recuperare calore da un motore diesel di un
autocarro: stato dell'arte, vincoli e simulazione

Relatore: Prof.ssa Anna Stoppato

Studente: Julien Lazzari (mat.1087315)

Anno Accademico 2016/2017

Sommario

INTRODUZIONE.....	7
1.Ciclo Rankine a fluido organico (ORC)	11
1.1 Ciclo Rankine di base	12
1.2 Ciclo Rankine recuperativo	13
1.3 Fluido di lavoro.....	13
1.3.1 <i>Tipologie di fluidi</i>	13
1.3.2 <i>Caratteristiche fisiche e termodinamiche del fluido</i>	15
2. Recupero del calore di scarto	17
2.1 Settori industriali	18
2.2 Settore <i>automotive</i>	20
2.2.1 <i>Stato dell'arte</i>	20
2.2.2 <i>Vincoli all'applicazione su veicoli</i>	26
3. Caso studio.....	29
3.1 Caratteristiche del motore	29
3.1.1 <i>Analisi energetica del motore</i>	30
3.2 Scelta del fluido di lavoro	34
4. Il codice di calcolo	39
4.1 Analisi economica.....	41
4.2 Configurazioni di ciclo analizzate	43
5. Analisi dei risultati	47
5.1 I fluidi utilizzati	48
5.2 Configurazioni con etanolo.....	48
5.2.1 <i>Configurazione non recuperativa</i>	48
5.2.2 <i>Configurazione recuperativa</i>	50
5.3 Configurazioni con pentano	52
5.3.1 <i>Configurazione non recuperativa</i>	52
5.3.2 <i>Configurazione recuperativa</i>	54
5.4 Configurazioni con R245fa.....	56
5.3.1 <i>Configurazione non recuperativa</i>	56
5.3.2 <i>Configurazione recuperativa</i>	58
5.5 Risultati dell'analisi economica.....	60

Conclusioni	67
BIBLIOGRAFIA	69

INDICE DELLE FIGURE

1.1 Layout di un ciclo Rankine 1	12
1.2 Layout di un ciclo Rankine recuperativo	13
1.3 Curve T-s per le tre tipologie di fluido	14
2.1 Confronto tra diagrammi T-Q tra cicli ORC e tradizionali a vapore	17
2.1 distribuzione potenza termica da fuel a 1500 r/min	23
2.2 Distribuzione potenza termica da fuel a 2000 r/min	23
3.1 Configurazione di un generico motore Diesel	29
3.2 Diagramma Sankey per un motore diesel turbocompresso e con EGR ad alta pressione.....	31
3.3 Andamento indicativo delle temperature delle sorgenti in funzione della velocità	32
3.4 Schema del motore con flussi di massa e temperature.....	34
3.5 Limiti su pressione e temperatura di condensazione.....	35
3.6 Limiti di SF e ds/dt 1.....	36
4.1 Fattori per la valutazione del costo degli scambiatori.....	42
4.2 Ciclo rankine standard 1.....	43
4.3 Ciclo Rankine recuperativo.....	44
4.2 Figura di riferimento per la definizione degli stati termodinamici	45
5.1 Diagramma T-s dell'etanolo in configurazione non recuperativa.....	49
5.2 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione non recuperativa con etanolo	49
5.3 Diagramma T-s dell'etanolo in configurazione recuperativa.....	51
5.4 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione recuperativa con etanolo..	51
5.5 Diagramma T-s del pentano in configurazione non recuperativa	53
5.6 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione non recuperativa con pentano	53
5.7 Diagramma T-s nella configurazione recuperativa con pentano.....	55
5.8 Profili termici nell'evaporativa nella configurazione recuperativa con pentano .	55
5.9 Diagramma T-s nella configurazione non recuperativa con R245fa	57
5.10 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione non recuperativa con R245fa.....	57
5.11 Diagramma T-s della configurazione recuperativa con R245fa	59
5.12 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione recuperativa con R245fa	59
5.13 Costi dei 3 fluidi operativi analizzati	62
5.14 Percentuali di costo dei singoli componenti	62
5.15 Ciclo Rankine diviso in aree	63
5.16 Andamento della potenza al variare della pressione di evaporazione (conf. non recuperativa).....	64
5.17 Andamento della potenza al variare della pressione di evaporazione (conf. recuperativa).....	65

INDICE TABELLE

2.1 Letteratura degli orc su MCI.....	25
3.1 Specifiche tecniche del motore a carico parziale (B50).....	33
3.2 Caratteristiche delle 4 sorgenti di calore.....	34
3.3 Caratteristiche dei fluidi scelti.....	37
4.1 Definizione degli stati termodinamici.....	45
5.1 Valori dei parametri fissi nel codice.....	47
5.2 Proprietà fluidi utilizzati.....	48
5.3 Punti termodinamici del ciclo non recuperativo con etanolo.....	50
5.4 Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con etanolo.....	50
5.5 Punti termodinamici del ciclo recuperativo con etanolo.....	52
5.6 Portate circolanti nella configurazione recuperativa con etanolo.....	52
5.7 Punti termodinamici del ciclo non recuperativo con pentano.....	54
5.8 Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con pentano.....	54
5.9 Punti termodinamici del ciclo recuperativo con pentano.....	56
5.10 Portate circolanti nella configurazione recuperativa con pentano.....	56
5.11 Punti termodinamici del ciclo non recuperativo con R245fa.....	58
5.12 Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con R245fa.....	58
5.13 Punti termodinamici del ciclo recuperativo con R245fa.....	60
5.14 Portate circolanti nella configurazione recuperativa con R245fa.....	60
5.15 Costi relativi alla configurazioni con etanolo.....	61
5.16 Costi relativi alla configurazioni con pentano.....	61
5.17 Costi relativi alla configurazioni con R245fa.....	61

INTRODUZIONE

Le recenti ricerche e gli sforzi per sviluppare motori a combustione interna più efficienti sono principalmente guidati dal bisogno di ridurre il consumo globale da fonte fossile e le emissioni di CO₂. Il diossido di carbonio è un componente naturale dell'aria atmosferica e non è classificato come inquinante, è però una di quelle sostanze responsabili dell'effetto serra e dei cambiamenti climatici associati a questo fenomeno.

Le scorte limitate di combustibili fossili sono uno degli ulteriori motivi principali che giustificano questi sforzi.

Petrolio e gas naturale sono attualmente i combustibili più importanti nel settore dei trasporti, con il petrolio che conta il 93% nel 2015 [1].

Con il presente andamento di produzione e consumo si stima che le riserve di petrolio si esauriscano in 52 anni, mentre l'esaurimento dei giacimenti di gas naturale, quelli ad oggi utilizzabili, si prevede tra circa 54 anni [2].

Un secondo fattore, forse ancor più importante, che spinge lo sviluppo dei motori a combustione interna è il desiderio di progettare e costruire veicoli efficienti dal punto di vista energetico diminuendo le emissioni di gas serra. Nel 2014 il settore dei trasporti fu responsabile di poco più del 25% nell'emissione globale di CO₂, col trasporto su strada che occupa il 18%. Rispetto al 1970 le emissioni di CO₂ dovute al settore dei trasporti sono aumentate dell'80% contribuendo ad un aumento medio di temperatura atmosferica di circa 0,8°C [3]. Sembra un aumento insignificante in termini assoluti, ma a lungo andare gli effetti di questo aumento possono rivelarsi devastanti sulla vita umana.

Il bisogno dunque di ridurre le emissioni e minimizzare l'utilizzo dei giacimenti di fonti fossili chiede una forte focalizzazione sulla sostenibilità ambientale dei veicoli e dei loro motori. Questo bisogno è esacerbato dalla rapida crescita della densità di veicoli in paesi molto popolati quali l'India e la Cina per esempio.

Negli ultimi anni l'industria dell'autoveicolo ha fatto grandi progressi nel miglioramento dell'efficienza del motore. Fin qui, le attività di ricerca e sviluppo si sono incentrate maggiormente sull'ottimizzazione del processo di combustione. Tuttavia, l'efficienza dei motori attuali sta raggiungendo il suo limite tecnico e non sarà sufficiente a soddisfare i futuri obiettivi di risparmio di carburante senza ulteriori misure. E' stato infatti introdotto un obiettivo di lungo termine di 95 g di CO₂/km da raggiungere nel 2020 [4].

In questo contesto, i veicoli ibridi (HEV: *Hybrid electric vehicle*), che combinano un motore a combustione interna con un motore elettrico, si sono diffusi in molti paesi del mondo diventando popolari grazie a un ridotto consumo di combustibile accompagnato da buone performance.

Ma la più grande e finora inutilizzata fonte di energia in un autoveicolo è costituita dal calore perso dal motore a combustione interna sotto forma di gas di scarico, sistema di raffreddamento del motore, lubrificanti e sistema di ricircolo dei fumi

(EGR), quando presente utile per diminuire le emissioni di NO_x. In particolare, pur dipendendo dal tipo di concetto di combustione e dalle caratteristiche del veicolo (massa, resistenza all'avanzamento), bisogna considerare che il 60-70% dell'energia del combustibile viene dissipata.

Il recupero di questo calore di scarto, oltre a ridurre le emissioni, garantisce un buon miglioramento dell'efficienza del motore permettendogli di consumare anche meno combustibile.

Possono essere utilizzati diversi sistemi per il recupero dell'energia non sfruttata dal motore a combustione interna. Tali sistemi differiscono tra loro per i fenomeni fisici, la complessità e la diversa entità di recupero dell'energia termica: ORC (Organic Rankine Cycle), generatori termo-elettrici, turbomacchine e effetti termo-acustici sono quelli più utilizzati.

In questo quadro, il ciclo Rankine sembra essere la tecnologia più vantaggiosa in termini di potenza recuperata, a fronte di onerosità e complessità del sistema affrontabili nel breve periodo.

Tuttavia, l'ottimizzazione di un ciclo Rankine per questo specifico uso non è semplice, considerando la moltitudine di variabili in gioco e gli aspetti pratici da considerare, dal punto di vista economico e di installazione a bordo veicolo.

La migliore opportunità di successo dell'applicazione del recupero di calore di scarto in questo campo ricade sui motori che operano a carico costante per lunghi periodi. Gli autocarri sono l'applicazione che più si avvicina a questo tipo di condizione. Inoltre le limitazioni sull'ingombro sono meno severe e quindi anche la taglia degli scambiatori non si rivela essere un problema insormontabile. Oltretutto questi veicolo hanno numerosi accessori che richiedono un alto quantitativo di energia elettrica, così la potenza generata dal sistema di recupero del calore può essere usata direttamente per fare funzionare questi strumenti in modo tale da diminuire il consumo di combustibile.

Il qui presente lavoro propone una metodologia di progettazione e ottimizzazione del ciclo ORC considerando un ampio range di variabili di design e di aspetto pratico come costi e limitazioni nelle dimensioni dei componenti. Il processo è composto da tre passi: selezione della migliore sorgente di calore di scarto disponibile, selezione dei possibili fluidi di lavoro, ottimizzazione del ciclo termodinamico. Al fine di selezionare la miglior fonte di calore, energia disponibile ed altre pratiche considerazioni sulle varie sorgenti di calore sono state fatte. Tra le varie sorgenti, i gas ricircolanti (EGR) sono sembrati essere la scelta migliore per il nostro design. Basata su una sistematica selezione dei possibili fluidi di lavoro, etanolo, pentano ed R245fa sono stati scelti come i tre fluidi candidati per l'ottimizzazione.

Per l'ottimizzazione del sistema è stato utilizzato il codice di calcolo elaborato dal DII in modo tale da confrontare i risultati con un caso studio di riferimento. Sono state inoltre proposte diverse equazioni di costo dei componenti per l'analisi economica, risultanti più adatte a questo tipo di applicazione.

I risultati mostrano che le migliori performance in termini di potenza netta prodotta sono date dal ciclo subcritico rigenerativo con etanolo, mentre la soluzione con il minimo costo è il ciclo subcritico lavorante con etanolo e sprovvisto di recuperatore.

1. Ciclo Rankine a fluido organico (ORC)

Il ciclo Rankine a fluido organico è un ciclo Rankine chiuso simile a quello a vapore d'acqua, classicamente utilizzato nelle grandi centrali termoelettriche per generazione di potenza. L'unica differenza significativa sta nel fluido di lavoro utilizzato.

Il ciclo Rankine a fluido organico può vantare i seguenti punti di forza:

- Adattabilità a diverse fonti di calore;
- Possibilità di scala ridotta;
- Alta affidabilità e minor manutenzione;
- Lunga vita tecnica dei componenti;
- Velocità di turbina piuttosto basse con conseguenti sollecitazioni meccaniche ridotte.

Con questa tipologia di sistemi risulta possibile sfruttare una serie di fonti di calore, tipicamente a bassa temperatura, che con i cicli Rankine tradizionali non era possibile o conveniente sfruttare.

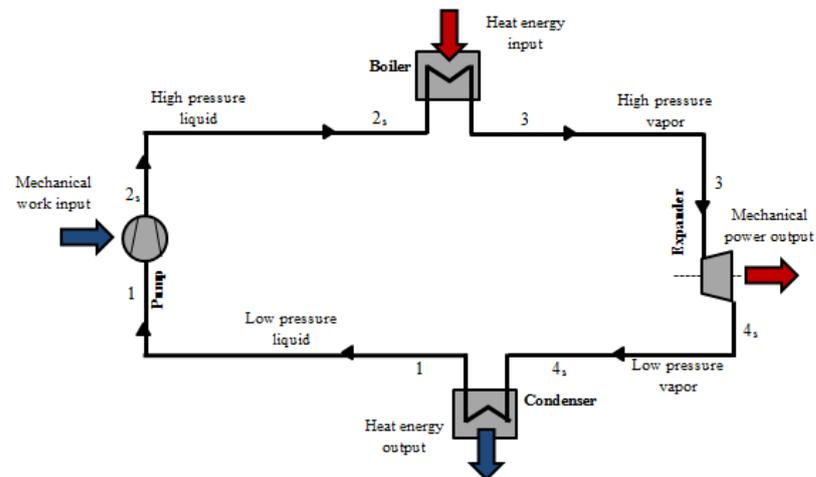
I cicli a vapore d'acqua soffrono infatti di una serie di svantaggi che emergono alle basse temperature:

- Per ottenere maggiore potenza meccanica e rendimenti più alti, si cerca di condensare il fluido alla più bassa temperatura possibile, solitamente vicina alla temperatura ambiente. La pressione e la densità dell'acqua nelle condizioni di vapore saturo sono quindi molto basse e, di conseguenza, risultano voluminosi i componenti di ciclo legati alle sezioni di uscita della turbina e di ingresso del condensatore.
- I fluidi a bassa massa molecolare (come l'acqua) hanno tipicamente un alto calore latente, che impone basse portate di fluido ed elevati salti entalpici. Il rapporto di espansione che ne deriva è molto alto e richiede l'utilizzo di turbine multistadio, che sono complesse e costose, economicamente convenienti solo per applicazioni a larga scala.
- A causa della pendenza della curva di saturazione dell'acqua, durante l'espansione si raggiungono bassi valori di titolo, che possono provocare la formazione di goccioline di liquido con un alto rischio di erosione delle palette degli stadi di turbina a media-bassa pressione. Questo problema è tanto più sentito quanto risultano minori le temperature massime di ciclo, che non permettono di ottenere elevati gradi di surriscaldamento.

Il ciclo Rankine può essere proposto in diverse configurazioni:

1.1 Ciclo Rankine di base

Il ciclo Rankine è composto da quattro componenti: pompa, generatore di vapore, espansore e condensatore.



1.1 Layout di un ciclo Rankine 1

Il fluido esce dal condensatore nel punto 1, sulla curva limite inferiore a bassa pressione, p_{cond} . Poi viene compresso da una pompa in un processo adiabatico fino alla pressione p_{evap} (punto 2); il volume specifico rimane quasi costante. Uscito dalla pompa, il fluido entra in un generatore di vapore, dove si riscalda, vaporizza, e in genere si surriscalda fino al punto 3, a pressione costante. A questo punto, entra in una turbina, dove subisce un'espansione adiabatica fino alla pressione p_{cond} (punto 4). Infine, il fluido rientra nel condensatore, che lo riporta nello stato iniziale. In sintesi il ciclo Rankine è così costituito:

1→2 compressione isoentropica;

2→3 riscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento, a pressione costante;

3→4 espansione isoentropica;

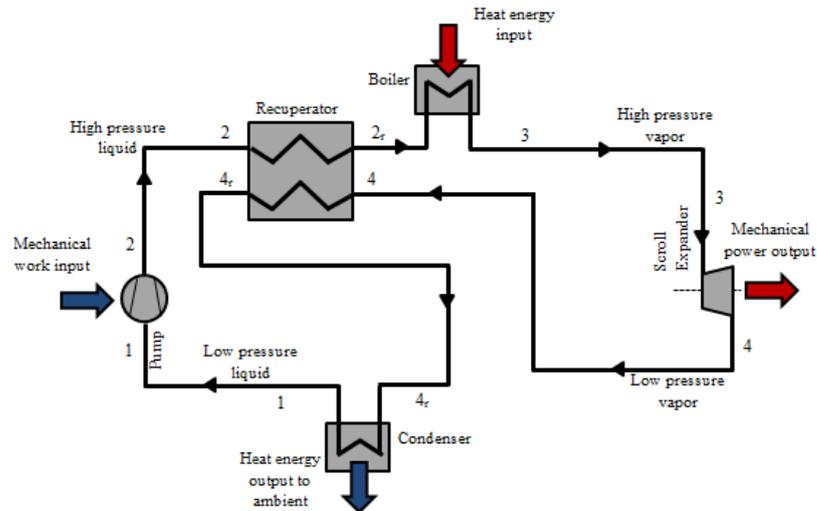
4→1 condensazione, a pressione costante e temperatura costante.

Questo ciclo può essere subcritico, quando la pressione massima, di evaporazione, e la pressione minima, di condensazione, stanno al di sotto della pressione critica del fluido, e supercritico, ossia quando la pressione di evaporazione sta al di sopra della pressione critica.

Nel secondo caso gli scambiatori presenti nel sistema lavorano meglio in quanto in condizioni supercritiche non c'è presenza di fluido bifase e si ha la possibilità di accoppiare meglio i profili termici coinvolti nello scambio. Ovviamente tutti i componenti dovranno essere più robusti e resistenti essendo sottoposti a sollecitazioni pressorie più rilevanti.

1.2 Ciclo Rankine recuperativo

Ai quattro elementi del ciclo precedente si aggiunge un ulteriore scambiatore di calore: il recuperatore, che viene posto tra l'uscita della turbina e l'ingresso nel generatore di vapore.



1.2 Layout di un ciclo Rankine recuperativo

In questo modo il vapore all'uscita della turbina va a preriscaldare il liquido pronto ad entrare nel generatore.

Ciò permette sia di diminuire la parte di scambio sensibile di calore in caldaia sia di alleggerire il carico di lavoro del condensatore.

1.3 Fluido di lavoro

La scelta del fluido in un ciclo Rankine rappresenta la base di partenza nella progettazione del sistema. Tale scelta richiede diverse considerazioni su:

- efficienza del ciclo;
- condizioni della sorgente da cui si recupera calore;
- affidabilità del sistema;
- dimensioni dei componenti;
- costi del sistema;
- aspetti ambientali e di sicurezza.

1.3.1 Tipologie di fluidi

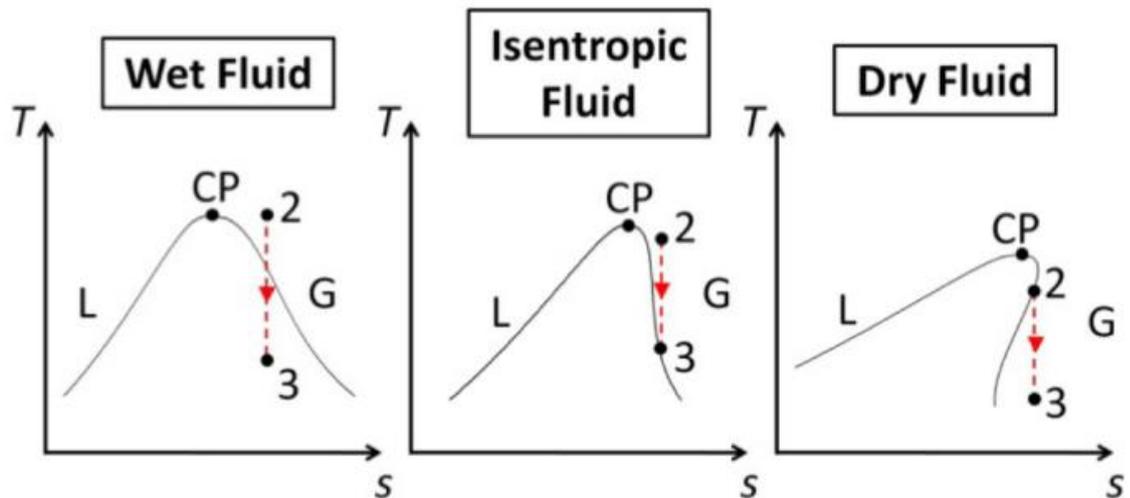
I fluidi possono essere classificati in base alla pendenza della curva di saturazione del vapore nel diagramma T-s in:

- Fluidi umidi (*wet fluid*);
- fluidi isoentropici (*isoentropic fluid*)

- fluidi secchi (*dry fluid*).

La curva di vapore saturo di un fluido umido (e.g. acqua e ammoniaca) è caratterizzata da pendenza negativa, mentre le medesime curve per fluidi isoentropici (e.g. R11, R12) e secchi (e.g. R113, benzene) hanno rispettivamente pendenza infinita e positiva; ciò è evidenziato in Figura(1.3).

La pendenza della curva di saturazione del vapore influenza soprattutto l'espansione del fluido in turbina.



1.3 Curve T-s per le tre tipologie di fluido

Considerando un *wet fluid* l'espansione finisce in una regione caratterizzata dalla presenza di entrambe le fasi, nel caso in cui, a causa della ridotta temperatura della sorgente di calore, sia difficile ottenere un sufficiente surriscaldamento nel punto 2. In tal caso effettuando l'espansione in turbina, la presenza di un elevato carico di umidità all'uscita dell'espansore avrebbe un effetto negativo sull'usura e l'erosione delle pale della turbina.

Un *isoentropic fluid* presenta una curva di saturazione del vapore che segue l'andamento di una espansione isoentropica, per cui non è necessario avere un elevato surriscaldamento.

Un *dry fluid* rimane in uno stato di surriscaldamento dopo l'espansione, anche quando quest'ultima inizia sulla curva di vapore saturo; ne consegue che per tali fluidi il surriscaldamento è ridondante. Per contro si osserva che la condensazione è molto difficile o richiede l'utilizzo di un recuperatore.

1.3.2 Caratteristiche fisiche e termodinamiche del fluido

Con riferimento all'articolo di Bao e Zhao [5], il fluido operativo in un ciclo Rankine organico dovrà avere determinate caratteristiche:

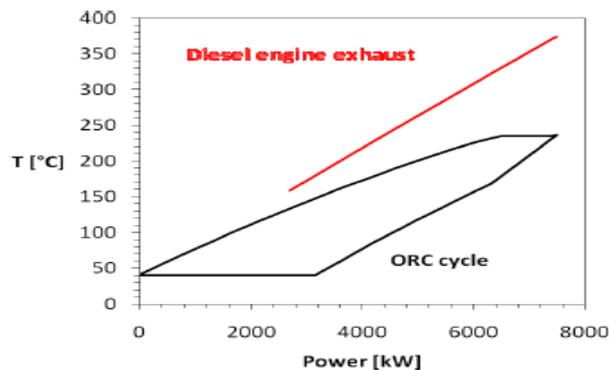
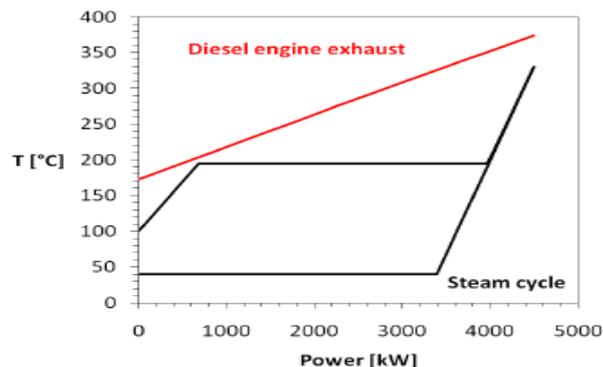
- calore latente di vaporizzazione: una volta fissati gli altri parametri, fluidi con un alto valore di calore latente producono maggior lavoro specifico. Tuttavia, qualora si sfruttasse un calore di scarto, fluidi con più basso calore latente sono da preferire, poiché consentono un trasferimento di calore a temperatura maggiormente variabile, vale a dire una minor differenza di temperatura tra i fluidi caldo e freddo e quindi un miglior accoppiamento dei profili termici. In tal modo le irreversibilità nel processo di scambio termico vengono ridotte, aumentando così il rendimento exergetico.
- Densità: un'alta densità è di cruciale importanza, soprattutto nelle applicazioni su strada. Un valore troppo basso di questo parametro obbliga a portate volumetriche maggiori e ciò si traduce in maggiori perdite di carico e in un aumento del numero degli stadi della turbina, tutti fattori che contribuiscono a far lievitare i costi di investimento e le dimensioni dei componenti.
- Temperatura critica: per date temperature di condensazione ed evaporazione, una buona efficienza di ciclo è ottenuta solo con fluidi con un'alta temperatura critica, sebbene l'efficienza sia una debole funzione di questo parametro. Per contro, la pressione di condensazione è bassa e ciò può avere ripercussioni sulla turbina e sull'assetto dell'intero impianto.
- Temperatura di ebollizione: a temperatura e pressione ambiente è preferibile che i fluidi di lavoro si trovino allo stato liquido o gassoso per poterli maneggiare più agevolmente.
- Punto di congelamento: la temperatura di congelamento del fluido deve essere assolutamente al di sotto della temperatura minima di ciclo per impedire il blocco dell'impianto e la rottura dello stesso.
- Peso molecolare: il lavoro di espansione è inversamente proporzionale alla massa molecolare. Fluidi molecolari più pesanti presentano un minor salto entalpico in espansione e quindi richiedono minor numero di stadi e velocità periferiche più contenute. Un'alta massa molecolare influisce positivamente sull'efficienza della turbina. Tuttavia, fluidi con elevata massa molecolare richiedono maggior superfici degli scambiatori.
- Viscosità: una bassa viscosità del fluido è richiesta dal ciclo al fine di contenere le perdite di carico dovute all'attrito.
- Conducibilità termica: un valore elevato della conducibilità termica contribuisce a ottenere un alto coefficiente di scambio termico nei componenti adibiti a tale scopo, quali evaporatore, condensatore e rigeneratore interno (se presente).

2. Recupero del calore di scarto

Per decenni il continuo aumento del consumo da fonti fossili ha causato diversi problemi di natura ambientale, quali riscaldamento globale, buco dell'ozono, inquinamento atmosferico e così via. Per queste ragioni il risparmio di energia è diventato una delle principali tematiche alle quali governi e istituzioni di tutto il mondo devono far fronte. Di conseguenza è sorto il bisogno di introdurre nuove tecnologie in grado di convertire energia e produrre potenza senza causare danni all'ambiente.

In particolare sono state analizzate le sorgenti di calore a medio-bassa temperatura come nuove potenziali risorse, poiché potrebbero generare energia senza richiedere il consumo di ulteriore combustibile. Tipici esempi di questo tipo di sorgenti sono il calore solare, l'energia geotermica e il calore di scarto; tutte queste fonti hanno un'energia disponibile ad una temperatura che può variare dai 60°C ai 600°C circa.

Analisi statistiche indicano che il calore di scarto a medio-bassa temperatura conta il 50% del calore totale generato dai processi industriali [6]. Tecnologie in grado di recuperare, anche parzialmente, questo tipo di energia ed allo stesso tempo abbassare la temperatura della sorgente calda, diventano indispensabili. L'applicazione più comune è il ciclo Rankine che utilizza come sorgente il calore di scarto proveniente da un altro ciclo termodinamico. Tuttavia l'utilizzo dell'acqua come fluido di lavoro non permette di avere efficienze accettabili al di sotto di 370°C; la bassa efficienza dei cicli a vapor d'acqua ha dunque impedito per anni l'avvento di questi sistemi.



2.1 Confronto tra diagrammi T-Q tra cicli ORC e tradizionali a vapore

Per superare questo ostacolo si sono sviluppati i cicli Rankine con fluidi organici. Grazie alla loro flessibilità, il ciclo Rankine organico (ORC dall'acronimo inglese di *Organic Rankine Cycle*) può essere fornito calore da un'ampia gamma di sorgenti.

La generazione di potenza da calore di scarto presenta alcuni inconfutabili vantaggi, anche rispetto alle fonti rinnovabili:

- La generazione di potenza elettrica è in sito, quindi non richiede trasmissione o connessione alla rete elettrica;
- Ha un alto fattore di utilizzazione, se confrontato con eolico e solare;
- Non richiede sfruttamento del terreno (l'ingombro è minimo) né estrazione di risorse o energia dall'ambiente;
- Non richiede tecnologia o materiali dedicati, diversamente dai biocombustibili o dall'idrogeno, ad esempio.

2.1 Settori industriali

I cicli produttivi di molti settori energivori sono intrinsecamente caratterizzati da notevoli quantità di energia termica di scarto contenuta nei fumi di processo. Malgrado parte dell'energia contenuta nei fumi sia riutilizzata per mezzo di ottimizzazioni di processo, difficoltà legate alla loro composizione (e.g. siderurgici), alla bassa temperatura (e.g. cementieri), o alla ciclicità del processo produttivo riducono l'economicità del recupero della mera energia termica. L'evoluzione del mercato dell'energia negli ultimi anni ha contestualmente posto le basi economiche per il riutilizzo di questi cascami termici per la produzione di energia elettrica [7].

Il recupero termico per la produzione di energia elettrica può avere un impatto importante in molti settori, contribuendo in modo significativo alla riduzione dei consumi ed all'aumento di efficienza dell'intero processo produttivo.

La disponibilità di calore sfruttabile nei recuperi termici consiste tipicamente in un flusso di gas caldi, meno frequentemente sotto forma di liquidi. Lo scambio di calore può avvenire direttamente tra la fonte termica e il fluido di lavoro, o indirettamente. Nel caso di recupero di calore da effluenti gassosi, la fonte termica primaria non è in genere direttamente accoppiata con il fluido di lavoro: il calore recuperato viene infatti solitamente trasferito al ciclo per mezzo di un vettore termico (quali olio diatermico, acqua pressurizzata o vapore). Nel caso di recupero di calore da effluenti liquidi, similmente alle applicazioni geotermiche, si ha lo scambio diretto fra la sorgente di calore primaria ed il fluido di lavoro del ciclo ORC.

I settori di maggior interesse sono rappresentati da:

INDUSTRIA CEMENTIFERA: Il processo di produzione del cemento è caratterizzato da una notevole disponibilità di calore di scarto a medio/bassa temperatura che, malgrado tutte le soluzioni impiantistiche utilizzate, non può essere completamente utilizzato.

Le fonti di calore disponibili sono generalmente due:

- 1) Gas di combustione del forno (a valle del preriscaldamento delle materie prime), con temperature nell'ordine dei 250-400 °C;
- 2) Aria di raffreddamento del clinker, a temperature più basse (< 300 °C).

Le potenziali difficoltà tecniche legate alla polverosità dei gas sono state risolte da anni: si consideri come il recupero di calore dal processo di produzione del cemento sia una applicazione diffusissima, sin dagli anni '80, in tutto il far east (in Giappone, Cina, Indo-Cina e India ci sono oltre 1.000 MW_e installati). I processi produttivi di tali paesi sono però caratterizzati, rispetto al caso italiano, da basse efficienze del processo produttivo ossia da una maggiore disponibilità di calore recuperabile e quindi da taglie di impianto maggiori: quindi, oltre ad essere una soluzione più conveniente dal punto di vista economico, la tecnologia più diffusa è quella tradizionale dei cicli a vapore.

In Italia si stima che la produzione di clinker richieda in media circa 1,15 MWh_t di energia termica e circa 0,15 MWh_e di energia elettrica per tonnellata di clinker prodotto. L'adozione di impianti a recupero basati su ORC consentirebbe di utilizzare la quota di calore scaricata a bassa temperatura (200-300°C). Considerata una produzione di cemento di 47 Mt/anno e una produttività di energia da parte degli impianti a recupero che è stimata in 10-20 kWh per tonnellata di clinker prodotta, il potenziale di recupero per il solo panorama nazionale corrisponderebbe a quasi 1 TWh/anno di energia elettrica.

INDUSTRIA SIDERURGICA: La produzione di materiali ferrosi presenta buone possibilità di intervento in termini di recupero termico.

Energia termica può essere ottenuta da:

- 1) Fumi di processo 'puliti': frutto della combustione di gas naturale in forni o trattamenti termici, disponibili a medio/bassa temperatura,
- 2) Fumi di acciaieria/fonderia 'sporchi': originati dalla fusione del metallo, disponibili a medio/alta temperatura.

I processi produttivi sono meno standardizzati rispetto all'industria del cemento; soluzioni affidabili di recupero (realizzate 'ad hoc') sono utilizzate nei più svariati processi (laminatoi, trattamenti termici etc). Ciò avviene generalmente per fumi puliti, a media temperatura e quando non in conflitto con altri potenziali interventi per l'aumento di efficienza del processo. Più difficile può essere operare su fumi sporchi, da acciaieria o fonderia, dove ad una maggiore potenzialità (ma anche complessità tecnologica richiesta) dovuta all'alta temperatura si contrappongono problemi legati a contenuto di polveri, notevoli variazioni di temperatura e portata dei fumi e vincoli ambientali sulle emissioni.

La stima dei consumi di energia per singola tonnellata di materiali ferrosi prodotta o lavorata è di 1,25 MWh_t di energia termica e di 0,25 MWh_e di energia elettrica. La produzione nazionale di materiali ferrosi è stimabile in 36 Mt/anno per quanto

riguarda la siderurgia primaria alle quali vanno aggiunte 25 Mt/anno laminate a caldo e 8 Mt/anno laminate a freddo.

L'energia recuperabile è quantificata nell'ordine dei 30-50 kWh per tonnellata di materiale prodotta/lavorata. Con una potenzialità di 3 TWh/anno di produzione di energia elettrica, anche ipotizzando un tasso di penetrazione dei recuperi termici molto conservativa, l'impatto a livello nazionale sarebbe paragonabile a quello del settore cementiero.

VETRO: La produzione di vetro è sicuramente un'altra potenziale candidata all'applicazione dei sistemi a recupero termico. Dal punto di vista tecnico, la disponibilità di gas provenienti dalla fusione del vetro ad alte temperature (400-600 °C) può garantire alte efficienze elettriche, nell'ordine del 25%. Si stima che l'energia (termica ed elettrica) mediamente richiesta per la produzione di una tonnellata di vetro (per impianti industriali) sia intorno a 1 - 1,5 MWh/t. Della totale energia fornita, mediamente circa il 20% è la frazione che viene persa nei gas di scarico. Da qui si stima che l'energia elettrica recuperabile sia nell'ordine dei 30 - 45 kWh per tonnellata di vetro prodotto. La produzione nazionale di vetro è stimabile in 1 Mt/anno di vetro piano, 3.8 Mt/anno di vetro cavo e 0,5 Mt/anno di altri prodotti (filati, cristalli, tubi, etc.). Con una potenzialità di 200 GWh/anno di produzione di energia elettrica, anche il recupero energetico da questo settore industriale potrebbe portare a risultati non trascurabili in ambito nazionale.

2.2 Settore *automotive*

I motori a combustione interna (ICE dall'inglese *Internal Combustion Engine*) sono stati le prime sorgenti di potenza per automobili, camion, treni e navi sin dai secoli scorsi. Al fine di diminuire il consumo di combustibile la complessità del motore è via via aumentata (sovralimentazione, sistemi turbocompressi, motori ad iniezione ecc.) fino a raggiungere il suo limite pratico. Il 60-70% del calore continua ad essere perso attraverso sistemi di raffreddamento, fumi di scarico e sistemi di ricircolo di questi. Inoltre le stringenti leggi sulle emissioni hanno costretto i produttori ad abbassare le temperature e le pressioni di combustione, diminuendo i valori di efficienza.

2.2.1 Stato dell'arte

Il primo tentativo di adattamento di un motore a combustione interna al recupero parziale del calore disperso fu fatto nei primi anni del 1920. Per approfittare del minor prezzo del diesel rispetto al carbone, la linea fumi di un motore di una locomotiva fu modificata per recuperare il calore necessario alla vaporizzazione dell'acqua al fine di produrre maggior potenza per mezzo di un ciclo Rankine [8]. L'aumento di potenza misurato variava tra il 15-30% ed il recupero di calore si

rivelava particolarmente utile all'avvio della locomotiva, quando il motore richiedeva una coppia molto importante. Lo sviluppo di questa tecnologia si arrestò non appena i prezzi tra diesel e carbone tornarono ad essere simili.

Dopo questo tentativo, fino al 1973, anno della prima crisi energetica e causa dell'emanazione del *US Clean Air Act*, questa tecnologia non fu più ripresa.

Patel *et al.*[9] forniscono il primo documento in cui viene applicato il recupero di calore da un motore di un autocarro. Utilizzarono Fluorinol-50 come fluido di lavoro per tentare di minimizzare la differenza di temperatura tra il fluido e i fumi di scarico, mentre l'espansore era una turbina radiale a tre stadi. I dati trovati dimostrano un aumento pari al 13% di potenza con una diminuzione del 15% nel consumo di combustibile. Il gruppo concluse che, supponendo una tratta annua di 150'000 miglia (circa 240'000 km) ed un prezzo di 0,45 \$/gallone di combustibile il sistema si sarebbe ripagato in poco meno di un anno grazie al risparmio di carburante.

Nel 1981 Marciniak *et al.* [10] confrontarono le prestazioni di sette fluidi per sistemi ORC. I sette fluidi erano acqua, metanolo, 2-metilpiridina/acqua, Fluorinol-85, toluene, Freon R-11 e Freon R-113. Questi fluidi, selezionati dopo uno studio delle proprietà termofisiche ed ambientali, vennero testati per potenze tra i 600 e i 2400 kW e temperature tra i 500 e i 1100 °F (260 e 593°C). Per le temperature più elevate, i due Freon e il metanolo risultavano inutilizzabili. Il ciclo più economico utilizzava acqua, seguita dal toluene, 2-metilpiridina/acqua e Fluorinol-85.

Nel 1985 Bailey [11] eseguì 3 diversi cicli per il recupero del calore da un motore diesel, confrontando le prestazioni di ognuno con quelle di un normale motore turbocompresso. I 3 cicli erano: ciclo a vapor d'acqua, ciclo con RC-1 come fluido e diversi cicli Brayton. Lo studio dimostrò il rilevante risparmio di combustibile grazie al ciclo Rankine organico.

Nel 1993, Oomori e Ogino [12] svilupparono un ciclo Rankine utilizzando il liquido di raffreddamento del motore di un'automobile come sorgente di calore. Il fluido usato fu HCFC123 (un idrofluorocarburo). La potenza in uscita dall'espansore scroll mostrò una lieve diminuzione (3%) nel consumo di combustibile in condizioni ambiente (25°C).

Quattro anni più tardi, Hung *et al.* [13] compararono le performance di sei fluidi (benzene, ammoniaca, R-11, R-12, R-134a e R-113) più acqua nel recuperare calore da una sorgente a bassa temperatura. Lo studio dimostrò il maggior profitto nell'utilizzo di fluidi organici rispetto all'acqua in questo tipo di applicazioni.

Nel 2005 El Chammas e Clodic [14] proposero un recupero tramite ORC dal circuito di raffreddamento e dei fumi di un motore ibrido. Il lavoro in uscita dalla turbina veniva convertito in elettricità da un generatore, stoccata poi in una batteria per essere utilizzata in seguito. Gli autori selezionarono otto fluidi: acqua, isopentano, R-123, R-245ca, R-245fa, butano, isobutano, R-152a. L'acqua garantiva l'efficienza più alta, seguita da R123, isopentano e R-245ca.

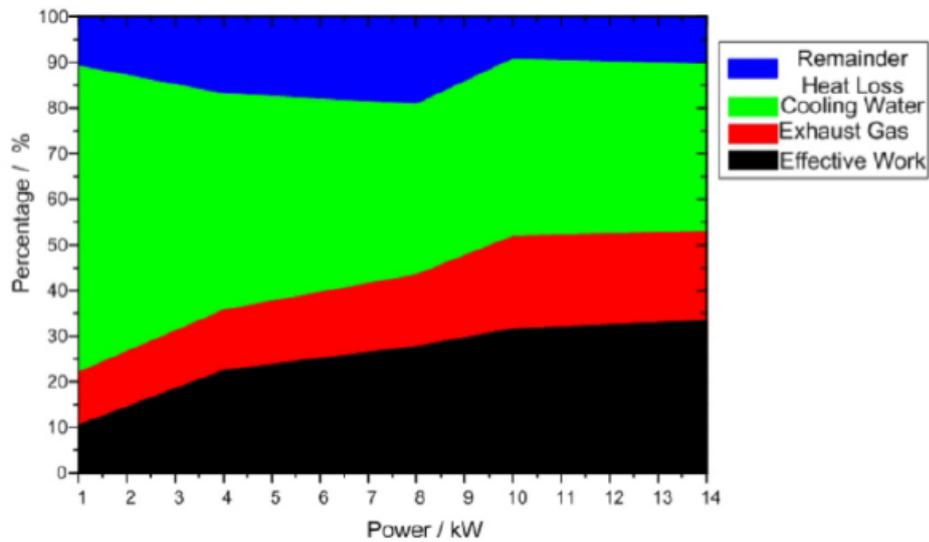
Nel 2007 Ho Teng *et al.* [15] trattarono il recupero di calore tramite ORC da un motore di un autocarro (2006-MY Cummins ISM 10.8L) alimentato a diesel. I dati del motore di questo articolo saranno poi utilizzati nel caso studio oggetto di questa tesi. Il gruppo analizzò le possibili fonti di calore (CAC, EGR, fumi di scarico e circuito di raffreddamento) dimostrando le maggiori possibilità di recupero dalle prime tre grazie al loro livello exergetico più alto. La simulazione indicò che un ciclo Rankine supercritico potesse recuperare fino a 55 kW dal calore di scarto (169 kW) delle 3 sorgenti, aumentando del 20% la potenza in uscita dal motore senza il consumo di ulteriore carburante.

Nello stesso anno Quoilin *et al.* [16] esaminarono un ciclo Rankine organico di piccola taglia tramite un modello numerico. Dopo un'ampia selezione la scelta ricadde sul fluido isoentropico R-123 grazie alla sua buona efficienza con sorgenti a temperature variabili tra i 100°C e i 200°C. Il sistema utilizzava un espansore scroll e mostrava un'efficienza massima pari al 7,4%.

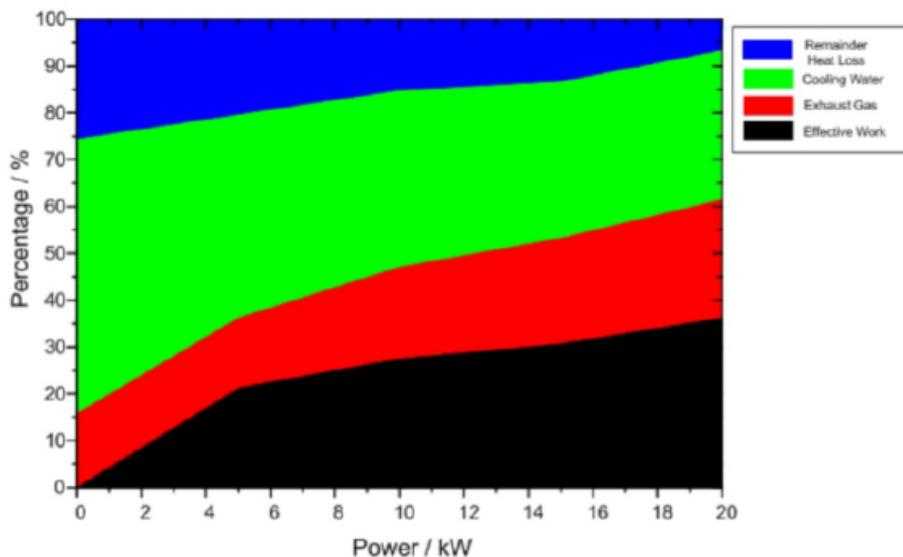
Negli anni a venire gli studi di questi cicli su motori di veicoli iniziano ad essere sempre più frequenti.

Nel 2010, Espinosa *et al.* [17] studiarono le diverse configurazioni di ciclo per recuperare energia dal motore di un camion. Considerando le 4 sorgenti sopra riportate nell'articolo di Ho Teng conclusero che il circuito fumi risultava essere quella più idonea grazie alla sua minor complessità. Grazie alle buone proprietà termodinamiche e alla sua non infiammabilità venne scelto l'R245fa come fluido di lavoro.

Uno studio condotto dalla Xi'an Jiaotong University (P R China)[18], presenta un'analisi sperimentale della distribuzione della potenza termica fornita dalla combustione in un motore a ciclo Otto. L'oggetto dello studio è la Toyota 8A-FE, autovettura presente sul mercato cinese. Dall'articolo emerge che la potenza convertita in lavoro effettivo dal motore aumenta all'aumentare del carico mentre non cresce molto all'aumentare del numero dei giri, mentre la potenza portata dai fumi aumenta sia all'aumentare del carico che del numero di giri. La potenza sottratta dal circuito di raffreddamento, invece, decresce all'aumentare del carico e del numero di giri del motore (fig.2.1 e 2.2).



2.1 distribuzione potenza termica da fuel a 1500 r/min



2.2 Distribuzione potenza termica da fuel a 2000 r/min

Nel 2012 Seher *et al.* [19] analizzarono diverse tipologie di espansori in cicli Rankine applicabili al motore di un camion. Conclusero che i due abbinamenti più favorevoli potessero essere l'espansore a pistoni con acqua o etanolo oppure una turbina con etanolo.

Nel 2015 Kulkarni e Sood [20] proposero un circuito ORC a due livelli di temperatura. Il circuito di alta, con R-245fa, utilizzava il calore dei fumi di scarico come sorgente mentre quello di bassa, con R-236fa catturava il calore rigettato dal condensatore di alta temperatura. Il sistema riduce anche il lavoro del sistema di raffreddamento recuperando calore che altrimenti verrebbe perso nel blocco motore. Lo studio mostra un'efficienza di ciclo complessiva del 5-10% il quale si traduce in un miglioramento complessivo delle prestazioni del motore.

Nello stesso anno Di Battista *et al.* [21] affrontarono le problematiche dovute al montaggio di un ORC sulla linea fumi di un IVECO F1C. L'aumento di peso ha effetti non trascurabili sul consumo di combustibile: per macchine di taglia medio-bassa il peso aggiuntivo provoca un aumento di consumo di combustibile che non giustifica l'utilizzo di questa tecnologia, nei veicoli più pesanti (furgoni e camion) la potenza ottenuta col ciclo di recupero è più alta rispetto a quella con motore "base". L'altro problema analizzato approfonditamente è quello legato alle perdite di carico. Un aumento di 250 mbar porta ad un consumo di combustibile aggiuntivo pari al 2%. Gli autori conclusero che, con la tecnologia attuale, è molto difficile trovare una reale convenienza nell'applicare un recupero alle automobili. Questa convenienza cresce per i furgoni e ancor più per i camion, sulla quale ci sono ancora ampi margini di miglioramento.

Gli stessi autori, un anno più tardi, costruirono e testarono un unità ORC per il recupero del calore da un motore Iveco N67 [22]. La novità del modello era la turbina a singolo stadio con efficienze tra il 45-48%. Il risultato ottenuto fu inferiore rispetto alle aspettative teoriche, si raggiunse infatti un'efficienza di ciclo del 4% con una potenza elettrica recuperata dalla turbina di 2 kW. Dal punto di vista ambientale, più che prestazionale, risulta una soluzione ideale grazie alla diminuzione di emissioni di CO₂.

Il *NoWaste Project* descrive l'architettura di due cicli ORC destinati al recupero da due diversi motori: uno senza ricircolo dei fumi, disegnato dal Centro Ricerche Fiat, e uno con EGR, disegnato da Volvo [23].

Il ciclo sviluppato da Fiat dimostra che, nonostante la sua semplicità, si possono raggiungere risultati interessanti in termini di potenza elettrica recuperata (2kW), migliorabile con un espansore più prestazionale. Inoltre l'impatto sul veicolo e sulla sua propulsione è minimo. Il sistema Volvo mostra risultati ed efficienze decisamente più alti (si raggiungono efficienze attorno al 10%) a discapito di un ingombro e un'incidenza maggiore sul veicolo.

ARTICOLO	APPLICAZIONE	SORGENTE DI CALORE	FLUIDI ANALIZZATI	RISULTATO
“Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system” Patel, Doyle 1976	Autocarro	Fumi di scarico	Fluorinol-50	Aumento di potenza (13%) e diminuzione consumo di combustibile (15%)
“Comparison of Rankine-Cycle Power Systems: Effects of Seven Working Fluids” Marciniak, 1981	Applicazione ORC in generale	Sorgenti a T variabile tra 260°C e 593°C	acqua, metanolo, 2-metilpiridina, Fluorinol-85, toluene, R-11, R113	Acqua e toluene risultano i fluidi più prestanti ed economici nell’intervallo di T considerato
“Comparative Evaluation of Three Alternative Power Cycles for Waste Heat Recovery from the Exhaust of Adiabatic Diesel Engines” Bailey, 1985	Motore diesel	Fumi di scarico	Vapor d’acqua e RC-1	Dimostrazione del rilevante risparmio di combustibile con ciclo ORC
“Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System” Oomori, Ogino,1993	Prima applicazione su automobile	Liquido di raffreddamento motore	HCFC123	Lieve diminuzione nel consumo di combustibile (3%)
“A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat” Hung, Shai, Wang, 1997	Applicazione ORC in generale	Sorgente a bassa temperatura	Acqua, benzene, ammoniaca, R-11, R-12, R-134a e R-113	Convenienza dei fluidi organici nel recupero a basse T
“Combined Cycle for Hybrid Vehicles” El Chammas, Clodic, 2005	Motore ibrido	Circuito di raffreddamento e fumi di scarico	acqua, isopentano, R-123, R-245ca, R-245fa, butano, isobutano, R-152a	L’acqua è il fluido che genera la miglior efficienza di ciclo
“Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines” Ho Teng, 2007	Motore diesel 2006-MY Cummins ISM 10.8L	CAC, EGR, fumi di scarico e circuito di raffreddamento	/	Tramite analisi exergetica esclude il circuito di raffreddamento come sorgente
“Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small scale generation” Quoilin, 2007	ORC di piccola taglia	Sorgenti con T variabile tra 100°C e 200°C	R-123	Costruzione di un modello numerico

“Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling” Espinosa, 2010	Motore di un autocarro	CAC, EGR, fumi di scarico e circuito di raffreddamento	Acqua, etanolo, R245fa	Per le alte T e la minor complessità il circuito fumi fu ritenuta la fonte più adatta
“Exhaust Recovery of Vehicle Gasoline Engine Based on Organic Rankine Cycle” Zhang, 2011	Motore diesel Toyota 8A-FE	Fumi di scarico	R113	analisi sperimentale della distribuzione della potenza termica
“Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process” Seher, 2012	Motore diesel di un autocarro	Fumi di scarico	Acqua e etanolo	Scelta dell’espansore
“Performance Analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) for Recovering Waste Heat from a Heavy Duty Diesel Engine” Kulkarni, 2015	Motore diesel di un autocarro	2 livelli di T: alta T: fumi di scarico bassa T: circuito raffreddamento	R245fa (alta T) R236fa (bassa T)	Efficienze tra 5-10% miglioramento complessivo prestazioni
“Effects of an ORC Based Heat Recovery System on the Performances of a Diesel Engine” Di Battista, 2015	Motore diesel Iveco F1C	Fumi di scarico	R236fa	Analizza problematiche connesse all’aumento di peso e perdite di carico
“Waste Heat Recovery by an Organic Rankine Cycle for Heavy Duty Vehicles” Cipollone, Di Battista 2016	Motore diesel Iveco N67	Fumi di scarico	R245fa	Turbina a singolo stadio poco prestazionale
“NoWaste: waste heat re-use for greener truck” Bettoja, 2016	Motore di un autocarro a 6 cilindri (Fiat e Volvo)	Fumi di scarico ed EGR	R245fa e miscela etanolo-acqua	I due sistemi offrono prestazioni differenti a seconda dell’obiettivo cercato (maggior potenza o semplicità)

Tab.2.1 Letteratura degli ORC su MCI

2.2.2 Vincoli all’applicazione su veicoli

La tecnologia ORC per il recupero di energia dai gas di scarico di un motore a combustione interna appare sin da subito una pratica davvero interessante ma può avere un impatto significativo sia sulla linea di scarico dei fumi che sul peso del veicolo. La contropressione realizzata (resistenza fluidodinamica che impedisce la fuoriuscita dei gas di scarico nell’atmosfera) e l’aumento di peso producono infatti un aumento del consumo specifico di combustibile che potrebbero vanificare gli effetti benefici del recupero di calore realizzato.

Le prestazioni e le emissioni di un motore diesel sono fortemente influenzate dalla contropressione. Una contropressione eccessiva nel sistema di scarico genera eccessivo calore, problemi al turbocompressore, maggior lavoro di pompaggio e minor potenza del motore, tutti fattori che portano al progressivo danneggiamento di alcune parti del motore e a prestazioni piuttosto scadenti. La diminuzione di potenza causata dalla contropressione dipende da vari fattori, ma una buona regola empirica sostiene che nei motori turbocompressi, con una contropressione di 100 mbar, si ha una penalizzazione pari al 2% nel consumo di combustibile.

L'aumento di peso comporta un maggiore sforzo di trazione per accelerare il veicolo e più resistenza al rotolamento degli pneumatici. Considerando un peso indicativo del sistema di 80 kg (due scambiatori di calore, pompa, espansori, tubi di collegamento, valvole, fluido di lavoro ecc.) l'incremento di potenza propulsiva vale circa il 5% per le automobili e 1,8% per i veicoli medio-leggeri. È evidente che tale sistema di recupero non può essere considerato per veicoli di medio-piccola dimensione (peso attorno ai 1000 kg): il sovraconsumo prodotto dall'aumento di peso e dalla contropressione è sempre maggiore alla potenza meccanica prodotta dal sistema ORC.

La situazione è ben diversa quando si fa riferimento a veicoli pesanti, come nel nostro caso: l'aumento di peso ha un'influenza molto minore e i benefici in termini di efficienza globale sono ancora riscontrabili.

In ogni caso deve essere stabilito un buon compromesso tra il beneficio della potenza prodotta e il danno provocato dalla contropressione e dall'aumento di peso.

Il qui presente lavoro propone una metodologia di progettazione e ottimizzazione del ciclo ORC considerando un ampio range di variabili di design e di aspetto pratico. Il processo è composto da tre passi: selezione della migliore sorgente di calore di scarto disponibile, selezione dei possibili fluidi di lavoro, ottimizzazione del ciclo termodinamico. Al fine di selezionare la miglior fonte di calore, sono state fatte considerazioni pratiche sulle varie sorgenti. Tra le varie sorgenti, i gas riciccolanti (EGR) sono sembrati essere la scelta migliore per il nostro design.

Basata su una sistematica selezione dei possibili fluidi di lavoro, etanolo, pentano ed R245fa sono stati scelti come i tre fluidi candidati per l'ottimizzazione.

Per questa ottimizzazione sono stati studiati due tipi di cicli:

- 1) ciclo subcritico senza recuperatore,
- 2) ciclo subcritico con recuperatore.

3. Caso studio

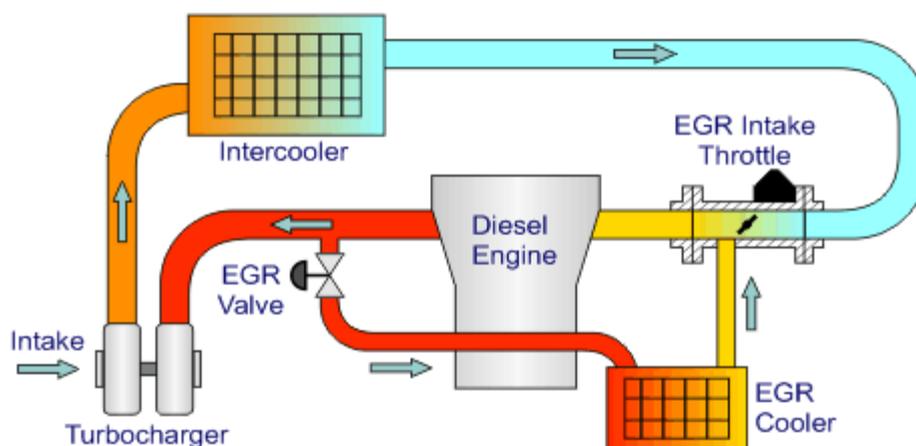
I dati su cui è basato il lavoro di questa tesi sono presi dall'articolo di S. Amicabile, Lee J. e Kum D. [24].

3.1 Caratteristiche del motore

I moderni motori diesel sono caratterizzati da una moltitudine di componenti, ognuno dei quali designato ad uno scopo ben preciso. La figura (3.1) mostra le parti più importanti di questo motore.

Il combustibile, allo stato liquido, viene iniettato in uno o più getti ad alte velocità tramite ugelli, atomizza in minuscole goccioline ed entra nella camera di combustione; qui vaporizza e si miscela con l'aria proveniente dal collettore di aspirazione (CAC), precedentemente raffreddata dall'intercooler.

L'obiettivo dell'intercooler è quello di raffreddare la miscela aria-combustibile aumentandone la densità e di conseguenza la quantità d'aria aspirata, incrementando la potenza complessiva. Inoltre tenere temperature più basse allontana il rischio di possibili detonazioni.



3.1 Configurazione di un generico motore Diesel

Quando la pressione in camera raggiunge il punto di accensione, inizia la combustione.

Uno dei problemi più comuni dei motori diesel è proprio la difficoltà a raggiungere il giusto grado di miscelazione tra aria e combustibile prima dell'inizio della combustione; questo può influenzare il processo di combustione causando la formazione di *soot* e inquinanti. Nella camera si possono raggiungere temperature molto elevate e ciò può portare alla formazione degli ossidi di azoto (NO_x). Un modo per ridurre le emissioni di NO_x è il ricircolo dei gas di scarico (EGR dall'inglese *Exhaust Gas Recirculation*). I fumi in uscita dal motore vengono indirizzati, tramite valvola EGR, presso uno scambiatore, raffreddati e poi miscelati con l'aria di

immissione. I gas combustibili, gas inerti che non partecipano alla combustione, diminuiscono la quantità di miscela utile al fine della combustione e della potenza erogata ed abbassano le temperature massime di ciclo riducendo le emissioni di NO_x . Dall'altro lato, il ricircolo dei gas, diminuendo la percentuale di ossigeno nella combustione può portare alla formazione di particolato. Bisogna dunque trovare un giusto compromesso tra particolato e ossidi di azoto. Il post-trattamento dei fumi si rivela piuttosto complesso. Il primo componente è il catalizzatore di ossidazione (DOC) usato appunto per ossidare il monossido di carbonio. Non è talvolta presente a causa del suo alto costo. È sempre presente invece il filtro antiparticolato (DPF) che blocca e cattura le particelle di particolato. L'ultimo sistema è la riduzione selettiva catalitica (SCR) nel quale un agente chimico riducente (ammoniaca o urea) assorbe l'ossigeno limitando così la formazione di NO_x all'interno dei gas di scarico, formando vapore acqueo e gas azoto (N_2). Questa reazione avviene a temperature prossime ai 350°C ma può avvenire anche attorno a 250°C se i tempi di permanenza si allungano. Tale problema pone un vincolo sulla temperatura minima dei fumi prima del loro trattamento e ciò riduce la quantità di calore recuperabile da essi.

3.1.1 Analisi energetica del motore

I moderni motori diesel destinati al trasporto merci raggiungono efficienze variabili tra il 35 e il 42%. L'energia restante fornita dal carburante viene dissipata in diversi modi.

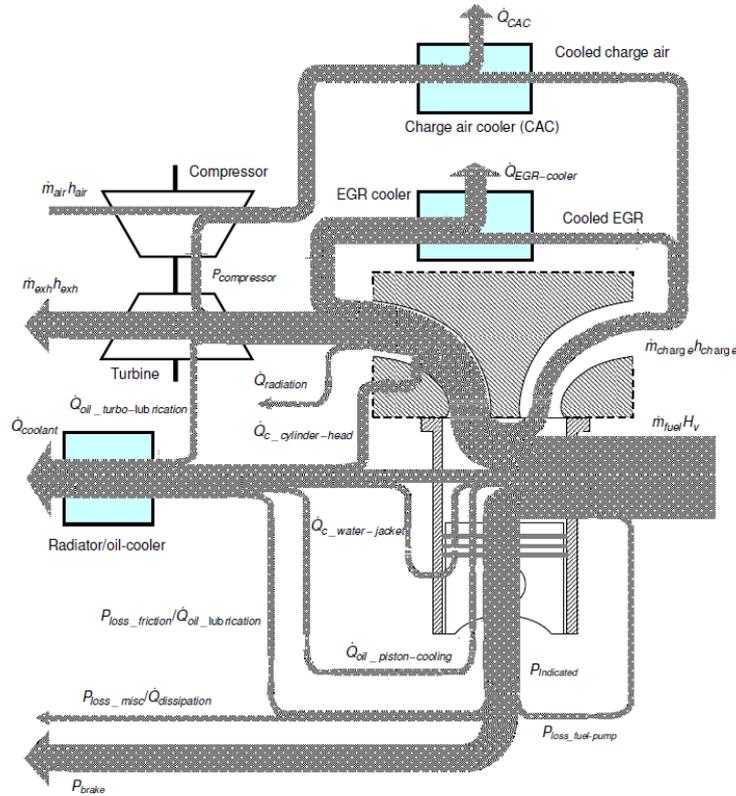
La figura (3.2) mostra un diagramma Sankey relativo a tutti i flussi di energia presenti in un tipico motore diesel turbocompresso con ricircolo fumi (EGR) e intercooler, per mantenere costante la temperatura dell'aria di alimento del turbocompressore (CAC).

Il bilancio di energia del motore è il seguente:

$$\dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} + \dot{m}_{air}h_{air} = P_{brake} + P_{loss-accessories} + \dot{m}_{exh}h_{exh} + \dot{Q}_{radiation} + \dot{Q}_{coolant} + \dot{Q}_{EGR} + \dot{Q}_{CAC} \quad (3.1)$$

In cui \dot{m} è la portata in massa, LHV_{fuel} è il potere calorifico inferiore del combustibile, P è la potenza e \dot{Q} il flusso di calore disperso dai vari sistemi. P_{brake} rappresenta la parte di energia iniziale convertita in lavoro utile.

Il diagramma mostra chiaramente quali siano le perdite principali nel nostro sistema, attribuendogli una freccia più spessa.



3.2 Diagramma Sankey per un motore diesel turbocompresso e con EGR ad alta pressione

Trascurando il termine radiativo, possiamo ricavare il rendimento di conversione di un motore diesel:

$$\eta = \frac{P_{brake}}{\dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} + \dot{m}_{air}h_{air}} = \frac{(\dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} + \dot{m}_{air}h_{air}) - (\dot{m}_{exh}h_{exh} + \dot{Q}_{coolant} + \dot{Q}_{EGR} + \dot{Q}_{CAC})}{(\dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} + \dot{m}_{air}h_{air})} \quad (3.2)$$

In cui: $(\dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} + \dot{m}_{air}h_{air}) = \dot{E}_{input}$
e $(\dot{m}_{exh}h_{exh} + \dot{Q}_{coolant} + \dot{Q}_{EGR} + \dot{Q}_{CAC}) = \dot{Q}_{wasted}$

Per cui il rendimento risulta essere:

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{wasted}}{\dot{E}_{input}} \quad (3.3)$$

Il diagramma precedente quantifica le dissipazioni di calore, ma non dà nessuna informazione sulla loro qualità. Per far questo l'analisi exergetica viene in aiuto. L'ambiente rappresenta il livello zero, e qualsiasi forma di energia a questo livello non può essere sfruttata per produrre lavoro utile.

La definizione di exergia è la seguente:

$$Ex = m[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3.4)$$

Nel quale s e h rappresentano l'entropia specifica (kJ/kgK) e l'entalpia specifica (kJ/kg) della nostra sorgente mentre il pedice 0 indica le condizioni ambiente.

Assumendo i fumi di scarico come ideali ed applicando la definizione di entalpia possiamo scrivere:

$$(h - h_0) = \int_{T_0}^T C_p dT \quad (3.5)$$

In cui C_p è il calore specifico in kJ/kgK.

Allo stesso modo, applicando la definizione di entropia:

$$(s - s_0) = \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT - R \int_{P_0}^P \frac{1}{P} dP \quad (3.6)$$

In cui R è la costante dei gas e P la pressione.

Un altro modo per quantificare l'exergia è il passaggio attraverso il rendimento di Carnot.

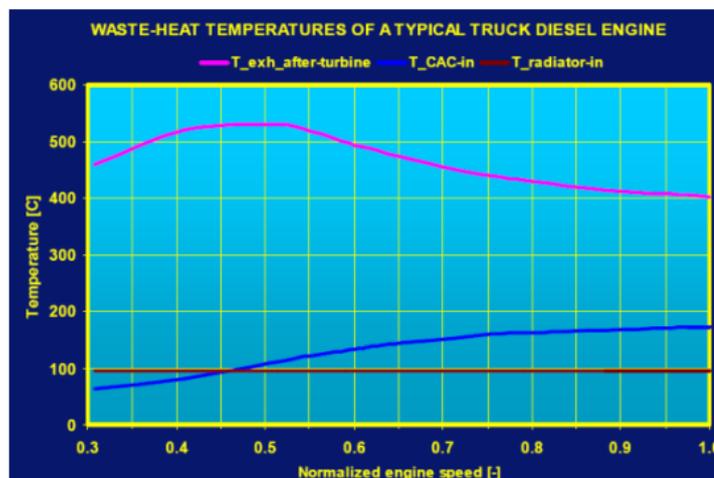
$$\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (3.7)$$

L'exergia può essere definita come il lavoro ottenibile da un ciclo di Carnot operante tra le temperature T_0 e T :

$$\eta_c = \frac{\dot{Ex}}{\dot{Q}} \quad (3.8)$$

$$\dot{Ex} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.9)$$

Dall'equazione (9) possiamo affermare che l'exergia è proporzionale alla temperatura della nostra sorgente.



3.3 Andamento indicativo delle temperature delle sorgenti in funzione della velocità

Nella figura (3.3) si può notare come la temperatura del liquido di raffreddamento del motore sia pressoché costante al variare della velocità ed è la più bassa nella maggior parte delle condizioni di lavoro (nella figura fumi di scarico e ricircolo sono considerati come un'unica sorgente). Se volessimo dunque recuperare energia dal circuito di raffreddamento dovremmo aumentare notevolmente il flusso di massa, ciò implica grossi scambiatori, maggiori costi e coefficienti di scambio più bassi. A causa di ciò, nonostante la quantità di calore portato via dal fluido di raffreddamento sia maggiore, non è opportuno recuperarlo da qui.

I dati del motore (2006MY Cummins ISM 10.8L diesel engine) sono ricavati quando questo lavora al 50% del carico (B50 o 150 kW) e sono i seguenti:

velocità del motore [rpm]	1616
Coppia motore [Nm]	925
Consumo carburante [kg/h]	57
Percentuale ricircolo [%]	44
Portata EGR [kg/h]	677

Tab. 3.1 Specifiche tecniche del motore a carico parziale (B50)

Dalla tabella possiamo ricavare valori utili al nostro studio.

$$\dot{m}_{EGR@B50} = 677 \frac{kg}{h} = \mathbf{0.188 \text{ kg/s}} \quad (3.10)$$

Inoltre, conoscendo il rapporto di ricircolo, possiamo ricavare la portata totale coinvolta essendo:

$$EGR \text{ rate} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{cyl \text{ tot}}} = 0.44 \quad (3.11)$$

I motori diesel sono caratterizzati da una massa di combustibile proporzionale alla quantità di aria entrante nel motore; il parametro che indica questa relazione è il rapporto aria combustibile (AFR). Un suo tipico valore, utilizzato anche nella nostra analisi, è 14.

$$AFR = \frac{\dot{m}_{CAC}}{\dot{m}_{fuel}} = 14 \quad (3.12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{cyl \text{ tot}}} = 0.44 \\ \frac{\dot{m}_{CAC}}{\dot{m}_{fuel}} = 14 \\ \dot{m}_{cyl \text{ tot}} = \dot{m}_{CAC} + \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{EGR} \end{array} \right. \quad (3.13)$$

Risolvendo le equazioni (3.12) e (3.13) si ricavano le seguenti portate:

$$\dot{m}_{cyl \text{ tot}} = 0.427 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{CAC} = 0.223 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0.0159 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{cyl \text{ tot}} - \dot{m}_{EGR} = 0.239 \text{ kg/s}$$

	\dot{Q}_{EGR}	\dot{Q}_{CAC}	\dot{Q}_{exh}	$\dot{Q}_{coolant}$
\dot{m} [kg/s]	0.188	0.223	0.239	≈ 3
T_{in} [°C]	470	170	350	95
T_{outmin} [°C]	50	50	240	80
$\dot{Q}_{available}$ [kW]	92.383	31.309	30.759	125
$\dot{Q}_{av}/\dot{E}_{input}$ [%]	12.13	4.11	4.03	16.41
Exergia [kW]	37.78	6.75	14.57	24.45

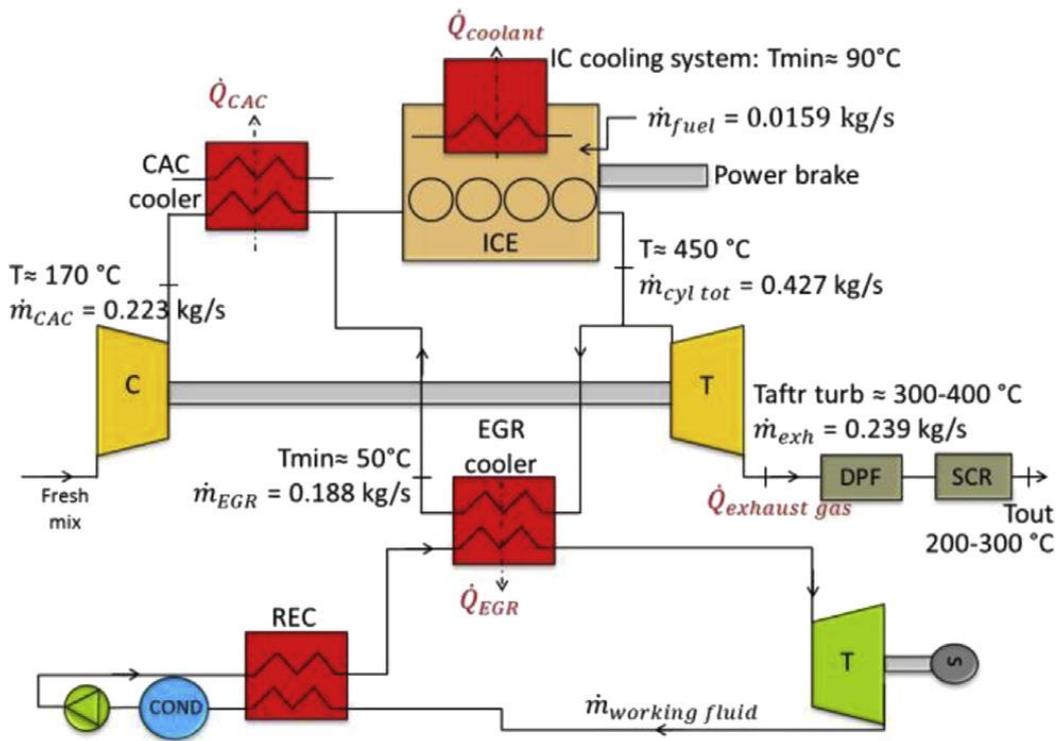
Tab. 3.2 Caratteristiche delle 4 sorgenti di calore

In cui $\dot{E}_{input} = \dot{m}_{fuel}LHV_{fuel} + \dot{m}_{air}h_{air}(T_{minCAC}, P_{after-comp}) = 761.81 \text{ kW}$

Con $LHV_{fuel} = 43,1 \text{ MJ/kg}$

$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{CAC}$

$P_{after-comp} \approx 10 \text{ Bar}$



3.4 Schema del motore con flussi di massa e temperature

In base all'analisi appena effettuata si è deciso di recuperare energia dal solo circuito di ricircolo dei fumi di scarico.

3.2 Scelta del fluido di lavoro

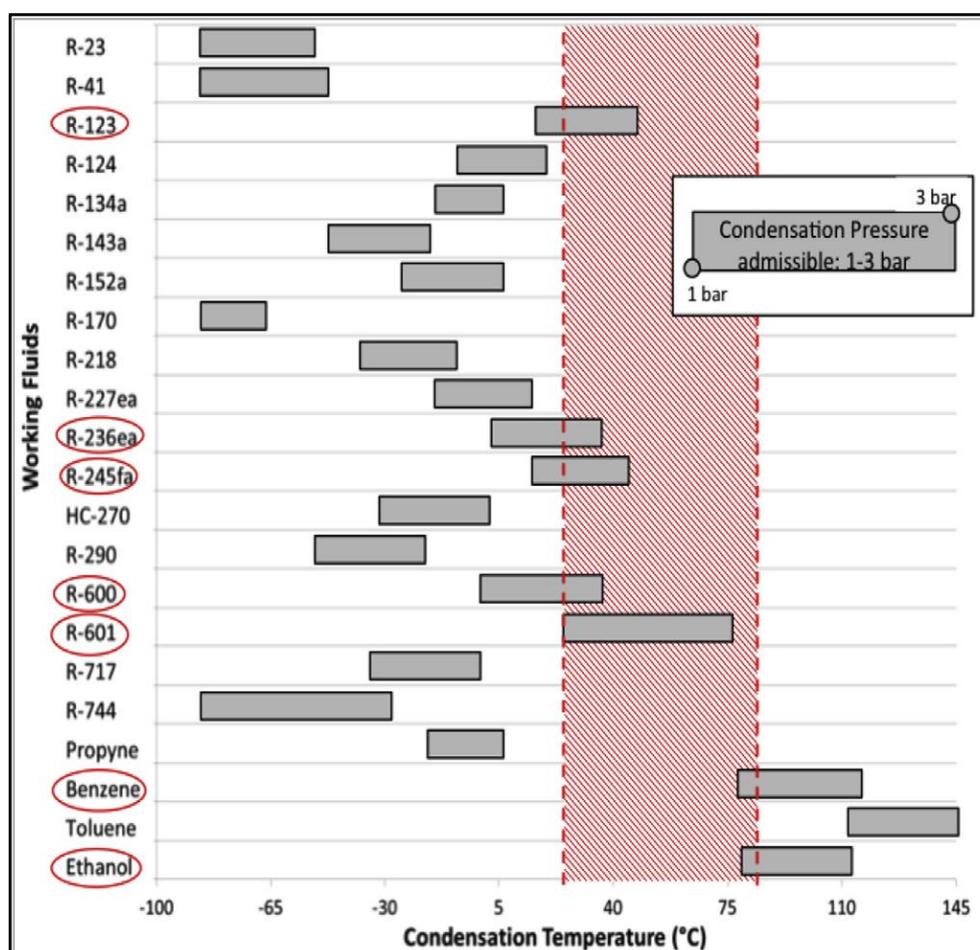
Il fluido di lavoro deve avere proprietà termo-fisiche adatte all'abbinamento con la sorgente con cui si ha a che fare e deve rispettare i vincoli ambientali e di sicurezza. A differenza dell'acqua, tutti i fluidi organici soffrono di deteriorazione chimica e problemi ad alte temperature. Quindi è importante verificare la stabilità chimica del

fluido scelto onde evitare formazione di *soot* e conglomerati. Allo stesso tempo il fluido deve essere non corrosivo e non infiammabile.

Il fluido che verrà scelto non deve essere pericoloso, specie in questa applicazione in cui il rischio di incidente è particolarmente alto.

Dal punti di vista ambientale le principali preoccupazioni riguardano l'ODP (Ozone Depletion Potential) e il GWP (Global Warming Potential). A causa dei limiti imposti a questi due parametri, alcuni fluidi di lavoro sono già stati banditi (R-11, R-12, R-113, R-114, R-115) ed altri saranno banditi tra il 2020 e il 2030 (R-22, R-124). La lista dei fluidi applicabili resta molto lunga e per ridurla è necessario porre vincoli su pressioni e temperature di ciclo.

La figura (3.5) mostra i limiti per le pressioni e le temperature di condensazione. La pressione atmosferica è considerata il limite inferiore in modo da evitare infiltrazioni d'aria nel circuito pericoloso per l'integrità di tutto il circuito. Dall'altro lato si fissa una pressione di condensazione massima di 3 bar per ragioni economiche e di sicurezza. Per ciò che concerne la temperatura si pongono 30°C come limite inferiore, al fine di evitare scambiatori di calore troppo grandi, e circa 85-90°C come limite superiore, in modo da non ottenere eccessive riduzioni del lavoro ottenuto.



3.5 Limiti su pressione e temperatura di condensazione

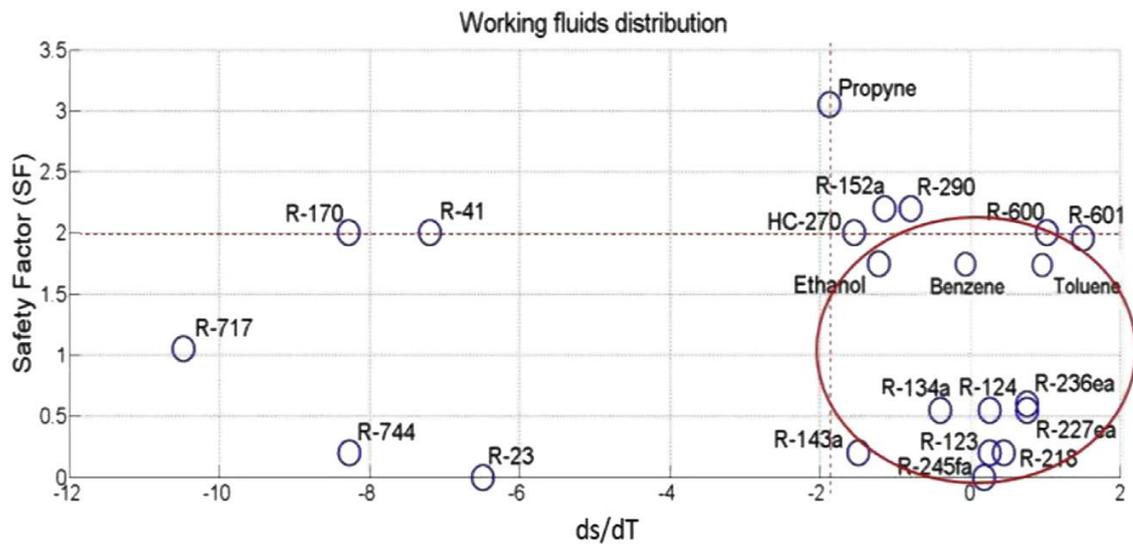
Un secondo criterio di scelta del fluido riguarda la sicurezza. Il rischio di incidente nei veicoli è elevato e di conseguenza parametri quali infiammabilità ed instabilità diventano particolarmente importanti. In questo contesto viene utile il *Safety Factor (SF)*, così definito dalla *US Standard System for the Identification of the Hazards of Materials (NFPA 704)*:

$$SF = [(\alpha * H) + (\beta * I) + (\gamma * F)] \quad (3.14)$$

H, I e F rappresentano rispettivamente i valori di salute (*health*), instabilità (*instability*) e infiammabilità (*flammability*) il cui valore varia tra 0 e 4 [25]. α , β e γ sono 3 costanti utilizzate per dare diverso peso ai parametri con cui sono associate.

La maggior importanza è stata data all'infiammabilità ($\alpha=45\%$) in quanto è necessario evitare, o almeno ridurre al minimo, il rischio di auto-ignizione in caso di perdite. Per le stesse ragioni è stato dato poco meno peso all'instabilità ($\beta=35\%$). Il fattore salute è considerato il meno problematico ($\gamma=20\%$) in quanto il sistema di recupero sarà opportunamente dislocato lontano dalla cabina dell'autista.

Il *Safety Factor* può assumere valori compresi tra 0 e 4, con il valore più alto attribuibile alle sostanze meno sicure. Si pone come limite superiore $SF=2$. Nel grafico (3.6) viene rappresentato questo vincolo in relazione alla pendenza della curva di Andrew.



3.6 Limiti di SF e ds/dt 1

Pochi fluidi rispettano i 2 limiti imposti, tra questi Amicabile *et al.* hanno deciso di lavorare su R245fa e pentano nel loro modello. In aggiunta è stato scelto un fluido debolmente umido come l'etanolo.

FLUIDO	INFORMAZIONI GENERALI
Etanolo (debolmente umido)	Basso costo, altamente reperibile $T_{\text{cond}} > 70^{\circ}\text{C}$ per lavorare a p_{atm}
Pentano (secco)	Alta infiammabilità $T_{\text{cond}} > 40^{\circ}\text{C}$ per lavorare a p_{atm}
R245fa (isoentropico)	Alto costo Alta P_{cond}

Tab.3.3 Caratteristiche dei fluidi scelti

4. Il codice di calcolo

Il modello utilizzato per il confronto dei risultati con lo studio di Amicabile e l'ottimizzazione dei cicli è stato sviluppato dal team di lavoro del DII di energetica applicata in ambiente MATLAB®, sfruttando i database di REFPROP [26] e COOLPROP per il calcolo delle proprietà termodinamiche. Il codice sfrutta l'algoritmo genetico integrato in MATLAB® per cercare le soluzioni in grado di massimizzare la funzione obiettivo desiderata, partendo da un insieme iniziale di possibili soluzioni definito popolazione.

I layout analizzati possono prevedere l'inserimento di un recuperatore di calore, dove il vapore in uscita dalla turbina preriscalda il liquido in ingresso all'evaporatore, e l'utilizzo di un circuito intermedio ad olio diatermico posto tra la sorgente calda e l'unità ORC, per evitare il rischio di contatto tra la sorgente ed il fluido di lavoro.

I principali parametri di input che vengono fissati all'interno del codice sono:

- la temperatura e la pressione di ingresso, la composizione e la portata della sorgente calda;
- le temperature di ingresso ed uscita e la pressione di ingresso dell'acqua di raffreddamento;
- l'efficienza del motore elettrico della pompa;
- l'efficienza isoentropica della pompa;
- le efficienze meccaniche della pompa e della turbina;
- l'efficienza del generatore;
- la minima differenza di temperatura ammissibile negli scambiatori di calore.

Tutte le altre variabili (portate, potenza, stati termodinamici, etc.) sono dipendenti ed è possibile calcolarle una volta risolto il ciclo di ottimizzazione, realizzato utilizzando la funzione *genetic algorithm* di Matlab®. Tale algoritmo si basa sulla teoria della selezione naturale nel progresso genetico biologico sviluppata da Charles Darwin: il GA considera ogni parametro come un gene ed ogni soluzione come un cromosoma combinandoli come numeri binari; differenti combinazioni di geni formano una popolazione di struttura variabile simile a quella dei cromosomi. Prima di implementare il GA, viene fornito un gruppo di cromosomi, chiamato popolazione originaria. Le approssimazioni della popolazione originaria creano una nuova generazione e le migliori approssimazioni dei risultati potenziali vengono scelte

come una nuova popolazione: questa continua a creare nuove generazioni finché la popolazione non converge alla soluzione ottima. Mediante questo algoritmo è possibile calcolare il valore delle seguenti variabili, dette variabili di ottimizzazione:

- temperatura di uscita della sorgente calda;
- pressione di evaporazione del fluido organico;
- temperatura di uscita del fluido di lavoro dall'evaporatore;
- pressione di condensazione;
- minima differenza di temperatura all'interno di ogni scambiatore;
- efficienza del recuperatore.

Le restanti variabili, come ad esempio la portata di fluido organico, i punti termodinamici del ciclo, la potenza elettrica prodotta, la portata dell'acqua di raffreddamento, sono variabili dipendenti e vengono calcolate durante la procedura di ottimizzazione.

Per ciò che concerne le equazioni utilizzate nell'ottimizzazione dei parametri, di seguito vengono elencate le principali:

$$\text{Potenza elettrica:} \quad P_{el} = P_t - P_p \quad (4.1)$$

$$\text{Potenza prodotta dalla turbina:} \quad P_t = \dot{m}_{orc}(h_3 - h_4)\eta_{mecc}\eta_{el} \quad (4.2)$$

$$\text{Potenza dissipata dalla pompa:} \quad P_p = \dot{m}_{orc} \frac{h_1 - h_6}{\eta_{mecc}\eta_{el}} \quad (4.3)$$

Portata di fluido che circola nell'impianto:

$$\dot{m}_{orc} = \dot{m}_{hot} \frac{h_{hot,in} - h_{hot,out}}{h_3 - h_1} \quad (4.4)$$

In cui \dot{m}_{hot} è la portata della sorgente calda, il ricircolo dei fumi nel nostro caso. h_1 e h_3 sono le entalpia del fluido di lavoro all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore.

$$\text{Rendimento del ciclo:} \quad \eta_{ciclo} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{orc}(h_3 - h_1)} \quad (4.5)$$

4.1 Analisi economica

L'analisi economica è basata sulla *Module Costing Technique (MCT)* sviluppata da R. Turton [27], molto usata per dare delle stime preliminari dei costi degli impianti chimici. Questa tecnica correla tutti i costi diretti ed indiretti con il costo d'acquisto di ogni componente valutato in alcune "condizioni base" C_p^0 . Le equazioni hanno la seguente espressione:

$$\log C_p^0 = K_1 + K_2 \log A + K_3 (\log A)^2 \quad (4.6)$$

dove A è la capacità o un parametro dimensionale del componente e K_1, K_2 e K_3 sono delle costanti proprie di ogni componente; deviazioni dalle condizioni base (che considerano i componenti realizzati con materiali comuni e funzionanti vicino alla pressione atmosferica) vengono considerate utilizzando dei fattori moltiplicativi, F_p e F_m , che dipendono dal componente, dalle pressioni operative e dai materiali. Il fattore di pressione è dato dalla seguente formula generica:

$$\log F_p = C_1 + C_2 \log p + C_3 (\log p)^2 \quad (4.7)$$

In cui p è la pressione nel componente analizzato, C_1, C_2, C_3 sono coefficienti tipici dei componenti.

Il costo di acquisto del componente risulta essere:

$$C_p = C_p^0 * F_p * F_m \quad (4.8)$$

Nel *MCT* viene introdotto il "bare module cost factor" F_{BM} , ossia un fattore che accorpa tutti i costi diretti ed indiretti legati al componente che ha la seguente espressione:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 * F_p * F_m \quad (4.9)$$

Il costo totale del componente diventa dunque:

$$C_{BM} = C_p^0 * F_{BM} \quad (4.10)$$

Le equazioni dell'analisi economica contenute nel codice si sono rivelate inadatte in quanto sovrastimavano, di almeno un ordine di grandezza, il costo dell'impianto ORC.

Il costo assume ancora maggiore importanza in questo tipo di applicazioni per cui si ritiene accettabile montare componenti dal minor rendimento ma conseguentemente più economici.

In letteratura si sono trovate relazioni che avvicinano la spesa totale a quella riportata nell'articolo di riferimento. Vengono riportate di seguito le formule utilizzate:

$$\$_{scambiatori} = k_1(A_{scambio})^{k_2} * (2.2 + FC_1) \quad (4.11)$$

In cui K_1 e K_2 sono coefficienti che dipendono dal tipo di materiale utilizzato, ricavati da Douglas [28]. In aggiunta, il costo relativo alla pressione è preso in considerazione da FC_1 poiché pressioni più alte comportano inevitabilmente spese maggiori.

Design pressure (bar)	FC_1	
Up to 10	0	
20	0.10	
27	0.25	
55	0.52	
68	0.55	
Type of material	k_1	k_2
Carbon steel (CS)	383.5	0.65
Stainless steel (SS)	1438.1	0.65

4.1 Fattori per la valutazione del costo degli scambiatori

Per descrivere la dipendenza del costo dell'espansore dai parametri termodinamici si è fatto riferimento alla relazione riportata da Quoilin in [29]:

$$\$_{espansore} = (330 + 255 * \dot{V}_{out\ exp}) + k_n \log(N_{exp}) \quad (4.12)$$

In cui $\dot{V}_{out\ exp}$ è la portata volumetrica di fluido all'uscita dell'organo di espansione. Il contributo logaritmico, assumendo $K_n=500$, tiene conto dell'economia di scala nel caso fossero aggiunti più componenti in serie (N_{exp} è infatti il numero degli espansori).

Per la pompa si è valutato il modello proposto da Bejan [30]:

$$\$_{pompa} = 900 * \left(\dot{W}_{el\ p} / 0,3 \right)^{0,25} \quad (4.13)$$

In cui $W_{el\ p}$ indica la potenza elettrica consumata dalla pompa.

Altri componenti (alternatore, collegamenti, generatore e sistema di controllo) sono raggruppati nella voce dei costi fissi.

$$\$_{costi\ fissi} = 3500 \quad (4.14)$$

Per eseguire velocemente i conti per ogni configurazione di ogni fluido si è eseguito un semplice file script di Matlab sotto riportato.

```

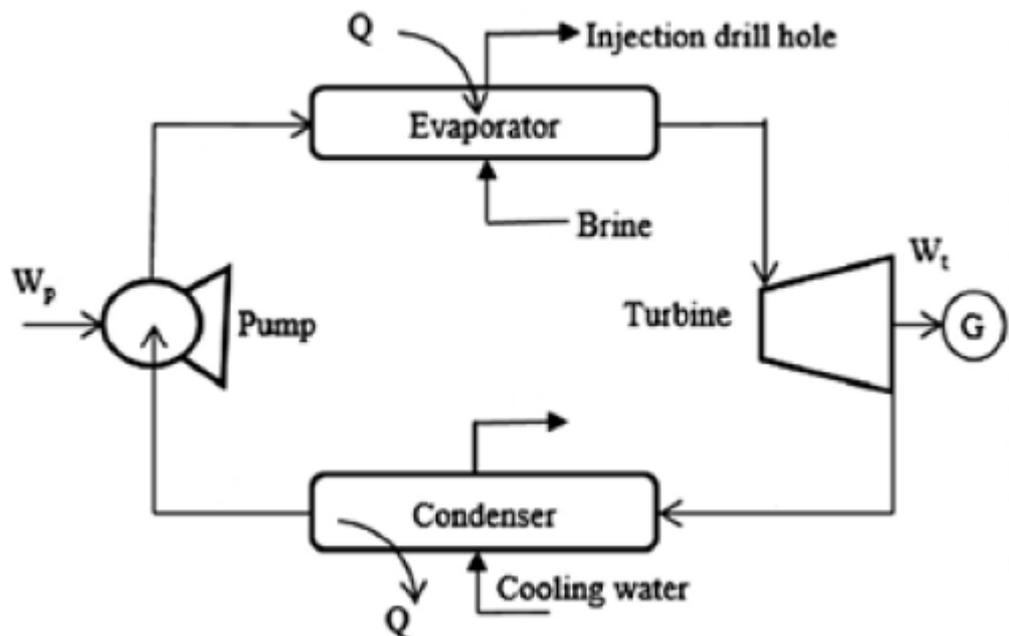
costo_componenti % Analisi economica
k1=383.5;        %coefficiente del carbonio
k2=0.65;        % secondo coefficiente carbonio
FC1=0.25;       %coefficiente per pressione maggiori a 27 bar
D(4)=refpropm('D','p',p_cond,'T',T(4),'comp1'); %densità in uscita
dalla turbina
V_ORC=m_ORC/D(4); %portata volumetrica dopo l'espansione
if p(3)-p(4)>30; %ciclo if per decidere numero espansori
    ipotizzando un rapporto di 10 a espansore
    n_exp=4;
else p(3)-p(4)<30;
    n_exp=3;
end
costo_evap=k1*(A_ev)^k2*(2.2+FC1); %costo evaporatore
costo_cond=k1*(A_cond)^k2*2.2; %costo condensatore
costo_rec=k1*(A_rec)^k2*(2.2+FC1); %costo recuperatore (se
presente)
costo_esp=(330+255*V_ORC)+500*log(n_exp); %costo espansori
costo_pompa=900*(P_pump/0.3)^0.25; %costo pompa
costi_fissi=3500; % costo altri componenti
costo_totale=costo_evap+costo_cond+costo_rec+costo_esp+costo_pompa+
costi_fissi %costo intero sistema

```

4.2 Configurazioni di ciclo analizzate

In questo studio si analizzano due diverse configurazioni di impianto:

- caso (a): ciclo subcritico standard



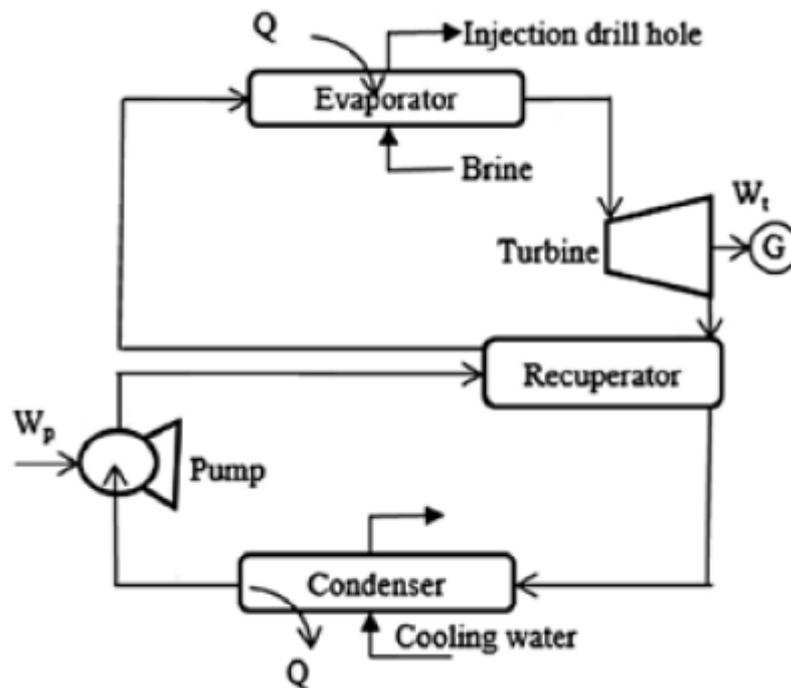
4.2 Ciclo rankine standard

Nel ciclo standard il vapore viene espanso attraverso una turbina; dopo l'espansione, viene condensato, compresso per mezzo di una pompa che lo invia all'evaporatore in cui vaporizza fino allo stato di vapore surriscaldato, condizione in cui entra nella turbina.

I componenti principali sono quattro: l'evaporatore, all'interno del quale il fluido organico scambia calore con i fumi che ricircolano nell'EGR, la turbina di espansione collegata ad un generatore, il condensatore, all'interno del quale il fluido operativo si raffredda scambiando calore con acqua, la pompa di alimento necessaria per portare il fluido dalla pressione di condensazione alla pressione di evaporazione.

- Caso (b): ciclo subcritico recuperativo

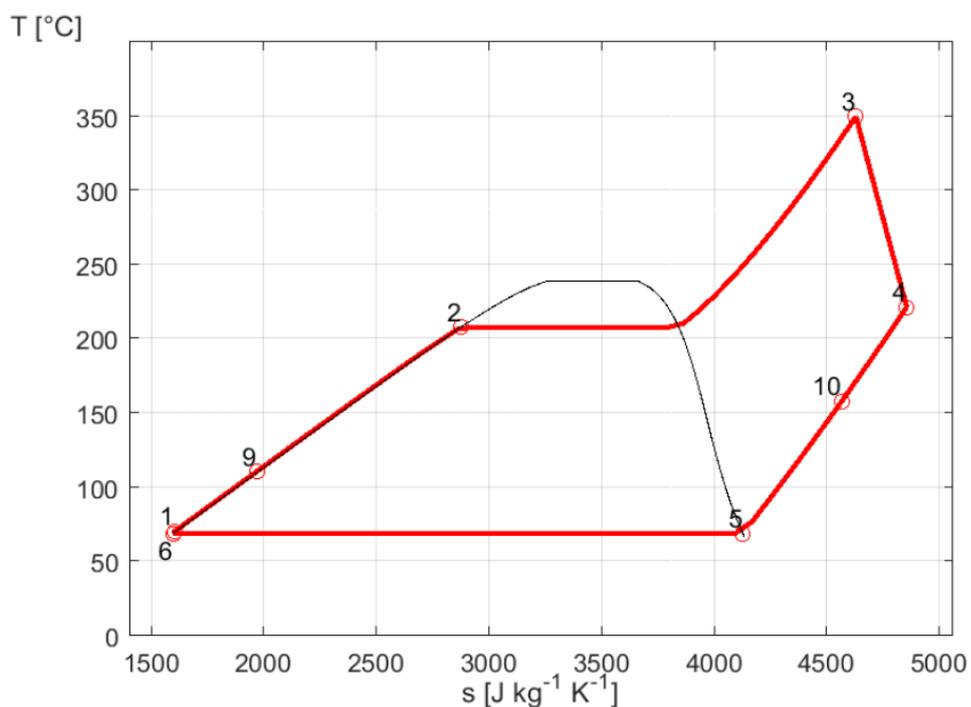
Il ciclo recuperativo (caso (b)) viene chiamato così perché è in grado di recuperare una porzione di calore dal fluido in uscita dalla turbina mediante l'aggiunta di uno scambiatore di calore (detto, appunto, rigeneratore), il quale preriscalda il liquido ad alta pressione all'uscita dalla pompa, prima che entri all'evaporatore; la sorgente termica si trova quindi a scambiare calore con un fluido più caldo.



4.3 Ciclo Rankine recuperativo

Si è deciso di non analizzare configurazioni supercritiche in quanto ritenute inadatte a questo tipo di applicazione in cui è bene evitare valori troppo elevati di pressione nei quali un controllo dei parametri di ciclo risulta molto più complicato.

Per completare la descrizione del codice, si riportano le definizioni degli stati termodinamici del ciclo.



4.2 Figura di riferimento per la definizione degli stati termodinamici

PUNTO	FASE DI CICLO
1	Uscita pompa
2	Inizio dell'evaporazione
3	Uscita dall'evaporatore ed ingresso in turbina
4	Uscita dalla turbina ed ingresso nel recuperatore
5	Inizio condensazione
6	Fine condensazione ed ingresso pompa
9	Uscita recuperatore lato freddo ed ingresso evaporatore
10	Uscita recuperatore lato caldo ed ingresso condensatore

Tab.4.1 definizione degli stati termodinamici

Nei casi non recuperativi, l'unica differenza consiste nel fatto che, mancando il recuperatore, il punto (9) coincide con (1) ed il (10) con il (4).

5. Analisi dei risultati

Si precisa da subito che le varie parti dell'impianto state modellate con il codice MatLab R2017a.

L'impianto analizzato recupera calore dal ricircolo dei fumi di scarico del motore di un autocarro a 470°C. In questo lavoro l'impianto topping non è modellato, ma si rivolge la propria attenzione esclusivamente sul ciclo Rankine organico.

Nella Tabella 5.1 sono elencati i valori dei parametri fissati per la progettazione dei cicli ORC con l'obiettivo di massimizzare la potenza elettrica prodotta.

PARAMETRO	DEFINIZIONE
$T_{hot_{in}} = 470^{\circ}C$	Temperatura in ingresso della sorgente calda
$p_{hot_{in}} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione in ingresso della sorgente calda
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ Kg/s}$	Portata massica della sorgente calda
$T_{cold_{in}} = 45^{\circ}C$	Temperatura in ingresso dell'acqua al condensatore
$T_{cold_{out}} = 55^{\circ}C$	Temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore
$p_{cold_{in}} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione in ingresso dell'acqua al condensatore
$\eta_{is_{exp}} = 0.75$	Efficienza isoentropica dell'espansore
$\eta_{is_{p}} = 0.70$	Efficienza isoentropica della pompa
$\eta_{el_{gen}} = 0.90$	Efficienza del generatore
$\eta_{el_{me}} = 0.90$	Efficienza del motore elettrico della pompa
$\eta_{mec_{exp}} = 0.90$	Efficienza meccanica dell'espansore
$\eta_{mec_{p}} = 0.92$	Efficienza meccanica della pompa
$\Delta T_{pp_{evap}} = 8^{\circ}C$	Minima differenza di temperatura ammissibile nell'evaporatore
$\Delta T_{pp_{cond}} = 15^{\circ}C$	Minima differenza di temperatura ammissibile nel condensatore
$\Delta T_{pp_{rec}} = 8^{\circ}C$	Minima differenza di temperatura ammissibile nel recuperatore

Tab 5.1 Valori dei parametri fissati nel codice

Nonostante il codice sia in grado di scegliere l'assetto ed ottimizzare il rendimento della turbina, si è scelto di fissare questo ultimo parametro in quanto il lavoro di tesi consiste inizialmente nel confronto tra i risultati del codice di calcolo utilizzato ed i dati riportati dall'articolo di riferimento [24].

Per il confronto con l'articolo si è scelto di assumere un valore di popolazione e generazioni rispettivamente pari a 150 e 100 in modo che il codice analizzi un'ampia

gamma di possibili soluzioni. Per l'andamento della potenza con la pressione di evaporazione si è ritenuto più adatto scegliere 30 e 30, valori che si ritengono costituire un buon compromesso tra velocità computazionale e precisione di calcolo.

5.1 I fluidi utilizzati

I fluidi di lavoro utilizzati nella simulazione sono etanolo (un alcol a catena alchilica lineare), R245fa (un idrofluorocarburo HFC) e pentano (un idrocarburo della famiglia degli alcani). Di seguito vengono riportate le principali proprietà di questi 3 fluidi.

	formula	MM [Kg/Kmol]	T_{cr} [°C]	p_{cr} [bar]	ρ_{cr} [kg/m ³]
Etanolo	C ₂ H ₆ O	46.068	240.75	61.48	276.00
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	134.05	154.01	36.51	516.08
Pentano	C ₅ H ₁₂	72.149	196.55	33.70	232.00

Tab.5.2 proprietà fluidi utilizzati (fonte Refprop)

Al fine di lavorare con pressioni di condensazione uguali o leggermente superiori a quella ambiente, in modo da evitare pericolose infiltrazioni d'aria nel circuito, i cicli con etanolo devono avere una temperatura di condensazione superiore (≈ 80 ° C) rispetto ai cicli che lavorano con etanolo o R245fa (≈ 45 ° C). Durante la simulazione vengono quindi utilizzate due diverse temperature di condensazione per garantire una pressione di condensazione opportuna.

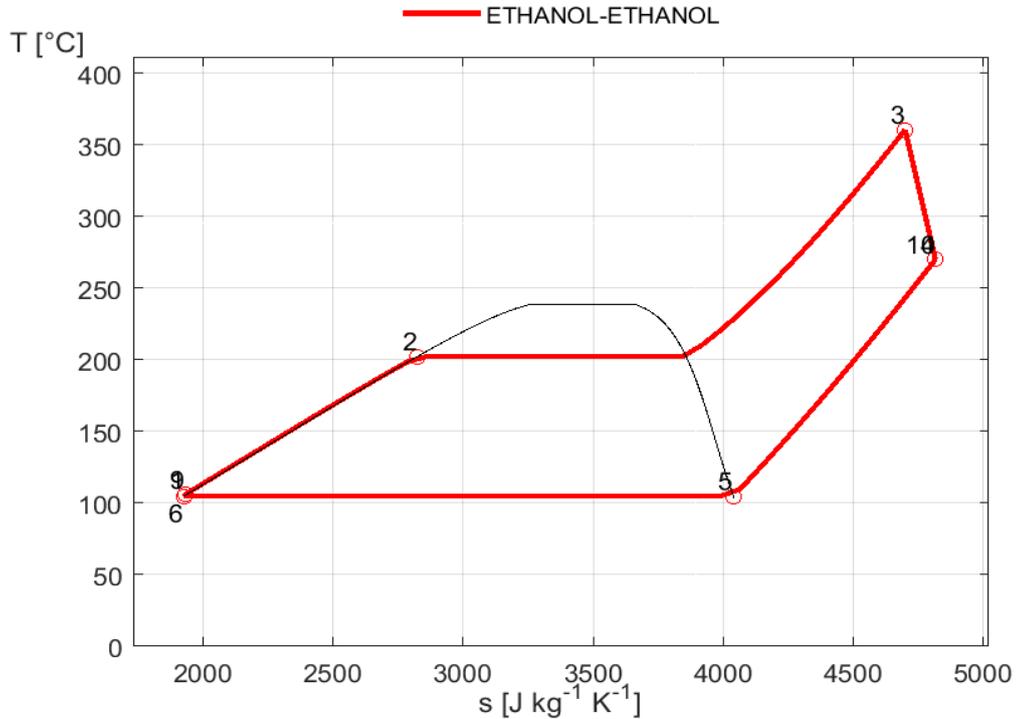
5.2 Configurazioni con etanolo

Di seguito vengono presentati i cicli risultanti dall'ottimizzazione che utilizzano etanolo come fluido di lavoro.

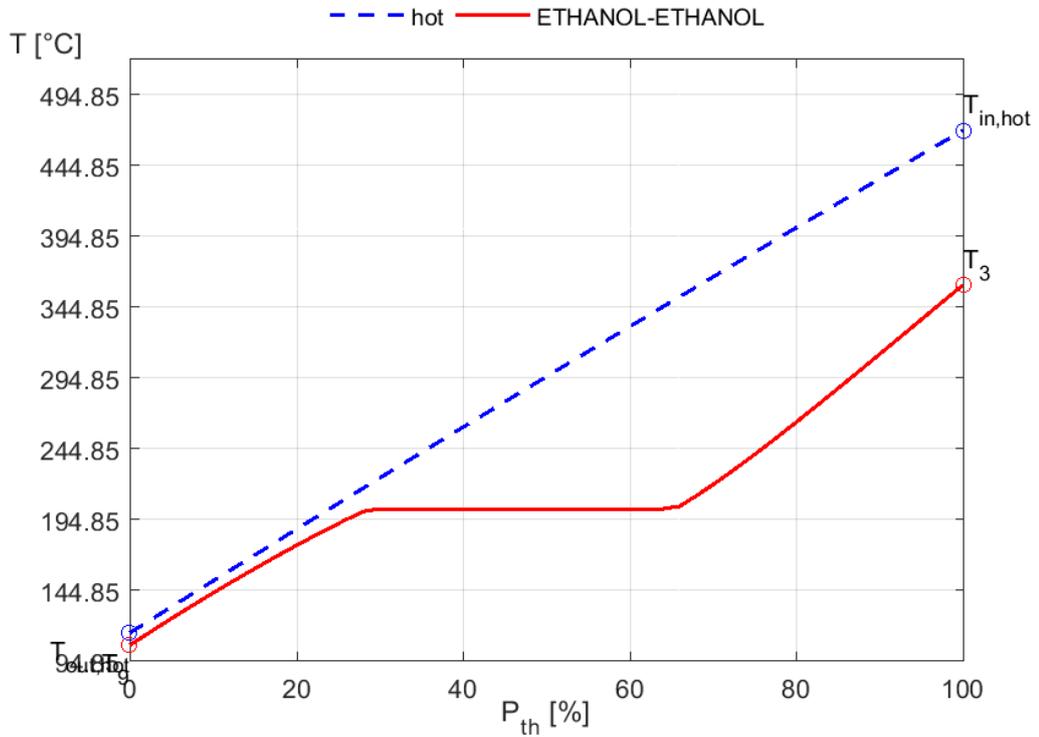
5.2.1 Configurazione non recuperativa

Il primo risultato dell'ottimizzazione è un ciclo non recuperativo che lavora con etanolo tra una pressione massima di 31.35 bar ($T_{\text{sat}} = 202.49$ °C) e una pressione minima di 2.65 bar ($T_{\text{sat}} = 104.85$ °C). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla temperatura di 114.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 370.85 °C: il vapore viene quindi inviato all'espansore con circa 170 °C di surriscaldamento. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 7.90 kW con un rendimento pari all'10.8%.

Nelle figure 5.1 e 5.2 vengono riportati il diagramma T-s del ciclo considerato, seguito dal grafico dello scambio termico che avviene nell'evaporatore.



5.1 Diagramma T-s dell'etanolo in configurazione non recuperativa



5.2 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione non recuperativa con etanolo

I punti termodinamici del ciclo rappresentato sono riportati nella tabella 5.3.

PUNTO	TEMPERATURA [°C]	ENTROPIA [J/kgK]	PRESSIONE [bar]
1	106.07	1931.27	31.35
2	202.49	2826.26	31.35
3	360.85	4703.94	31.35
4	270.34	4821.12	2.65
5	104.85	4042.87	2.65
6	104.85	1926.70	2.65

Tab.5.3 Punti termodinamici del ciclo non recuperativo con etanolo

Nella tabella 5.4 si presentano invece i dati relativi alle portate circolanti nel sistema considerato.

VALORE	DEFINIZIONE
$\dot{m}_{ORC} = 0.055 \text{ kg/s}$	Portata di etanolo
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ kg/s}$	Portata della sorgente calda
$\dot{m}_{water} = 1.519 \text{ kg/s}$	Portata dell' acqua di raffreddamento

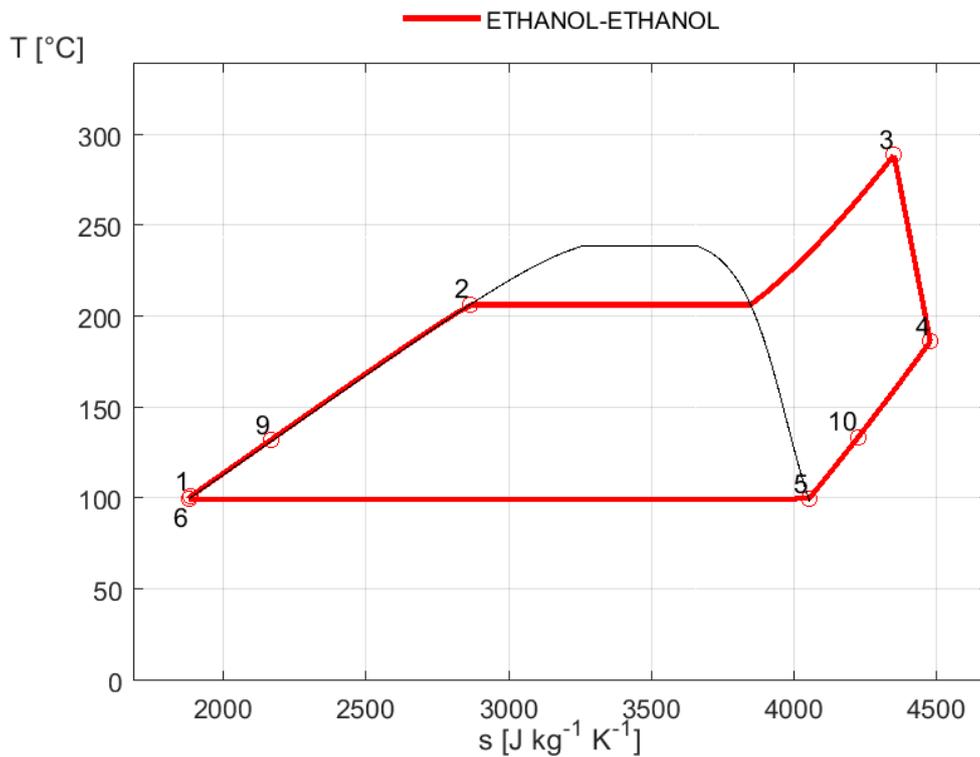
Tab. 5.4 Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con etanolo

Dal confronto con i dati riportati sull'articolo di riferimento emerge che la pressione di evaporazione si differenzia di soli 0.15 bar (scostamento dello 0.47%) mentre la potenza estratta dal ciclo è inferiore di 0.06 kW (scostamento dello 0.75%).

5.2.2 Configurazione recuperativa

Il risultato dell'ottimizzazione è un ciclo recuperativo che lavora con etanolo tra una pressione massima di 33.89 bar ($T_{\text{sat}} = 206.58 \text{ °C}$) e una pressione minima di 2.24 bar ($T_{\text{sat}} = 99.85 \text{ °C}$). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla temperatura di 140.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 288.85 °C: il vapore viene quindi inviato all'espansore con circa 82 °C di surriscaldamento. Il codice calcola un evaporatore con un'efficienza del 62%. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 8.53 kW con un rendimento pari all'12.5%.

Nelle figure 5.3 e 5.4 vengono riportati il diagramma T-s del ciclo considerato, seguito dal grafico dello scambio termico nell'evaporatore.



5.3 Diagramma T-s dell'etanolo in configurazione recuperativa

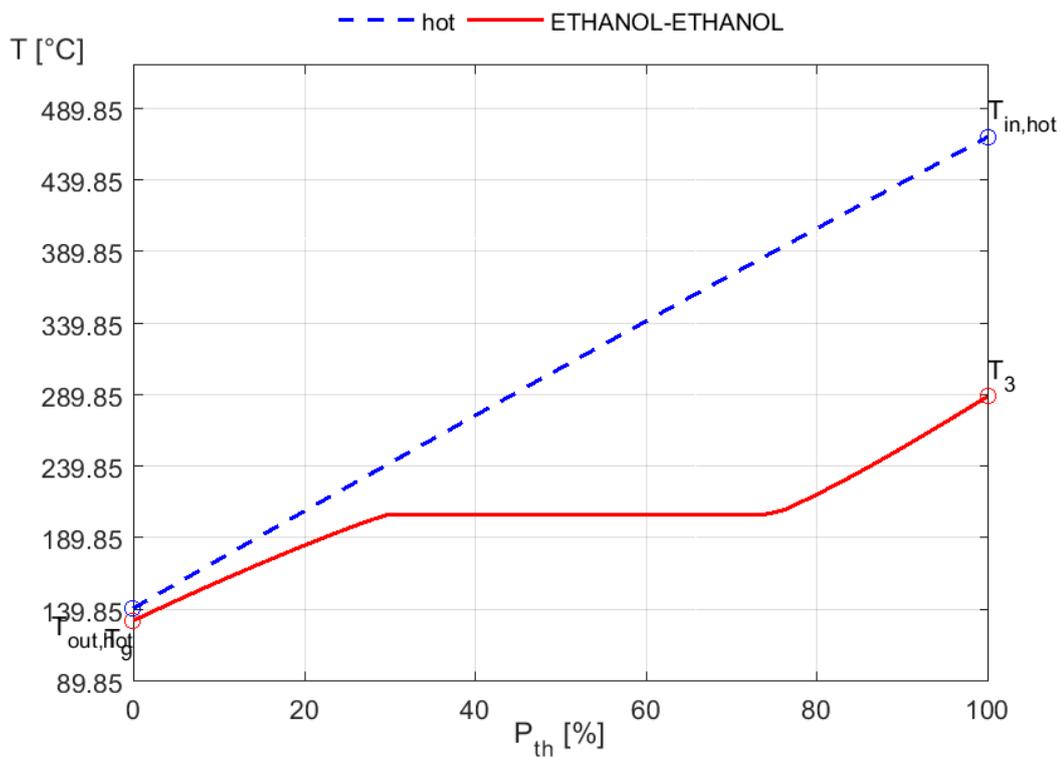


Fig 5.4 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione recuperativa con etanolo

I punti termodinamici del ciclo rappresentato sono riportati nella tabella 5.5.

PUNTO	TEMPERATURA [°C]	ENTROPIA [J/kgK]	PRESSIONE [bar]
1	101.17	1886.22	33.89
2	206.58	2886.21	33.89
3	288.85	4351.76	33.89
4	186.46	4478.97	2.24
5	99.85	4053.07	2.24
6	99.85	1881.15	2.24
9	132.18	2167.65	33.89
10	133.73	4225.56	2.24

Tab.5.5 Punti termodinamici del ciclo recuperativo con etanolo

Nella tabella 5.6 si presentano invece i dati relativi alle portate circolanti nel sistema considerato.

VALORE	DEFINIZIONE
$\dot{m}_{ORC} = 0.066 \text{ kg/s}$	Portata di etanolo
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ kg/s}$	Portata della sorgente calda
$\dot{m}_{water} = 1.375 \text{ kg/s}$	Portata dell' acqua di raffreddamento

Tab. 5.6 Portate circolanti nella configurazione recuperativa con etanolo

Dal confronto con i dati riportati sull'articolo di riferimento emerge che la pressione di evaporazione si differenzia di 0.11 bar (scostamento dello 0.32%) mentre la potenza estratta dal ciclo è superiore a quella calcolata nello studio di 0.34kW (scostamento del 4%).

5.3 Configurazioni con pentano

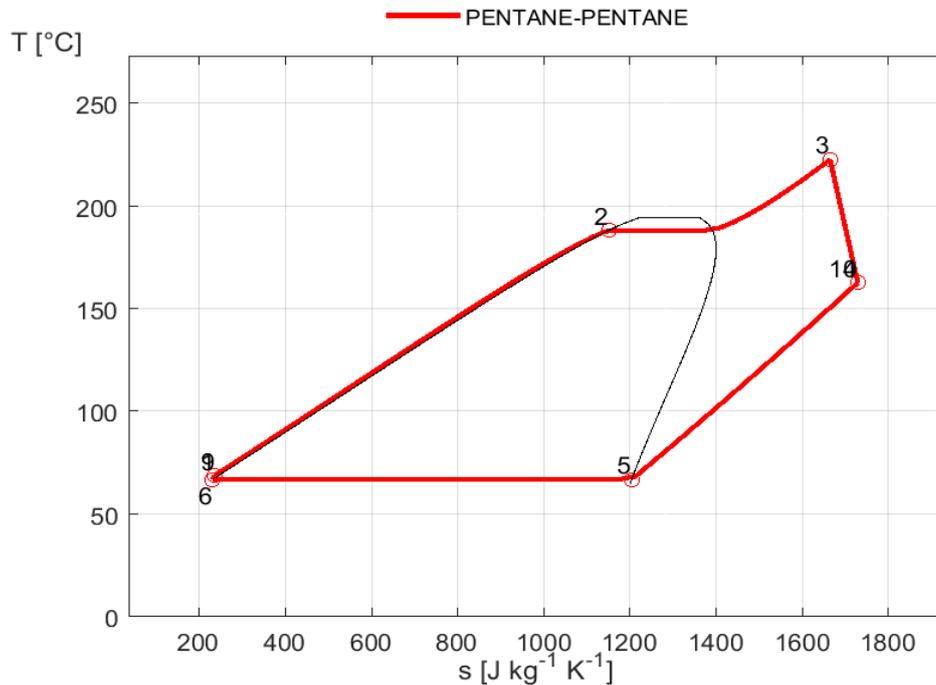
Di seguito vengono presentati i cicli risultanti dall'ottimizzazione che utilizzano pentano come fluido di lavoro.

5.3.1 Configurazione non recuperativa

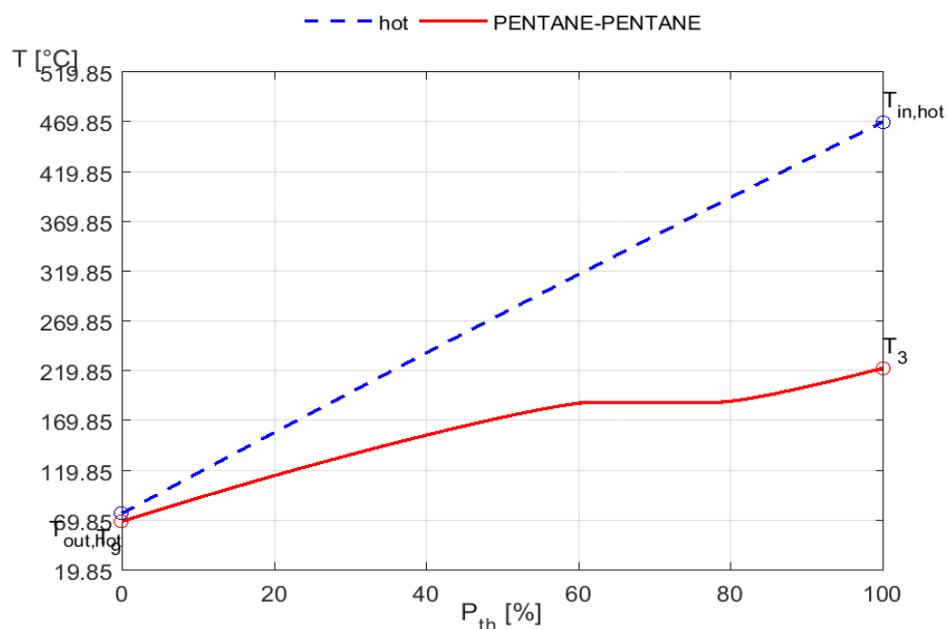
Il risultato dell'ottimizzazione è un ciclo non recuperativo che lavora con pentano tra una pressione massima di 29.75 bar ($T_{sat} = 188.43 \text{ °C}$) e una pressione minima di 2.60 bar ($T_{sat} = 66.85 \text{ °C}$). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla

temperatura di 76.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 222.85 °C: il vapore viene quindi inviato all'espansore con circa 34 °C di surriscaldamento. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 7,86 kW con un rendimento pari al 9.7%.

Nelle figure 5.5 e 5.6 vengono riportati il diagramma T-s del ciclo considerato, seguito dal grafico dello scambio termico nell'evaporatore.



5.5 Diagramma T-s del pentano in configurazione non recuperativa



5.6 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione non recuperativa con pentano

I punti termodinamici del ciclo rappresentato sono riportati nella tabella 5.7.

PUNTO	TEMPERATURA [°C]	ENTROPIA [J/kgK]	PRESSIONE [bar]
1	68.85	237.54	29.75
2	188.43	1152.04	29.75
3	222.85	1665.46	29.75
4	162.82	1729.92	2.60
5	66.85	1204.95	2.60
6	66.85	231.65	2.60

Tab.5.7 Punti termodinamici del ciclo non recuperativo con pentano

Nella tabella 5.8 si presentano invece i dati relativi alle portate circolanti nel sistema considerato.

VALORE	DEFINIZIONE
$\dot{m}_{ORC} = 0.133 \text{ kg/s}$	Portata di pentano
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ kg/s}$	Portata della sorgente calda
$\dot{m}_{water} = 1.694 \text{ kg/s}$	Portata dell' acqua di raffreddamento

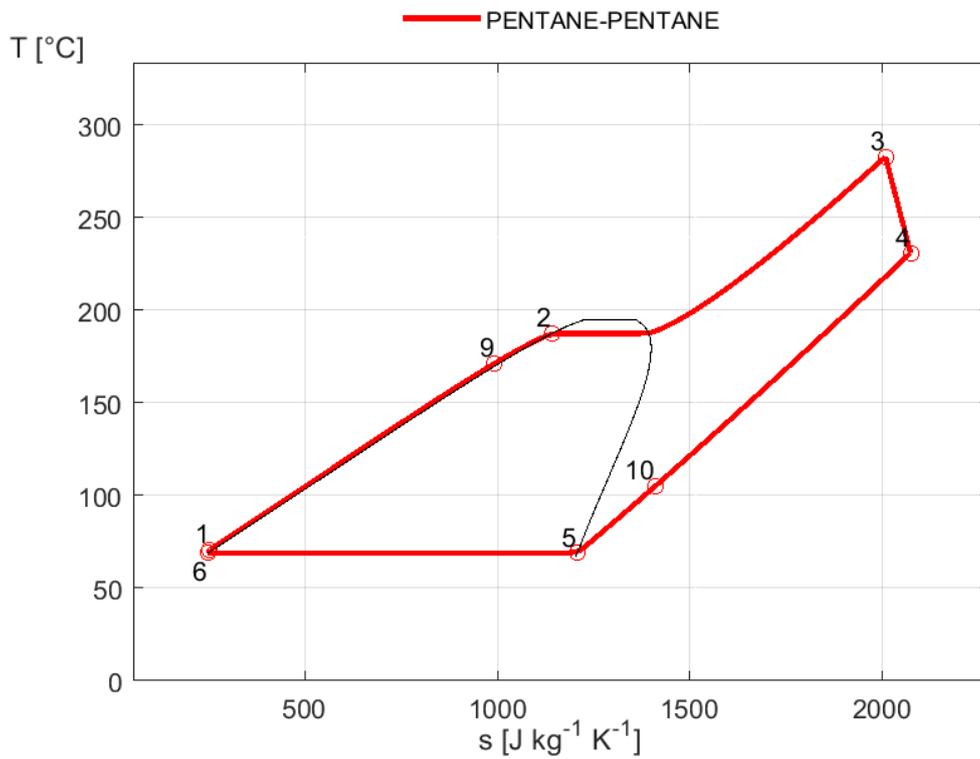
Tab. 5.8 Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con pentano

Dal confronto con i dati riportati sull'articolo di riferimento emerge che la pressione di evaporazione si differenzia di 0.25 bar (scostamento dello 0,73%) mentre la potenza estratta dal ciclo è superiore a quella calcolata nello studio di 0,34kW (scostamento del 4,3%).

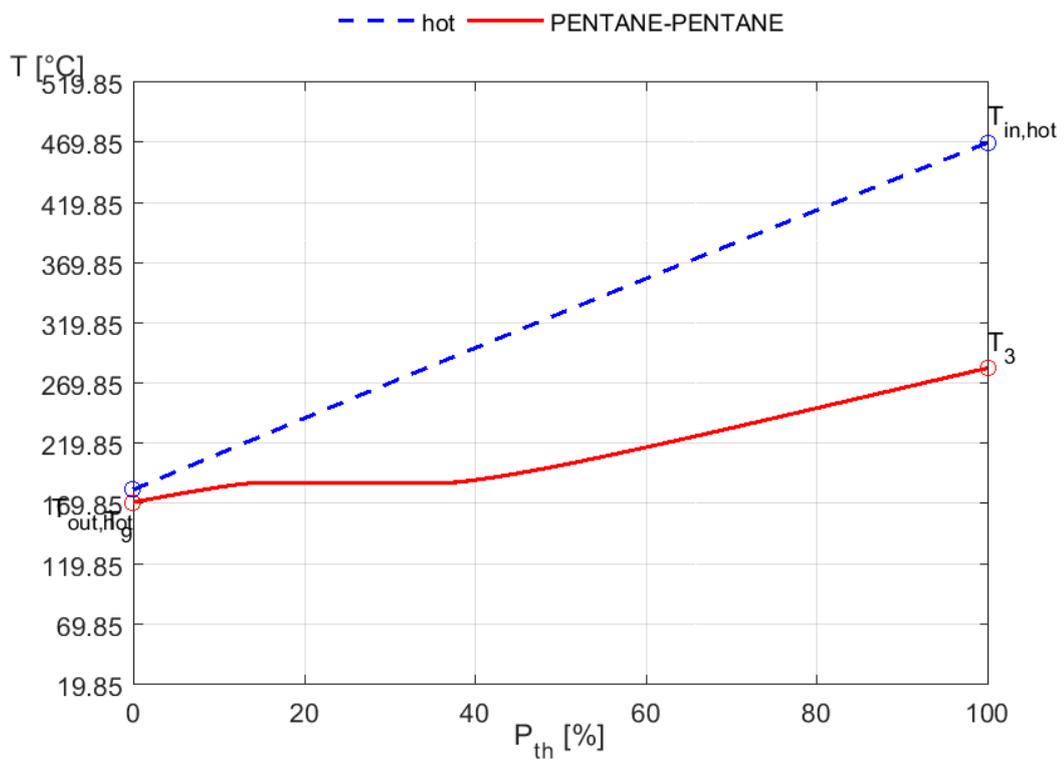
5.3.2 Configurazione recuperativa

Il risultato dell'ottimizzazione è un ciclo recuperativo che lavora con pentano tra una pressione massima di 29.29 bar ($T_{sat} = 187.42 \text{ °C}$) e una pressione minima di 2.75 bar ($T_{sat} = 68.85 \text{ °C}$). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla temperatura di 181.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 282.85 °C: il vapore viene quindi inviato all'espansore con circa 95 °C di surriscaldamento. Il recuperatore ha un'efficienza dell'80%. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 8.69 kW con un rendimento pari al 14.5%.

Nelle figure 5.7 e 5.8 vengono riportati il diagramma T-s del ciclo considerato, seguito dal grafico dello scambio termico nell'evaporatore.



5.7 Diagramma T-s nella configurazione recuperativa con pentano



5.8 Profili termici nell'evaporativa nella configurazione recuperativa con pentano

I punti termodinamici del ciclo rappresentato sono riportati nella tabella 5.9.

PUNTO	TEMPERATURA [°C]	ENTROPIA [J/kgK]	PRESSIONE [bar]
1	70.83	252.23	29.29
2	187.42	1142.34	29.29
3	282.85	2010.71	29.29
4	230.94	2076.41	2.75
5	68.85	1208.58	2.75
6	68.85	246.49	2.75
9	171.26	993.64	29.29
10	105.06	1411.82	2.75

Tab.5.9 Punti termodinamici del ciclo recuperativo con pentano

Nella tabella 5.10 si presentano invece i dati relativi alle portate circolanti nel sistema considerato.

VALORE	DEFINIZIONE
$\dot{m}_{ORC} = 0.122 \text{ kg/s}$	Portata di pentano
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ kg/s}$	Portata della sorgente calda
$\dot{m}_{water} = 1.169 \text{ kg/s}$	Portata dell' acqua di raffreddamento

Tab. 5.10 Portate circolanti nella configurazione recuperativa con pentano

Dal confronto con i dati riportati sull'articolo di riferimento emerge che la pressione di evaporazione è più bassa di 2 bar (scostamento dello 6.3%) mentre la potenza estratta dal ciclo è superiore a quella calcolata nello studio di 0.04kW (scostamento del 0.46%).

5.4 Configurazioni con R245fa

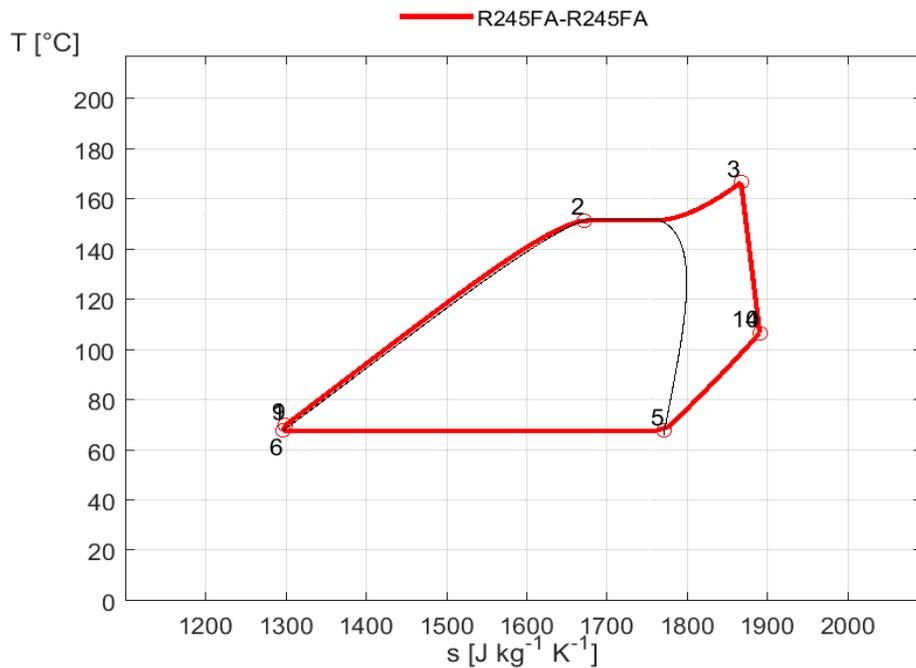
Di seguito vengono presentati i cicli risultanti dall'ottimizzazione che utilizzano R245fa come fluido di lavoro.

5.3.1 Configurazione non recuperativa

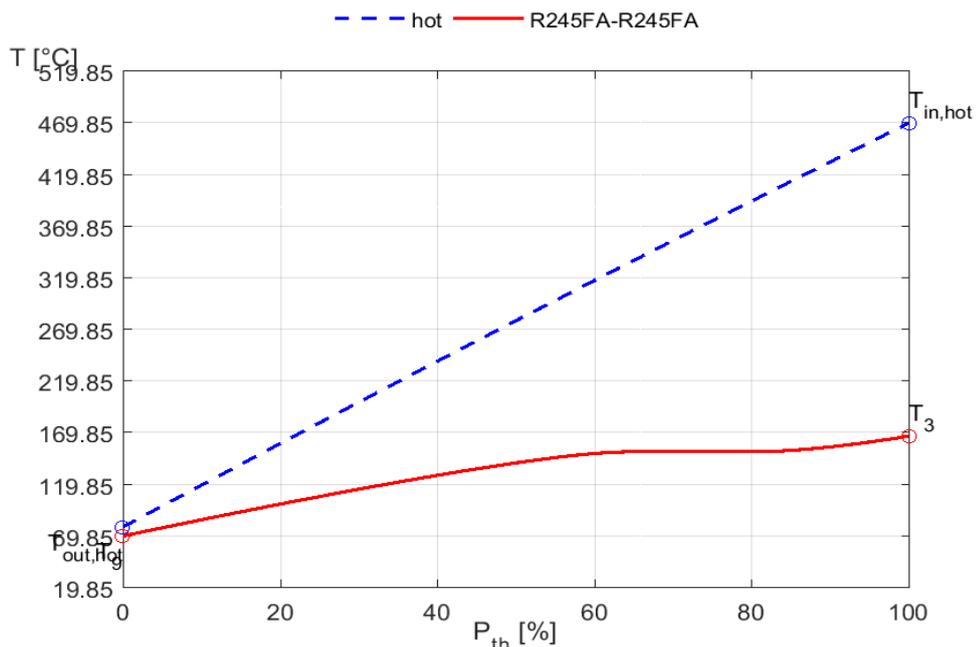
Il risultato dell'ottimizzazione è un ciclo non recuperativo che lavora con R245fa tra una pressione massima di 35.00 bar ($T_{sat} = 151.69 \text{ °C}$) e una pressione minima di 5.75 bar ($T_{sat} = 67.85 \text{ °C}$). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla

temperatura di 78.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 166.85 °C: il vapore viene quindi inviato all'espansore con circa 15 °C di surriscaldamento. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 6.26 kW con un rendimento pari al 7.77%.

Nelle figure 5.9 e 5.10 vengono riportati il diagramma T-s del ciclo considerato, seguito dal grafico dello scambio termico nell'evaporatore.



5.9 Diagramma T-s nella configurazione non recuperativa con R245fa



5.10 Profili termici nell'evaporatore nella configurazione non recuperativa con R245fa

I punti termodinamici del ciclo rappresentato sono riportati nella tabella 5.11.

PUNTO	TEMPERATURA [°C]	ENTROPIA [J/kgK]	PRESSIONE [bar]
1	70.11	1300.20	35
2	151.69	1672.48	35
3	166.85	1867.76	35
4	106.72	1891.17	5.75
5	67.85	1772.35	5.75
6	67.85	1297.19	5.75

Tab.5.11 Punti termodinamici del ciclo non recuperativo con R245fa

Nella tabella 5.12 si presentano invece i dati relativi alle portate circolanti nel sistema considerato.

VALORE	DEFINIZIONE
$\dot{m}_{ORC} = 0.354 \text{ kg/s}$	Portata di R245fa
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ kg/s}$	Portata della sorgente calda
$\dot{m}_{water} = 1.733 \text{ kg/s}$	Portata dell' acqua di raffreddamento

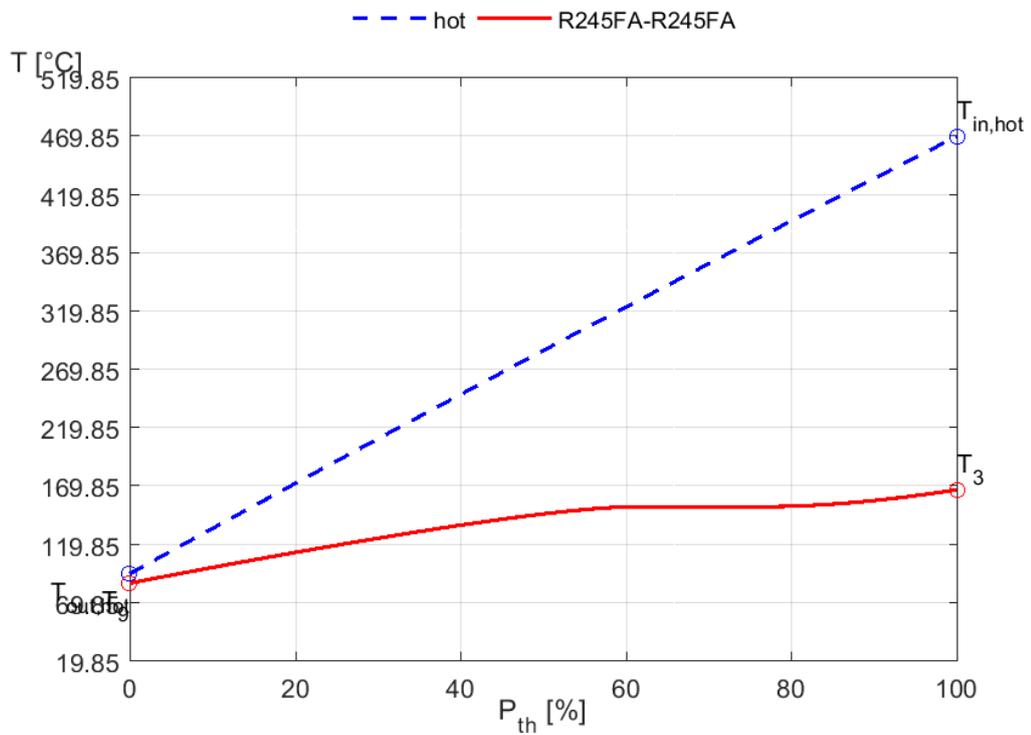
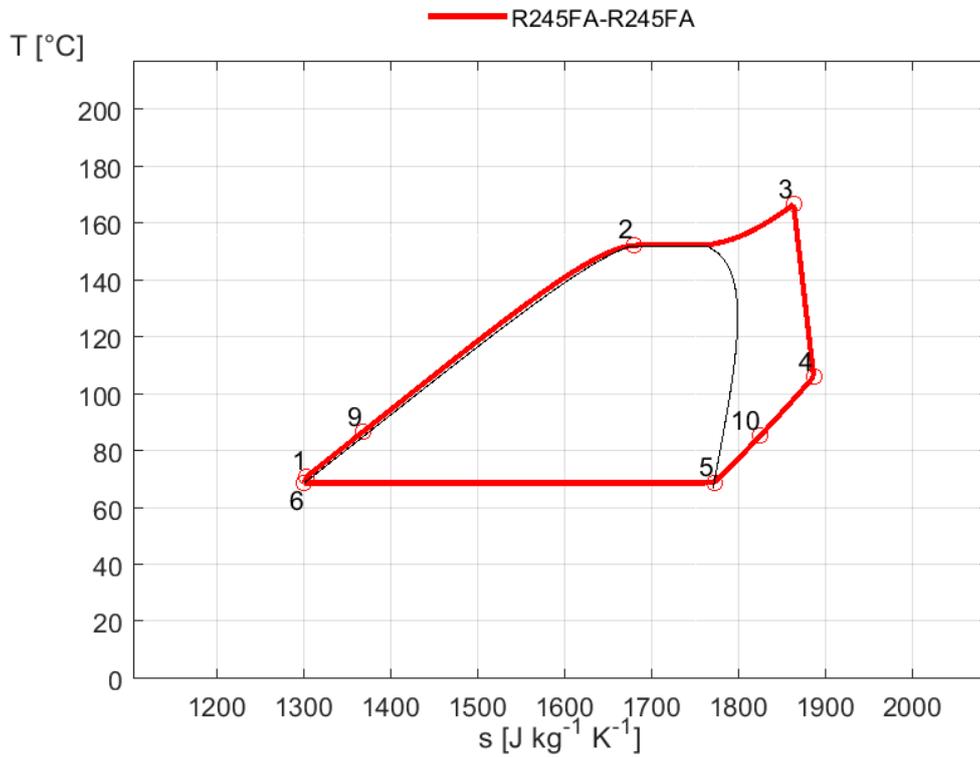
Tab. 5.12 Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con R245fa

Dal confronto con i dati riportati sull'articolo di riferimento emerge che la pressione di evaporazione si differenzia di 0.2 bar (scostamento dello 0.57%) mentre la potenza estratta dal ciclo è inferiore a quella calcolata nello studio di 0.04kW (scostamento del 0.63%).

5.3.2 Configurazione recuperativa

Il risultato dell'ottimizzazione è un ciclo recuperativo che lavora con R245fa tra una pressione massima di 35.52 bar ($T_{sat} = 152.5 \text{ °C}$) e una pressione minima di 5.91 bar ($T_{sat} = 68.85 \text{ °C}$). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla temperatura di 94.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 166.85 °C: il vapore viene quindi inviato all'espansore con circa 15 °C di surriscaldamento. Il recuperatore ha un'efficienza del 55%. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 6.44 kW con un rendimento pari al 8.32%.

Nelle figure 5.11 e 5.12 vengono riportati il diagramma T-s del ciclo considerato, seguito dal grafico dello scambio termico nell'evaporatore.



I punti termodinamici del ciclo rappresentato sono riportati nella tabella 5.13.

PUNTO	TEMPERATURA [°C]	ENTROPIA [J/kgK]	PRESSIONE [bar]
1	71.16	1304.42	35.52
2	152.50	1680.13	35.52
3	166.85	1864.34	35.52
4	106.17	1887.41	5.91
5	68.85	1772.95	5.91
6	68.85	1301.3	5.91
9	86.81	1368.81	35.52
10	85.44	1825.93	5.91

Tab.5.13 Punti termodinamici del ciclo recuperativo con R245fa

Nella tabella 5.14 si presentano invece i dati relativi alle portate circolanti nel sistema considerato.

VALORE	DEFINIZIONE
$\dot{m}_{ORC} = 0.383 \text{ kg/s}$	Portata di R245fa
$\dot{m}_{hot} = 0.188 \text{ kg/s}$	Portata della sorgente calda
$\dot{m}_{water} = 1.645 \text{ kg/s}$	Portata dell' acqua di raffreddamento

Tab. 5.14 Portate circolanti nella configurazione recuperativa con R245fa

Dal confronto con i dati riportati sull'articolo di riferimento emerge che le due pressioni di evaporazione coincidono mentre la potenza estratta dal ciclo è inferiore a quella calcolata nello studio di 1.08kW (scostamento del 14%).

5.5 Risultati dell'analisi economica

Come detto nel capitolo 4 le equazioni economiche implementate nel codice non si sono rivelate adatte all'applicazione in questione; si sono utilizzate quindi altre formule ricavate da letteratura. I risultati ottenuti sono compatibili con quelli calcolati nell'articolo e vengono riportati nelle seguenti tabelle, estrapolando i costi dei singoli componenti.

COMPONENTE	CONFIGURAZIONE	
	<i>Non recuperativa</i>	<i>Recuperativa</i>
Evaporatore	5137 \$	5223 \$
Condensatore	3133 \$	2656 \$
Recuperatore	/	842 \$
Espansore	635 \$	637 \$
Pompa	951 \$	1023 \$
Altri componenti	3500 \$	3500 \$
TOTALE	13356 \$	13881 \$

Tab.5.15 Costi relativi alle configurazioni con etanolo

COMPONENTE	CONFIGURAZIONE	
	<i>Non recuperativa</i>	<i>Recuperativa</i>
Evaporatore	4641 \$	4385 \$
Condensatore	3528 \$	2689 \$
Recuperatore	/	2269 \$
Espansore	575 \$	575 \$
Pompa	1237.5 \$	1205 \$
Altri componenti	3500 \$	3500 \$
TOTALE	13481.5 \$	14623 \$

Tab.5.16 Costi relativi alle configurazioni con pentano

COMPONENTE	CONFIGURAZIONE	
	<i>Non recuperativa</i>	<i>Recuperativa</i>
Evaporatore	3996\$	3948 \$
Condensatore	3602 \$	3369 \$
Recuperatore	/	1747 \$
Espansore	572 \$	634.5 \$
Pompa	1338 \$	1370 \$
Altri componenti	3500 \$	3500 \$
TOTALE	13008 \$	14568.5 \$

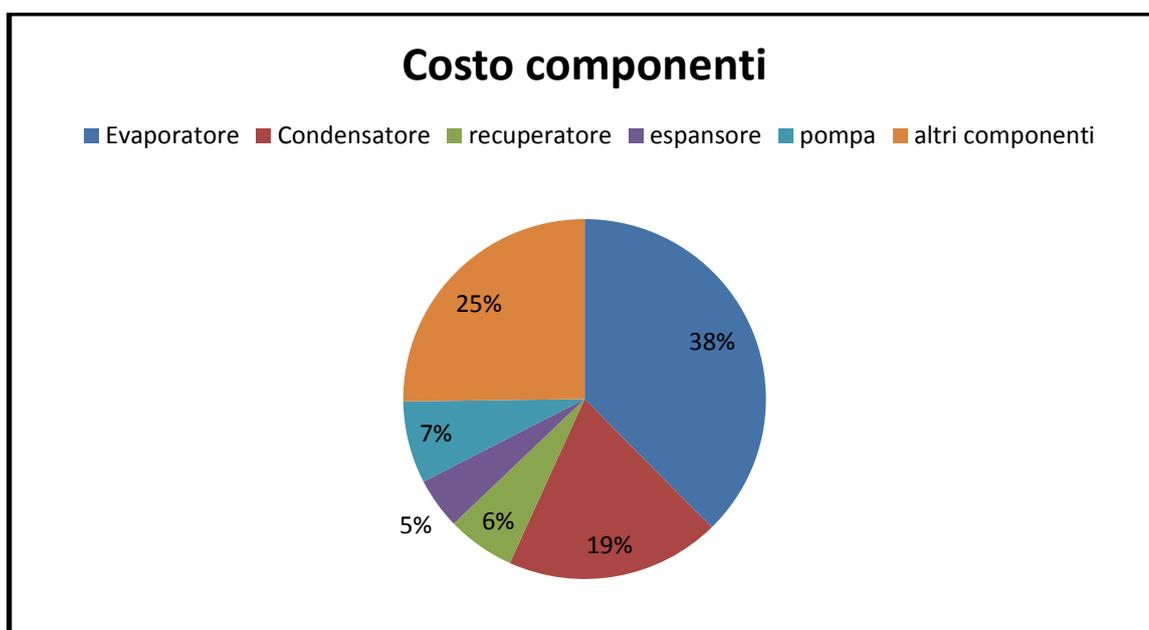
Tab.5.17 Costi relativi alle configurazioni con R245fa

Risulta evidente come in tutte le configurazioni con i 3 fluidi siano l'evaporatore ed il condensatore i componenti più costosi che incidono maggiormente nell'investimento iniziale.

Premettendo che nell'analisi economica qui effettuata sono stati tralasciati i costi del fluido di lavoro, che comunque vengono riportati in figura 5.13, si può notare come il miglior compromesso tra costi e potenza sviluppata dal sistema ricada sulla configurazione evaporativa con etanolo.

Working fluid	Assumed cost (\$/kg)
R245fa	20
Pentane	13
Ethanol	5.5

5.13 Costi dei 3 fluidi operativi analizzati



5.14 Percentuali di costo dei singoli componenti

Dal grafico a torta di figura 5.14 è evidente come dei componenti modellabili nel ciclo quelli che incidano di più sull'investimento iniziale siano l'evaporatore ed il condensatore. L'espansore incide in maniera molto marginale in quanto nell'articolo di riferimento si è supposto l'utilizzo di uno o più espansori scroll reperibili sul mercato ad un prezzo piuttosto economico.

È facilmente prevedibile che l'aumento della potenza sia direttamente collegato all'aumento della pressione di evaporazione, fino al raggiungimento di un picco. Questo comportamento può essere spiegato analizzando un comune ciclo Rankine in un diagramma T-s.

Il diagramma di figura 5.14 divide il ciclo in tre diverse aree: L'area 1 delimitata dai punti ACG, l'area 2 da CDHG e l'area 3 da DEFH. Queste 3 aree rappresentano 3 diversi sotto-cicli caratterizzate da efficienze differenti.

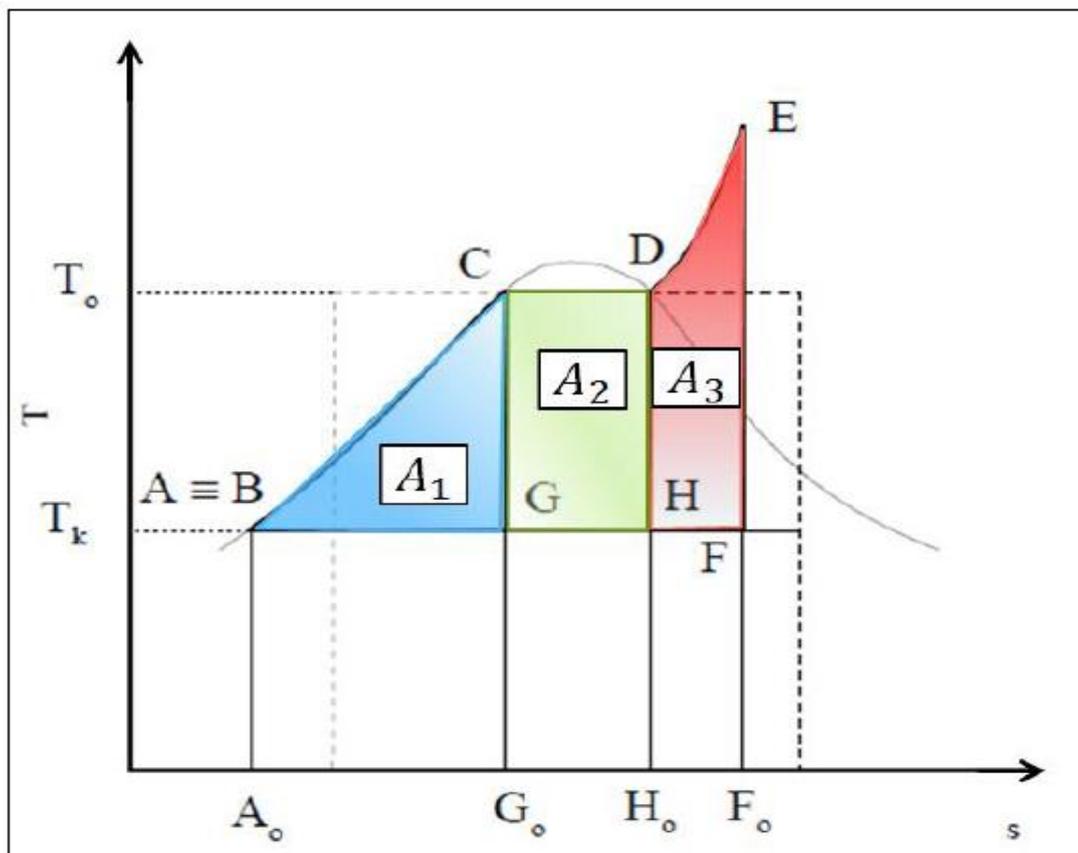
Per l'area in verde, la sorgente di calore è il calore di vaporizzazione e la sua efficienza è descritta dalla relazione di Carnot tra la temperatura di condensazione T_k e quella di evaporazione T_0 .

$$\eta_{A2} = 1 - \frac{T_k}{T_0} \quad (5.1)$$

L'area 1, caratterizzata dal processo di preriscaldamento, ha un rendimento inferiore rispetto al ciclo precedente poiché la temperatura di ingresso del calore è inferiore rispetto alla temperatura di evaporazione T_0 .

A causa della minor efficienza, A_1 influisce negativamente sull'intero ciclo.

D'altra parte il ciclo DEFH ha un'efficienza maggiore rispetto al ciclo in verde poiché il calore viene introdotto a temperature maggiori a quella di evaporazione; il ciclo rosso dunque offre un vantaggio in termini di efficienza complessiva dell'intero processo.



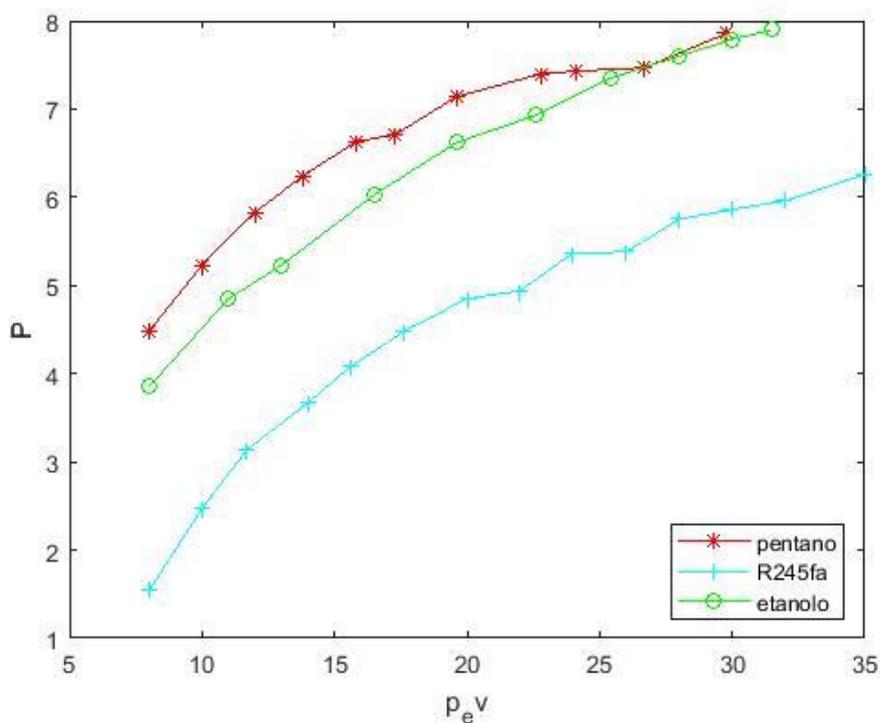
5.15 Ciclo Rankine diviso in aree

All'aumentare della pressione di evaporazione, T_0 aumenta e così fanno le efficienze dei 3 cicli sopra descritti. Allo stesso tempo l'area 1 è aumentata a discapito dell'area 2 e ciò influisce negativamente sul rendimento complessivo. Fatta questa considerazione, si può intuire che esiste un valore massimo di temperatura (e pressione) di evaporazione che massimizza l'efficienza globale del ciclo.

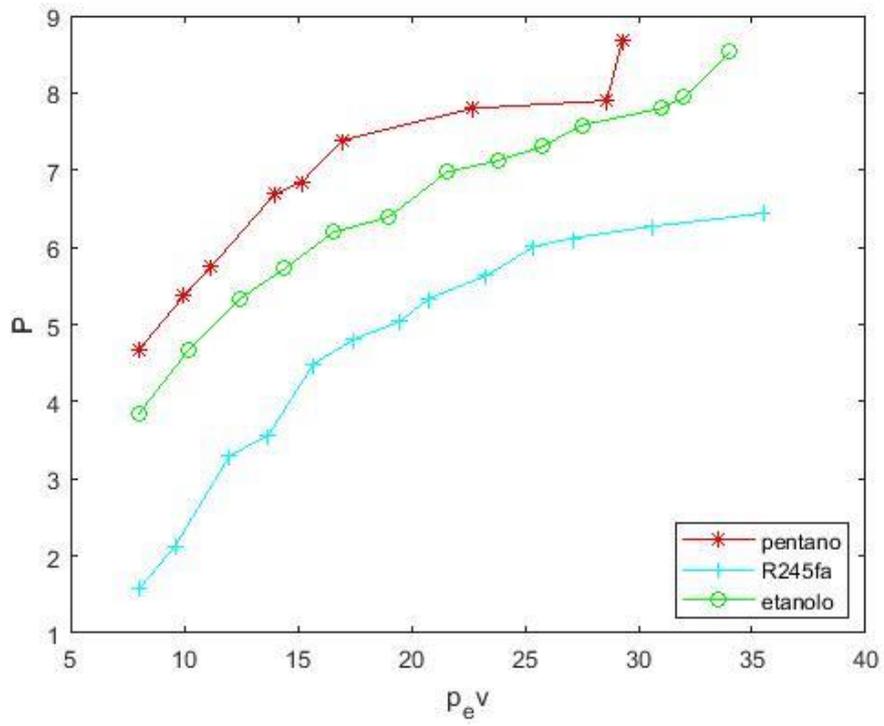
Inizialmente un aumento della pressione migliora drasticamente la potenza disponibile in uscita. Via via che questa pressione aumenta, l'aumento della potenza è sempre meno marcato poiché influenzato dall'efficienza del sistema che aumenta lentamente anch'essa.

La pressione di evaporazione che garantisce il miglior rendimento è strettamente legata al tipo di fluido utilizzato.

Di seguito, nelle figure 5.16 e 5.17, viene riportato l'andamento della potenza in uscita al variare della pressione di lavoro. Etanolo e pentano mostrano circa le stesse prestazioni, mentre il fluido R245fa ha prestazioni più scadenti. L'etanolo risulterà più vantaggioso in quanto più economico ed ha valori critici di temperatura e pressione più elevati, riuscendo a mantenere più facilmente una buona stabilità.



5.16 Andamento della potenza al variare della pressione di evaporazione (conf. non recuperativa)



Andamento della potenza al variare della pressione di evaporazione (conf. recuperativa)

Conclusioni

Le direttive per la regolazione delle emissioni di CO₂ hanno investito il campo *automotive*, che si trova costretto a ricercare e sviluppare nuove soluzioni per soddisfare i limiti sempre più stringenti. L'obiettivo è quello di ridurre i consumi, riducendo conseguentemente le emissioni di CO₂. Mentre la strada dell'ottimizzazione della combustione sembra essere arrivata ad un limite teorico, risulta perseguibile il recupero di energia dai gas di scarico, dove si concentra il 60-70% dell'energia prodotta dalla combustione.

Il ciclo Rankine costituisce la soluzione più vantaggiosa dal punto di vista della potenza recuperata, della complicazione contenuta e della facilità di applicazione in tempi relativamente brevi.

Lo stato dell'arte è infatti ricco di articoli scientifici basati su studi teorici, prove sperimentali e simulazioni a parametri concentrati.

Gran parte degli articoli letti sono d'accordo sul fatto di riconoscere che l'installazione di un ciclo ORC rappresenti una tecnologia di grande interesse che permetterebbe notevoli risparmi in termini ambientali ed economici. Ci sono due vie per adoperare l'energia recuperata: trasmettere la potenza meccanica direttamente all'albero o collegare l'espansore ad un generatore elettrico che converte energia meccanica in elettricità. Nell'applicazione qui studiata, la seconda alternativa risulta essere la più adatta in quanto gli autocarri hanno molti ausiliari utilizzanti energia elettrica.

In questo lavoro è stato proposto un sistema a ciclo Rankine organico per il recupero di calore di scarico scartato da motori diesel di autocarri.

Dopo analisi termodinamiche, il sistema di ricircolo dei gas di scarico (EGR) è stato identificato come la fonte più adatta da cui recuperare il calore altrimenti non utilizzato. Sono stati testati diversi *layout* di ciclo per capire quale di essi si adattasse meglio alla fonte di calore scelta e quindi in grado di fornire una potenza maggiore.

La selezione del fluido è un'altra questione fondamentale perché la sua scelta influisce direttamente sulle prestazioni del sistema. Sono stati testati fluidi secchi, isoentropici e leggermente umidi con diversi costi e temperature critiche.

Le variabili che influenzano prevalentemente il comportamento complessivo del sistema sono, senza dubbio, le condizioni dell'evaporazione. Dall'ottimizzazione risulta che potenza in uscita e minor costo capitale non coincidono mai nello stesso valore della pressione di evaporazione, per cui è necessario trovare un compromesso tra questi due parametri.

Analizzando i cicli subcritici, le migliori prestazioni in termini di potenza in uscita sono fornite dal ciclo recuperativo con etanolo.

Nel caso senza recupero, etanolo e pentano mostrano le stesse prestazioni alle basse pressioni anche se la soluzione con etanolo risulta più economica.

Per un eventuale miglioramento del sistema si sarebbe potuta estendere l'analisi delle sorgenti di calore anche all'aria di carico del motore (*charge air cooler*) in modo che il sistema fosse in grado di recuperare maggior calore e produrre dunque più potenza. Lo scopo di questo lavoro è essenzialmente quello di mostrare e spiegare una metodologia per progettare il sistema di recupero di calore di scarto da un motore a combustione interna piuttosto che dare un progetto per un sistema specifico.

BIBLIOGRAFIA

- [1] International Energy Agency (IEA), “Key World Energy Statistics 2016,” <http://www.iea.org/publications/freepublications>;
- [2] BP Distribution Services, “BP Statistical Review of World Energy June 2015,” <http://bp.com/statisticalreview>;
- [3] OECD/ITF, “Reducing transport greenhouse gas emissions: Trends & Data 2010”, International Transport Forum, 2010
- [4] http://www.sviluppoeconomico.gov.it/images/stories/documenti/GUIDA_2014.pdf
- [5] Bao J, Zhao L. “A review of working fluids and expander selections for organic Rankine cycle” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013; 24: 325-342
- [6] T. C. Hung, T. Y. Shai and S. K. Wang, "A review of organic rankine cycles (ORCs) for recovery of low-grade waste heat," *Energy*, vol. 22, no. 7, pp. 661-667, 1997.
- [7] N. Palestra, R. Vescovo “Applicazione di Cicli ORC a Recupero Termici da Processi Industriali”, 2009, E.On, Turboden Srl
- [8] <http://www.Douglas-self.com/MUSEUM/LOCOLOCO/kitson/kitsonst.htm>
- [9] Patel, P.S.; Doyle, E.F. “Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system”. In *Proceedings of Automotive Engineering Congress and Exposition*, Detroit, MI, USA, 23–27 February 1976
- [10] T.J. Marciniak, J.L. Krazinski, J.C. Bratis, H.M. Bushby, E.H. Buyco, “Comparison of Rankine-Cycle Power Systems: Effects of Seven Working Fluids”, 1981; Department of Energy
- [11] M.M. Bailey, “Comparative Evaluation of Three Alternative Power Cycles for Waste Heat Recovery from the Exhaust of Adiabatic Diesel Engines”, 1985; Department of Energy
- [12] H. Oomori, S. Ogino, “Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System”. *SAE*, 1993. 930880.
- [13] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, “A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat”, *Energy* 22 (1997) 661e667.
- [14] R. El Chammas, D. Clodic, “Combined Cycle for Hybrid Vehicles”. *SAE Int. Publication* 2005-01-1171 (2005).
- [15] H. Teng, G. Regner, C. Cowland, “Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines”. 2007, *SAE int.* 2007-01-0537.
- [16] Quoilin, S., “Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small scale generation”. University of Liege, 2007.
- [17] N. Espinosa, L. Tilman, V. Lemort, S. Quoilin, B. Lombard. “Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling”. *Diesel International Conference and Exhibition*, 2010.

- [18] Zhang X., Zeng K., Bai S., Zhang Y., He M., “Exhaust Recovery of Vehicle Gasoline Engine Based on Organic Rankine Cycle”, SAE paper, 2011.
- [19] D. Seher, T. Lengenfelder, J. Gerhardt, N. Eisenmenger, M. Hackner, I. Krinn, “Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process”, 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2012
- [20] Kulkarni, K. and Sood, A., "Performance Analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) for Recovering Waste Heat from a Heavy Duty Diesel Engine", SAE Technical Paper 2015-26-0037, 2015, doi:10.4271/2015-26-0037.
- [21] Di Battista, D., Mauriello, M., and Cipollone, R., “Effects of an ORC Based Heat Recovery System on the Performances of a Diesel Engine”, SAE Technical Paper 2015-01-1608, 2015, doi:10.4271/2015-01-1608.
- [22] Cipollone, R., Di Battista, D., Perosino, A., and Bettoja, F., “Waste Heat Recovery by an Organic Rankine Cycle for Heavy Duty Vehicles”, SAE Technical Paper 2016-01-0234, 2016, doi:10.4271/2016-01-0234.
- [23] F. Bettoja, A. Perosino, V. Lemort, L. Guillaume, T. Reiche, “NoWaste: waste heat re-use for greener truck”, Proceedings of 6th Transport Research Arena, April 18-21, 2016, Warsaw, Poland
- [24] S. Amicabile, J. Lee, D. Kum, “A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines”, Applied Thermal Engineering 87 574-585, 2015
- [25] National Fire Protection Association. [Online] <http://www.nfpa.org/>
- [26] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1 <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>
- [27] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz. “Analysis, synthesis and design of chemical processes”. 3rd edition. Prentice Hall; 2009.
- [28] J.M. Douglas, “Conceptual Design of Chemical Engineering”, McGraw-Hill, 1988.
- [29] S. Quoilin, S. Declaye, B.F. Tchanche, V. Lemort, “Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles”, J. Appl. Therm. Eng. 31 (2011) 2885e2893.
- [30] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, “Thermal Design and Optimization”, John Wiley & Sons, 1996.