



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DELL'AQUILA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE E DI
ECONOMIA

Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia

Curriculum Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale

XXXVII ciclo

La conversione dell'energia termica persa nei motori a combustione interna in energia
meccanica

SSD ING-IND/09

Dottoranda

Arianna Coletta

Coordinatrice del corso

Prof. Katia Gallucci

Tutor

Prof. Roberto Cipollone

a.a. 2023/2024

Indice

Indice delle figure.....	4
Indice delle tabelle.....	10
Abstract.....	11
Introduzione.....	12
1. Il cambiamento climatico e il ruolo dei trasporti	14
1.1. L'effetto serra e la crisi climatica	14
1.2. Le politiche sul clima	22
1.3. Le fonti emissive: il ruolo del settore dei trasporti.....	25
1.4. Gli standard emissivi in Europa e nel resto del mondo	30
2. Le tecnologie per la riduzione delle emissioni di CO ₂ dei motori a combustione interna.....	33
2.1. La normativa Euro	33
2.1.1. Le specie inquinanti nei motori ad accensione comandata	37
2.1.2. Le specie inquinanti nei motori ad accensione spontanea.....	41
2.2. Le tecnologie per la riduzione delle emissioni di CO ₂ dei motori a combustione interna.....	45
2.2.1. Il downsizing e la sovralimentazione	46
2.2.2. La tecnologia CDA (Cylinder Deactivation).....	51
2.2.3. L'iniezione diretta nei motori ad accensione comandata	55
2.2.4. La tecnologia VTV (Variable Valve Timing)	57
2.2.5. La tecnologia VCR (Variable Compression Ratio)	59
2.2.6. L'iniezione di acqua (Water Injection)	62
2.2.7. Il miglioramento del warm-up del motore e altre soluzioni per la riduzione dei consumi	65
3. Il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna	68
3.1. Il bilancio termico nei motori a combustione interna: le fonti energetiche disponibili	68
3.2. Il recupero indiretto	72
3.2.1. Gli impianti di recupero energetico basati su ORC (Organic Rankine Cycle)	72
3.2.2. Il motore Stirling	86
3.2.3. I cicli flash trilaterali	89
3.3. Il recupero diretto	91
3.3.1. I generatori termoelettrici.....	91

3.3.2.	I generatori termoacustici.....	93
3.3.3.	Il ciclo Brayton inverso	94
3.3.4.	Il turbo-compound.....	95
4.	Capitolo 4. Attività teorica e sperimentale sul recupero indiretto	105
4.1.	Lo stato dell'arte degli impianti basati su ciclo ORC.....	105
4.2.	Il layout sperimentale	111
4.2.1.	Il motore Iveco	111
4.2.2.	L'unità ORC sperimentale.....	112
4.3.	Il modello dinamico dell'evaporatore.....	118
4.3.1.	I dati sperimentali.....	122
4.3.2.	Il modello moving boundary	125
4.3.3.	Risultati	132
4.4.	Le analisi sperimentali su un impianto ORC alimentato da sorgente a bassa temperatura (<100 °C)	136
4.4.1.	Gli effetti della presenza dello scambiatore di recupero	140
4.4.2.	Le prestazioni dell'espansore	146
4.4.3.	Le prestazioni della pompa	158
5.	Attività teorica e sperimentale sul recupero diretto.....	163
5.1.	Lo stato dell'arte dei sistemi di turbo-compound sottoposti a un motore a combustione interna	163
5.2.	L'attività teorica e sperimentale sui sistemi di turbo-compound.....	168
	Conclusioni.....	175
	Bibliografia.....	178

Indice delle figure

Figura 1.1. Modi vibrazionali delle molecole [2].	15
Figura 1.2. Spettro emissivo della superficie terrestre [1].	17
Figura 1.3. Spettri di assorbimento di alcuni gas serra.	18
Figura 1.4. Emissioni di CO ₂ , CH ₄ e N ₂ O, misurate in GtCO ₂ eq (a); parti per milioni di CO ₂ in atmosfera, dal 1850 al 2023 (b) [8].	21
Figura 1.5. Aumento della temperatura della superficie terrestre, dal 1850 al 2023 (a); temperatura media mensile, dagli anni '40 agli anni '20 [8], [9].	21
Figura 1.6. GW elettrici prodotti e tasso di crescita dei GW prodotti da fonti rinnovabili, dal 2014 al 2023 (a); GW elettrici prodotti da fonti rinnovabili, per tipo di fonte (b) [13], [14].	24
Figura 1.7. Emissioni di CO ₂ per settore [7].	25
Figura 1.8. GtCO ₂ emesse dal settore dei trasporti, dal 1970 al 2023 [6].	26
Figura 1.9. Percentuale di emissioni per tipo di mezzo di trasporto, rispetto al totale delle emissioni prodotte dal settore (a); emissioni di CO ₂ prodotte dal settore dei trasporti dal 1990 al 2023, per area geografica (b) [6].	27
Figura 1.10. Fonte energetica del settore dei trasporti, dal 1975 al 2022 [7].	28
Figura 1.11. Veicoli elettrici venduti dal 2012 al 2023. Dal grafico si nota come i principali mercati di auto elettriche siano quello europeo, cinese e statunitense [7].	29
Figura 1.12. Standard emissivi negli Stati Uniti [20].	31
Figura 1.13. Obiettivi e obiettivi raccomandati per le emissioni dei veicoli passeggeri e veicoli commerciali in Cina [21].	32
Figura 2.1. I cicli NEDC e WLTC (riferito alla classe 3) [23].	36
Figura 2.2. Convertitore catalitico a tre vie [26].	40
Figura 2.3. Rappresentazione schematica della struttura interna di un catalizzatore, con il wash-coat che aumenta la superficie di contatto con il metallo [27].	40
Figura 2.4. Efficienza di conversione del convertitore catalitico a tre vie, al variare del rapporto aria-combustibile [28].	41
Figura 2.5. Rappresentazione schematica del controllo sui gas di scarico con sonda lambda [27].	41
Figura 2.6. Rappresentazione schematica di un filtro antiparticolato [29].	43
Figura 2.7. Layout schematico di un sistema di post-trattamento dei gas di scarico con SCR [31].	45
Figura 2.8. Emissioni medie di CO ₂ dei nuovi veicoli light-duty in UE, dal 2000 al 2023. Il grafico mostra anche il target da raggiungere [7].	45
Figura 2.9. I fattori da cui dipende il consumo di combustibile di un veicolo [32].	46
Figura 2.10. Tipica mappa dei consumi di un motore ad accensione comandata [33].	47
Figura 2.11. Ciclo a quattro tempi in sede limite [28].	48
Figura 2.12. Lavoro di sostituzione della carica di un motore quattro tempi sovralimentato [35].	49
Figura 2.13. Portata in ingresso alla turbina in funzione del rapporto di espansione [38].	50
Figura 2.14. Effetto della disattivazione dei cilindri sulla mappa dei consumi e sul ciclo indicato [39].	51

Figura 2.15. Vantaggi della disattivazione dei cilindri in termini di riduzione percentuale del consumo di combustibile. Il vantaggio è massimo quando i cilindri disattivati sono vuoti [40].	52
Figura 2.16. Effetto della disattivazione dei cilindri al variare del carico del motore [41].	53
Figura 2.17. A sinistra sono riportate le caratteristiche del motore; a destra il consumo di combustibile al variare del carico, dove CDM sta per Cylinder Deactivation Mode e NM sta per Normal Mode [42].	53
Figura 2.18. Effetti della disattivazione dei cilindri in termini di riduzione delle emissioni di CO ₂ [42].	54
Figura 2.19. A sinistra è raffigurato il sistema di disattivazione dei cilindri; a destra sono mostrati alcuni componenti nel dettaglio [43].	55
Figura 2.20. Carica omogenea e carica stratificata [46].	56
Figura 2.21. Le tre modalità di combustione: wall-guided, air-guided e spray-guided [47].	57
Figura 2.22. Timing, lift e durata di apertura per le valvole di un motore ad aspirazione naturale [48].	58
Figura 2.23. Confronto tra i cicli indicati del motore con e senza variazione del timing delle valvole di aspirazione [50].	59
Figura 2.24. Variazione del consumo specifico di combustibile al variare del rapporto di compressione [51].	60
Figura 2.25. I possibili meccanismi per ottenere una variazione del rapporto di compressione [52].	61
Figura 2.26. A sinistra, un meccanismo per ottenere un rapporto di compressione variabile con l'introduzione di un elemento di controllo tra la biella e la manovella [52]; a destra, una biella di lunghezza variabile [53].	61
Figura 2.27. Variazione del consumo di combustibile al variare del ciclo di guida, nel caso di un rapporto di compressione fisso, rapporto di compressione variabile in modo istantaneo e rapporto di compressione variabile in modo non istantaneo [55].	62
Figura 2.28. Iniettore nella porta di aspirazione e nel cilindro [58].	63
Figura 2.29. Curve di temperatura nel caso senza iniezione di acqua, iniezione dell'acqua senza vaporizzazione, iniezione di acqua che vaporizza [61].	64
Figura 2.30. Problemi nell'avviamento a freddo [64].	65
Figura 2.31. Bilancio termico nell'avviamento a freddo [67].	66
Figura 2.32. Aumento della temperatura del refrigerante e dell'olio nell'avviamento a freddo [67].	66
Figura 3.1. Bilancio di energia in un motore a combustione interna [69].	68
Figura 3.2. Flusso di calore istantaneo in funzione dell'angolo di manovella [28].	69
Figura 3.3. Termostato chiuso (a sinistra); termostato aperto (a destra) [72].	70
Figura 3.4. Energia termica in condizioni di pieno carico in un motore ad accensione comandata [73].	71
Figura 3.5. Schema di impianto ORC (a); ciclo nel piano T-s [76].	73
Figura 3.6. Curve di scambio termico tra i gas di scarico e l'acqua (a sinistra); curve di scambio termico tra i gas e il fluido organico (a destra).	73
Figura 3.7. Curve di saturazione di un fluido bagnato, secco e isoentropico (a); ciclo Rankine per un fluido bagnato (b); ciclo Rankine per un fluido isoentropico (c); ciclo Rankine per un fluido secco (d).	74
Figura 3.8. Scambiatori a fascio tubiero (in alto); scambiatori a piastre (in basso).	78
Figura 3.9. Tipo di espansore in funzione della taglia dell'impianto [87].	79

Figura 3.10. Espansore scroll [93]	80
Figura 3.11. Espansore screw [95]	81
Figura 3.12. Espansore rotativo a palette [97].....	82
Figura 3.13. Espansore rotativo a pistoni [98]	82
Figura 3.14. Diagramma pressione di aspirazione-potenza per vari tipi di espansori [99]	83
Figura 3.15. Configurazione con scambiatore di recupero nel quale il refrigerante del motore preriscalda il fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore (a sinistra); configurazione con un secondo scambiatore di recupero, nel quale il fluido di lavoro in uscita dall'espansore preriscalda il fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore [102]	85
Figura 3.16. Ciclo Stirling ideale e reale nel piano p-V [106].	87
Figura 3.17. Modello ideale del funzionamento del motore Stirling [105].....	87
Figura 3.18. Alcune configurazioni per il motore Stirling [107].....	88
Figura 3.19. Diagramma p-V per le tre configurazioni [108]	88
Figura 3.20. Ciclo Rankine (a sinistra); ciclo trilaterale (a destra) [112]	90
Figura 3.21. Schema di impianto di un ciclo flash (a sinistra); ciclo flash nel piano T-s [113] ..	90
Figura 3.22. Generatore termoelettrico [114].....	91
Figura 3.23. Schema di recupero con il generatore termoelettrico [115]	92
Figura 3.24. Variazioni dell'efficienza del generatore termoelettrico, per i diversi valori di ZT, con $T_{cold}=353.15$ K [117]	93
Figura 3.25. Layout schematico di un motore termoacustico [119]	94
Figura 3.26. Confronto tra il motore termoacustico e altre tecnologie di recupero [121].	94
Figura 3.27. Schema di impianto basato su ciclo Brayton inverso (a sinistra); ciclo Brayton inverso nel piano T-s [123].....	95
Figura 3.28. Layout schematico del sistema di sovralimentazione [124]	96
Figura 3.29. Turbina ad anello scorrevole [126]	97
Figura 3.30. Turbina con tecnologia <i>pivoting</i> [128].....	98
Figura 3.31. Turbina a flusso variabile [129]	98
Figura 3.32. Attuatore pneumatico di una turbina a geometria variabile [38].....	99
Figura 3.33. Azionamento idraulico di una turbina a geometria variabile.	100
Figura 3.34. Alcune possibili configurazioni del sistema di turbo-compound [35]	101
Figura 3.35. Potenza, coppia e consumo di combustibile, nel caso di motore senza e con tecnologia turbo-compound [131]	103
Figura 3.36. Emissioni di CO ₂ nei cicli NEDC e WLTC, per diverse configurazioni di turbo-compound [135]	103
Figura 3.37. Consumo specifico di combustibile in (g/kWh) al variare della velocità del motore (rpm) [133].....	104
Figura 4.1. Layout di un'unità ORC dual-loop, per il recupero dell'energia termica dei gas di scarico e del refrigerante [136].....	106
Figura 4.2. Layout di un'unità ORC single-loop, per il recupero dell'energia termica dei gas di scarico e del refrigerante [138].....	106
Figura 4.3. I principali aspetti da considerare nel progetto di un'unità ORC [85].....	107
Figura 4.4. I tre possibili metodi per il modello dinamico dell'evaporatore: moving boundary (a); finite volume (b); fuzzy (c).	108
Figura 4.5. Le tre strategie di controllo sviluppate da Quoilin et al. [83]	109
Figura 4.6. Strategia di controllo sviluppata da Peralez et al [148]	110
Figura 4.7. Motore Iveco F1C.....	111

Figura 4.8. Layout del banco motore [146].....	112
Figura 4.9. Unità ORC sperimentale [146].	113
Figura 4.10. Layout dell'unità ORC.....	113
Figura 4.11. Curve caratteristiche della pompa ad ingranaggi [146]	114
Figura 4.12. Gruppo pompa-torsiometro-motore elettrico [146]	115
Figura 4.13. Espansore scroll [146].	115
Figura 4.14. Modello CAD dell'evaporatore [150].....	116
Figura 4.15. Layout dei sensori.....	117
Figura 4.16. Gradino di coppia del motore (a); temperatura dei gas di scarico (b) e portata dei gas di scarico (c) con il gradino di coppia; temperatura in uscita dall'evaporatore (d) e pressione di evaporazione (e) in seguito alle variazioni di temperatura e portata dei gas di scarico.	123
Figura 4.17. Gradino di velocità (a) e conseguenti variazioni di temperatura (c) e portata (b) dei gas di scarico; temperatura in uscita dall'evaporatore (d) e pressione di evaporazione (e) del fluido di lavoro.....	124
Figura 4.18. Modello moving boundary.....	125
Figura 4.19. Permeabilità dell'espansore scroll (a); permeabilità dell'espansore a vani (b).....	131
Figura 4.20. Diagramma a blocchi del modello moving boundary.	132
Figura 4.21. Input del modello. Gradino di coppia (a); variazioni di temperatura (c) e portata (b) dei gas di scarico.	133
Figura 4.22. Temperatura del fluido di lavoro in uscita dall'evaporatore e pressione di evaporazione, sperimentali e numeriche.	134
Figura 4.23. Gradino di velocità (a); variazioni di portata (b) e temperatura (c) dei gas conseguenti al gradino di velocità.....	135
Figura 4.24. Temperatura e pressione del fluido di lavoro, sperimentali e numeriche.....	135
Figura 4.25. Errori sulla temperatura e costanti di temperatura.	136
Figura 4.26. Unità ORC.	137
Figura 4.27. Layout del banco.....	138
Figura 4.28. Ciclo termodinamico nel piano T-s.....	139
Figura 4.29. Lo scambiatore di recupero nell'unità ORC. Le frecce azzurre indicano il flusso del fluido di lavoro che, uscito dalla pompa, entra prima nello scambiatore di recupero (HX) e poi nell'evaporatore (HRVG); le frecce rosse indicano il flusso del fluido che entra nello scambiatore di recupero prima di entrare nel condensatore.	140
Figura 4.30. Potenza dell'espansore (a), potenza della pompa (b) e potenza dell'impianto (c), nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).....	142
Figura 4.31. Temperatura massima (a) e temperatura minima (b) nel ciclo, nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).	142
Figura 4.32. Pressione massima e pressione minima nel ciclo, nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).	143
Figura 4.33. Efficienza di impianto, nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).	144
Figura 4.34. Temperature del fluido R245fa in ingresso e in uscita dall'evaporatore nelle due configurazioni ORC e RORC (a); temperature del fluido R245fa in ingresso e in uscita dal condensatore nelle due configurazioni ORC e RORC (b).....	145

Figura 4.35. Calore che il fluido di lavoro assorbe nello scambiatore di recupero e nell'evaporatore (a); percentuale di calore che il fluido assorbe nello scambiatore di recupero rispetto a quello assorbito nell'evaporatore (b).	146
Figura 4.36. Espansore scroll.	147
Figura 4.37. Espansore SVRE.	147
Figura 4.38. Potenza ed efficienza globale dell'espansore scroll.	148
Figura 4.39. Efficienza volumetrica dell'espansore scroll.	149
Figura 4.40. Velocità dell'espansore scroll al variare della portata massica e del grado di surriscaldamento.	149
Figura 4.41. Potenza impianto ORC.	150
Figura 4.42. Efficienza dell'impianto ORC.	150
Figura 4.43. Pressione di aspirazione dell'espansore, al variare della portata di fluido di lavoro e del surriscaldamento.	151
Figura 4.44. Rapporto di espansione in funzione della portata di fluido di lavoro, al variare della velocità di rotazione.	153
Figura 4.45. Potenza ottenuta dall'espansore a vani (a) e dall'impianto ORC (b) in funzione della portata di fluido di lavoro, al variare della velocità di rotazione dell'espansore.	154
Figura 4.46. Potenza dell'espansore a vani.	155
Figura 4.47. Efficienza dell'espansore a vani.	155
Figura 4.48. Rapporto di espansione per l'espansore scroll e a vani.	156
Figura 4.49. Potenza dell'espansore scroll e a vani (a); potenza (b) ed efficienza (c) di impianto, nel caso di espansore scroll e a vani.	157
Figura 4.50. Efficienza globale dell'espansore scroll e dell'espansore a vani.	158
Figura 4.51. Aumento di pressione con la portata di fluido di lavoro (a); aumento della portata di fluido di lavoro con la velocità della pompa (b).	159
Figura 4.52. Potenza elettrica e idraulica della pompa (a); efficienza globale della pompa (b).	160
Figura 4.53. Efficienza volumetrica della pompa.	160
Figura 4.54. BWR della pompa (a) e potenza dell'espansore, pompa e unità ORC (b).	161
Figura 4.55. Efficienza dell'espansore (a); efficienza della pompa e dell'ORC (b).	162
Figura 5.1. Effetto della posizione del rack sul rapporto di espansione delle due turbine.	165
Figura 5.2. Effetto della velocità della turbina di potenza sul rapporto di espansione delle turbine.	165
Figura 5.3. Effetto della velocità della turbina di potenza sulla potenza recuperata, al variare del rack.	166
Figura 5.4. Potenza prodotta e riduzione del consumo di combustibile, al variare della contropressione sul motore e dell'efficienza della turbina di potenza [165].	167
Figura 5.5. Portata, temperatura e pressione dei gas di scarico, in funzione della coppia e della velocità del motore.	169
Figura 5.6. Posizione del rack in funzione della velocità e della coppia del motore.	170
Figura 5.7. Curve caratteristiche della turbina ausiliaria.	171
Figura 5.8. Potenza ottenuta dalla turbina ausiliaria, in funzione della coppia e della velocità del motore.	172
Figura 5.9. Contropressione allo scarico del motore, in funzione della coppia e della velocità del motore.	173
Figura 5.10. Potenza persa a causa della contropressione, in funzione della velocità e della coppia del motore.	173

Figura 5.11. Variazione della posizione del rack con il turbo-compound.	174
Figura 5.12. Variazione del consumo di combustibile con il turbo-compound.	174

Indice delle tabelle

Tabella 1.1. Frazioni molari di alcuni gas presenti in atmosfera.....	16
Tabella 1.2. Global Warming Potential dei principali gas serra.....	20
Tabella 2.1. Normativa Euro per i veicoli light duty con motore ad accensione comandata [22].	33
Tabella 2.2. Normativa Euro per i veicoli light duty con motore ad accensione spontanea [22].	34
Tabella 2.3. Le principali differenze tra i cicli NEDC e WLTC [24]	36
Tabella 3.1. Tecnologie per il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna.	72
Tabella 3.2. Proprietà di alcuni fluidi organici [79]	76
Tabella 3.3. Efficienze e potenza elettrica prodotta dall'impianto ORC per diversi fluidi organici [80].....	76
Tabella 3.4. Vantaggi e svantaggi di vari tipi di espansori [87].....	84
Tabella 4.1. Scheda tecnica del motore Iveco F1C.	111
Tabella 4.2. Dati geometrici dell'evaporatore [151]	116
Tabella 4.3. Precisione degli strumenti di misura nel banco [151]	118
Tabella 4.4. Parametri e variabili del modello.....	126
Tabella 4.5. Principi di conservazione.....	127
Tabella 4.6. Principi di conservazione semplificati.....	129
Tabella 4.7. Parametri, condizioni al contorno e output del modello.....	130
Tabella 4.8. Parametri del modello.....	132
Tabella 4.9. Condizioni al contorno in $z=0$, nel caso di gradino di coppia.	133
Tabella 4.10. Errori sulla temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore (in alto); costanti di tempo della temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore (in basso)	134
Tabella 4.11. Condizioni al contorno in $z=0$, nel caso di gradino di velocità.	134
Tabella 4.12. Alcune proprietà del fluido organico R245fa.	137
Tabella 4.13. I sensori nell'impianto ORC.....	139
Tabella 4.14. Dati da una prova sperimentale.	140

Abstract

From 2030, emissions from new passenger cars in the European Union will have to be below 49,5 gCO₂/km and those from new light commercial vehicles 90,6 gCO₂/km. Although electrification is the best way to decarbonize road transport, improving conventional engine technologies is also useful in the transition process. One technology that can improve efficiency and reduce fuel consumption of a conventional thermal engine is the recovery of thermal energy usually lost and its transformation into mechanical energy. This is particularly challenging considering that the share of fossil fuels corresponding to the thermal energy lost is of the order of 60%, significantly greater than that useful for propulsion.

This thesis studied the potential benefits of two recovery technologies: Organic Rankine Cycle (ORC) plants and turbo-compound.

For ORC technology, a numerical model was developed to simulate the dynamic behavior of the evaporator, on which the dynamics of the plant depend to a greater extent. The model can be used to develop a control system for the ORC unit. An experimental campaign was conducted on a small-scale ORC plant whose upper thermal source's maximum temperature is comparable to the engine coolant temperature. The performance of two plant configurations was compared considering or not a regeneration stage. At the same working fluid flow rate, the power obtained by the expander in the unit with a regenerator is higher, because the degree of superheating and the maximum temperature in the cycle (and pressure) are higher. In addition, the efficiency of the unit with a regenerator is higher throughout the mass flow rate range considered, because the working fluid arrives preheated in the evaporator: at 40 g/s, the efficiency is 5 percent for the unit with a regenerator and 4 percent for the one without. The system performance with two different types of expanders was also compared: a scroll expander and an SVRE expander. The power output of the system varies between 100 and 500 W in the case of the scroll expander, and between 200 and 700 W in the case of the SVRE expander. The efficiency varies between 2% and 6% in the case of the SVRE expander; between 2% and 4%, in the case of the scroll expander.

The second recovery technology was based on a direct recovery via a turbo-compounding system. A numerical model was developed to evaluate the potential benefits of installing a power turbine downstream of a turbocharger to further recovery in terms of pressure ratio (and temperature). The model considers an F1C IVECO turbocharged 3L Diesel engine operated on a high-speed dynamic test bench. According to the results obtained from the model, for high engine loads and speeds, the recovered power can be as high as 18 kW; for lower loads, it can be as low as about 4-5 kW. Considering the combined effects of the increase in specific fuel consumption and the increase in power, a reduction in fuel consumption of 8% is obtained when the engine speed is above 3400 rpm. These data were based on an extensive measurement campaign done on the cited engine which characterized all the variables in input to the turbo-compounding system.

Introduzione

Con circa 7 GtCO₂ emesse nel 2023, il settore dei trasporti è la terza maggiore fonte di emissioni di CO₂, e uno dei principali responsabili del cambiamento climatico.

Tra le varie misure adottate dall'Unione Europea allo scopo di raggiungere la neutralità climatica entro il 2050, ci sono limiti emissivi stringenti per i nuovi veicoli: a partire dal primo gennaio 2030, la riduzione delle emissioni medie dovrà essere del 55% rispetto agli obiettivi del 2021 per le nuove autovetture, del 50% per i veicoli commerciali leggeri. Queste riduzioni si traducono, per il periodo 2030-2034, nel limite di 49,5 gCO₂/km per le nuove autovetture, di 90,6 gCO₂/km per i nuovi veicoli commerciali leggeri. L'obiettivo fissato per il 2035 è una riduzione del 100% delle emissioni rispetto agli obiettivi del 2021, sia per le autovetture che per i veicoli commerciali leggeri.

L'elettrificazione è il modo più promettente per decarbonizzare il sistema dei trasporti. Tuttavia, nel processo di transizione verso un sistema energetico a zero emissioni, è di grande utilità anche il miglioramento dell'efficienza dei mezzi di trasporto convenzionali, perché permette di ridurre le emissioni nel breve periodo. L'avanzamento delle tecnologie motoristiche convenzionali è un tema di grande importanza soprattutto per i veicoli pesanti, che sono più difficili da elettrificare.

Tra le tecnologie che permettono di ridurre il consumo di combustibile dei motori convenzionali, c'è il recupero dell'energia termica contenuta nei gas di scarico, nel fluido refrigerante e nell'olio lubrificante. Infatti, in un motore a combustione interna solo un terzo dell'energia introdotta con il combustibile è utile alla trazione: circa un terzo dell'energia è persa come calore sensibile nei gas di scarico, e circa un terzo è ceduta al liquido refrigerante e all'olio lubrificante.

In questa tesi sono esposti i risultati di studi sperimentali e numerici realizzati per valutare i potenziali benefici di due tecnologie per il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna. La prima tecnologia esaminata è quella che permette di recuperare l'energia dei gas di scarico (o del refrigerante) sottoponendo al motore un impianto che realizza un ciclo Rankine a fluido organico. La seconda è quella che consente di recuperare l'energia nei gas di scarico installando una turbina di potenza a valle del convenzionale sistema di sovralimentazione.

Nel Capitolo 1 di questa tesi verrà trattato il tema della crisi climatica e del ruolo svolto dal settore dei trasporti, con una parte dedicata ai target emissivi stabiliti dall'Unione Europea e da altri paesi, allo scopo di limitare l'impatto ambientale del trasporto su strada. Nel Capitolo 2 sono descritte le tecnologie implementabili nei motori convenzionali per ridurre le emissioni degli inquinanti primari e della CO₂. Nel Capitolo 3 sono descritte le tecnologie per il recupero diretto e indiretto dell'energia termica persa nei motori a combustione interna. Il Capitolo 4 è dedicato all'attività teorica e sperimentale realizzata per studiare i potenziali benefici derivanti dall'installazione, a valle di un motore diesel Iveco F1C, di un'unità che realizza un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle), avendo come sorgente termica superiore i gas di scarico del motore. Sono esposti i risultati ottenuti da

un modello numerico sviluppato per simulare il comportamento dinamico dell'evaporatore, che insieme al condensatore è il componente da cui dipende la dinamica dell'impianto. I risultati, messi a confronto con i dati sperimentali, dimostrano l'efficacia del modello, che potrà essere impiegato in futuro per lo sviluppo di un sistema di controllo dell'unità ORC. Nella seconda parte dello stesso capitolo sono riportati i risultati di analisi sperimentali condotte su un'unità ORC separata dal motore, la cui sorgente termica superiore è l'acqua contenuta in un serbatoio, riscaldata da due resistenze elettriche. I risultati possono essere estesi al caso in cui l'unità è sottoposta a un motore a combustione interna. Tuttavia, poiché l'acqua nel serbatoio raggiunge una temperatura massima di 90-100°C, la sorgente termica superiore che va a sostituire non sono i gas di scarico ma il liquido refrigerante. Le attività sperimentali sull'impianto sono state condotte con lo scopo di valutare le prestazioni dell'unità ORC al variare della configurazione di impianto (con o senza scambiatore di calore) e al variare del tipo di espansore (scroll o SVRE). Infine, nel Capitolo 5 sono riportati i risultati di un modello numerico sviluppato per valutare i potenziali benefici, in termini di potenza recuperata, di una turbina ausiliaria installata a valle del convenzionale gruppo di sovralimentazione.

1. Il cambiamento climatico e il ruolo dei trasporti

1.1. L'effetto serra e la crisi climatica

Lo spettro emissivo del sole al limite superiore dell'atmosfera si avvicina molto allo spettro di un corpo nero a 5800 K. Il picco della radiazione solare si verifica nel campo del visibile, circa la metà del flusso radiativo è nell'infrarosso, e una piccola parte è nel campo dell'ultravioletto. In corrispondenza della superficie terrestre, lo spettro si abbassa perché parte della radiazione è assorbita da alcuni componenti dell'atmosfera, come ozono, ossigeno, vapor d'acqua, anidride carbonica e metano [1]. La Terra non assorbe tutta la radiazione solare da cui è investita: la maggior parte viene assorbita dal suolo, che si scalda e riemette nel campo dell'infrarosso; una parte, con lunghezze d'onda più corte, è riflessa verso lo spazio. La radiazione infrarossa riemessa dalla Terra non raggiunge in modo diretto lo spazio, ma è in buona parte assorbita dai gas presenti in atmosfera, che a loro volta si scaldano e riemettono radiazioni, in parte verso lo spazio, in parte verso la superficie terrestre. Questo meccanismo di assorbimento e riemissione, noto come effetto serra, consente alla Terra di raggiungere una condizione di equilibrio energetico, nella quale la Terra riemette tutta l'energia ricevuta dal sole.

Il meccanismo dell'effetto serra si spiega con il fatto che la luce ha sia una natura ondulatoria, evidente nella propagazione e nei fenomeni di interferenza e diffrazione, sia una natura corpuscolare, che spiega i fenomeni di scambio di energia con la materia. La radiazione solare è un insieme di fotoni: unità quantizzate prive di massa e di carica, che si muovono alla velocità della luce e che, come le onde, hanno una lunghezza d'onda e una frequenza. Ciascun fotone trasporta l'energia $E = h\nu$, dove h è la costante di Planck e ν la frequenza. Le molecole hanno livelli di energia quantizzati in una serie di stati elettronici: a ogni stato elettronico corrispondono diversi stati vibrazionali, e a ogni stato vibrazionale corrispondono diversi stati rotazionali. Le molecole possono assorbire ed emettere fotoni solo quando il fotone ha energia uguale alla differenza di energia tra due stati, cioè solo se l'energia del fotone può essere utile ad aumentare o ad abbassare il livello di energia interna della molecola. A temperatura ambiente le molecole si trovano nello stato fondamentale, che è il primo stato vibrazionale del primo stato elettronico. I fotoni possono promuovere il passaggio delle molecole dallo stato fondamentale ad uno stato eccitato, cioè ad uno stato vibrazionale o ad uno stato elettronico ad energia superiore. Il passaggio da uno stato elettronico a uno a più alta energia richiede radiazioni nel campo dell'ultravioletto ($<0,4 \mu\text{m}$); le transizioni vibrazionali richiedono radiazioni nel campo del vicino infrarosso ($0,7\text{-}20 \mu\text{m}$). Quando le molecole assorbono radiazioni nel campo dell'infrarosso, aumenta l'ampiezza dei loro moti vibrazionali. Ci sono due modi fondamentali di vibrazione che danno luogo ad assorbimento nel campo dell'infrarosso: le vibrazioni di allungamento o accorciamento (stretching) e le vibrazioni che producono variazioni degli angoli dei legami (bending). Il primo tipo di vibrazione avviene a frequenze più alte del secondo. Perché l'assorbimento nell'infrarosso avvenga,

devono essere rispettate due condizioni: la frequenza della radiazione incidente deve coincidere con la frequenza naturale dei moti vibrazionali, e deve verificarsi un cambiamento nel momento di dipolo della molecola. Il momento di dipolo è una grandezza vettoriale definita come il prodotto della carica per la distanza tra le cariche; la distanza ha segno positivo quando è misurata dalla carica negativa a quella positiva.

Una molecola composta da n atomi ha $3n$ gradi di libertà nel piano cartesiano. I modi vibrazionali possibili per una molecola non lineare sono $3n-6$ (ai gradi di libertà vanno sottratti i tre moti traslazionali e i tre rotazionali); una molecola lineare ha invece $3n-5$ modi possibili di vibrare (in questo caso ci sono solo 2 moti rotazionali permessi). La CO_2 , che è una molecola lineare, ha quattro modi fondamentali di vibrare (Figura 1.1): stretching simmetrico, stretching asimmetrico, e due vibrazioni di bending, che sono degeneri perché avvengono alla stessa frequenza [2].

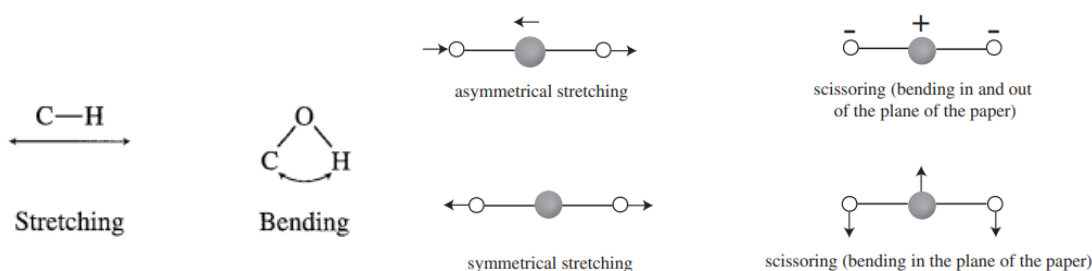


Figura 1.1. Modi vibrazionali delle molecole [2].

Per conoscere la frequenza e l'energia associata alle vibrazioni di stretching, si può ricorrere alla teoria dell'oscillatore armonico. Applicando questo modello, una molecola biatomica sarebbe equivalente a un oscillatore composto da due masse unite da una molla. L'energia di vibrazione, che corrisponde alla forza elastica, è data dall'Equazione 1.1, dove k è una costante associata alla forza di legame e x è lo spostamento causato dalle vibrazioni. Nella realtà, il moto vibrazionale è quantizzato, e i passaggi permessi da uno stato energetico a un altro sono regolati dall'Equazione 1.2, dove n è il numero quantico: la differenza tra uno stato energetico e il successivo è $h\nu$. Inoltre, le molecole non possono essere considerate degli oscillatori armonici, perché sono più vicini a essere degli oscillatori anarmonici. Quando aumenta la distanza interatomica, diminuisce la distanza energetica tra gli stati successivi: per passare da uno stato all'altro è richiesta minore energia. Dalla legge di Hooke (Equazione 1.3) si ricava il numero d'onda $\bar{\nu}$, che si può calcolare nota f , la costante di forza del legame, e le masse dei due atomi [2].

$$E = \frac{1}{2}kx^2 = h\nu \quad (1.1)$$

$$E = \left(n + \frac{1}{2}\right)h\nu \quad (1.2)$$

$$v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.3)$$

$$\bar{\nu} = \frac{1}{\lambda} = \frac{v}{c} \quad (1.4)$$

$$\bar{\nu} = \frac{1}{2\pi c} \sqrt{\frac{f(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \quad (1.5)$$

Il passaggio da uno stato energetico a un altro avviene quando la radiazione incidente ha numero d'onda uguale a quello del moto vibrazionale. Per un legame C-H, ad esempio, il numero d'onda $\bar{\nu}$ calcolato con l'Equazione 1.5 vale 3032 cm^{-1} , anche se il range di assorbimento effettivo è compreso tra 2850 e 3000 cm^{-1} . I gas serra sono quelli le cui molecole hanno un momento di dipolo che può cambiare quando assorbono energia dalle radiazioni incidenti.

I gas più presenti in atmosfera sono l'azoto (N_2), l'ossigeno (O_2), l'argon (Ar) e l'anidride carbonica (CO_2). Alcuni di questi gas (ossigeno, azoto, argon) non sono gas serra: i principali gas serra sono il vapor d'acqua, l'anidride carbonica, il metano e l'ossido nitroso.

La Tabella 1.1 riporta le frazioni molari dei principali gas presenti in atmosfera. La frazione molare di una specie è definita come il numero di moli di quella specie presenti in una mole di aria; per definire le concentrazioni dei gas presenti in quantità minori si usano le parti per milione di volume ($1 \text{ ppm} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ mol/mol}$) [3].

Azoto (N_2)	78.084%
Ossigeno (O_2)	20.946%
Argon (Ar)	0.934%
Diossido di carbonio (CO_2)	0.042%
Neon (Ne)	18.182 ppm
Elio (He)	5.24 ppm
Metano (CH_4)	1.92 ppm
Kripton (Kr)	1.14 ppm
Idrogeno (H_2)	0.55 ppm
Ossido nitroso (N_2O)	0.33 ppm
Monossido di carbonio (CO)	0.10 ppm
Xeno (Xe)	0.09 ppm
Ozono (O_3)	0.07 ppm

Tabella 1.1. Frazioni molari di alcuni gas presenti in atmosfera.

La Figura 1.2 mostra lo spettro emissivo della superficie terrestre, misurato da un satellite in condizioni di cielo sereno in Nord Africa, a mezzogiorno. Lo spettro si presenta come una combinazione di spettri emissivi di corpi neri a diverse temperature, comprese tra i 200 e i 320 K . Le curve tratteggiate in figura sono gli spettri emissivi di corpi neri alle

diverse temperature, mentre la linea continua è lo spettro emissivo reale della superficie terrestre. Confrontando la curva continua con gli spettri di emissione di corpo nero, è possibile conoscere la temperatura alla quale avviene l'emissione, nei vari range di lunghezza d'onda.

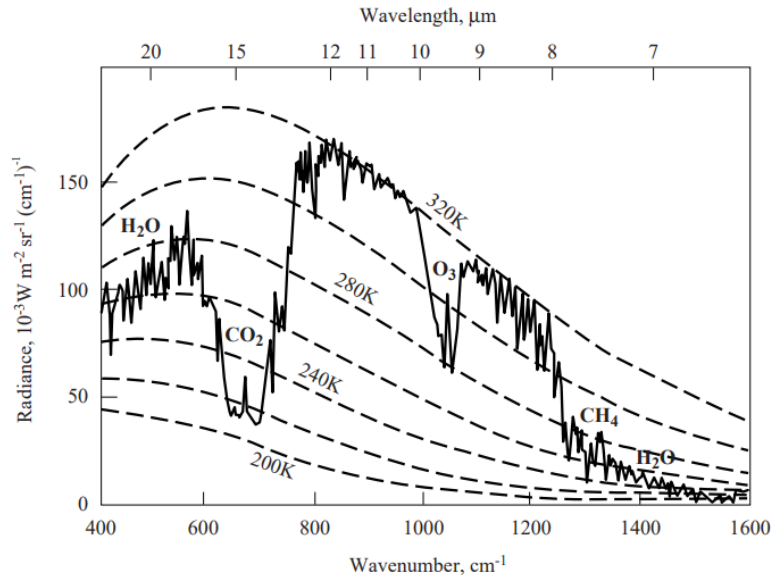


Figura 1.2. Spettro emissivo della superficie terrestre [1].

Gli avvallamenti nella curva continua si verificano in corrispondenza dei maggiori assorbimenti di radiazione infrarossa da parte dei gas serra. Fino a 20 μm , il principale assorbitore di radiazioni è il vapore d'acqua (H_2O). Poiché l'acqua ha un tempo di permanenza in atmosfera molto breve, ed è presente solo negli strati più bassi dell'atmosfera, la radiazione emessa in questo range di lunghezze d'onda si avvicina allo spettro emissivo di un corpo nero a 260 K, una temperatura piuttosto vicina alla temperatura media di equilibrio della superficie terrestre. Intorno ai 15 μm , c'è un assorbimento da parte della CO_2 , che da 17 a 13 μm ha una finestra di assorbimento. In questa finestra di lunghezze d'onda, l'atmosfera emette un flusso radiativo a circa 215 K, una temperatura significativamente più bassa della temperatura a cui è misurata la radiazione a 20 μm . L'atmosfera è molto opaca alle lunghezze d'onda intorno ai 15 μm : l'emissione avviene da parte di regioni dell'atmosfera più lontane dalla superficie terrestre, che emettono a temperature più basse, e dove la CO_2 si trova in minori quantità. L'assorbimento da parte della CO_2 è il più significativo dello spettro, perché avviene in un range di lunghezze d'onda molto vicino al picco degli spettri di corpo nero. Un altro avvallamento dello spettro di emissione è a 9,6 μm , in corrispondenza di una finestra di assorbimento dell'ozono. Fatta eccezione per l'assorbimento dell'ozono, nel range di lunghezze d'onda 13-8 μm , l'atmosfera è un debole assorbitore della radiazione proveniente dalla superficie terrestre, e buona parte della radiazione riesce a raggiungere lo spazio. Per lunghezze d'onda inferiori a 8 μm , il metano è un buon assorbitore, ma è un assorbimento poco significativo poiché avviene a lunghezze d'onda lontane dal picco emissivo.

La Figura 1.3 mostra gli spettri di assorbimento dei principali gas serra.

	Numero d'onda (cm^{-1})
Infrarosso	$10 - 10^4$
Visibile	$10^4 - 10^5$
Raggi ultravioletti	$10^5 - 10^6$

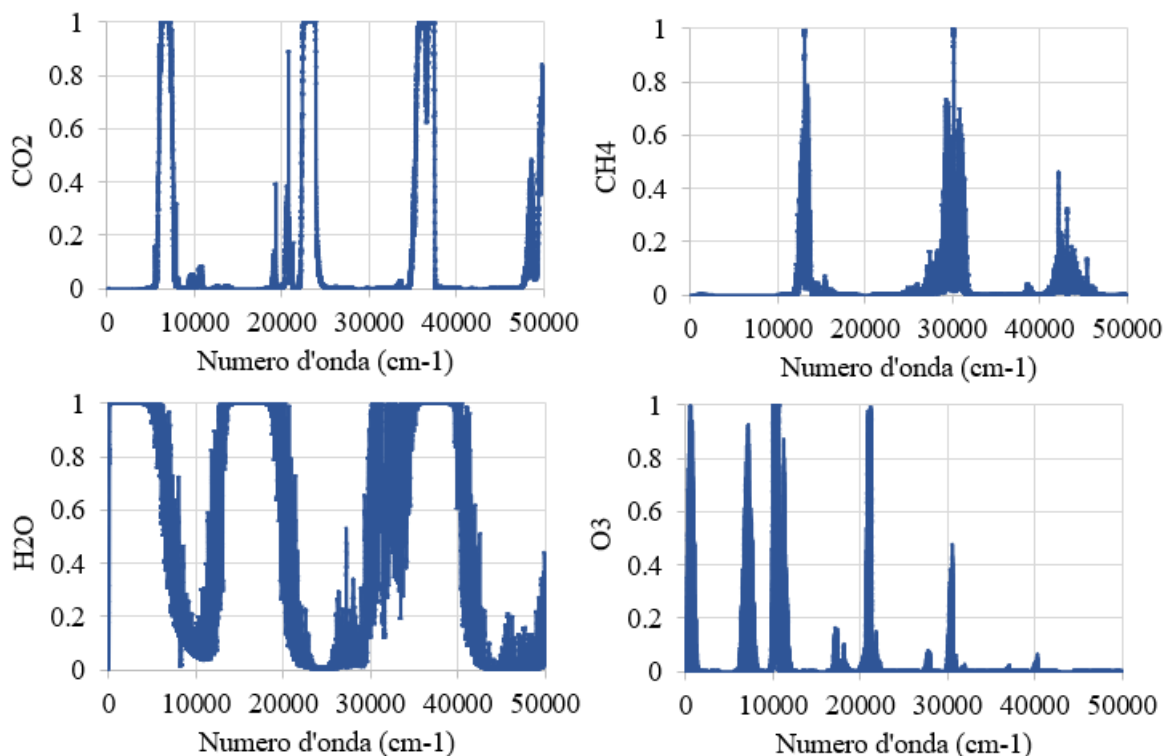


Figura 1.3. Spettri di assorbimento di alcuni gas serra.

La concentrazione dei gas in atmosfera è variabile, perché influenzata da diversi processi. Può cambiare a causa delle emissioni, che possono essere di natura antropogenica – è il caso delle emissioni di gas serra prodotte dalla combustione di combustibili fossili – oppure di natura biogenica, cioè dovute a processi naturali di organismi biologici. La concentrazione può cambiare anche a causa di fenomeni di trasporto, provocati dai venti, e di reazioni chimiche che avvengono tra le diverse specie di gas. Infine, le concentrazioni cambiano a seguito di fenomeni di deposizione, che determinano il trasferimento dei gas dall'atmosfera alla superficie terrestre: un esempio di fenomeno di deposizione è l'assorbimento della CO_2 nel processo di fotosintesi. Per descrivere la variazione di massa di una specie gassosa in atmosfera si può adottare una modellistica molto semplice, e assumere che una porzione di atmosfera sia assimilabile a una scatola, interessata da flussi di massa in ingresso e in uscita della specie gassosa. All'interno della scatola, le emissioni e la produzione chimica del gas provocano un aumento di massa del gas; i fenomeni di deposizione e le perdite chimiche portano a una sua riduzione. Grazie a questo modello, è possibile definire il tempo di vita di un gas, cioè il tempo di permanenza del gas nel dominio considerato, come il rapporto tra la massa del gas contenuta nel dominio e la somma dei flussi di massa in uscita, che sono espressi in $kg \cdot s^{-1}$. Se si considera l'atmosfera

globale, per poter fare il bilancio di un gas è necessario conoscere la sua massa totale contenuta in atmosfera: la massa totale è chiamata carico atmosferico, ed è spesso misurata in Tg (Teragrammi). Oltre al carico, devono essere noti i pozzi totali del gas e le sue sorgenti totali. È più facile conoscere il bilancio di gas a vita lunga che quello di gas a vita più breve, come l'O₃ e gli NO_x. Per la maggior parte dei gas presenti in atmosfera, la sorgente principale è costituita dalle emissioni in arrivo dalla superficie terrestre. Ma mentre per i gas sintetici o i gas emessi dai processi industriali le emissioni sono ben documentate, per altri gas – come CH₄ e N₂O – è più difficile stabilire con accuratezza le emissioni, perché sono prodotte anche da processi naturali. Per un gas nello stato stazionario, cioè il cui carico in atmosfera rimane costante, il tempo di vita globale è definito come il rapporto tra il carico (Tg) e i pozzi globali medi (Tg/anno). Dal momento che lo stato è stazionario, il carico di un gas è uguale al suo tempo di vita moltiplicato per le emissioni. Di solito il tempo di vita è considerato costante, e indipendente dalle emissioni. Per le specie che hanno un tempo di vita locale stabile e costante, il tempo di permanenza in atmosfera è uguale al tempo di vita locale. Non è così per la maggior parte dei gas serra, che spesso hanno dei tempi di permanenza in atmosfera diversi a seconda che si trovino nella bassa o nell'alta troposfera. Tuttavia, la maggior parte dei gas serra ha un tempo di permanenza in atmosfera superiore ai 6 mesi, che è il periodo di tempo più lungo che si possa considerare per il mescolamento della troposfera. Quindi il loro tempo di permanenza non dipende in modo significativo dal luogo di emissione. È importante conoscere il tempo di permanenza dei gas in atmosfera perché da questo, e da come le molecole delle varie specie interagiscono tra loro, dipende la loro capacità di contribuire all'effetto serra.

La radiazione assorbita dai gas serra viene riemessa verso la superficie terrestre, riscaldandola. È stato dimostrato che la temperatura media globale della superficie terrestre cambia con il flusso radiativo assorbito dai gas serra. Per valutare il contributo di ciascun gas all'effetto serra è utile determinarne il forzante radiativo, che è definito come la variazione del flusso radiativo diretto dalla bassa atmosfera (troposfera) verso la superficie terrestre, dovuta alla variazione della concentrazione di quel gas in atmosfera. Il forzante radiativo è valutato senza considerare alcun cambiamento nella superficie e nella troposfera provocato dal forzante radiativo stesso. Secondo l'IPCC, il rapporto tra la variazione di temperatura media globale della superficie terrestre ΔT_s e il forzante radiativo ΔF è all'incirca costante e uguale a 0,5 K/Wm⁻², per un ampio range di valori di ΔF [4]. È il motivo per il quale il forzante radiativo è un importante parametro per valutare la variazione di temperatura della superficie terrestre.

Per stimare l'impatto di un gas sul sistema climatico si usa il GWP (Global Warming Potential), che permette di correlare le emissioni antropogeniche di un gas al suo forzante radiativo. Il GWP misura l'effetto di un gas sull'equilibrio radiativo, rispetto a un gas di riferimento. È calcolato come il rapporto tra due integrali: al numeratore c'è il flusso radiativo del gas di interesse, integrato su un intervallo di tempo; al denominatore c'è il flusso radiativo di un gas di riferimento integrato sullo stesso intervallo di tempo. Normalmente il gas di riferimento è la CO₂, per la quale si assume che il GWP sia uguale a 1. In Tabella 1.2 sono riportati i GWP di alcuni gas, calcolati su diversi intervalli temporali [5].

Global Warming Potential			
Orizzonte temporale			
	20 anni	100 anni	500 anni
CO ₂	1	1	1
CH ₄	62	23	7
N ₂ O	275	296	156

Tabella 1.2. Global Warming Potential dei principali gas serra.

Il riscaldamento globale è il fenomeno di aumento della temperatura media globale della superficie terrestre, provocato dall'incremento delle emissioni di gas a effetto serra di natura antropogenica. Il riscaldamento globale è causa dei cambiamenti climatici, cioè dei cambiamenti delle temperature e dei modelli metereologici su un lungo periodo di tempo (centinaia o migliaia di anni). Le conseguenze provocate da tali cambiamenti sono anch'esse definite cambiamenti climatici.

La principale causa del riscaldamento globale sono le emissioni antropogeniche di gas serra, prodotte in larga parte dalla combustione di combustibili fossili. Le emissioni antropogeniche sono dovute anche, in misura minore, ad altre cause, come la deforestazione, l'allevamento e l'uso di gas fluorati. L'aumento delle emissioni antropogeniche è cominciato con l'età industriale, ma è diventato sempre più rapido a partire dagli anni '70 del Novecento.

Le emissioni di CO₂ sono la più importante causa del riscaldamento globale anche se, tra i gas serra prodotti dalle attività umane, la CO₂ non è quello con il più alto potenziale di riscaldamento: il metano (CH₄) ne ha uno 23 volte più alto, l'ossido di diazoto (N₂O) ne ha uno 296 volte più alto. Tuttavia, le emissioni di CO₂ sono prodotte in quantità molto maggiori (Figura 1.4a): nel 2022, contavano per il 71,6% delle emissioni totali di gas a effetto serra; le emissioni di CH₄ rappresentavano il 21%, quelle di N₂O il 4,8%, quelle dei gas fluorati il 2,6% [6]. Inoltre, la CO₂ ha un tempo di permanenza in atmosfera molto lungo.

Rispetto al 1750, la concentrazione di CO₂ in atmosfera è aumentata di circa il 50%. Questo incremento ha provocato effetti visibili e preoccupanti sull'equilibrio del sistema climatico. Dal 1850, la temperatura media globale delle superficie terrestre è aumentata mediamente di circa 0,06 °C al decennio, con aumenti molto maggiori – di circa 0,20 °C per decennio – a partire dagli anni '80 del Novecento. Dal 1850 a oggi, la temperatura media globale è aumentata di circa 1,2 °C (Figura 1.5a). Il 2023 è stato l'anno più caldo mai registrato dal 1850, con un aumento della temperatura media di 1,35 °C rispetto ai livelli preindustriali [7].

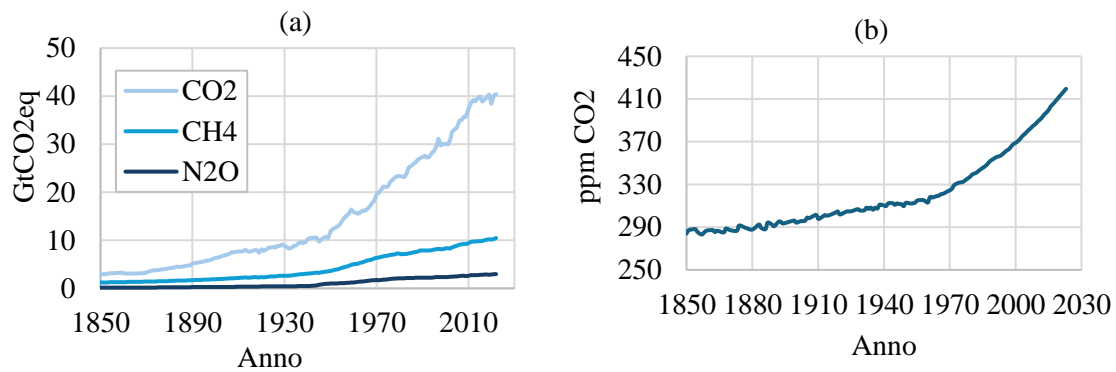


Figura 1.4. Emissioni di CO₂, CH₄ e N₂O, misurate in GtCO₂eq (a); parti per milioni di CO₂ in atmosfera, dal 1850 al 2023 (b) [8].

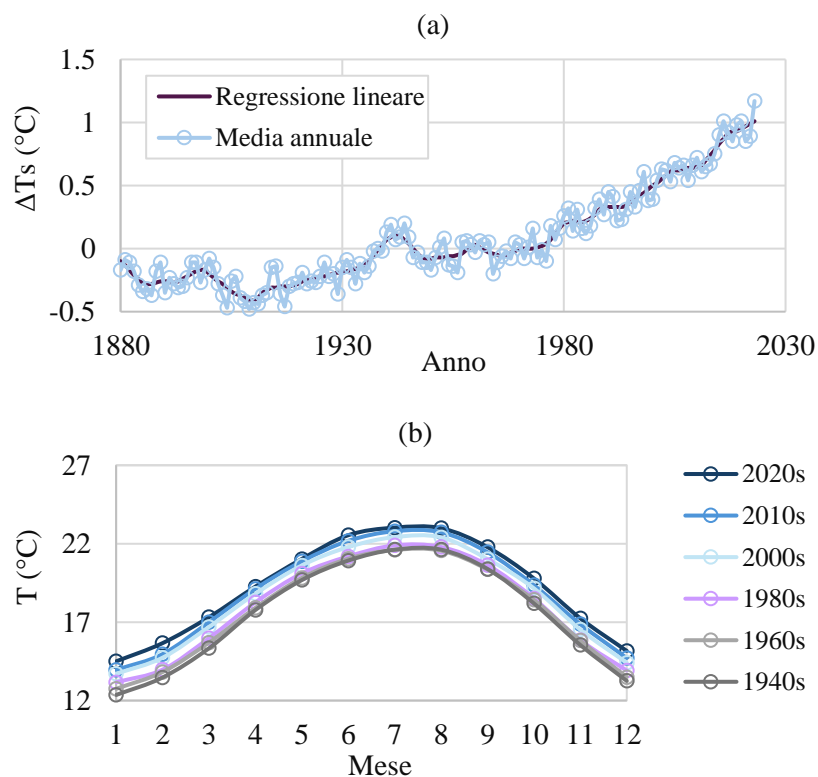


Figura 1.5. Aumento della temperatura della superficie terrestre, dal 1850 al 2023 (a); temperatura media mensile, dagli anni '40 agli anni '20 [8], [9].

Il cambiamento climatico non si manifesta solo nell'aumento delle temperature: ha molte conseguenze, diverse a seconda dell'area geografica. Tra gli effetti dell'aumento della temperatura media ci sono l'aumento delle ondate di calore, con un allungamento delle stagioni calde e un accorciamento delle stagioni fredde; l'aumento delle precipitazioni nelle zone ad alte latitudini e la loro riduzione nelle zone subtropicali; periodi prolungati di siccità e conseguente scarsità di acqua; l'aumento dei fenomeni di inondazione delle zone costiere, causato dallo scioglimento dei ghiacciai e dall'innalzamento del livello dei

mari; rischi per la sopravvivenza di molte specie animali e vegetali; rischi per la salute umana. I paesi più vulnerabili a questi effetti sono quelli a basso reddito.

I rischi associati ai cambiamenti climatici diventerebbero maggiori qualora si raggiungesse un aumento di temperatura medio di 1,5 °C, ma sarebbero molto più preoccupanti con incrementi superiori. Per contenere l'aumento della temperatura media ed evitare le conseguenze più gravi, è necessario mettere in atto azioni di mitigazione e di adattamento. Le azioni di mitigazione intervengono sulle cause stesse dei cambiamenti climatici, poiché sono volte a limitare la concentrazione di CO₂ in atmosfera a livelli tali da evitare alterazioni pericolose del sistema climatico. Gli interventi di mitigazione hanno lo scopo di ridurre le sorgenti di emissione di CO₂ e degli altri gas a effetto serra, e di aumentare gli assorbitori della CO₂. Le azioni di adattamento riguardano invece la gestione degli effetti del cambiamento climatico: hanno lo scopo di ridurre la vulnerabilità ai rischi, intervenendo sui sistemi esistenti. Esempi di interventi di adattamento sono la costruzione di argini e un'attenta gestione del suolo per le zone più a rischio di inondazioni.

1.2. Le politiche sul clima

Grazie all'introduzione di nuove tecnologie, tra gli anni '50 e '60 del Novecento le scienze climatiche riuscirono a dimostrare l'esistenza di una correlazione tra l'incremento della concentrazione di CO₂ in atmosfera e l'aumento di temperatura della superficie terrestre. Il cambiamento climatico cominciò a entrare nel dibattito pubblico già negli anni '60: nel 1965, il Comitato scientifico consultivo del presidente degli Stati Uniti mise in guardia dai rischi associati all'incremento delle emissioni antropogeniche di gas serra. Nel 1972, a Stoccolma si svolse la prima conferenza internazionale sull'ambiente delle Nazioni Unite. La conferenza contribuì alla creazione di una politica ambientale internazionale, anche se l'agenda non si concentrò sul cambiamento climatico, ma su questioni come l'inquinamento chimico e i test nucleari. Nel 1987, fu approvato il Protocollo di Montreal, con il quale si decise di eliminare gradualmente la produzione e l'uso delle sostanze che danneggiano lo strato di ozono. Anche se il Protocollo non riguardava direttamente le emissioni antropogeniche di gas serra, ebbe un impatto anche su di esse. Nel 1990, l'Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) rese pubblico il suo primo report di valutazione, nel quale parlò di come le emissioni antropogeniche di CO₂ stessero aumentando la quantità del gas già naturalmente presente in atmosfera, provocando un incremento di temperatura. La Conferenza delle Nazioni Unite di Rio del 1992 si impegnò a mantenere le emissioni di gas serra a un livello tale da evitare dannose interferenze con il sistema climatico. Nel 1997, con il Protocollo di Kyoto, i paesi sviluppati hanno stabilito di ridurre mediamente del 5% le proprie emissioni di gas serra entro il periodo 2008-2012, con differenze negli obiettivi di ciascun paese. Negli anni successivi si sono svolte altre conferenze per la lotta ai cambiamenti climatici, ma l'accordo più importante è stato raggiunto a Parigi nel 2015. L'obiettivo stabilito era quello di controllare il picco delle emissioni di gas serra il prima possibile, in modo da mantenere l'aumento della temperatura globale al di sotto dei 2°C, cercando di limitarlo

a 1,5°C. Nelle conferenze successive non sono state adottate misure significative, a parte l'istituzione di un fondo per aiutare i paesi vulnerabili. La Conferenza di Dubai del 2023 ha stabilito di accelerare l'abbandono dei combustibili fossili, e di triplicare l'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili [10].

L'Unione Europea ha portato avanti anche politiche indipendenti. Nel 2019, la Commissione Europea ha elaborato e proposto un piano per il contrasto ai cambiamenti climatici, il Green Deal. L'obiettivo del piano è il raggiungimento della neutralità climatica – l'azzeramento delle emissioni nette di gas a effetto serra – entro il 2050. L'impegno per la neutralità climatica comporta il ripensamento delle politiche di approvvigionamento di energia in tutti i settori dell'economia, tra cui industria, trasporti, edilizia e agricoltura. Secondo la Commissione, il Green Deal è una «strategia di crescita mirata a trasformare l'UE in una società giusta e prospera, dotata di un'economia moderna» [11]. La strategia deve preservare il capitale naturale dell'UE, proteggere il benessere dei cittadini europei dai rischi ambientali, e garantire una transizione giusta e inclusiva. Nel 2021, con l'approvazione della Legge sul Clima, il Parlamento Europeo ha convertito l'impegno politico del Green Deal in un obiettivo giuridicamente vincolante per i paesi membri. La Legge sul Clima fissa l'obiettivo intermedio di ridurre le emissioni di gas serra del 55% rispetto ai livelli del 1990, entro il 2030. Nel 2021 la Commissione Europea ha adottato il pacchetto *fit for 55*, un insieme di proposte di legge che aggiornano la legislazione europea, rendendola coerente con gli obiettivi del Green Deal. Il pacchetto *fit for 55* prevede la riforma dell'EU ETS, il sistema di scambio delle quote di emissioni di gas serra, uno degli strumenti più efficaci per la riduzione delle emissioni in UE. Per i settori che non rientrano nell'EU ETS – edifici, piccole industrie, agricoltura – gli stati membri hanno obiettivi annuali di riduzione delle emissioni. Con le norme del pacchetto *fit for 55*, le emissioni dei settori interessati dovranno diminuire del 40% rispetto ai livelli del 2005, entro il 2030. Per quanto riguarda gli edifici, le nuove norme stabiliscono che si debba arrivare nel 2030 a una riduzione dei consumi dell'11,7%, rispetto alle previsioni per il 2030 realizzate nel 2020. Secondo le nuove norme, entro il 2030 almeno il 40% dell'energia consumata dovrà essere ottenuta da fonte rinnovabile.

Diversi studi hanno dimostrato l'esistenza di un gap emissivo, cioè una differenza tra le emissioni previste con le attuali strategie di mitigazione e le emissioni massime permesse per limitare l'aumento di temperatura a 1,5°C [12]. L'IRENA prevede un gap emissivo di 35 Gt entro il 2050, sottolineando come i piani attuali siano largamente insufficienti a raggiungere l'obiettivo di 1,5°C. Mantenere l'aumento di temperatura entro questo limite richiede l'attuazione di misure più incisive di quelle messe in pratica finora.

Le fonti di energia rinnovabile svolgono un ruolo cruciale nel processo di transizione dall'attuale sistema energetico basato su fonti fossili a un sistema energetico a zero emissioni di carbonio. Solo aumentando la loro capacità di produrre calore ed energia elettrica sarà possibile contenere l'aumento della temperatura media della superficie terrestre a 1,5 °C. Entro il 2030, la capacità globale delle fonti rinnovabili dovrebbe raggiungere i 5,4 TW, a fronte degli 11,2 TW necessari per l'obiettivo di 1,5°C. Negli anni sono comunque stati realizzati notevoli progressi nel campo delle fonti rinnovabili. Dal 2014 al 2023, la capacità totale installata è più che raddoppiata, con incrementi più

consistenti negli ultimi tre, quattro anni. Nel 2022, la capacità è aumentata di 300 GW e nel 2023 di circa 470 GW (Figura 1.6a): alla fine del 2023, il totale ammontava a 3870 GW. Nel 2023, circa il 30% dell'energia elettrica prodotta a livello globale è stata generata da fonti di energia rinnovabile: il 14% dall'idroelettrico, circa l'8% dall'eolico e il 5.5% dal solare [13].

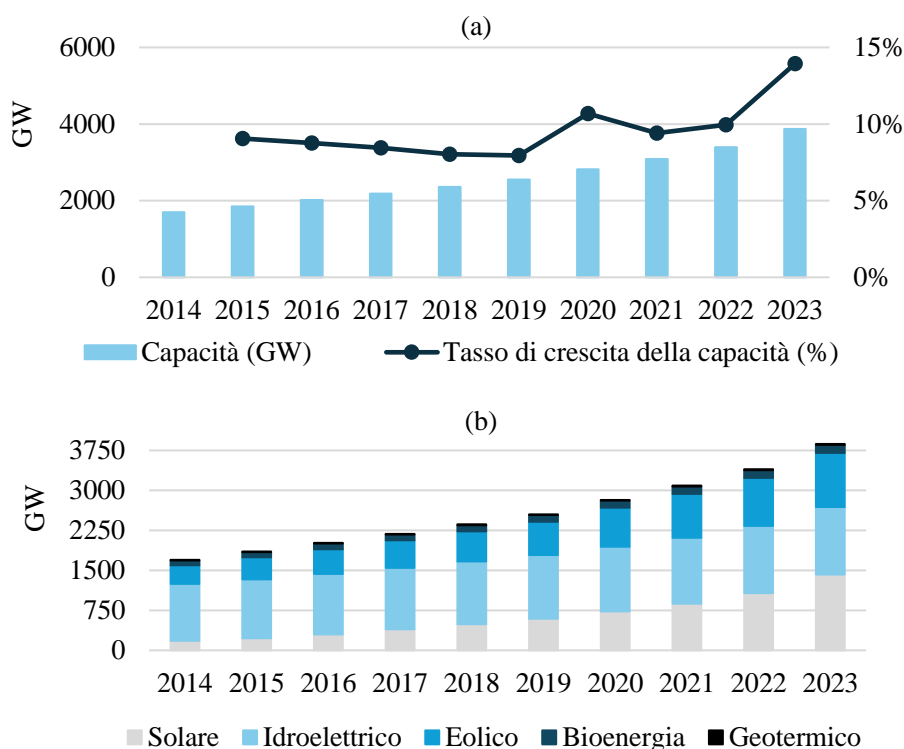


Figura 1.6. GW elettrici prodotti e tasso di crescita dei GW prodotti da fonti rinnovabili, dal 2014 al 2023 (a); GW elettrici prodotti da fonti rinnovabili, per tipo di fonte (b) [13], [14].

Nonostante i progressi, la produzione di energia rinnovabile rimane concentrata in pochi paesi (Stati Uniti, Unione Europea e Cina), ma è necessario espandere la distribuzione ai paesi in via di sviluppo, che hanno maggiori problemi di accesso all'energia elettrica. Inoltre, gli investimenti nelle tecnologie rinnovabili hanno coinvolto per la quasi totalità il solare fotovoltaico e l'eolico, ma nel processo di transizione è essenziale investire anche in altre tecnologie [12]. Un altro aspetto importante da considerare è il sistema di distribuzione dell'energia elettrica. La rete elettrica esistente è stata progettata per funzionare secondo una logica top-down, cioè con un flusso monodirezionale diretto dal nodo di produzione, costituito dalle convenzionali centrali termoelettriche, agli utenti finali. Con l'aumentare della capacità delle fonti rinnovabili, la generazione di energia elettrica diventa distribuita: lungo la rete sono presenti molti impianti, anche di piccola taglia, che producono energia in modo non programmabile. Le reti di distribuzione devono garantire anche in questo caso una distribuzione affidabile e sicura, diventando reti bidirezionali, cioè in grado di gestire flussi in ingresso e in uscita verso gli utenti finali.

1.3. Le fonti emissive: il ruolo del settore dei trasporti

La maggiore fonte globale di emissioni di gas serra sono i processi per la produzione di energia elettrica (Figura 1.7), che nel 2023 hanno emesso circa 410 Mt di CO₂ in più rispetto all'anno precedente. L'aumento è dovuto alla diminuzione della produzione di energia idroelettrica a causa della siccità, e al fatto che molti paesi hanno usato il carbone al posto del gas come fonte energetica. Tra il 2019 e il 2023, le emissioni globali causate dalla produzione di energia sono aumentate di circa 900 Mt, incremento che sarebbe stato molto maggiore senza il contributo delle principali fonti di energia a basse emissioni di carbonio, come il solare fotovoltaico, l'eolico e il nucleare [7].

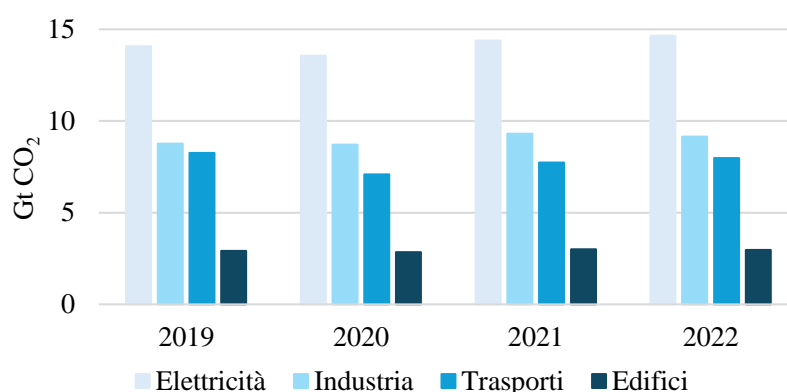


Figura 1.7. Emissioni di CO₂ per settore [7].

La seconda maggiore fonte di emissioni di gas serra sono i processi industriali, che nel 2022 hanno emesso 9 Gt di CO₂: si tratta di emissioni dirette, in gran parte causate dalla combustione di combustibili fossili per la produzione di energia, in misura minore dovute ai prodotti di reazioni chimiche [15]. Le emissioni del settore sono aumentate di circa il 70% dal 2000 al 2022, a causa della crescente domanda di beni industriali. Nel 2022 sono diminuite di circa il 2% rispetto all'anno precedente, ma per raggiungere gli obiettivi di azzeramento delle emissioni nette di gas serra entro il 2050 sono necessarie riduzioni annuali più consistenti, che sono raggiungibili attraverso una più rapida elettrificazione e l'uso dei biocombustibili in alternativa ai combustibili convenzionali. I processi industriali contano per circa il 40% dei consumi globali di energia: poiché buona parte dell'energia elettrica consumata è necessaria al funzionamento di dispositivi a motore (pompe, ventilatori, compressori), si possono ridurre i consumi di energia migliorando l'efficienza dei motori elettrici [16].

Le emissioni di gas serra del settore residenziale e commerciale sono legate principalmente alle esigenze di riscaldamento e di raffreddamento degli edifici. Gli eventi di caldo estremo, che negli ultimi anni si sono verificati con frequenza crescente in varie parti del mondo, hanno portato a un incremento significativo del consumo di energia elettrica per il raffreddamento degli ambienti, che è più che triplicato dal 1990. Insieme al consumo di energia elettrica, sono aumentate le emissioni di gas serra: nel 2022 è stata emessa circa 1 Gt di CO₂, con un aumento del 2% rispetto al 2021, nonostante le

efficienze dei dispositivi di raffreddamento siano migliorate e la produzione di elettricità si stia gradualmente decarbonizzando. Il raffreddamento è inoltre responsabile delle emissioni dei gas refrigeranti, che hanno un GWP molto maggiore di quello della CO₂. La domanda di energia negli edifici è però legata principalmente al riscaldamento degli ambienti e dell'acqua. Nel 2022 il riscaldamento ha prodotto circa 4,2 Gt di CO₂: di queste, 2,4 Gt sono emissioni dirette dovute alla combustione dei combustibili fossili; 1,7 Gt sono emissioni indirette, dovute alla produzione dell'energia elettrica che viene consumata negli edifici.

I trasporti rappresentano la terza maggiore fonte di emissioni di CO₂. Si tratta di un settore essenziale nella vita delle persone e per l'economia globale, ma è uno dei principali responsabili del cambiamento climatico. Le emissioni generate dai trasporti sono cresciute in modo quasi continuo dal 1970 a oggi: dal 1990, sono aumentate di circa l'80%, se si considerano i livelli emissivi del periodo precedente alla pandemia da Covid-19 (Figura 1.8). L'aumento delle emissioni è stato causato principalmente dalla crescita della domanda di trasporto per le persone e per le merci.

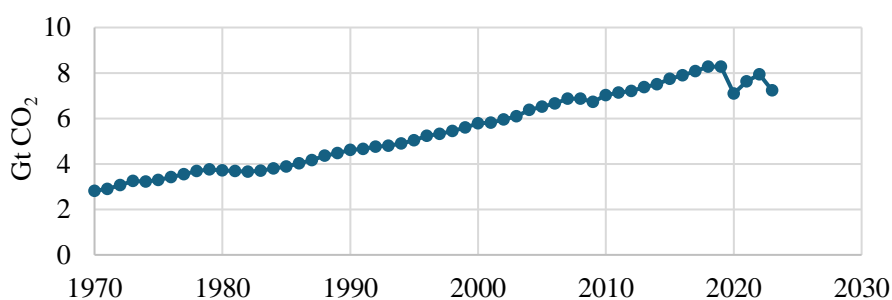


Figura 1.8. GtCO₂ emesse dal settore dei trasporti, dal 1970 al 2023 [6].

Nel 2022, il settore ha prodotto 8 Gt di CO₂, circa il 20% delle emissioni globali, con un aumento del 3% rispetto al 2021. Anche se l'aumento è stato causato dalla ripresa del trasporto aereo dopo gli anni della pandemia, il trasporto su strada rimane responsabile di circa tre quarti delle emissioni totali del settore: nel 2022, i veicoli leggeri hanno emesso il 48% delle emissioni totali generate dai trasporti.

La quantità di emissioni dipende dall'area geografica: gli Stati Uniti rimangono il maggiore emettitore di CO₂ per quanto riguarda i trasporti, ma la Cina e i paesi in via di sviluppo sono stati interessati dal maggiore incremento.

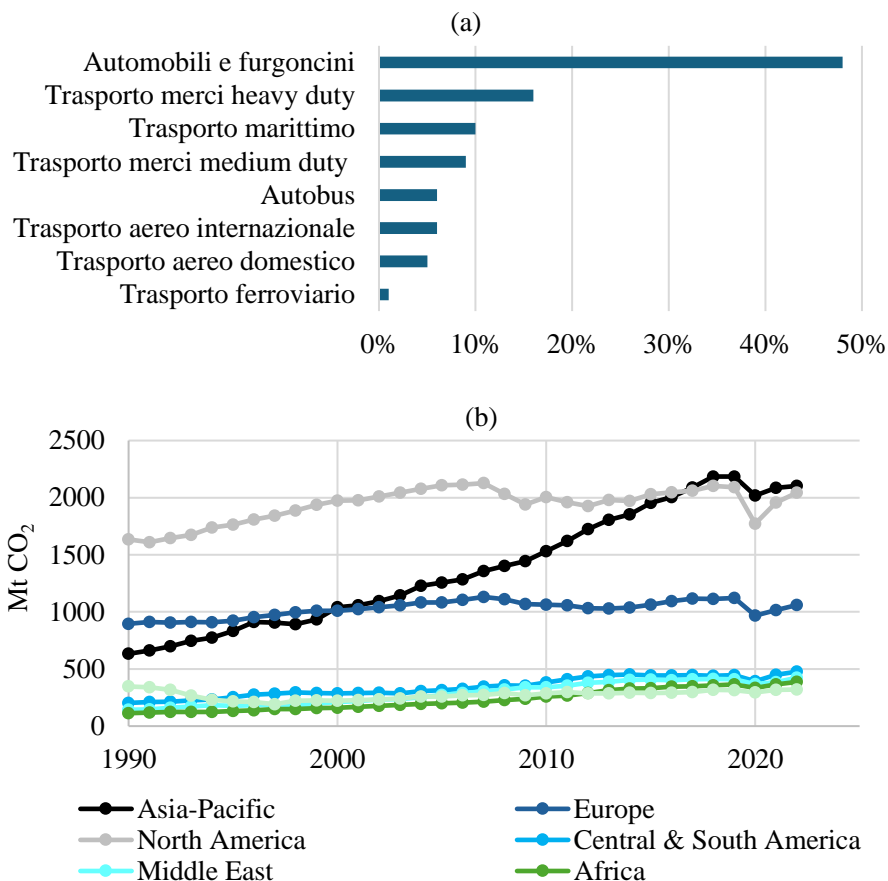


Figura 1.9. Percentuale di emissioni per tipo di mezzo di trasporto, rispetto al totale delle emissioni prodotte dal settore (a); emissioni di CO₂ prodotte dal settore dei trasporti dal 1990 al 2023, per area geografica (b) [6].

Per raggiungere gli obiettivi di decarbonizzazione, le emissioni dovrebbero diminuire del 25% entro il 2030, arrivando a 6 Gt di CO₂. Il modo più promettente per raggiungere questo obiettivo è l'elettrificazione, ma questo è vero soprattutto se l'energia elettrica è prodotta da fonte rinnovabile. Se ciò non accade, il ricorso all'energia elettrica può portare a un'intensità di carbonio per kWh superiore a quella di un veicolo alimentato con combustibili fossili, soprattutto in alcuni contesti geografici (Germania, Gran Bretagna, USA, Russia, India, Cina). La questione è complessa, sito-dipendente e influenzata da fattori geopolitici. In alcuni casi, queste criticità possono portare a rimettere in discussione l'impegno all'elettrificazione del trasporto su strada. Infatti, nel 2022, l'energia per l'uso finale era fornita per il 91% dalla combustione di combustibili fossili.

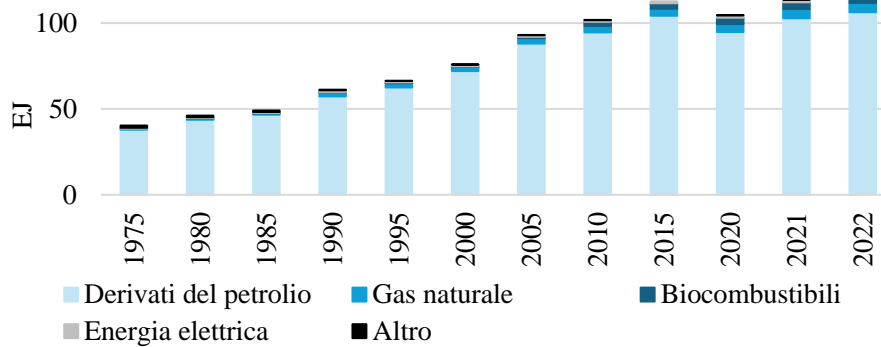


Figura 1.10. Fonte energetica del settore dei trasporti, dal 1975 al 2022 [7].

Oltre ai benefici in termini di impatto ambientale, i veicoli elettrici presentano diversi altri vantaggi. Il costo per il funzionamento di un veicolo elettrico è più basso, dal momento che l'elettricità è più economica dei combustibili convenzionali. Tuttavia, se si fa ricorso alle stazioni di ricarica ad elevata potenza (> 300-350 kW), le uniche che hanno senso da un punto di vista dell'utilizzazione, il prezzo pagato per kWh può arrivare anche a 1 €, contro gli 0,2-0,25 €/kWh per uso domestico. Sono sicuramente più bassi i costi di manutenzione, poiché i motori elettrici hanno una struttura più semplice e più compatta rispetto ai motori a combustione interna: non sono presenti, ad esempio, il circuito di raffreddamento e i dispositivi per la riduzione del rumore. Tuttavia, in un veicolo elettrico sono presenti le batterie, che rappresentano fino al 60-65% del costo del veicolo.

L'efficienza dei veicoli elettrici sull'intero ciclo di vita dipende da quella del processo di produzione dell'energia elettrica. Se l'energia elettrica è prodotta da un impianto a gas, l'efficienza è confrontabile con quella di un veicolo convenzionale, ma può migliorare con processi di produzione dell'energia più efficienti. [17].

Infine, un indiscusso vantaggio della propulsione elettrica è l'assenza di emissioni nocive (CO, HC, NO_x, PM e NP) che, specialmente in ambito urbano e in aree densamente popolate, sono un grande limite della propulsione fossile.

I veicoli elettrici presentano anche delle criticità. Una di queste è il fatto che le batterie hanno una bassa densità energetica, con la conseguenza che l'autonomia è inferiore a quella dei veicoli convenzionali. Negli anni, i progressi nella tecnologia delle batterie hanno permesso di estendere l'autonomia: nel 2023, era mediamente di 150 km per un veicolo di piccole dimensioni, di 350-400 km per i veicoli di medie dimensioni e per i SUV. Il problema può essere in parte attenuato aumentando la diffusione delle tecnologie di ricarica rapida, incrementando il numero dei punti di ricarica, e adottando uno stile di guida che limiti le perdite di energia. Tuttavia, la limitata autonomia resta un ostacolo all'espansione del mercato dei veicoli elettrici.

Un altro aspetto essenziale è l'infrastruttura per la ricarica, che dovrebbe essere accessibile e semplice da usare per l'utente. Attualmente esistono diverse tecnologie di ricarica. Tra queste ci sono i dispositivi per la ricarica in corrente alternata, che richiedono la presenza di un inverter all'interno del veicolo per la conversione della corrente alternata in continua. È una tecnologia adatta alla ricarica domestica e ai viaggi più brevi, dal

momento che i tempi di ricarica sono lunghi. Un'altra tecnologia è quella che converte l'energia elettrica in corrente continua fuori dal veicolo, senza bisogno di un inverter a bordo. Si tratta di una tecnologia installata per lo più in punti di ricarica pubblici, e adatta per i viaggi più lunghi perché i tempi di ricarica sono più rapidi. Una maggiore diffusione della tecnologia per la ricarica rapida potrebbe incentivare lo sviluppo del mercato delle auto elettriche, ma potrebbe anche causare un aumento dello stress sulla rete elettrica e problemi ai sistemi di ricarica [18].

Un altro aspetto critico è rappresentato dal peso delle batterie: per migliorare l'autonomia del veicolo sarebbe necessario avere a bordo veicolo un pacco batteria di dimensioni più grandi, ma l'aumento del peso comporta un aumento dei consumi di energia elettrica. I veicoli di medie dimensioni e i SUV richiedono batterie che sono grandi circa il doppio di quelle dei veicoli di piccole dimensioni, con la conseguenza di un maggiore consumo di materie prime per la loro fabbricazione. Batterie più grandi richiedono tempi di ricarica più lunghi, o potenze maggiori, che potrebbero causare un sovraccarico della rete elettrica. Inoltre, il maggiore consumo di energia elettrica è mitigato solo parzialmente dalla frenata rigenerativa [7].

Nel 2023 sono stati venduti quasi 14 milioni di veicoli elettrici, il 18% del totale dei veicoli venduti nello stesso anno. Queste vendite si sono concentrate in pochi paesi – Cina, Europa e Stati Uniti – che insieme hanno contato per il 95% del totale: in Cina è stato venduto il 60% dei veicoli elettrici venduti a livello globale, in Europa il 25%, negli Stati Uniti il 10%. In questi paesi, i veicoli elettrici contano molto nel mercato locale: nel 2023, in Cina, un veicolo su tre nuovi registrati era elettrico; in Europa, uno su cinque; negli Stati Uniti, uno su dieci [7]. Tuttavia, in altri paesi le vendite di auto elettriche sono state molto contenute, e a livello globale solo il 2-3% del parco veicoli è costituito da veicoli elettrici.

Nel processo di transizione, anche il miglioramento dell'efficienza dei mezzi di trasporto convenzionali è molto utile, perché permette di ridurre le emissioni e i consumi di energia nel breve termine: è un aspetto importante per i mezzi di trasporto pesanti, che sono più difficili da elettrificare [16]. Anche l'uso di combustibili a basse emissioni di carbonio svolge un ruolo importante, soprattutto nel settore del trasporto aereo e marittimo.

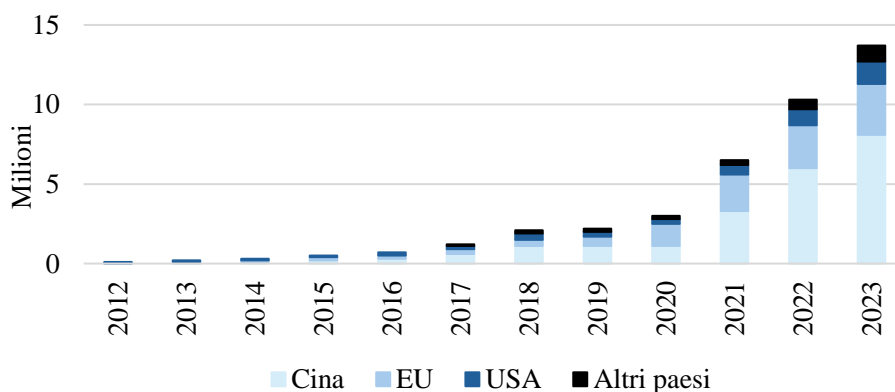


Figura 1.11. Veicoli elettrici venduti dal 2012 al 2023. Dal grafico si nota come i principali mercati di auto elettriche siano quello europeo, cinese e statunitense [7].

1.4. Gli standard emissivi in Europa e nel resto del mondo

Nel 2019, il Parlamento Europeo aveva approvato un regolamento che stabiliva i limiti per le emissioni di CO₂ delle nuove autovetture e dei nuovi veicoli commerciali leggeri, in linea con gli obiettivi dell'accordo di Parigi. Per il periodo 2020-2024, il regolamento stabiliva l'obiettivo di 95 gCO₂/km per le emissioni medie delle nuove autovetture, e di 147 gCO₂/km per le emissioni medie dei nuovi veicoli commerciali leggeri. A partire dal primo gennaio del 2025, avrebbe dovuto esserci una riduzione del 15% rispetto all'obiettivo del 2021, sia per le emissioni di nuove autovetture che dei nuovi veicoli commerciali leggeri. Inoltre, a partire dal primo gennaio 2030, avrebbe dovuto esserci una riduzione delle emissioni medie del 37,5%, sempre rispetto agli obiettivi del 2021, per le nuove autovetture, e una riduzione del 31% per i nuovi veicoli commerciali leggeri. Tuttavia, il regolamento è stato modificato nel 2023, in modo da essere coerente con l'impegno a raggiungere la neutralità climatica entro il 2050. Le nuove norme stabiliscono che, a partire dal primo gennaio 2030, la riduzione delle emissioni medie debba essere del 55% rispetto agli obiettivi del 2021 per le nuove autovetture, del 50% per i veicoli commerciali leggeri. Queste riduzioni si traducono, per il periodo 2030-2034, nell'obiettivo di 49,5 gCO₂/km per le nuove autovetture, e di 90,6 gCO₂/km per i nuovi veicoli commerciali leggeri. Inoltre, a partire dal 2035 l'obiettivo è una riduzione del 100% rispetto agli obiettivi del 2021, sia per le autovetture che per i veicoli commerciali leggeri.

Il regolamento europeo prevede anche un meccanismo che incentiva i costruttori a vendere veicoli a zero e basse emissioni di carbonio (ZLEV, Zero and Low Emissions Vehicles). Infatti, se almeno il 25% delle nuove autovetture vendute in un anno è ZLEV, e se lo è almeno il 17% dei furgoni, il costruttore avrà un limite emissivo leggermente più alto: se, ad esempio, supera di un punto percentuale la soglia minima di vendita di veicoli ZLEV, il limite emissivo sarà più alto di un punto percentuale. In questo modo si può arrivare a un aumento massimo del 5% delle emissioni permesse. È previsto anche un sistema di penalità, nel caso in cui non siano rispettati i limiti emissivi: il costruttore dovrà pagare, per ogni nuovo veicolo immatricolato, un'indennità per le emissioni in eccesso. Nel 2024 è stato anche aggiornato il regolamento del 2019 che si riferiva ai limiti emissivi dei veicoli pesanti. È stato mantenuto il limite emissivo previsto per il periodo 2025-2029, che prevede una riduzione del 15% delle emissioni medie prodotte dai nuovi veicoli pesanti rispetto ai livelli emissivi del 2019. Questa riduzione dovrà essere del 45% a partire dal 2030, del 65% a partire dal 2035 e del 90% a partire dal 2040. Le nuove regole prevedono inoltre di ridurre del 100% le emissioni degli autobus urbani entro il 2035, con l'obiettivo intermedio di riduzione del 90% entro il 2030.

Negli Stati Uniti, il settore dei trasporti è la maggiore fonte di emissioni di gas serra: nel 2022, è stato responsabile di circa il 28% delle emissioni totali prodotte nel paese. L'EPA (Environment Protection Agency) – una delle agenzie governative che si occupano di stabilire i limiti emissivi dei veicoli – aveva fissato dei limiti alle emissioni di CO₂ per le nuove autovetture e i veicoli commerciali leggeri, per il periodo 2023-2026. Per i veicoli è stata fissata una riduzione di 49 gCO₂/miglio (circa 30 gCO₂/km) rispetto alle emissioni

di riferimento del 2022 [19]. Inoltre, nel 2021 l'amministrazione Biden aveva fissato l'obiettivo non vincolante di rendere il 50% delle nuove autovetture e dei nuovi veicoli commerciali leggeri a zero emissioni entro il 2030. Nel 2023, l'EPA ha proposto nuovi e più severi limiti emissivi, in modo da accelerare il processo di transizione verso un sistema di trasporti più sostenibile. Secondo l'agenzia, entro il 2032 il 67% delle nuove autovetture e il 46% dei nuovi veicoli medium-duty dovrebbe essere elettrico. L'EPA proponeva una riduzione, entro il 2032, del 56% delle emissioni medie delle autovetture, rispetto agli obiettivi del 2026. Questa riduzione si traduce in un limite di 82 gCO₂/miglio (circa 51 gCO₂/km). Per i veicoli medium-duty la riduzione proposta è del 44%, che corrisponde a un limite emissivo di 275 g/miglio (circa 171 gCO₂/km) [20]. L'amministrazione Biden ha accolto solo in parte le proposte dell'EPA, impegnandosi ad aumentare le vendite di veicoli elettrici fino al 56% del totale entro il 2032.

Model year	Cars CO ₂ (g/mile)	Light trucks CO ₂ (g/mile)	Fleet CO ₂ (g/mile)
2022 (SAFE reference)	181	261	224
2023	166	234	202
2024	158	222	192
2025	149	207	179
2026 and later	132	187	161
Total change 2022–2026	-49	-74	-63

Figura 1.12. Standard emissivi negli Stati Uniti [20].

Dopo gli Stati Uniti, il maggiore emettitore di CO₂ prodotta dal settore dei trasporti è la Cina. Il limite emissivo che il paese ha stabilito di raggiungere entro il 2025 è di 94 gCO₂/km per i veicoli leggeri. Si tratta di un limite in linea con quello di altri paesi, ma l'obiettivo di raggiungere la neutralità climatica entro il 2060 richiede l'adozione di politiche più ambiziose nel medio periodo. Secondo uno studio dell'ICCT (International Council on Clean Transportation), perché la Cina possa rispettare l'impegno della neutralità climatica entro il 2060, le emissioni dei nuovi veicoli dovrebbero ridursi fino a 30 gCO₂/km entro il 2030, e dovrebbero essere azzerate entro il 2035, mentre le emissioni dei nuovi veicoli commerciali leggeri dovrebbero diminuire del 67% rispetto ai livelli del 2022. La Cina ha fatto notevoli progressi nella produzione e vendita dei veicoli elettrici, ma proseguire con le politiche attuali non porterà il paese a raggiungere gli obiettivi che si è posto [21].

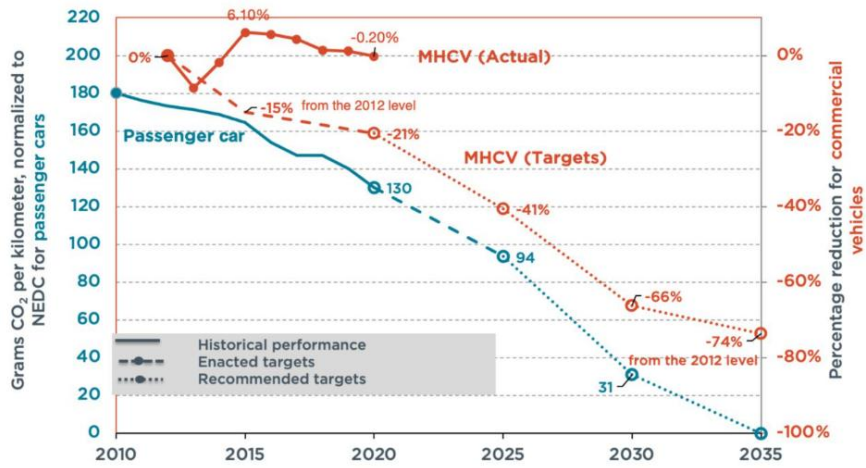


Figura 1.13. Obiettivi e obiettivi raccomandati per le emissioni dei veicoli passeggeri e veicoli commerciali in Cina [21].

2. Le tecnologie per la riduzione delle emissioni di CO₂ dei motori a combustione interna

2.1. La normativa Euro

I motori a combustione interna immettono nell'ambiente non solo CO₂, ma anche diversi inquinanti primari. I principali sono l'ossido di carbonio (CO), gli ossidi di azoto (NO_x), gli ossidi di zolfo (SO_x), gli idrocarburi incombusti (HC) e il particolato (PM). Tra questi, i più dannosi per la salute delle persone sono gli ossidi di azoto e il particolato fine, cioè le particelle con diametro uguale o inferiore a 2,5 µm.

Nell'Unione Europea, si cominciarono a adottare misure contro l'inquinamento atmosferico già negli anni '70, ma solo nel 1992 fu introdotto lo standard Euro 1, che stabiliva limiti per le emissioni prodotte dai motori a combustione interna. In particolare, la norma Euro 1 regolava le emissioni di idrocarburi incombusti e degli NO_x, rendeva obbligatorio il convertitore catalitico per tutti i nuovi veicoli e imponeva l'uso di combustibili senza piombo. A partire dal 1992, tutti i nuovi veicoli venduti nell'Unione Europea avrebbero dovuto rispettare i limiti imposti dalla normativa Euro 1. Nel 1996, fu introdotto lo standard Euro 2, che abbassava i limiti sul CO e sulle emissioni combinate di NO_x e idrocarburi incombusti. I limiti furono resi progressivamente più stringenti con gli standard successivi, dall'Euro 3 introdotto nel 2000, fino all'Euro 6 introdotto nel 2014, con i quali furono ridotti soprattutto i limiti di NO_x e del particolato. Nel 2025 entrerà in vigore lo standard Euro 7, che estenderà i limiti più bassi della normativa Euro 6 a tutti i veicoli light-duty, indipendentemente dal tipo di motore.

Accensione comandata		CO (g/km)	NMHC (g/km)	NO _x (g/km)	NO _x +HC (g/km)	PM (g/km)	PN (#/km)
Euro 1	1992	2,72	-	-	0,97	-	-
Euro 2	1996	2,2	-	-	0,5	-	-
Euro 3	2000	2,3	-	0,15	-	-	-
Euro 4	2005	1,0	-	0,08	-	-	-
Euro 5	2009	1,0	0,068	0,060	-	0,005	-
Euro 6	2014	1,0	0,068	0,060	-	0,005	6·10 ¹¹

Tabella 2.1. Normativa Euro per i veicoli light duty con motore ad accensione comandata [22].

Accensione spontanea		CO	NMHC	NO _x	NO _x +HC	PM	PN
		(g/km)	(g/km)	(g/km)	(g/km)	(g/km)	(#/km)
Euro 1	1992	2,72	-	-	0,97	0,14	-
Euro 2	1996	1,0	-	-	0,70	0,08	-
Euro 3	2000	0,64	-	0,50	0,56	0,05	-
Euro 4	2005	0,50	-	0,25	0,30	0,025	-
Euro 5a	2009	0,50	-	0,18	0,23	0,005	-
Euro 5b	2011	0,50	-	0,18	0,23	0,005	6·10 ¹¹
Euro 6	2014	0,50	-	0,08	0,17	0,005	6·10 ¹¹

Tabella 2.2. Normativa Euro per i veicoli light duty con motore ad accensione spontanea [22].

Secondo le leggi europee, un veicolo può essere venduto solo dopo aver superato un test che permette di verificare che le specie inquinanti presenti nei gas di scarico siano inferiori ai limiti imposti dagli standard vigenti. Il test, che si effettua in laboratorio, consiste nel replicare un tipico ciclo di guida del veicolo in condizioni reali, che corrisponde a una sequenza di velocità costante, cambio marce, accelerazioni e decelerazioni. La prova si svolge su un banco a rulli: i rulli sono collegati a un dinamometro, che li frena in modo da simulare il carico stradale, cioè la resistenza che il veicolo incontra in condizioni reali di funzionamento. Poiché il carico stradale dipende dal tipo di veicolo testato, la prova sul banco deve essere preceduta da una prova coast-down, che si svolge su strada e consiste nel far procedere il veicolo a una certa velocità misurando la distanza percorsa. La prova permette di quantificare le forze resistenti che agiscono sul veicolo in condizioni reali, come la resistenza al rotolamento, che dipende dagli pneumatici e dalla loro interazione con la strada, e la resistenza aerodinamica, che dipende dalla quantità di aria che il veicolo deve spostare durante il funzionamento. Nel corso del test in laboratorio, i gas di scarico sono raccolti in dei contenitori e successivamente analizzati. Ad essere misurati sono sia i consumi di combustibile, sia le emissioni di CO₂ e degli inquinanti primari.

Le concentrazioni di specie inquinanti presenti nei gas di scarico dipendono soprattutto dal tipo di combustibile, dalla tecnologia del motore, dal modello e dalle dimensioni. Tuttavia, hanno un'influenza significativa anche lo stile di guida, i cambi di marcia e il funzionamento al minimo: per poter valutare le prestazioni emissive di un motore, è necessario basarsi su un ciclo standardizzato. Nell'Unione Europea, fino a qualche anno fa i limiti emissivi erano stabiliti facendo riferimento alle emissioni misurate durante il ciclo di omologazione NEDC (New European Driving Cycle), che prevedeva cinque sezioni, di cui quattro urbane, con velocità massima di 50 km/h, e una extraurbana con velocità massima di 120 km/h. Il ciclo era stato progettato negli anni '80, ma era diventato ormai obsoleto e non più rappresentativo delle condizioni di guida attuali, a causa dei progressi nelle tecnologie motoristiche: il ciclo era stato pensato per motori più leggeri e meno potenti di quelli attuali, prevedeva basse accelerazioni e velocità costanti. Inoltre, nel tempo sono cambiati sia lo stile di guida che il tipo di guida, diventato meno efficiente a causa delle condizioni di traffico in città. Un altro problema del ciclo NEDC era nella

procedura del test, caratterizzata da una flessibilità che dava modo ai costruttori di ottimizzare le condizioni della prova, così da limitare i consumi di combustibile e le emissioni di CO₂: come conseguenza, le emissioni misurate in laboratorio erano molto più basse di quelle prodotte dal veicolo su strada. Il NEDC è stato sostituito dal ciclo di guida WLTP (Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure), sul quale si basano gli obiettivi europei stabiliti a partire dal 2021. Durante la prova WLTP, le quantità di CO₂ emesse sono più vicine a quelle prodotte in condizioni reali perché, mentre il vecchio ciclo si basava su un profilo di guida teorico, il WLTP si basa su un profilo reale. Inoltre, è stato ottenuto raccogliendo dati provenienti da tutto il mondo, in modo da poter essere applicato in molti paesi e ottenere valori emissivi confrontabili. Il ciclo di guida è suddiviso in quattro sezioni, a seconda della velocità media: c'è una sezione a bassa velocità, una a media velocità, una ad alta velocità e una a velocità molto alta; ogni porzione prevede una serie di accelerazioni, frenate e arresti. Inoltre, sono stati definiti diversi cicli di omologazione a seconda del tipo di veicolo, e in particolare del rapporto PMR (Power to Mass) e della velocità massima.

Oltre ai test in laboratorio, è possibile misurare gli inquinanti anche durante il normale funzionamento del veicolo in strada. In questo caso è necessario installare a bordo veicolo un PEMS (Portable Emissions Measurement System), che è un sistema costituito da una serie di strumenti di misura, che monitorano il livello degli inquinanti. Per poter essere inserito a bordo, il PEMS dovrebbe essere compatto e facile da installare. Rispetto ai convenzionali test in laboratorio, le misure non sono ripetibili e potrebbero essere influenzate dall'aumento di peso derivante dall'aggiunta del componente, che può portare a un incremento dei consumi e delle emissioni di CO₂.

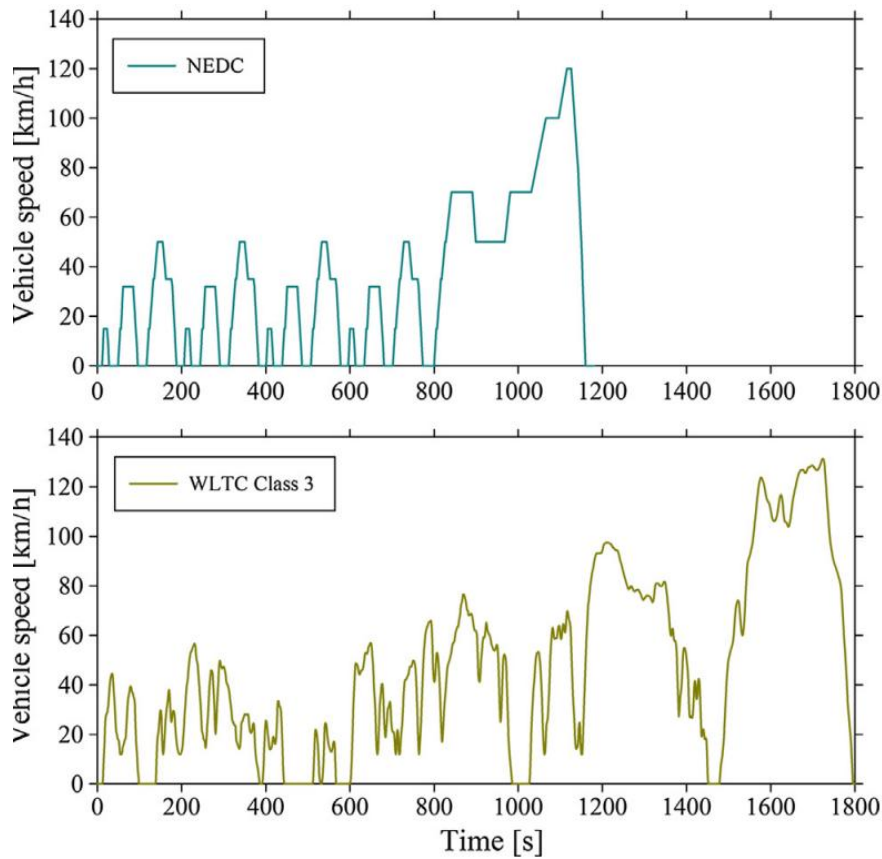


Figura 2.1. I cicli NEDC e WLTC (riferito alla classe 3) [23].

	NEDC	WLTP
Test cycle	Single test cycle	Dynamic cycle more representative of real driving
Cycle time	20 minutes	30 minutes
Cycle distance	11 kilometers	25.25 kilometers
Driving phases	2 phases, 66% urban, 34% non-urban driving	4 more dynamic phases, 52% urban and 48% non-urban
Average speed	34 km/h	46.5 km/h
Maximum speed	120 km/h	131 km/h
Influence of optional equipment	Impact on CO ₂ and fuel performance not considered under NEDC	Additional features (which can differ per car) are taken into account
Gear shifts	Vehicles have fixed gear shift points	Different gear shift points for each vehicle
Test temperatures	Measurements at 20-30 °C	Measurements at 23°C, CO ₂ values corrected to 14°C

Tabella 2.3. Le principali differenze tra i cicli NEDC e WLTC [24]

2.1.1. Le specie inquinanti nei motori ad accensione comandata

In un motore ad accensione comandata, le specie inquinanti presenti nei gas di scarico sono principalmente monossido di carbonio (CO), idrocarburi incombusti (HC) e ossidi di azoto (NOx).

Il CO è un prodotto intermedio della reazione di ossidazione degli idrocarburi, che dovrebbe poi ossidarsi a formare CO₂. Può capitare però che durante la fase di espansione la temperatura dei gas diminuisca rapidamente, impedendo l'ossidazione del monossido di carbonio. L'unico parametro ad avere un impatto notevole sulla concentrazione del monossido di carbonio nei gas di scarico è il rapporto aria-combustibile (α): in generale, la concentrazione di CO diminuisce se la miscela è povera, cioè se la miscela ha una minore quantità di combustibile; aumenta se la miscela è più ricca. Poiché i motori a combustione interna lavorano in condizioni quasi stechiometriche, la quantità di CO deve essere tenuta sotto controllo.

La presenza degli idrocarburi incombusti (HC) si deve invece al fatto che, durante la fase di compressione, una parte della carica viene spinta all'interno degli interstizi della camera di combustione, ad esempio il volume compreso tra il pistone, il cilindro e le fasce elastiche. In quegli spazi, che non sono raggiunti dal fronte di fiamma, lo strato di lubrificante ed eventuali depositi precedenti assorbono gli idrocarburi della miscela fresca, dando luogo a uno strato ricco di idrocarburi incombusti. Durante la fase di scarico, questi tornano in circolazione all'interno della camera di combustione, mescolandosi alla carica fresca introdotta nel cilindro, ossidandosi in buona parte. Anche in questo caso, un parametro che ha grande influenza sulla concentrazione degli idrocarburi incombusti è il rapporto aria-combustibile, all'aumentare del quale le emissioni di HC si riducono, perché in eccesso di ossigeno la reazione di combustione avviene in modo più completo. Un altro aspetto che influisce sulla quantità di idrocarburi incombusti è l'anticipo dell'accensione rispetto al punto morto superiore: riducendo l'anticipo, si ritarda il completamento della combustione, che continua ad avvenire anche nel condotto di scarico, portando a una riduzione degli incombusti. L'altra specie inquinante che si forma nel processo di combustione è quella degli ossidi di azoto: alle alte temperature che si raggiungono nella reazione di combustione, gli atomi di azoto si combinano con quelli di ossigeno, a formare NOx. Anche la concentrazione di questa specie inquinante dipende dal rapporto aria-combustibile: poiché la formazione di NOx è favorita dall'eccesso di ossigeno, la sua concentrazione aumenta nel caso di miscele magre. Riducendo l'anticipo dell'accensione rispetto al punto morto superiore, diminuiscono pressione e temperatura massima del ciclo, e quindi anche la concentrazione di NOx. Inoltre, la temperatura massima di combustione può essere contenuta attraverso il ricircolo, all'interno della camera di combustione, di una percentuale di gas di scarico, che si miscela alla carica fresca. In questo modo, il calore sprigionato dalla reazione si ripartisce su una massa maggiore.

Ci sono diversi sistemi che permettono di limitare la quantità degli inquinanti: alcuni cercano di impedire o ridurre la loro formazione, intervenendo direttamente sui processi che si svolgono in camera di combustione; altri agiscono sui gas di scarico in modo da

ridurre le concentrazioni degli inquinanti già formati, poiché non è possibile evitarne del tutto la formazione.

Un primo modo per limitare la formazione è quello di usare combustibili con una composizione tale da migliorare la qualità dei gas ottenuti allo scarico. Un altro parametro su cui si può agire è il rapporto aria-combustibile. Lavorando con una miscela più magra, tale comunque da consentire il normale funzionamento del motore, è possibile ridurre la concentrazione del monossido di carbonio e degli idrocarburi incombusti. Tuttavia, una miscela più magra porta a un aumento della concentrazione di NO_x, la cui formazione aumenta all'aumentare della temperatura della reazione di combustione e all'aumentare dell'eccesso di ossigeno. Si può intervenire direttamente sulla reazione anche aumentando la turbolenza della carica, facendo in modo che entri in camera combustione con un moto organizzato in un vortice (*swirl*), di diametro confrontabile con il diametro del cilindro e asse coincidente con quello del cilindro. Contribuiscono alla turbolenza anche i vortici che si formano tra la testa del cilindro e quella del pistone, se le geometrie sono opportunamente sagomate. L'aumento della turbolenza favorisce il mescolamento della carica e permette di velocizzare il fronte di fiamma, contribuendo così all'ossidazione degli incombusti. Svolge un ruolo importante anche la geometria della camera di combustione, che deve essere progettata in modo da rendere minimi gli interstizi che non sono raggiungibili dal fronte di fiamma. Poiché tutti questi interventi hanno un'influenza piuttosto contenuta nel limitare la formazione di inquinanti, è necessario intervenire sui gas di scarico.

Come già ricordato, la formazione degli inquinanti dipende fortemente dal rapporto aria-combustibile, ma un altro parametro importante da considerare è la temperatura del motore. All'avviamento del motore, quando la temperatura delle pareti metalliche è ancora bassa, la concentrazione delle specie inquinanti è più alta; man mano che la temperatura aumenta, le specie inquinanti cominciano a ridursi. La temperatura delle pareti metalliche varia dalla temperatura ambiente fino a un valore stabilizzato, di circa 250°C, quando il motore è a regime. Se si considera un motore ad accensione comandata, la combustione della carica avviene man mano che il fronte di fiamma si propaga all'interno della camera di combustione. All'avviamento, quando le pareti sono fredde, il fronte di fiamma risente della loro temperatura, e si spegne prima di averle raggiunte. Ciò significa che il gas più vicino alle pareti non brucia o brucia solo parzialmente, con la conseguenza di avere maggiori quantità di specie inquinanti. Il riscaldamento delle pareti metalliche durante l'avviamento è reso più lento dall'acqua di refrigerazione, che comincia a scorrere appena il motore è avviato, poiché la pompa dell'acqua è collegata meccanicamente al motore. Un'altra ragione della maggiore formazione di inquinanti all'avviamento è legata all'olio di lubrificazione del motore. Il moto del pistone all'interno del cilindro è reso possibile dall'olio che passa attraverso le fasce elastiche, e distribuito in modo uniforme dal raschia-olio. Come la pompa dell'acqua, anche la pompa dell'olio è collegata meccanicamente al motore: viene avviata nel momento in cui è avviato il motore, e fa circolare l'olio che si trova inizialmente alla stessa temperatura dell'ambiente. L'olio freddo tende ad assorbire porzioni di miscela aria-combustibile, che quindi non partecipano alla combustione. L'olio ha una capacità di assorbimento che

dipende dalla sua temperatura: l'assorbimento è maggiore a bassa temperatura, ma si riduce quando l'olio comincia a riscaldarsi. Per poter ridurre la formazione di inquinanti in fase di avviamento, sarebbe utile accelerare il warm-up delle masse metalliche ma soprattutto dell'olio, che ha un'inerzia termica inferiore alle masse metalliche e può essere riscaldato più rapidamente.

Per poter ridurre le concentrazioni di inquinanti all'interno dei gas di scarico, CO e HC devono essere ossidati, mentre gli NOx devono essere ridotti. In assenza di sostanze che svolgano la funzione di catalizzatori, CO e HC ossidano ad alte temperature (600-700 °C), in presenza di ossigeno. Nei primi convertitori, che erano solo ossidanti e non intervenivano sugli ossidi di azoto, il condotto di scarico presentava un allargamento che era circondato da materiale isolante, in modo da mantenere alte temperature, e all'interno del quale era introdotta aria. Si trattava però di un sistema poco efficace, che dipendeva dalla temperatura dei gas di scarico e dal tempo di permanenza dei gas all'interno del convertitore. Fu poi introdotto il convertitore catalitico, che si basa sul processo chimico della catalisi e permette l'ossidazione di CO e HC a temperature molto più basse (intorno ai 300°C). Il convertitore catalitico è costituito da un involucro metallico, all'interno del quale si trova una struttura ceramica a nido d'ape, che svolge la funzione di substrato della reazione di catalisi. Le cavità della struttura a nido d'ape sono ricoperte da un *washcoat*, di solito allumina, che è lo strato intermedio tra il substrato ceramico e i metalli che svolgono la funzione di catalizzatori, cioè sostanze che accelerano le reazioni chimiche senza parteciparvi direttamente. Nella sua versione più efficace a ridurre gli inquinanti presenti nei gas di scarico, il catalizzatore è trivalente: interviene su tutte e tre le specie inquinanti perché è sia ossidante che riducente. La prima sezione del catalizzatore è la camera riducente. In questo ambiente, con il rodio come catalizzatore, avvengono una serie di reazioni, il cui risultato complessivo è la trasformazione dell'ossido di azoto in azoto e ossigeno. Il catalizzatore indebolisce i legami dell'NOx, facendo sì che i costituenti reagiscano più facilmente con gli altri componenti presenti con l'ambiente, e in particolare con l'ossigeno. La seconda sezione è la camera ossidante, in cui i catalizzatori sono platino e palladio. Il monossido di carbonio e gli idrocarburi incombusti sono coinvolti in delle reazioni di ossidazione i cui prodotti sono anidride carbonica e acqua [25].

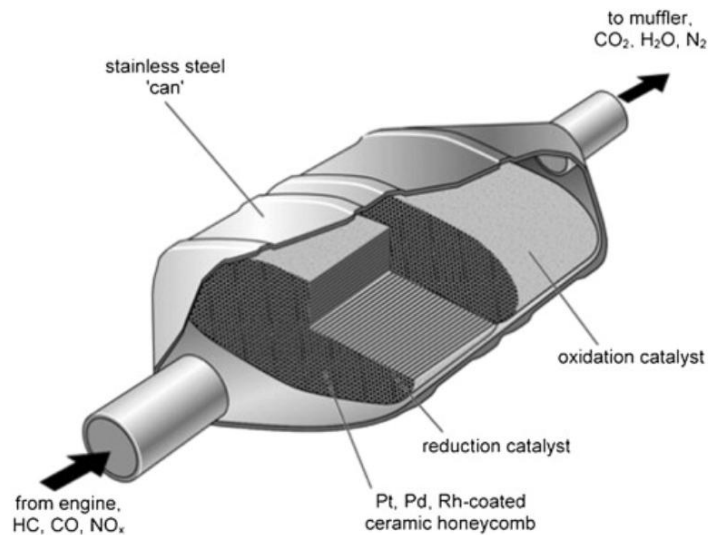


Figura 2.2. Convertitore catalitico a tre vie [26].

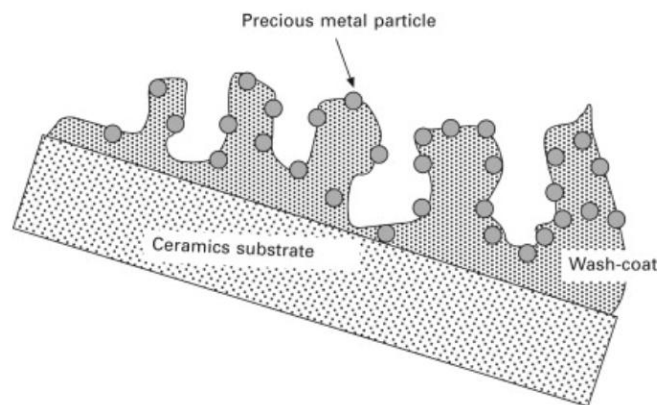


Figura 2.3. Rappresentazione schematica della struttura interna di un catalizzatore, con il wash-coat che aumenta la superficie di contatto con il metallo [27].

Il convertitore trivalente risulta efficace solo in un range molto ristretto di valori del rapporto aria-combustibile, e in particolare per valori molto vicini a quello stechiometrico: l'efficacia di conversione è superiore all'80% solo per valori di α compresi tra 14,5 e 14,6. Per questo motivo è necessario controllare in modo continuo il rapporto aria-combustibile. Il controllo avviene attraverso un controllo in retroazione, in cui un sensore (sonda lambda), posto nel condotto di scarico, misura la concentrazione di ossigeno presente nei gas, inviando un segnale al dispositivo che controlla il rapporto aria-combustibile. Il sensore è un elettrolita solido, che genera una tensione proporzionale alla percentuale di ossigeno: questo valore diminuisce molto quando il rapporto-aria combustibile è vicino al valore stechiometrico [27].

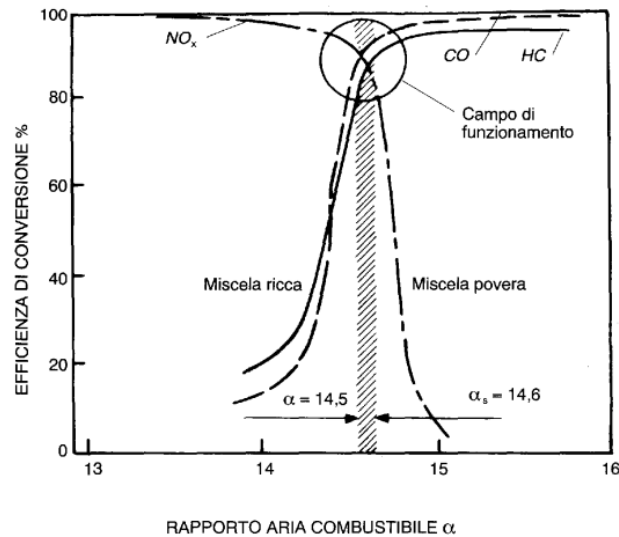


Figura 2.4. Efficienza di conversione del convertitore catalitico a tre vie, al variare del rapporto aria-combustibile [28].

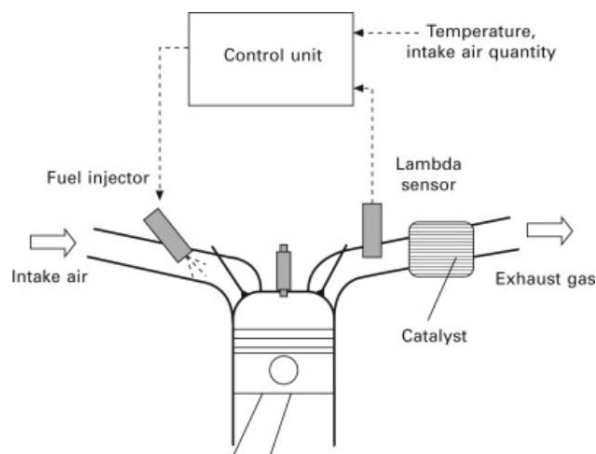


Figura 2.5. Rappresentazione schematica del controllo sui gas di scarico con sonda lambda [27].

2.1.2. Le specie inquinanti nei motori ad accensione spontanea

Nei motori ad accensione spontanea, le specie inquinanti prodotte in misura maggiore sono gli NOx e il particolato. Poiché in questo tipo di motori la combustione avviene in eccesso di ossigeno, la concentrazione di CO è molto inferiore a quella dei motori ad accensione comandata, e generalmente non rappresenta un problema. Per quanto riguarda gli idrocarburi incombusti, la loro formazione avviene nelle zone dello spray di combustibile introdotto in camera di combustione, in cui la miscela è localmente più magra e non riesce ad autoaccendersi, dando luogo a una combustione parziale. La quantità di HC prodotta deve essere controllata, ma è inferiore a quella prodotta da un motore ad accensione comandata.

Tra le specie inquinanti gassose, quella che rappresenta il problema principale sono gli NOx, il cui meccanismo di formazione è lo stesso dei motori ad accensione comandata:

alle temperature più alte che si raggiungono nella combustione, l'azoto e l'ossigeno sono disponibili in forma atomica, a seguito di dissociazioni causate dalle alte temperature, e si combinano a formare NOx. La loro formazione si verifica, ad esempio, nella zona dove si trova la porzione di combustibile che brucia per prima, dove si raggiungono alte temperature e c'è disponibilità di ossigeno.

Il particolato è l'altra specie inquinante a cui bisogna prestare particolare attenzione nei motori ad accensione spontanea, e che invece rappresenta un problema minore nei motori ad accensione comandata. Il particolato è un insieme di particelle solide che rimangono in sospensione nei gas di scarico, portando adsorbite delle specie organiche che, se inalate, sono dannose per la salute. La formazione del particolato si deve al modo in cui avviene la combustione in un motore ad accensione comandata. Il combustibile viene introdotto gradualmente in camera di combustione in fase liquida, mentre la combustione avviene sempre in fase gassosa. L'autoaccensione avviene con ritardo rispetto all'iniezione ma, una volta che il combustibile si è auto-acceso, la combustione avviene istantaneamente: parte del combustibile potrebbe non avere il tempo di vaporizzare. Anche se in un motore ad accensione spontanea la miscela è mediamente povera, presenta forti disomogeneità e ci sono delle zone in cui è localmente ricca: in queste zone si verifica la pirolisi del combustibile, con la formazione di particelle solide carboniose, che costituiscono il particolato.

Le specie inquinanti gassose possono essere ridotte in diversi modi. Come nei motori ad accensione comandata, è utile avere un combustibile di buona qualità, aumentare la turbolenza della carica, e ricircolare i gas di scarico per diminuire la temperatura di combustione, e quindi la concentrazione degli NOx. Bisogna poi considerare che il processo di combustione è condizionato dalla portata del combustibile introdotto e dalle caratteristiche dello spray, e che la temperatura e la pressione massima nel ciclo dipendono dal momento in cui si avvia l'iniezione. Per quanto riguarda il particolato, la sua formazione è favorita da molti fattori diversi. Tra questi ci sono un mescolamento non adeguato tra la massa di aria e quella del combustibile, che dipende dalle caratteristiche del sistema di iniezione (portata di combustibile iniettata e pressione di iniezione) e dal ritardo dell'accensione, che è determinato dalle caratteristiche del combustibile. La formazione del particolato è causata anche dalla lentezza del mescolamento, che dipende dal livello di turbolenza della carica, a sua volta determinato dalla geometria del cilindro e dei condotti, e dalla geometria degli iniettori. Come nel caso degli inquinanti gassosi, si deve cercare di ridurre la formazione di particolato, migliorando il processo di combustione, il mescolamento tra aria e combustibile, e ottimizzando le caratteristiche dell'iniezione.

È comunque necessario intervenire sui gas di scarico con un dispositivo di post-trattamento, tra i quali uno dei più efficaci è il filtro antiparticolato (DPF, Diesel Particulate Filter). Si tratta di un dispositivo che, attraversato dai gas di scarico, trattiene al suo interno le particelle solide, svolgendo la funzione di trappola per il particolato. Uno dei più comuni è il filtro monolitico a celle, un dispositivo di forma cilindrica con una struttura interna a nido d'ape, realizzato in materiale ceramico poroso. I canali della struttura che sono aperti all'ingresso sono chiusi all'uscita, e viceversa: in questo modo,

i gas che entrano nel filtro sono costretti ad attraversare le pareti porose delle celle adiacenti, dove viene intrappolato il particolato. Questa struttura permette di avere un'elevata superficie di filtraggio per unità di volume, e un'efficienza superiore al 90% [29].

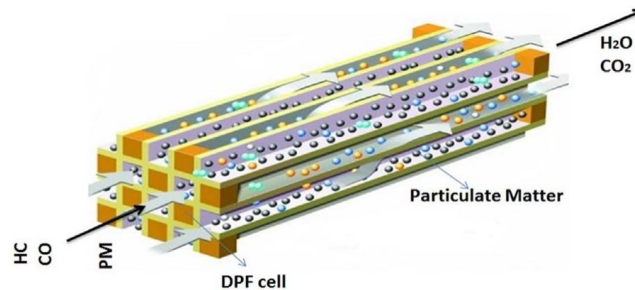


Figura 2.6. Rappresentazione schematica di un filtro antiparticolato [29].

L'aspetto più critico del funzionamento dei filtri antiparticolato è la rigenerazione, che consiste nell'eliminazione delle particelle accumulate nel dispositivo durante il funzionamento. Il processo richiede l'ossidazione del particolato, che deve avvenire ad alte temperature e in presenza di ossigeno. Le alte temperature devono essere tali da non danneggiare il materiale ceramico, e i prodotti dell'ossidazione, che vengono rilasciati in atmosfera, devono contenere la minore quantità possibile di inquinanti.

La rigenerazione può essere attiva o passiva. Nel primo caso, un sensore monitora il livello di intasamento del filtro e, superato un livello limite, invia un segnale per aumentare la temperatura dei gas di scarico del motore. L'aumento della temperatura può avvenire in diversi modi. Uno tra questi consiste nella diminuzione del rapporto aria-combustibile: diminuendo la quantità di aria, aumenta la temperatura di combustione e di conseguenza la temperatura dei gas di scarico. In questo modo aumenta anche il lavoro di pompaggio: per ottenere la stessa potenza è necessario introdurre più combustibile. Inoltre, nel momento in cui si riduce α , diminuisce la quantità di ossigeno nei gas di scarico, che non può essere inferiore al 2-5%, altrimenti l'ossidazione non può avvenire. Come conseguenza per la diminuzione della quantità di aria, questo tipo di rigenerazione produce un aumento del consumo di combustibile, e un aumento degli inquinanti CO e HC. Un secondo sistema di rigenerazione attiva prevede la presenza di un bruciatore a monte del filtro. Un sensore di pressione differenziale misura la differenza di pressione a monte e a valle del filtro, e invia un segnale elettrico proporzionale a questa differenza alla centralina del motore. Quando la pressione differenziale supera un certo valore, significa che il filtro è intasato e deve essere rigenerato. Il bruciatore aumenta la temperatura dei gas di scarico, che a loro volta bruciano il particolato nel filtro: il fronte di fiamma parte dal bruciatore, e avanza fino ad attraversare interamente il filtro. Durante il processo di combustione del particolato, la temperatura può salire ulteriormente, motivo per cui il bruciatore viene spento a metà del ciclo di rigenerazione, in modo da preservare il filtro. Il vantaggio di questo sistema è che permette la rigenerazione in qualunque condizione di velocità e potenza del motore. Un'alternativa meno complessa ai sistemi di

rigenerazione attiva è la rigenerazione passiva, che non richiede un controllo attivo sulla temperatura dei gas di scarico. In questo caso si usano dei catalizzatori, che rendono possibile l'ossidazione del particolato alle temperature tipiche dei gas di scarico. Il catalizzatore può essere additivato al combustibile o applicato sulle pareti del filtro. Un'altra soluzione è quella che prevede l'installazione di un catalizzatore ossidante a monte del filtro [29].

Per quanto riguarda il convertitore catalitico, quello trivalente dei motori ad accensione comandata sarebbe poco efficace, dal momento che ha buone efficienze di conversione solo quando la miscela è stechiometrica, mentre in un motore ad accensione spontanea la miscela è mediamente magra. Per questo motivo, nei veicoli con motori diesel i dispositivi di post-trattamento includono un convertitore catalitico ossidante, che agisce su CO e HC, e un dispositivo SCR (Selective Catalytic Reduction), che svolge un'azione riducente sugli NOx. In questo processo di post-trattamento, i gas di scarico sono miscelati con un agente riducente, ammoniaca o urea, prima di attraversare il catalizzatore, nel quale avviene la reazione di riduzione degli NOx in azoto e acqua. Il catalizzatore è in genere costituito da ossidi di vanadio e tungsteno: può essere direttamente estruso in una struttura a nido d'ape, oppure depositato su un substrato in materiale metallico o ceramico. In presenza del catalizzatore, l'agente riducente reagisce con gli NOx ad una temperatura più bassa di quella che sarebbe necessaria in assenza del catalizzatore. L'agente riducente può essere ammoniaca anidra, una soluzione acquosa di ammoniaca oppure una soluzione acquosa di urea. L'urea può essere facilmente stoccata e trasportata, ma per poter funzionare come agente riducente deve essere decomposta in ammoniaca e vapore acqueo. Il sistema SCR è costituito da un serbatoio di stoccaggio e una pompa per la circolazione della soluzione di urea, da un sistema di controllo e dal convertitore catalitico. A valle del catalizzatore, un sensore monitora il livello di NOx e invia un segnale alla DCU (Dosing Control Unit), che modifica il flusso dell'urea dal serbatoio, in modo da rendere accettabile la concentrazione di NOx nei gas di scarico [30]. Le prestazioni di un sistema SCR dipendono da numerosi fattori, alcuni di progetto (materiali catalizzatori, struttura del catalizzatore), altri dipendenti dalle condizioni operative (la quantità di NOx presente nei gas di scarico, la temperatura dei gas di scarico, la strategia del sistema di dosaggio dell'urea). Le principali criticità, che guideranno i futuri avanzamenti della tecnologia, sono la concentrazione di ammoniaca presente nei gas di scarico a valle del catalizzatore, la variazione dell'efficienza di conversione degli NOx con la temperatura dei gas di scarico e la durata del materiale catalizzatore.

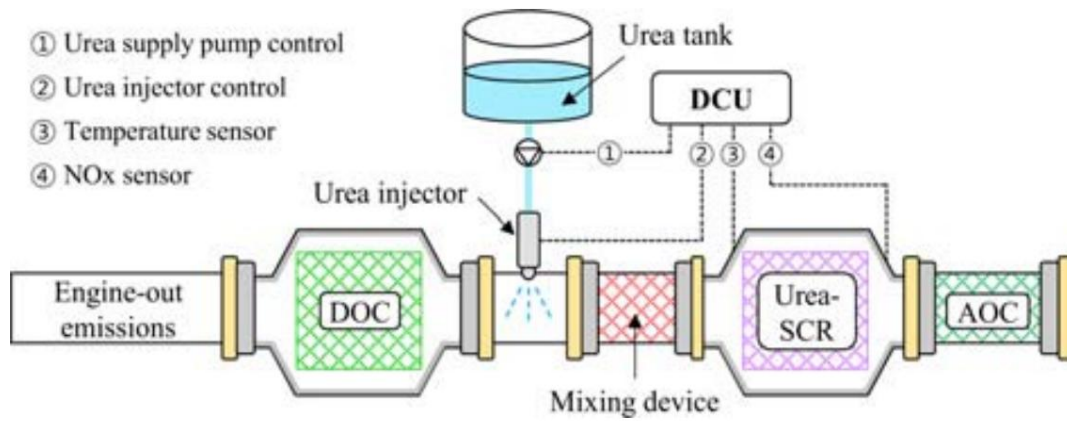


Figura 2.7. Layout schematico di un sistema di post-trattamento dei gas di scarico con SCR [31].

2.2. Le tecnologie per la riduzione delle emissioni di CO₂ dei motori a combustione interna

Negli ultimi anni, gli standard emissivi sono diventati sempre più stringenti, non solo riguardo alle emissioni di inquinanti primari, ma anche alle emissioni di CO₂, come già ricordato nel Capitolo 1. Secondo la normativa europea, nel 2025 i nuovi veicoli light-duty non dovranno emettere più di 93,6 gCO₂/km. Da diversi anni le emissioni di CO₂ dei veicoli leggeri stanno diminuendo: nel 2023, le emissioni medie registrate durante i test di laboratorio sono state di 106,6 gCO₂/km, con una riduzione del 28% rispetto ai livelli del 2019. Per poter rispettare gli obiettivi, è comunque necessario compiere ulteriori sforzi per ridurre i consumi e le emissioni.

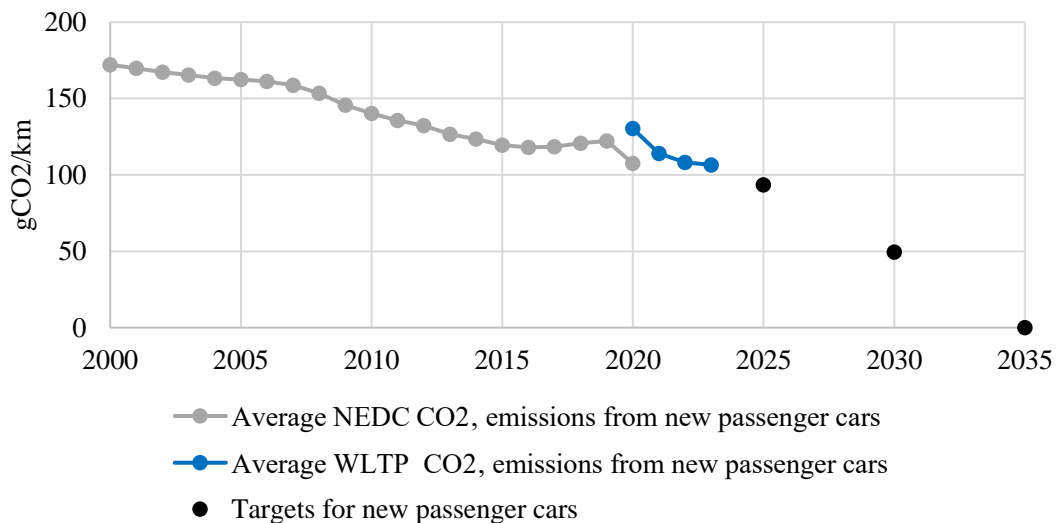


Figura 2.8. Emissioni medie di CO₂ dei nuovi veicoli light-duty in UE, dal 2000 al 2023. Il grafico mostra anche il target da raggiungere [7].

Esistono diversi fattori che influiscono sul consumo di combustibile: alcuni riguardano direttamente la tecnologia del motore e del veicolo, altri le modalità di utilizzo del veicolo e lo stile di guida, altri ancora la pianificazione e le politiche sui trasporti.

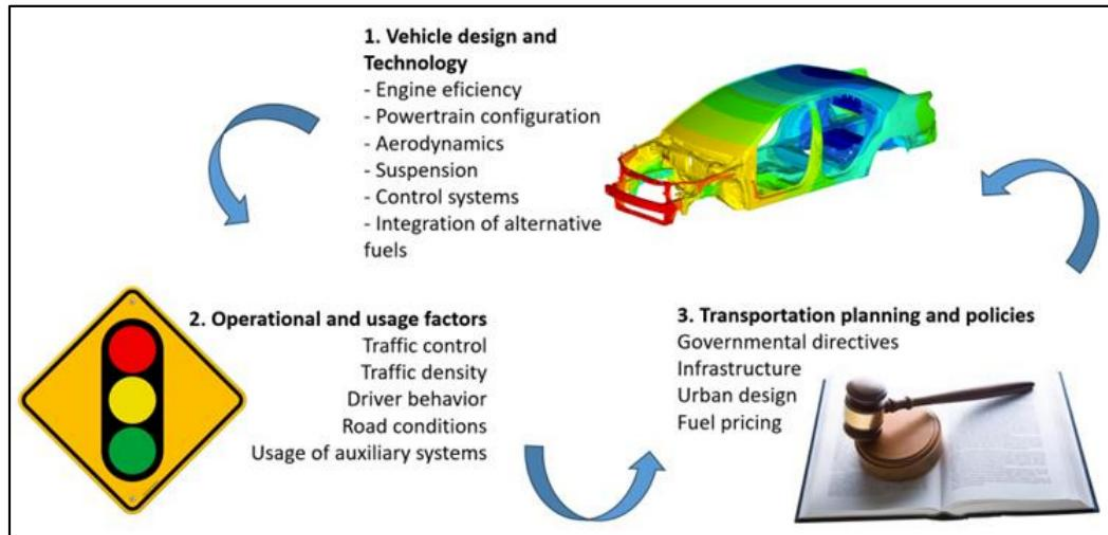


Figura 2.9. I fattori da cui dipende il consumo di combustibile di un veicolo [32].

2.2.1. Il downsizing e la sovralimentazione

Nonostante i progressi fatti negli ultimi anni, esistono ancora diversi modi in cui si può intervenire nella progettazione di un motore per limitarne i consumi: uno tra questi è il downsizing. Per downsizing si intende la riduzione delle dimensioni principali di un motore, in modo da ottenere prestazioni, in termini di coppia e potenza, uguali o superiori a quelle del motore di partenza. Il downsizing consiste nella diminuzione della dimensione dei cilindri del motore, ma anche nella diminuzione del loro numero: il risultato è una diminuzione del peso del motore e del veicolo. Poiché si riduce la potenza necessaria alla trazione, diminuiscono i consumi di combustibile e, come conseguenza, si riducono le emissioni. Una cilindrata più piccola si traduce in una diminuzione degli attriti tra gli organi mobili del motore e in una diminuzione del calore dissipato. Dimezzando la cilindrata del motore, per ottenere la stessa potenza, è necessario raddoppiare la pressione media effettiva. Dalla mappa riportata in Figura 2.10, che si riferisce a un motore ad accensione comandata, si può notare che, a parità di numero di giri, raddoppiando la pressione media indicata il consumo di combustibile si riduce [33].

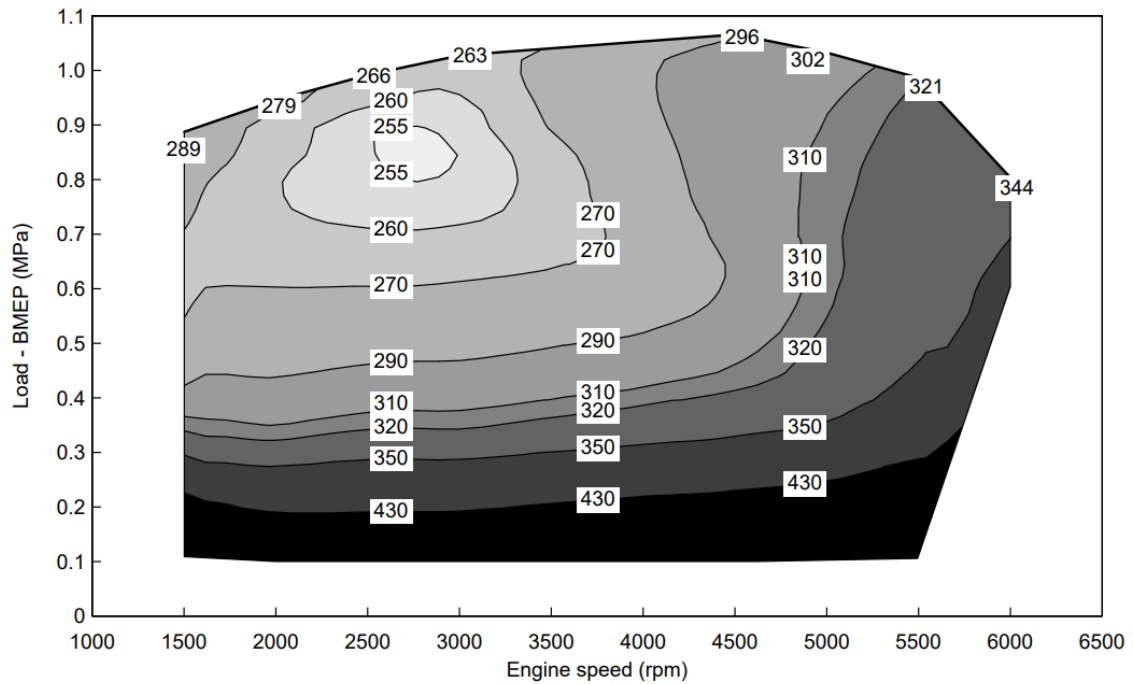


Figura 2.10. Tipica mappa dei consumi di un motore ad accensione comandata [33].

Per ottenere un miglioramento delle prestazioni è necessario sovralimentare il motore. La sovralimentazione consiste nell'introdurre nel cilindro aria a una densità più alta di quella che ha a pressione ambiente, attraverso l'ausilio di un compressore. A parità di volume del cilindro e del rapporto aria-combustibile, può essere introdotta in camera di combustione una maggiore quantità di combustibile, con la conseguenza di avere un aumento della potenza utile.

La Figura 2.11 mostra il ciclo a quattro tempi in sede limite, composto da una fase di compressione (1-2), una fase di combustione isocora (2-3), una di combustione isobara (3-4), l'espansione (4-5) e una trasformazione isocora (5-1), durante la quale la pressione all'interno del cilindro si riporta al valore della pressione ambiente dopo l'apertura delle valvole di scarico.

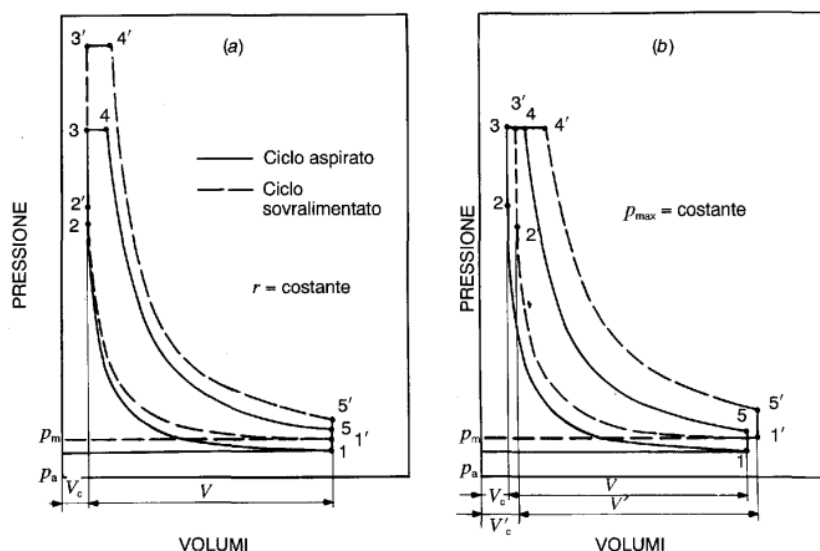


Figura 2.11. Ciclo a quattro tempi in sede limite [28].

L'area all'interno del ciclo rappresenta il lavoro utile. Nel caso di sovralimentazione, poiché c'è più aria disponibile, può essere bruciata una maggiore quantità di combustibile. Questo determina, a parità di rapporto di compressione, una pressione media effettiva più alta, a cui corrisponde una potenza più alta [34]. Per evitare eccessive sollecitazioni sugli organi del motore, è possibile ridurre il rapporto di compressione, in modo da ottenere la stessa pressione media effettiva del caso del ciclo ad aspirazione naturale: anche in questo caso, il lavoro ottenuto è più alto.

Le tecnologie di sovralimentazione si classificano in base al tipo di energia che viene fornita al compressore: il compressore può ricevere energia direttamente dall'albero motore attraverso un accoppiamento meccanico, oppure da una turbina azionata dai gas di scarico. Nel secondo caso, il blocco turbina-compressore è costituito da due macchine dinamiche, che possono operare ad elevate velocità, con grandi portate e piccoli salti di pressione. Il gruppo turbocompressore può anche essere collegato meccanicamente all'albero motore, a cui fornisce potenza aggiuntiva, dal momento che l'energia che si può estrarre dai gas di scarico è superiore a quella necessaria per comprimere la carica fresca. Lo svantaggio di questa soluzione sta nella complessità del collegamento meccanico tra i due alberi, che hanno due regimi di rotazione molto diversi, e nel fatto che ai bassi carichi può avvenire un trasferimento inverso di potenza, dall'albero motore a quello del turbocompressore. La soluzione più comunemente adottata è quella in cui il turbocompressore è meccanicamente indipendente dal motore, con il compressore che è trascinato solo dalla turbina. La sovralimentazione con turbocompressore si basa sul tentativo di recuperare l'energia che si potrebbe ottenere dai gas di scarico attraverso la continuazione della fase di espansione. La Figura 2.12 mostra il lavoro di sostituzione della carica di un motore quattro tempi sovralimentato. L'area compresa nel ciclo 2-3-4-5 rappresenta il lavoro che si potrebbe ottenere dai gas di scarico facendoli espandere dalla pressione p_2 fino alla pressione atmosferica p_a , se fosse possibile portare il pistone fino al volume V_4 . Se i condotti sono sufficientemente grandi, anche all'interno del

cilindro la pressione è uguale a p_a , e il pistone non incontra alcuna contropressione durante la fase di espulsione dei gas di scarico. Se per recuperare questa energia si introduce una turbina, e i condotti tra il cilindro e la turbina sono sufficientemente grandi da smorzare le oscillazioni di portata e pressione, i gas espanderanno dalla pressione p_2 alla pressione p_s , che è quella che vige all'interno dei condotti. In questo caso, l'energia che può essere recuperata dalla turbina è data dalla somma del lavoro di espansione isoentropica e di un lavoro che è sottratto al motore, perché è il lavoro che il pistone compie per vincere la contropressione allo scarico durante la fase di espulsione dei gas, comprimendoli fino al valore della pressione p_s . Questa situazione, in cui la pressione del flusso alla mandata della turbina è rigorosamente costante, è una situazione limite.

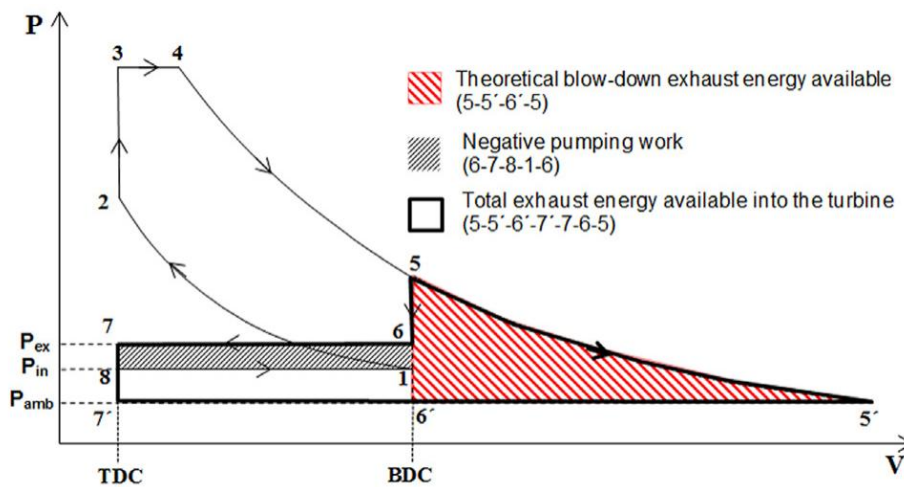


Figura 2.12. Lavoro di sostituzione della carica di un motore quattro tempi sovralimentato [35].

In generale, la sovralimentazione con turbocompressore può essere a pressione costante o a impulsi. Nel primo caso, tra i cilindri e la turbina ci sono dei condotti sufficientemente grandi da smorzare le oscillazioni di portata e di pressione, e alla turbina arriva un quasi flusso stazionario. Questa configurazione ha il vantaggio di migliorare il rendimento della turbina, dal momento che le turbomacchine lavorano con efficienze più alte in condizioni stazionarie. Tuttavia, l'energia cinetica dei gas di scarico non è sfruttata a pieno, poiché viene dissipata negli ampi condotti tra i cilindri e la turbina. Nel caso di sovralimentazione a impulsi, tra i cilindri e la turbina ci sono dei condotti più piccoli, all'interno dei quali si conserva l'energia cinetica dei gas di scarico, che raggiunge la turbina sotto forma di un'onda di pressione. Per migliorare il rendimento della turbina, che lavora in condizioni non stazionarie, si possono accoppiare i condotti di più cilindri, in modo da evitare disturbi reciproci.

Le due tecnologie più adottate sono la sovralimentazione tramite turbocompressore (turbocharger) e quella tramite compressore (supercharger). Nel primo caso, i gas di scarico in uscita dal motore espandono in una turbina, che produce potenza meccanica alimentando un compressore montato sullo stesso albero. Il compressore ha una girante che preleva aria dall'ambiente e la introduce nel compressore, che ne aumenta la pressione e la temperatura. Il turbocompressore non introduce significative perdite di

potenza dovute agli attriti e al lavoro di pompaggio, ma ha prestazioni peggiori nel transitorio. La turbina impiega un certo intervallo di tempo per portarsi alla velocità di regime: in fase di accelerazione, l'incremento di potenza arriva in ritardo [36]. Nel caso di sovralimentazione con compressore, non c'è la turbina: il compressore è alimentato direttamente dal motore, con un azionamento di tipo meccanico o elettrico. Il vantaggio del compressore rispetto al turbocompressore consiste in una migliore risposta ai transitori. In questo caso l'efficienza termica è più bassa, perché non c'è il recupero dell'energia persa nei gas di scarico [37].

La sovralimentazione presenta diversi vantaggi: permette di ridurre il peso e l'ingombro del motore per unità di potenza, specie se unita al downsizing; consente di ridurre il consumo specifico di combustibile e di migliorare l'efficienza complessiva del motore; permette di recuperare un'energia che altrimenti andrebbe persa.

Il principale problema della sovralimentazione con turbocompressore è la risposta lenta ai transitori (turbolag) e il fatto che ai bassi carichi i benefici della sovralimentazione sono molto più ridotti di quelli che si ottengono in condizioni di pieno carico. Il motivo sta nel fatto che la pressione alla mandata del compressore, che corrisponde alla pressione di aspirazione del motore, non è costante, ma dipende dalla velocità di rotazione del motore. Ai bassi carichi, le portate di gas di scarico che espandono in turbina sono più piccole e non sufficienti a portarla rapidamente ad alte velocità, con la conseguenza che anche il compressore, che è trascinato dalla turbina, ha basse velocità di rotazione. Inoltre, c'è il rischio che la pressione alla mandata del compressore sia troppo alta a pieno carico: in questo caso è necessario by-passare una parte della portata di aria. Due aspetti importanti da considerare per il comportamento del turbocompressore nei transitori sono le dimensioni della turbina, che ne determinano l'inerzia, e l'aspect ratio (AR), definito come il rapporto tra la sezione trasversale di ingresso dei gas di scarico nella voluta e la distanza tra questa sezione trasversale e il centro geometrico della voluta. I turbocompressori a geometria variabile (Variable Geometry Turbocharger, VGT) hanno permesso di limitare in parte il problema del turbolag. Un convenzionale turbocompressore a geometria fissa è ottimizzato con un AR fisso per una specifica condizione del motore, ma la sua efficienza diminuisce per condizioni di funzionamento diverse. Inoltre, se la geometria è fissa, la relazione tra la portata di fluido in ingresso alla turbina e il rapporto di compressione è non lineare (Figura 2.13).

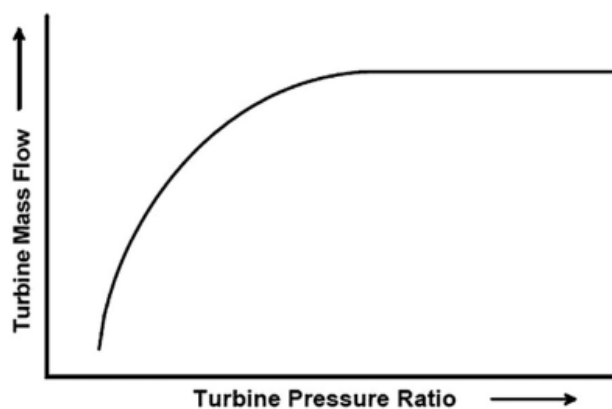


Figura 2.13. Portata in ingresso alla turbina in funzione del rapporto di espansione [38].

Per ottenere una relazione più lineare è necessario modificare il rapporto AR, intervenendo sulla sezione trasversale in ingresso alla turbina. La tecnologia a geometria variabile consiste nel modificare il valore del rapporto AR in base al carico del motore. Ai bassi carichi, si diminuisce l'AR restringendo la sezione di ingresso dei gas di scarico in turbina, con la conseguenza di aumentarne la velocità. Ai carichi più alti, l'aspect ratio viene aumentato aprendo il passaggio di ingresso, in modo da diminuire la velocità del flusso. Le tecnologie che permettono di ottenere un AR variabile sono diverse, ma di solito impiegano dei componenti mobili, comandati dalla centralina del motore, per ottenere una sezione di ingresso variabile [38]. Del turbocompressore a geometria variabile si parlerà più estesamente nel Capitolo 3.

2.2.2. La tecnologia CDA (Cylinder Deactivation)

Una tra le tecnologie che possono essere implementate in un motore a combustione interna per ottenere per una riduzione dei consumi, e di conseguenza delle emissioni di CO₂, è la Cylinder Deactivation (CDA), che consiste nella disattivazione di alcuni dei cilindri del motore, quando non è richiesto che il motore lavori a pieno carico. Nella maggior parte delle condizioni reali di guida, i motori lavorano a carico parziale, con una efficienza più bassa rispetto alla condizione di funzionamento a pieno carico, con la conseguenza di avere un più alto consumo di combustibile e più alte emissioni di CO₂. Con la tecnologia CDA si ottiene un downsizing temporaneo del motore, che può operare in diverse modalità – a pieno carico oppure con alcuni cilindri disattivati – a seconda della potenza desiderata. Nei cilindri attivi la pressione massima è più alta di quella che si avrebbe quando sono attivi tutti i cilindri; nei cilindri disattivi si verifica solamente la compressione e l'espansione dei gas intrappolati o della carica fresca [38].

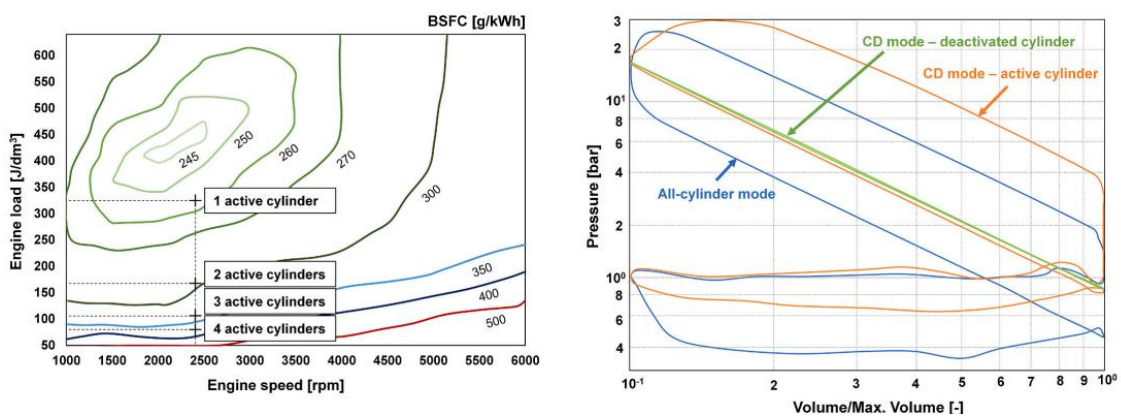


Figura 2.14. Effetto della disattivazione dei cilindri sulla mappa dei consumi e sul ciclo indicato [39].

Tra i diversi vantaggi della tecnologia CDA ci sono la diminuzione dei consumi di combustibile; la riduzione del lavoro di pompaggio, cioè del lavoro netto che il pistone realizza sui gas durante la fase di aspirazione e di scarico; il miglioramento del processo di combustione e la diminuzione delle perdite di energia termica; l'aumento della

temperatura dei gas di scarico, con il miglioramento dell'efficienza del convertitore catalitico [39].

La tecnologia CDA presenta anche degli inconvenienti. Uno tra questi è l'aumento delle perdite per attrito, che aumentano nei cilindri attivi (soprattutto in corrispondenza degli anelli elastici e dei cuscinetti della biella), ma non diminuiscono in modo proporzionale nei cilindri inattivi. Inoltre, aumenta il consumo di olio lubrificante durante la fase di aspirazione, a causa della minore temperatura degli anelli elastici e della minore pressione all'interno dei cilindri disattivati. L'anello elastico superiore si muove più frequentemente all'interno della scanalatura, a causa dell'inerzia e della differenza di pressione tra sopra e sotto l'anello. Si apre un passaggio dietro l'anello, attraverso il quale entra più olio in camera di combustione. Quando il cilindro si riattiva, l'olio viene bruciato, causando un problema di emissioni allo scarico. Nei cilindri attivi, aumentano la pressione e la temperatura sui cuscinetti, e ciò può portare ad avere condizioni di lubrificazione limite o mista, motivo per cui si devono usare speciali rivestimenti e si deve calcolare con attenzione il film di lubrificante. Nei cilindri disattivi, dove la temperatura è più bassa, si hanno maggiori perdite dovute all'aumento di viscosità del lubrificante.

Nei cilindri disattivati possono esserci i gas di scarico, l'aria, oppure possono essere vuoti. Nel caso ci siano i gas di scarico, all'interno dei cilindri ci sono temperature e pressioni più alte, che determinano irregolarità dell'albero e perdite per attrito. È stato dimostrato che per ottenere un vantaggio in termini di riduzione del combustibile è necessario mantenere il cilindro disattivato per almeno dieci cicli. Tuttavia, poiché il cilindro si è mantenuto caldo, si riattiva più facilmente. Se all'interno del cilindro c'è aria (questa situazione si verifica solo nel caso di motori a iniezione diretta), le pressioni sono più basse e anche le irregolarità sull'albero, ma il cilindro ha maggiori problemi di riattivazione, poiché l'aria perde il moto vorticoso in aspirazione dopo pochi cicli. Infine, il cilindro può anche essere vuoto, e questa è la condizione più favorevole, ma c'è l'inconveniente di avere olio in camera di combustione [40].

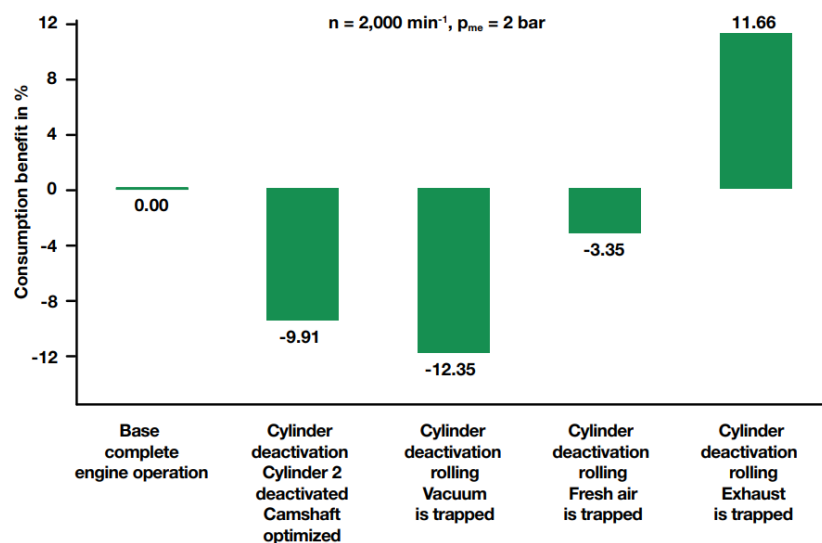


Figura 2.15. Vantaggi della disattivazione dei cilindri in termini di riduzione percentuale del consumo di combustibile. Il vantaggio è massimo quando i cilindri disattivati sono vuoti [40].

Shiao et al. [41] hanno valutato i vantaggi della disattivazione in termini di riduzione dei consumi in un motore ad accensione comandata a quattro cilindri. Hanno concluso che la disattivazione permette di migliorare l'efficienza ai bassi carichi, ma i vantaggi si riducono all'aumentare del carico del motore. Ai bassi carichi, la riduzione di combustibile è massima quando si disattivano due cilindri; ai carichi medi quando se ne disattiva solamente uno.

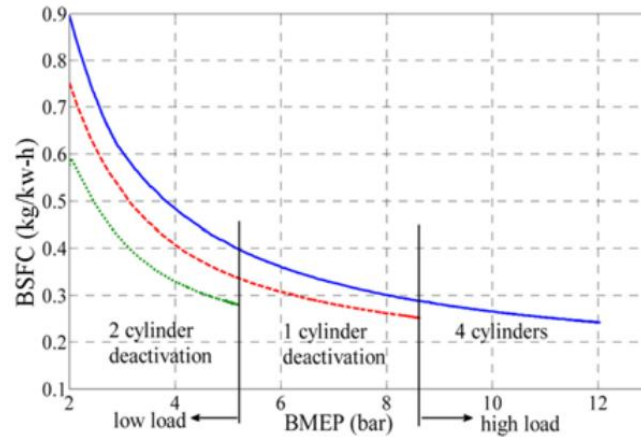


Figura 2.16. Effetto della disattivazione dei cilindri al variare del carico del motore [41].

Ram et al. [42] hanno studiato gli effetti della disattivazione dei cilindri su un motore ad accensione comandata a tre cilindri, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 2.17. La velocità del motore è stata mantenuta costante a 3000 rpm, ma sono stati considerati carichi variabili (15, 30 e 45 Nm). Secondo lo studio, c'è stata una riduzione del consumo di combustibile a 30 Nm e 45 Nm. Il miglioramento del processo di combustione ha reso possibile anche una riduzione delle emissioni di CO₂ di circa il 13% rispetto alla modalità di funzionamento standard.

Engine makes	Maruti Suzuki India Limited
Capacity of engine	998 Cc (cubic centimeter)
Fuel injection	Multi-point fuel injection
Engine type	4-stroke spark ignition
Number of cylinders	3 (Three)
Engine control unit	Open type
Emission standard	BS-IV
Bore (mm)	72
Stroke (mm)	79.5
RPM of shaft	1000–5500
Compression ratio	9.5:1
Load _(Maximum)	60 N m at 3500 revolution/minute
Valve/cylinder	4
Maximum brake horse power	50 hp at 5000 revolution/minute

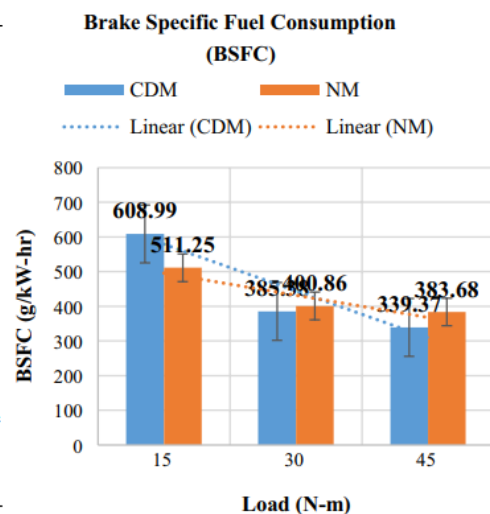


Figura 2.17. A sinistra sono riportate le caratteristiche del motore; a destra il consumo di combustibile al variare del carico, dove CDM sta per Cylinder Deactivation Mode e NM sta per Normal Mode [42].

Speed (RPM)	Load (N m)	Carbon dioxide (% Vol.)		Unburned hydrocarbon (ppm)	
		CDM	NM	CDM	NM
3000	15	12.2	12.6	26	34
3000	30	8.7	10.1	22	201
3000	45	9.6	8.6	22	284

Figura 2.18. Effetti della disattivazione dei cilindri in termini di riduzione delle emissioni di CO₂ [42].

Nel sistema di attuazione più comune della tecnologia CDA, i componenti più importanti sono il bilanciere a rulli, la valvola di controllo dell'olio e la punteria idraulica (Figura 2.19). Il bilanciere è costituito da un braccio interno e uno esterno, collegati in modo permanente a un'estremità da un perno rotante, grazie al quale il braccio interno può oscillare rispetto al braccio esterno. Alla seconda estremità, i due bracci sono collegati da un elemento di bloccaggio (latch), installato nel braccio esterno, che può essere inserito o disinserito. La valvola di controllo dell'olio è controllata dalla centralina del motore, da cui riceve un segnale elettronico in caso di disattivazione. La valvola è collegata idraulicamente al bilanciere attraverso una punteria idraulica, che ha due porte di alimentazione. Entrambe le porte sono collegate alla valvola di controllo, da cui ricevono l'olio motore: la porta in basso è dedicata alla regolazione dei giochi; la porta in alto è dedicata all'attuazione della disattivazione. In assenza di segnale da parte della centralina, l'olio che entra nella porta in alto della punteria è mantenuto alla pressione di 0,2-0,4 bar. Nel caso in cui la centralina invii il segnale per la disattivazione, l'olio deve entrare con una pressione di almeno 2 bar, in modo da vincere la forza elastica della molla presente nel meccanismo di bloccaggio [39]. Per effetto della forza di pressione, l'elemento di bloccaggio si sposta, allontanandosi dal braccio interno e disaccoppiandolo dal braccio esterno. In questo modo, il moto della camma, da cui dipende l'apertura della valvola, si trasferisce solo al braccio interno. Il braccio interno ruota attorno al perno rotante, senza trasferire il moto della camma alla valvola, che rimane chiusa [43].

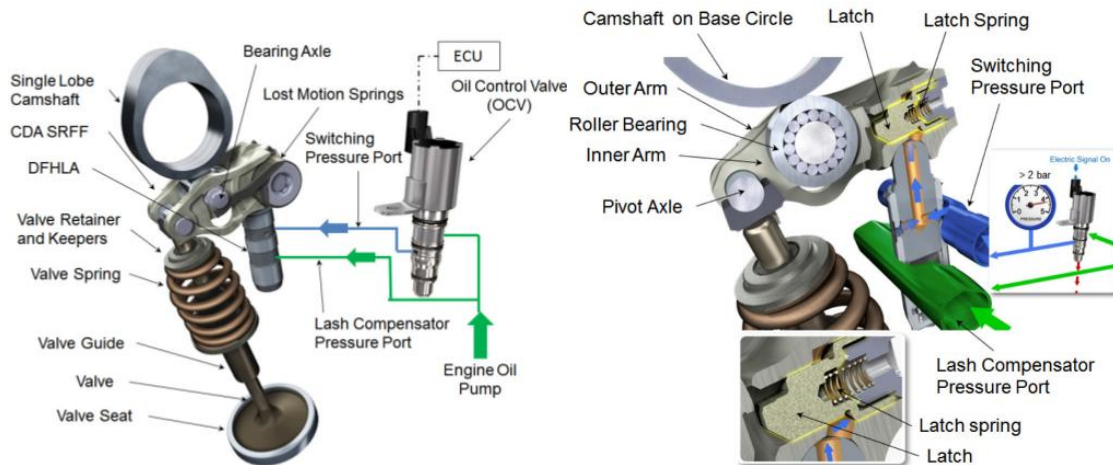


Figura 2.19. A sinistra è raffigurato il sistema di disattivazione dei cilindri; a destra sono mostrati alcuni componenti nel dettaglio [43].

2.2.3. L'iniezione diretta nei motori ad accensione comandata

Un'altra tecnologia che potrebbe contribuire al rispetto degli standard per le emissioni di CO₂ è la tecnologia a iniezione diretta per i motori ad accensione comandata. In un motore ad accensione comandata convenzionale, dal condotto di aspirazione entra nel cilindro una miscela preformata aria-combustibile. Nel caso dell'iniezione diretta, dal condotto di aspirazione entra solo aria, mentre il combustibile viene introdotto attraverso un iniettore. Grazie a un controllo più preciso dei tempi e delle modalità di iniezione del combustibile, l'iniezione diretta permette di ridurre il consumo di combustibile. Un motore ad accensione comandata a iniezione diretta può lavorare secondo due modalità di funzionamento: a carica stratificata o a carica omogenea. La prima modalità può essere adottata nel caso di bassi carichi e basse velocità: il combustibile viene introdotto nel cilindro con un'iniezione ritardata, durante la fase di compressione, in modo tale da avere in prossimità degli elettrodi della candela una miscela più ricca, anche se mediamente la miscela ha un alto rapporto aria-combustibile [44]. Ai bassi carichi, il motore può lavorare consumando meno combustibile, con una miscela che se fosse omogenea non potrebbe accendersi. La seconda modalità di funzionamento è prevista per carichi e velocità più alte. In questo caso il combustibile viene introdotto già in fase di aspirazione, in modo che ci sia tempo sufficiente per la formazione di una miscela omogenea e stechiometrica. Quando l'iniezione è anticipata, il combustibile, che entra in fase liquida, deve vaporizzare sottraendo calore all'aria, che si raffredda: la conseguenza del raffreddamento è un miglioramento dell'efficienza volumetrica, e anche un miglioramento del limite di detonazione, che permette di aumentare il rapporto di compressione [45].

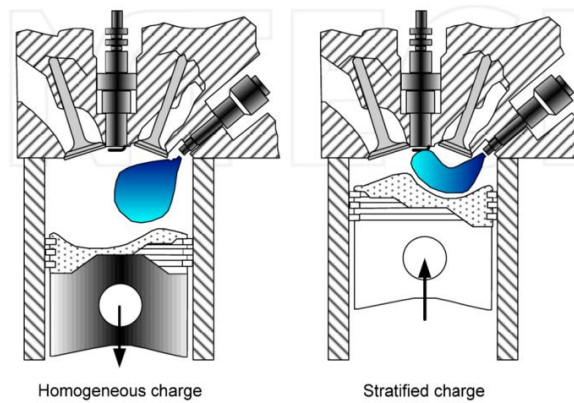


Figura 2.20. Carica omogenea e carica stratificata [46].

È possibile ottenere una carica stratificata solo garantendo un'adeguata fluidodinamica della carica, e progettando in modo opportuno la geometria della camera di combustione e la posizione e il tipo di iniettore. I sistemi a iniezione diretta si distinguono in base al sistema scelto per convogliare la carica in prossimità della candela, che sono di tre tipi: wall-guided, air guided e spray guided. In un sistema di tipo wall-guided, lo spray di combustibile è diretto dall'iniettore verso una parete della camera di combustione, che in genere coincide con la parete superiore del pistone. Il cielo del pistone deve quindi essere sagomato in modo da favorire il moto della carica verso la candela. La tecnologia wall-guided era il sistema tipico dei motori a iniezione diretta di prima generazione, in seguito superato, a causa dei diversi aspetti critici che lo caratterizzano. Infatti, poiché il getto di combustibile è diretto sul pistone, su di esso si formano depositi di combustibile. Il combustibile depositato sul cilindro viene bruciato solo parzialmente non solo nella fase di warm-up del motore, ma anche nel funzionamento a regime, a causa delle temperature più basse che si hanno nel cilindro quando il motore funziona a carico parziale. Si forma uno strato poroso di prodotti incompleti di combustione che, assorbendo una parte del combustibile alle successive iniezioni, provoca un aumento degli incombusti. Inoltre, se la combustione è wall-guided, l'iniezione del combustibile e l'inizio dell'accensione dipendono dalla posizione del pistone, quindi dal regime della combustione: ma non è possibile fare in modo che l'iniezione del combustibile sia coordinata con la posizione del pistone per qualsiasi condizione di carico del motore. A causa della sua particolare conformazione, il pistone è più grande e pesante di un pistone convenzionale, con la conseguenza di avere un aumento delle perdite meccaniche.

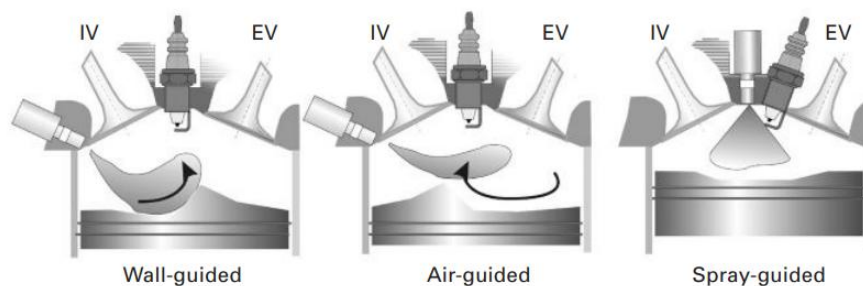


Figura 2.21. Le tre modalità di combustione: wall-guided, air-guided e spray-guided [47].

Nei sistemi di combustione guidati ad aria, l'obiettivo è quello di ridurre la formazione di incombusti. In questo caso, il getto di combustibile non è indirizzato direttamente sul cilindro, poiché si sfrutta il moto della carica per miscelare efficacemente l'aria con il combustibile. Le variabili più importanti di questo sistema sono l'orientamento dell'iniettore e la fluidodinamica della carica, perché bisogna fare in modo che la carica arrivi in prossimità della candela al momento dell'accensione. Il moto della carica è vorticoso, di tipo swirl o tumbl, a seconda che l'asse del vortice sia rispettivamente parallela all'asse del cilindro o a quello dell'albero. Infine, nei sistemi spray-guided, l'iniettore è posto molto vicino alla candela. Gli aspetti più importanti da considerare in questo caso sono le caratteristiche del sistema di iniezione: l'iniettore deve infatti garantire che lo spray sia il più ripetibile possibile, anche al variare delle condizioni di carico del motore, e fare in modo che il getto di combustibile possa essere acceso, anche nel caso di una miscela fortemente stratificata, con rapporti alti aria-combustibile. Nel funzionamento a carico parziale, a causa delle basse temperature, può verificarsi il fenomeno del coking, cioè la formazione di materiale carbonioso solido, sia sulla candela che sull'iniettore. Questo potrebbe avere effetti negativi sullo spray iniettato e potrebbe portare a mancate accensioni. Poiché l'iniezione avviene in un momento favorevole da un punto di vista termodinamico, poco prima dell'accensione, c'è pochissimo tempo per la formazione della miscela. Quando il combustibile entra in contatto con la candela la raffredda, sottoponendola a notevoli carichi termici [47].

2.2.4. La tecnologia VTV (Variable Valve Timing)

Nei motori a combustione interna, le fasi di aspirazione e scarico sono rese possibili da un sistema di valvole, che si distinguono in valvole di aspirazione e scarico. L'apertura delle valvole è azionata dalle camme calettate su un albero rotante secondario, che è parallelo all'albero motore e da esso alimentato. Le valvole si richiudono poi sotto l'azione di molle opportunamente tarate. Generalmente, le valvole di aspirazione si aprono prima che il pistone raggiunga il punto morto superiore, prima che sia finita la fase di scarico dei gas. L'apertura anticipata favorisce la fase di aspirazione permettendo un più completo riempimento del cilindro, perché si evitano le perdite dovute alla non completa apertura delle valvole nella parte iniziale dell'aspirazione. Le valvole di scarico si aprono prima che sia finita la fase di espansione: una parte dei gas di scarico fuoriesce

spontaneamente, grazie alla differenza di pressione che tra l'interno del cilindro e l'esterno. Sebbene la fase di espansione sia l'unica utile del ciclo, nella fase finale dell'espansione la biella è quasi allineata con la manovella, trasmettendole una coppia minore. È conveniente anticipare la fase di scarico, perché il beneficio ottenuto dallo scarico spontaneo di una parte dei gas è superiore, in termini di risparmio potenza, a quello che si ottiene completando la fase di espansione. Esiste un intervallo di angolo di manovella, di circa 10-15°, durante il quale sono aperte sia le valvole di aspirazione che quelle di scarico. Durante questa fase, detta overlap, una parte della carica fresca fluisce verso lo scarico, e una parte dei gas di scarico verso l'aspirazione. L'anticipo o il ritardo dell'apertura e della chiusura delle valvole può portare a grandi miglioramenti in termini di coppia, emissioni e consumo di combustibile [48].

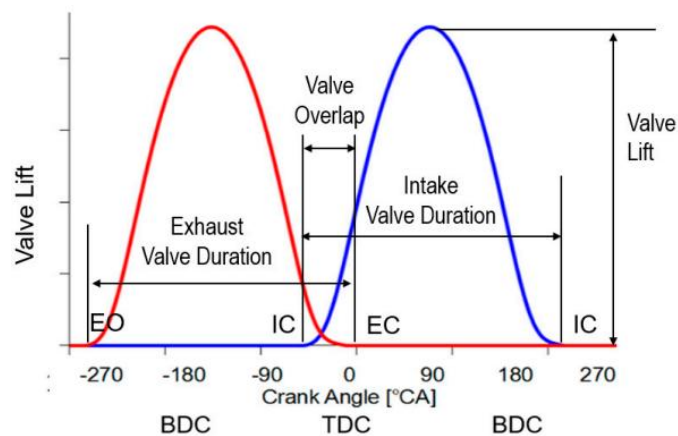


Figura 2.22. Timing, lift e durata di apertura per le valvole di un motore ad aspirazione naturale [48].

I principali parametri del sistema di apertura/chiusura delle valvole sono il timing, il lift e la durata di apertura della valvola. Il timing, espresso in termini di angolo di manovella, si riferisce al momento in cui la valvola viene aperta e/o chiusa; per lift si intende il picco della curva di lift della valvola, che descrive lo scostamento che porta la valvola dalla chiusura all'apertura; infine, il tempo di apertura, sempre espresso in termini di angolo di manovella, è l'intervallo nel quale la valvola si mantiene aperta. I sistemi di controllo delle valvole si classificano in base al parametro controllato: il controllo può riguardare solo il timing, solo il lift, solo la durata, oppure può riguardare più parametri [48]. Piano et al. [49] hanno messo a confronto tre diversi sistemi di controllo delle valvole, concludendo che il ritardo nell'apertura della valvola di aspirazione è il più efficace, poiché porta a un risparmio di combustibile che arriva al 5% nel caso dei bassi carichi. Secondo [50], in un motore ad accensione comandata, controllare il timing della valvola di aspirazione, in modo da chiuderla con anticipo o con ritardo rispetto a un motore con controllo convenzionale, determina un vantaggio in termini di riduzione del lavoro di pompaggio. A parità di carico, si riduce il lavoro ottenuto, per effetto della riduzione del rapporto di compressione dovuto alla minore quantità di carica introdotta nel cilindro. Complessivamente l'efficienza aumenta. Tuttavia, quando il motore lavora in condizioni di carichi particolarmente bassi, il vantaggio in termini di efficienza si riduce rispetto a

quando il motore lavora con carichi più alti, perché in questi casi ha maggiore peso la riduzione del lavoro utile. Secondo i risultati sperimentali, il controllo del timing della valvola comporta una riduzione di combustibile del 5-15% [50].

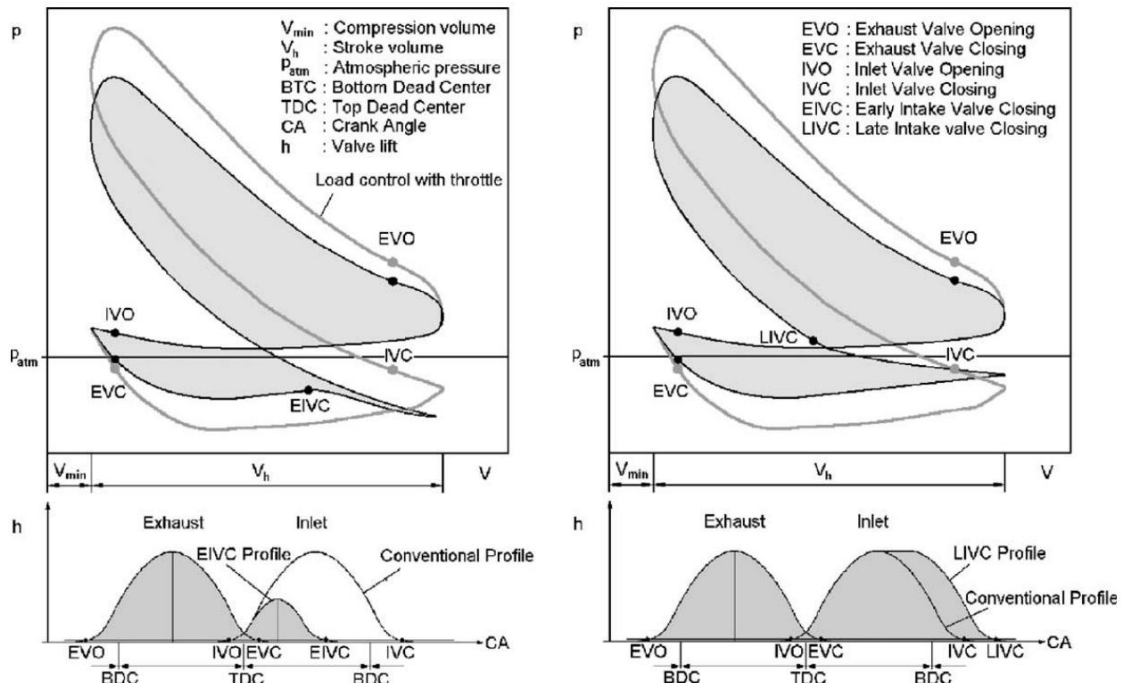


Figura 2.23. Confronto tra i cicli indicati del motore con e senza variazione del timing delle valvole di aspirazione [50].

2.2.5. La tecnologia VCR (Variable Compression Ratio)

Uno dei parametri da cui dipende l'efficienza di un motore a combustione interna è il rapporto di compressione, definito come il rapporto tra il volume massimo della camera di combustione, che si verifica quando il pistone è al punto morto inferiore, e il volume minimo, che invece si realizza quando il pistone è al punto morto superiore. In un convenzionale motore a combustione interna, il rapporto di compressione è costante, ed è compreso tra 8 e 12 per un motore ad accensione comandata, e tra 15 e 23 per un motore ad accensione spontanea. In un motore ad accensione comandata, il rapporto di compressione è più basso rispetto a quello di un motore ad accensione spontanea a causa del rischio di detonazione. Per detonazione si intende una combustione anomala che riguarda la parte di gas più lontana dalla candela (end gas). Una volta iniziata la combustione, la temperatura dell'end gas aumenta rapidamente, sia a causa della compressione da parte della porzione di miscela che sta bruciando, sia per effetto del calore che riceve per irraggiamento dal fronte di fiamma. Come conseguenza, nell'end gas cominciano le reazioni di preffiamma: se il fronte di fiamma non raggiunge l'end gas prima che queste reazioni siano terminate, l'end gas brucia in modo isocoro e quasi istantaneamente, provocando un picco di pressione, con onde che si propagano all'interno del cilindro, sottoponendolo a forti sollecitazioni. I fenomeni che favoriscono l'insorgere

della detonazione sono tutti quelli che causano una riduzione del ritardo all'accensione, cioè del tempo che intercorre tra l'istante in cui la miscela raggiunge determinate condizioni di temperatura e pressione e l'istante in cui comincia la combustione. Tra questi fattori ci sono l'aumento del rapporto di compressione, che ha come conseguenza l'incremento della temperatura e della pressione della carica; un elevato anticipo dell'accensione, che porta a una pressione massima più elevata; una miscela più magra, che porta a un aumento della pressione e della temperatura di combustione, e causa una diminuzione della velocità di avanzamento del fronte di fiamma. Per ridurre il rischio di detonazione, è necessario mantenere il rapporto di compressione entro un certo limite, in modo da contenere la temperatura di fine compressione. Questo è il principale motivo per il quale i motori ad accensione comandata hanno un'efficienza inferiore a quella dei motori ad accensione spontanea.

In ambito urbano, nella maggior parte delle condizioni di guida reali, il motore funziona a carico parziale, con un'efficienza più bassa rispetto alla condizione di pieno carico, e con un maggiore consumo di combustibile. Ai carichi parziali, la temperatura dei gas è più bassa: questo consentirebbe di aumentare il rapporto di compressione, senza aumentare il rischio che si verifichi una detonazione. Una delle tecnologie per il miglioramento dell'efficienza dei motori ad accensione comandata consiste nel rendere variabile il rapporto di compressione, aumentandolo ai bassi carichi e riducendolo a pieno carico.

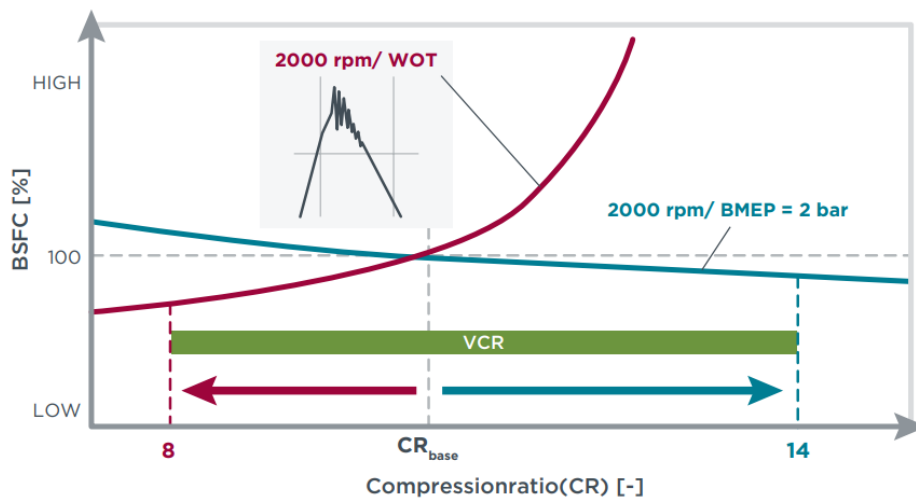


Figura 2.24. Variazione del consumo specifico di combustibile al variare del rapporto di compressione [51].

Il rapporto di compressione può essere variato modificando, a seconda del range operativo del motore, il volume compresso tra il pistone e le pareti interne del cilindro. Tra le diverse soluzioni che è possibile adottare a questo scopo, alcune prevedono che la variazione del volume sia realizzata da un componente che è già in movimento nel normale funzionamento del motore (con rapporto di compressione fisso): è il caso della testa del cilindro, del perno del pistone e del perno della manovella.

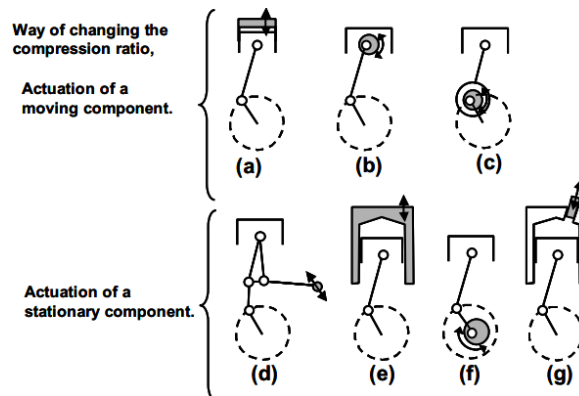


Figura 2.25. I possibili meccanismi per ottenere una variazione del rapporto di compressione [52].

Altri meccanismi prevedono invece che la variazione di volume sia realizzata da componenti che sono fissi nel normale funzionamento del motore, come ad esempio la testa del cilindro. Uno dei sistemi più noti è quello in cui la biella convenzionale è sostituita da due componenti: quello superiore è collegato al pistone, quello inferiore all'albero motore. Il sistema di collegamento è azionato da un attuatore eccentrico.

Un'altra soluzione promettente per ottenere un rapporto di compressione variabile è l'uso di una biella con lunghezza variabile. In questo caso, il perno del pistone è montato su un cuscinetto eccentrico, calettato in un bilanciere collegato a due pistoni idraulici, le cui aste sono contenute nel fusto della biella. La variazione di lunghezza è attuata dai due pistoni idraulici, che determinano la rotazione del cuscinetto eccentrico, mantenendolo nella posizione angolare desiderata.

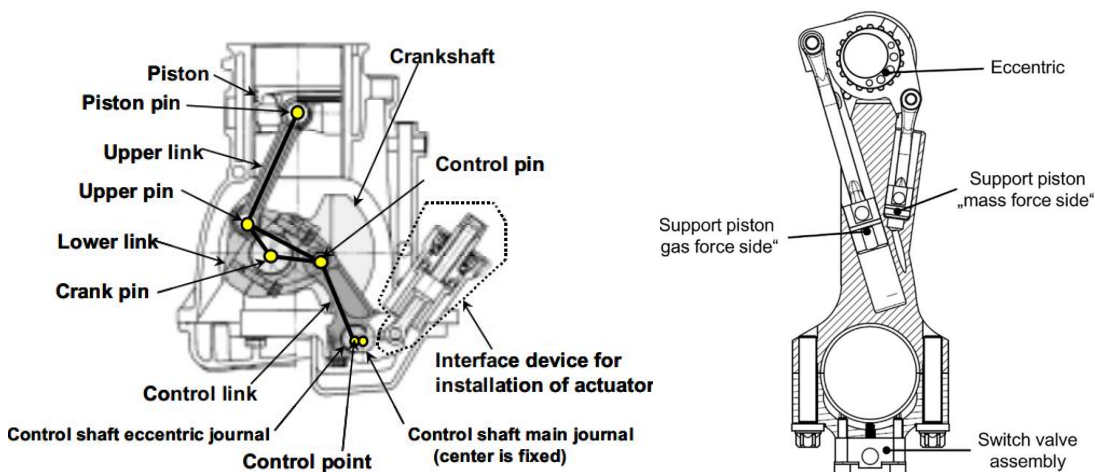


Figura 2.26. A sinistra, un meccanismo per ottenere un rapporto di compressione variabile con l'introduzione di un elemento di controllo tra la biella e la manovella [52]; a destra, una biella di lunghezza variabile [53].

Wittek et al. [53] hanno realizzato uno studio su un motore prototipo con rapporto di compressione reso variabile da una biella di lunghezza variabile, concludendo che questa

soluzione permette di ridurre fino al 4% il consumo di combustibile ai carichi parziali. Secondo Kleeberg et al. [54], la variazione del rapporto di compressione ottenuta con lo stesso meccanismo determina una riduzione del consumo di combustibile compresa tra il 5 e il 7%, a seconda del tipo di ciclo di guida, e della combinazione motore-combustibile. Secondo Lopez et al. [55], i vantaggi in termini di riduzione dei consumi possono essere limitati da una transizione lenta da un rapporto di compressione all'altro ma, una volta ottimizzate le strategie di controllo del sistema, si ottiene una riduzione del consumo di combustibile del 3-4%, a seconda del ciclo di guida.

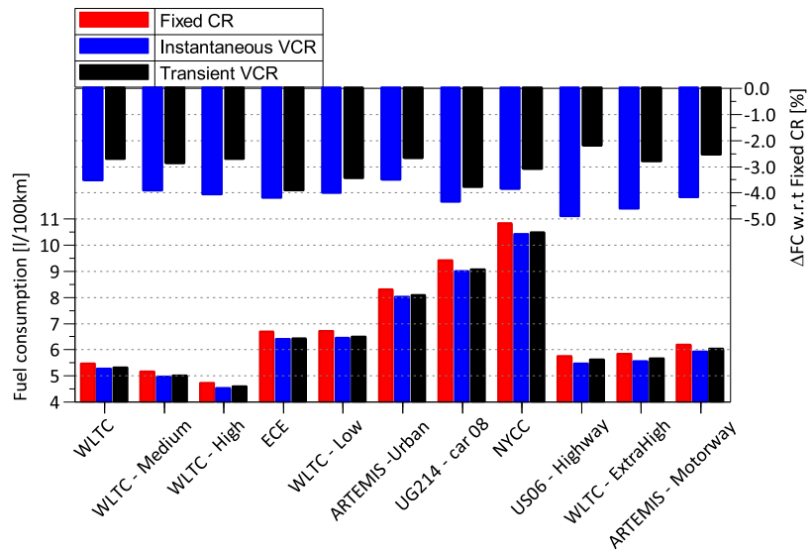


Figura 2.27. Variazione del consumo di combustibile al variare del ciclo di guida, nel caso di un rapporto di compressione fisso, rapporto di compressione variabile in modo istantaneo e rapporto di compressione variabile in modo non istantaneo [55].

2.2.6. L'iniezione di acqua (Water Injection)

Un altro sistema che permette di mitigare il problema della detonazione è l'iniezione di acqua in fase liquida in camera di combustione. Con la sua elevata entalpia di vaporizzazione, l'acqua contribuisce in modo efficace al raffreddamento della miscela, abbassando la temperatura e la pressione di picco della combustione. Inoltre, grazie al raffreddamento, è possibile aumentare l'anticipo della scintilla in modo da migliorare la fase della combustione, con la conseguenza di incrementare l'efficienza del motore e ridurre le emissioni. Il raffreddamento dell'acqua permette di lavorare con miscele più povere di quanto sarebbe permesso dal rischio di detonazione, con il vantaggio di ridurre il consumo di combustibile. Esistono diverse tecnologie per l'iniezione dell'acqua. Una tra queste prevede che l'acqua sia introdotta già miscelata con il combustibile, attraverso lo stesso iniettore. È una soluzione poco praticata a causa dell'instabilità della miscela acqua-combustibile, dovuta al fatto che l'acqua ha proprietà termofisiche (densità, viscosità, tensione superficiale) molto diverse da quelle di un idrocarburo, motivo per cui è necessario aggiungere un tensioattivo che stabilizzi la miscela [56]. È una tecnologia più costosa e complessa di altre, a causa della necessità di produrre a bordo la miscela

acqua-combustibile-additivo. Inoltre, c'è il rischio di introdurre nel cilindro una eccessiva quantità di acqua, che potrebbe raffreddare il cilindro e ritardare il processo di combustione [57].

I sistemi di iniezione comunemente adottati sono quelle che prevedono l'iniezione di acqua attraverso un iniettore dedicato: si tratta della tecnologia PWI (Porte Water Injection) e della DWI (Direct Water Injection).

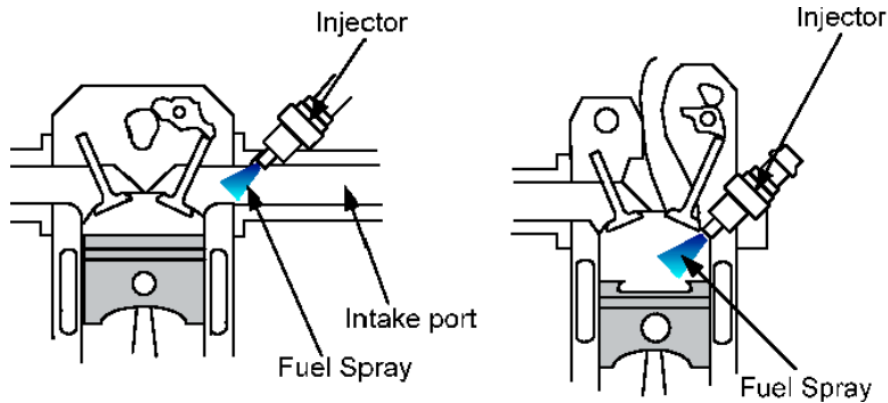


Figura 2.28. Iniettore nella porta di aspirazione e nel cilindro [58].

Nel caso della PWI, l'iniettore è installato nel condotto di aspirazione dell'aria, motivo per cui non è necessaria una linea di alta pressione per l'acqua. L'acqua introdotta in fase liquida assorbe calore dall'aria, dalle valvole e dal condotto di aspirazione, entrando nel cilindro in parte in fase liquida, in parte in fase vapore. È una tecnologia piuttosto semplice, che non richiede di apportare importanti modifiche al motore. Tuttavia, la quantità di acqua che può essere iniettata è limitata dai possibili effetti negativi sull'efficienza volumetrica del motore: introducendo una quantità eccessiva di acqua, diminuisce la massa di aria che può entrare nel cilindro. La tecnologia DWI consiste nell'iniettare acqua direttamente nel cilindro. Si tratta di una soluzione più costosa e più complessa della PWI, poiché l'iniettore deve trovare alloggio nel cilindro; inoltre, è necessaria una linea di alta pressione, perché nel cilindro ci sono condizioni di pressione molto diverse da quelle che si trovano nel condotto di aspirazione dell'aria. Tuttavia, questa tecnologia garantisce una maggiore flessibilità, sia riguardo alla quantità di acqua introdotta che alla saturazione dell'iniezione, perché non si verificano effetti negativi sull'efficienza volumetrica [59].

Perché dall'iniezione si ottengano dei benefici in termini di miglioramento dell'efficienza del motore, è necessario che l'acqua, che entra nel motore in fase liquida, vaporizzi completamente. Il tempo necessario alla vaporizzazione dipende dalla quantità di acqua introdotta e dalle condizioni di pressione e temperatura della zona in cui l'acqua si trova a vaporizzare [60]. Se si introduce molta acqua, oppure se le condizioni ambientali non sono ideali, il liquido non riesce a vaporizzare completamente prima della combustione, con il risultato di fornire uno scarso contributo al raffreddamento della carica. Inoltre, potrebbe accadere che l'acqua si depositi sulle pareti della camera di combustione, se non si verificano le giuste condizioni di moto della carica all'interno del cilindro,

atomizzazione dell'acqua e fasatura dell'iniezione [56]. Il film di acqua contribuisce più al raffreddamento delle pareti del cilindro che al raffreddamento della carica.

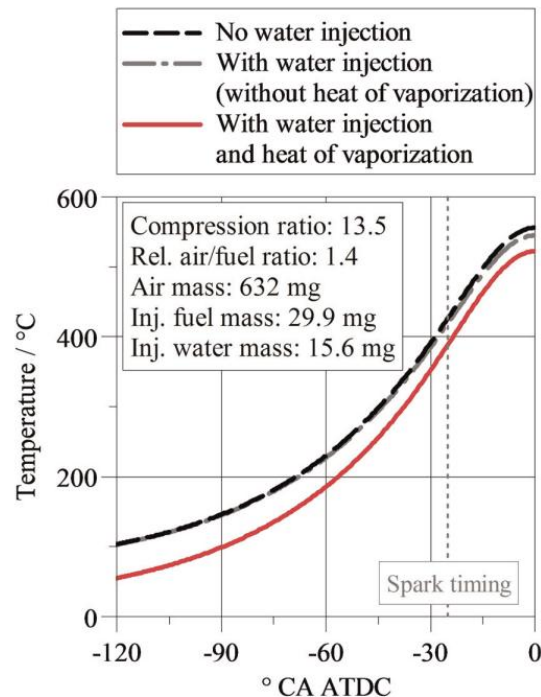


Figura 2.29. Curve di temperatura nel caso senza iniezione di acqua, iniezione dell'acqua senza vaporizzazione, iniezione di acqua che vaporizza [61].

Diversi studi hanno dimostrato l'efficacia dell'iniezione nel limitare il problema della detonazione e nell'incrementare l'efficienza dei motori. Secondo Hoppe et al. [61], l'iniezione di acqua ha un potenziale di incremento dell'efficienza termica tra il 3,3 e 3,8% ai bassi carichi, e fino al 16% a pieno carico, se si considera un motore che funziona seguendo un ciclo Miller e con tecnologia EGR. Zhang et al. [62] hanno condotto uno studio sperimentale su un motore ad accensione comandata a iniezione diretta di combustibile, con sistema di iniezione dell'acqua di tipo PWI. I risultati mostrano che l'iniezione riduce la pressione e la temperatura di picco, ma una quantità eccessiva di acqua rallenta la propagazione del fronte di fiamma. Inoltre, la riduzione delle temperature determina una riduzione delle emissioni di NOx, ma un aumento delle emissioni di idrocarburi incombusti. Aumentando il rapporto di compressione, con un rapporto aria-combustibile superiore a 0,2, si ottiene una riduzione di combustibile soprattutto ai carichi bassi e medi. Lanni et al. [63] hanno realizzato uno studio su un motore quattro cilindri sovralimentato con rapporto di compressione 9,8, concludendo che l'iniezione dell'acqua permette di aumentare il rapporto di compressione e l'anticipo della scintilla, senza che ci sia pericolo di detonazione: la riduzione media del consumo specifico di combustibile è del 12%. Tuttavia, nonostante le potenzialità della tecnologia, rimangono da risolvere diversi aspetti critici. Tra questi ci sono i costi, il consumo di acqua, l'affidabilità del sistema di iniezione, la compatibilità della tecnologia con temperature dell'ambiente più fredde [60].

2.2.7. Il miglioramento del warm-up del motore e altre soluzioni per la riduzione dei consumi

Come già accennato in precedenza, l'avviamento a freddo del motore rappresenta una fase del ciclo di guida particolarmente critica: una sua gestione ottimale potrebbe dare un importante contributo alla riduzione dei consumi di combustibile e delle emissioni di CO₂. Per avviamento a freddo si intende l'accensione del motore quando l'olio, il refrigerante e tutte le parti del motore si trovano alla stessa temperatura dell'ambiente. La fase di warm-up è l'intervallo di tempo che il motore impiega per portarsi alla temperatura di regime. In questa fase, l'olio è più viscoso: aumentano le perdite per attrito, con la conseguenza di un maggiore consumo di combustibile. Nel caso dei motori ad accensione comandata, le porzioni di carica più lontane dal fronte di fiamma non bruciano, oppure bruciano in modo incompleto, a causa delle pareti metalliche più fredde. Nel caso dei motori ad accensione spontanea, la temperatura più bassa dell'aria introdotta in camera in combustione può ritardare l'autoaccensione. In entrambi i casi, diminuisce l'efficienza termica del processo di combustione. Inoltre, a temperature più basse aumenta la viscosità del combustibile: la miscela aria-combustibile è meno omogenea, con il risultato di peggiorare la combustione e aumentare la percentuale di incombusti. Infine, l'efficienza di conversione del catalizzatore, che dipende dalla temperatura dei gas di scarico e arriva al 100% in condizioni di regime, è molto più bassa in fase di avviamento. Nell'avviamento a freddo, le prestazioni del motore si riducono al diminuire della temperatura ambiente.

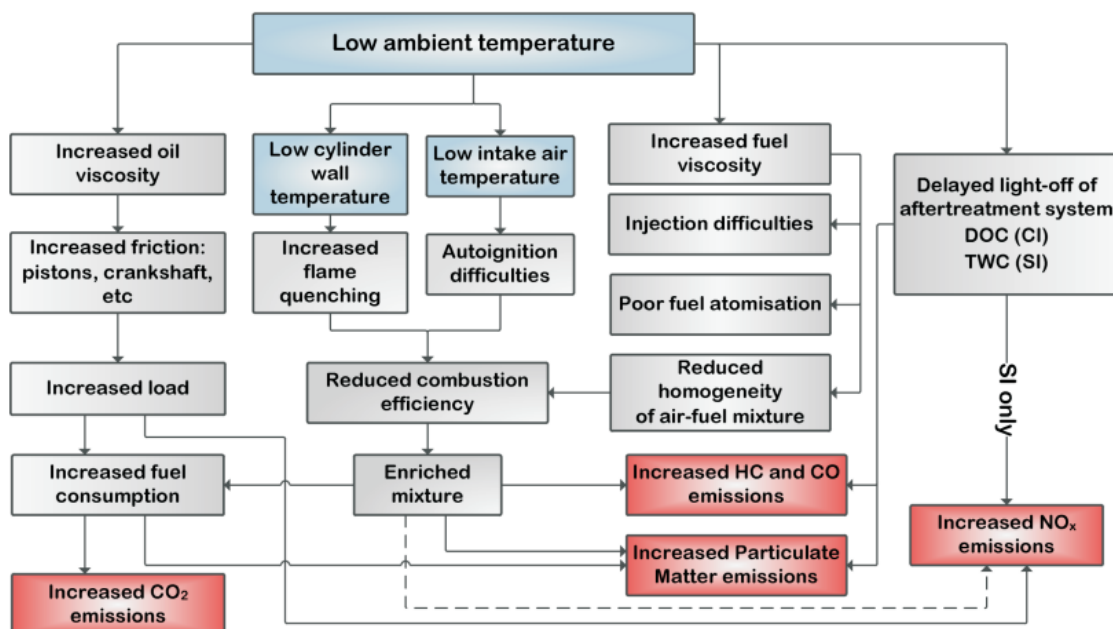


Figura 2.30. Problemi nell'avviamento a freddo [64].

Secondo Trapy et al [65], nella fase di warm-up di un motore ad accensione comandata, oltre il 50% dell'energia è convertita in calore. Gran parte di questa energia termica è

dissipata, principalmente nei gas id scarico; circa il 30% riscalda le pareti metalliche del motore; il 12% è ceduto al refrigerante; il 4% è trasferito all'olio. Samhaber et al. [66] hanno condotto un'analisi simile su un motore ad accensione spontanea, concludendo che circa il 20% dell'energia termica trasferita nella fase di warm-up è assorbita dal refrigerante, e circa il 10% all'olio.

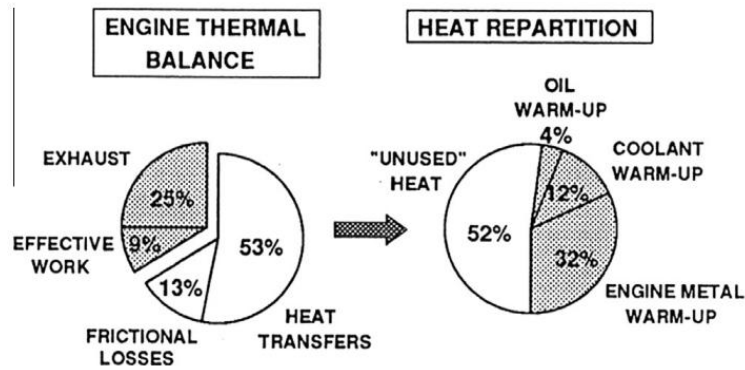


Figura 2.31. Bilancio termico nell'avviamento a freddo [67].

In entrambi i casi, solo una piccola parte dell'energia prodotta in fase di warm-up riscalda l'olio, che raggiunge la temperatura di regime più lentamente del refrigerante. Il warm-up più lento dell'olio è il principale responsabile delle inefficienze della fase di avviamento, ed è essenziale accelerarlo per migliorare le prestazioni del motore in questa fase.

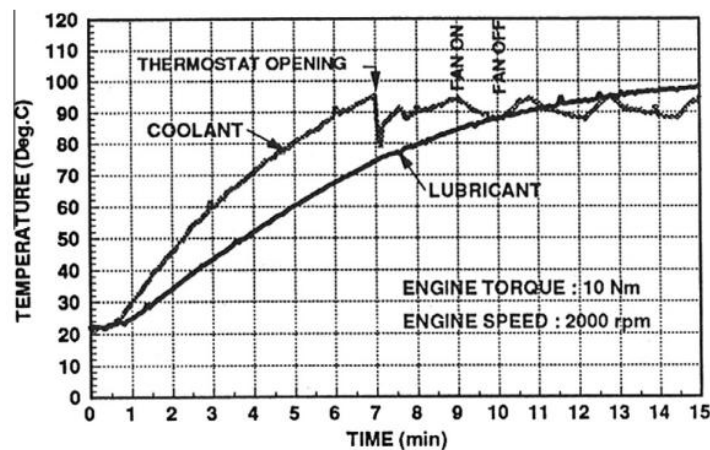


Figura 2.32. Aumento della temperatura del refrigerante e dell'olio nell'avviamento a freddo [67].

Le soluzioni per accelerare il warm-up del motore hanno lo scopo di mantenere più caldo il motore nei periodi in cui non è operativo, e di recuperare l'energia dissipata, che è in buona parte presente nei gas di scarico, come si vedrà nel Capitolo 3.

Dell'energia introdotta con il combustibile in un motore a combustione interna, circa un terzo è convertita in potenza meccanica, necessaria a vincere gli attriti e, in misura minore, la resistenza aerodinamica. Circa il 35% della potenza necessaria a vincere gli attriti serve a superare l'attrito volvente pneumatico-strada, circa il 35% a superare gli attriti nel motore, la parte rimanente serve a vincere l'attrito nei sistemi di trasmissione e negli ausiliari [68]. Per quanto riguarda gli attriti nel motore, i principali responsabili sono il gruppo pistoni, il treno valvole (tutti i componenti necessari alla movimentazione delle valvole) e i cuscinetti. L'ottimizzazione del design delle coppie tribologiche, con il miglioramento dei giochi e la riduzione delle superfici di contatto, svolge un ruolo importante nella riduzione del consumo di combustibile [69].

Un altro modo per ridurre il consumo di combustibile è quello di diminuire l'energia assorbita dai sistemi ausiliari del motore, come la pompa dell'acqua di raffreddamento e la pompa dell'olio di lubrificazione, che sono convenzionalmente alimentate dall'albero motore. Esistono diverse tecnologie per rendere più efficienti i sistemi ausiliari, come l'uso di pompe elettriche o pompe a portata variabile [70].

Hanno un effetto notevole sulle emissioni di CO₂ anche la composizione e le caratteristiche dei combustibili impiegati. L'uso di un biocombustibile al posto di un combustibile convenzionale porta a dei benefici riguardo le emissioni di CO₂ sull'intero ciclo di vita del combustibile, ma la riduzione delle emissioni allo scarico dipende dal tipo di combustibile. In alcuni casi, a causa della composizione del combustibile o della minore densità energetica, a parità di potenza aumenta il consumo [71].

Infine, hanno un impatto significativo sui consumi di combustibile anche lo stile di guida (velocità media e istantanea, accelerazioni, scelta delle marce) e le condizioni di traffico: in generale, diminuire le accelerazioni e le decelerazioni permette di diminuire il consumo di combustibile [71].

3. Il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna

3.1. Il bilancio termico nei motori a combustione interna: le fonti energetiche disponibili

In un motore a combustione interna, la potenza che viene introdotta nel motore con il combustibile si ripartisce tra la potenza che il fluido trasmette al pistone, la potenza termica ceduta alle pareti del cilindro, e il calore sensibile nei gas di scarico, che comprende anche la potenza persa per combustione incompleta. Alla potenza indicata deve poi essere sottratta la potenza necessaria a vincere gli attriti e ad alimentare gli ausiliari del motore: quello che rimane è la potenza utile alla trazione. La potenza dissipata per attrito è convertita in calore, che in parte è trasmesso al fluido refrigerante, in parte dissipato verso l'esterno per convezione e irraggiamento. Il calore trasmesso alle pareti del cilindro viene ceduto al fluido refrigerante, così come una parte del calore dei gas di scarico, che per il resto viene dissipato nell'ambiente. Infine, anche il fluido refrigerante dissipa all'esterno una parte del calore attraverso i condotti in cui circola [28].

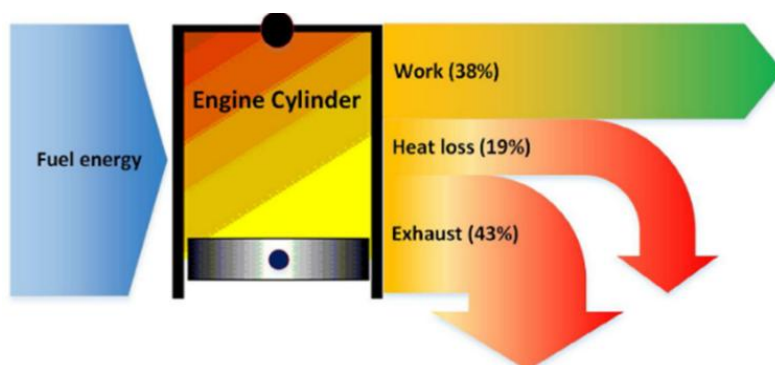


Figura 3.1. Bilancio di energia in un motore a combustione interna [69].

A causa delle alte temperature che si raggiungono nella combustione, che possono essere superiori ai 2000°C, i componenti del motore subiscono forti sollecitazioni termiche, che rendono necessario un sistema di refrigerazione, che permetta di mantenere le temperature dei materiali al di sotto dei loro limiti di resistenza. In Figura 3.2 è mostrato l'andamento del flusso di calore istantaneo in funzione dell'angolo di manovella. Nella fase di aspirazione della carica il flusso è negativo, perché è l'aria ad assorbire calore dalle superfici del cilindro. Il flusso diventa positivo nella fase iniziale della compressione, e cresce molto rapidamente per effetto degli elevati valori di temperatura e pressione che i gas raggiungono nel processo di combustione. Infine, il flusso diminuisce rapidamente durante la fase di espansione e scarico. Lo scambio termico

all'interno del cilindro avviene per convezione e in misura minore per irraggiamento dai gas alle pareti interne del cilindro. Avviene per conduzione tra gli organi del motore che entrano in contatto con i gas di scarico, e per convezione tra le superfici metalliche e il fluido refrigerante.

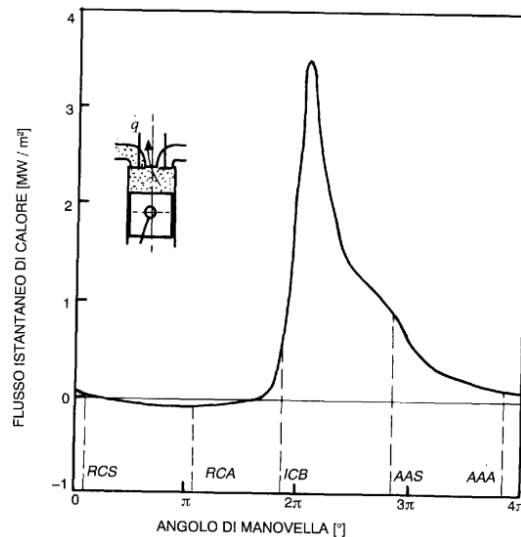


Figura 3.2. Flusso di calore istantaneo in funzione dell'angolo di manovella [28].

Il sistema di refrigerazione serve non solo a evitare che i componenti si usurino e si danneggino a causa delle alte temperature, ma anche a mantenere la temperatura del motore il più possibile costante e vicina al valore ottimale, sia per le prestazioni che per il controllo delle emissioni. La refrigerazione avviene facendo scorrere il fluido refrigerante lungo le superfici metalliche da raffreddare. Il fluido è una miscela antigelo di acqua e glicole, a cui sono aggiunti degli additivi che proteggono i materiali dalla corrosione e dalla formazione di sedimentazioni. All'interno della struttura del motore sono realizzati passaggi e canalizzazioni che permettono al refrigerante di circondare i cilindri e raggiungere le zone che sono più sollecitate termicamente. Il fluido refrigerante cede il calore assorbito all'aria dell'ambiente esterno attraverso un apposito scambiatore di calore, il radiatore: uno scambiatore liquido/aria, il cui nucleo centrale è costituito da una serie di condotti all'interno dei quali scorre il liquido, rivestiti esternamente da alette che migliorano il processo di scambio termico. Se il radiatore è a condotti orizzontali, alle sue estremità di destra e sinistra sono presenti due vaschette, una di ingresso e l'altra di uscita: nella prima si trova il bocchettone per l'ingresso del liquido, nella seconda il bocchettone per l'uscita. Nella vaschetta di ingresso è presente anche il tubo del troppo pieno, collegato al serbatoio di compensazione. Dopo aver assorbito calore dalle pareti del motore, il refrigerante si riscalda ed espande, pressurizzando il circuito: parte del liquido entra nel serbatoio di compensazione, il cui tappo si apre facendo fuoriuscire aria, così da ridurre la pressione; quando il liquido si raffredda, si crea una pressione negativa nel circuito, e il liquido viene nuovamente aspirato dal serbatoio. Davanti al radiatore c'è una ventola, che garantisce afflusso di aria anche quando la ventilazione dinamica è

insufficiente, situazione che si verifica se il veicolo è fermo o procede a bassa velocità. Il fluido è messo in circolazione da una pompa alimentata direttamente dall'albero motore attraverso una cinghia o, in alternativa, da un motore elettrico. Il sistema di refrigerazione è dotato di un termostato: quando il motore è freddo, il termostato rimane chiuso, impedendo al refrigerante di raggiungere il radiatore; quando il motore ha raggiunto la temperatura di regime, il termostato si apre, permettendo al refrigerante di smaltire il calore assorbito nel radiatore (Figura 3.3) [28].

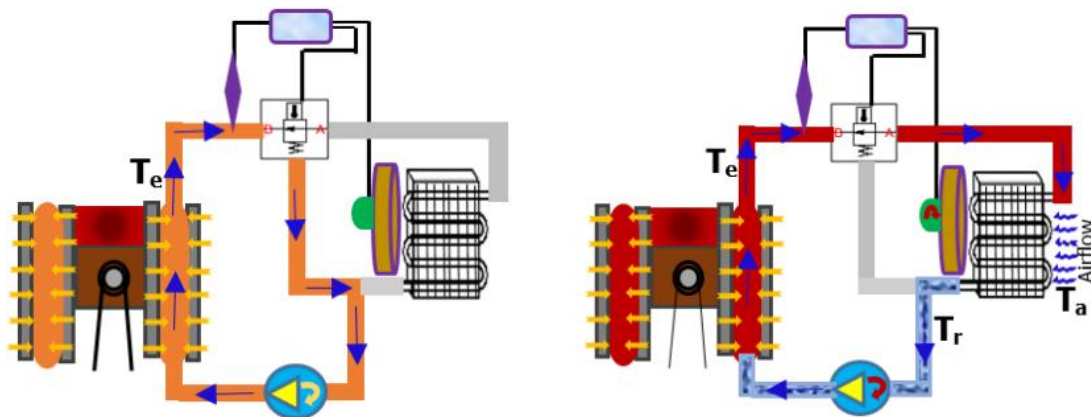


Figura 3.3. Termostato chiuso (a sinistra); termostato aperto (a destra) [72].

In un motore a combustione interna è essenziale anche il sistema di lubrificazione, che svolge la funzione principale di ridurre l'attrito tra le parti in movimento del motore. Oltre a questa, la lubrificazione svolge anche altre funzioni: attutisce gli urti tra le parti in movimento, prevenendone la corrosione e rendendone più sicuro il funzionamento; pulisce gli interstizi del motore, rimuovendo le varie impurità presenti all'interno del cilindro; facilita sia il riscaldamento che il raffreddamento del motore, asportando calore dove il fluido refrigerante non riesce ad arrivare.

Il sistema di lubrificazione è costituito da diversi componenti. Il più importante è la pompa, convenzionalmente alimentata dall'albero motore, che preleva l'olio dalla coppa, forzandolo a raggiungere le superfici da lubrificare. Nel sistema di lubrificazione è presente una valvola limitatrice di pressione, che può trovarsi nella pompa dell'olio, nel filtro o nel blocco motore. La valvola, che è una valvola di by-pass costituita da un pistone e da una molla, è chiusa in condizioni di pressione normali. Quando la pressione dell'olio è più alta, la forza esercitata dall'olio sul pistone supera la forza elastica, aprendo la valvola. In questo caso, una parte dell'olio by-passa il percorso principale, ricadendo nella coppa. L'olio attraversa uno scambiatore olio/acqua, e poi il filtro, che svolge la funzione di eliminare le impurità che l'olio ha raccolto durante la sua circolazione nel motore. L'olio viene quindi avviato nelle gallerie principali, che sono i passaggi presenti all'interno della testa del motore, da cui l'olio può alimentare tutte le utenze del motore e raggiungere gli organi mobili. Infine, l'olio ricade nella coppa per gravità.

L'olio di lubrificazione e il fluido refrigerante assorbono calore dalle pareti del motore, ed entrambi i fluidi sono potenziali fonti di energia a bassa temperatura. Santana et al. [73] hanno realizzato uno studio sperimentale per valutare i flussi di energia in un motore ad accensione comandata con quattro cilindri, al variare della velocità del motore. La Figura 3.4 mostra le potenze misurate al variare della velocità del motore. All'aumentare della velocità aumenta la potenza rilasciata nella combustione, perché aumenta la portata di combustibile. A 6000 rpm, quando la potenza fornita dalla combustione è 331 kW e la potenza sull'albero motore vale circa 60 kW, ai gas di scarico sono ceduti 108 kW, all'olio lubrificante 7 kW, al sistema di raffreddamento 37 kW. Se si fa una media considerando il range di velocità 1500-6000 rpm, al liquido di raffreddamento sono ceduti 24,5 kW, ai gas di scarico 64,2 kW, all'olio lubrificante 5 kW. L'efficienza termica ha un massimo in corrispondenza di 3500 rpm. La quantità di energia che viene persa diminuisce ai bassi carichi e alle basse velocità.

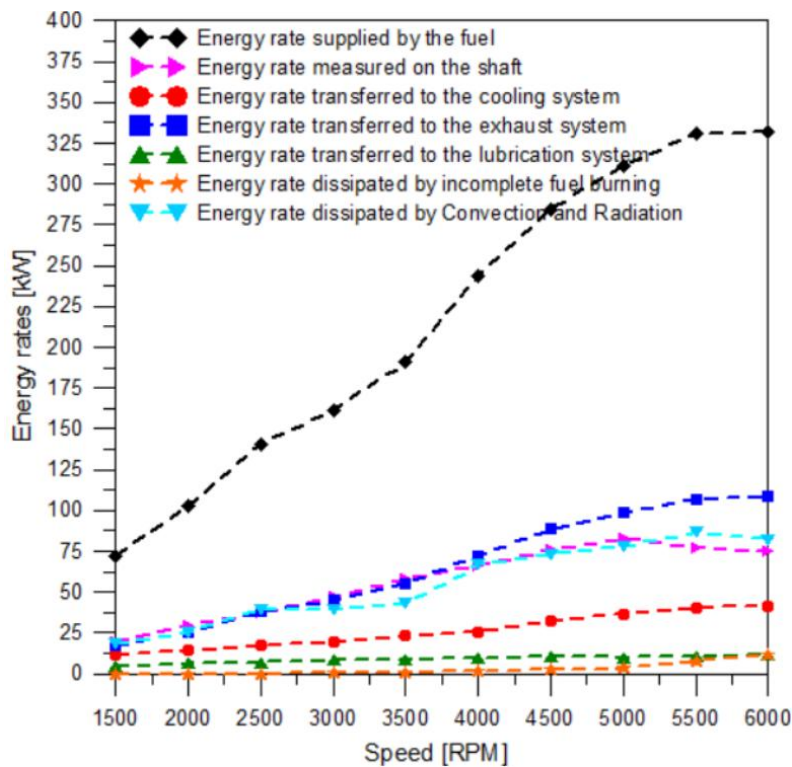


Figura 3.4. Energia termica in condizioni di pieno carico in un motore ad accensione comandata [73].

In un motore a combustione interna sono quindi presenti diverse sorgenti termiche: i gas di scarico, il fluido refrigerante e l'olio lubrificante. In genere l'olio è disponibile a 70-80 °C, il refrigerante a 90-100 °C, i gas di scarico a temperature comprese tra i 200 e i 650°C, a seconda del tipo di motore e del tipo di combustibile [74]. Di solito, nei motori alimentati con gasolio e gas naturale i gas di scarico hanno una temperatura più alta, dal momento che la combustione avviene con una miscela quasi stechiometrica. La temperatura dei gas di scarico dipende molto anche dal tipo di iniezione, mentre la portata

dipende dalla cilindrata, dalla velocità di rotazione del motore e dal tipo di aspirazione [74].

Ci sono delle differenze tra le tre sorgenti termiche, sia in termini di quantitativi che qualitativi. Le fonti con il maggiore potenziale di recupero sono i gas di scarico e il liquido refrigerante. In letteratura, è dedicato ampio spazio soprattutto allo studio di sistemi per il recupero dell'energia termica dai gas di scarico, ma recuperare solo questa energia e non quella del fluido refrigerante determina una perdita considerevole. Il recupero dell'energia può essere diretto o indiretto. Nel caso di recupero indiretto, i gas di scarico (o un'altra fonte di calore) entrano in uno scambiatore di calore, dove cedono l'energia termica ad un altro fluido, che è il fluido di lavoro di un ciclo termodinamico sottoposto o di un motore Stirling. Nel caso di recupero diretto, i gas di scarico sono il fluido di lavoro: è il caso del ciclo Brayton inverso e della tecnologia di turbo-compound.

Recupero diretto	Recupero indiretto
Turbo-compound	Ciclo Stirling
Generatore termoelettrico	Ciclo ORC (Organic Rankine Cycle)
Generatore termoacustico	Cicli combinati
Ciclo Brayton inverso	Cicli flash trilaterali

Tabella 3.1. Tecnologie per il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna.

3.2. Il recupero indiretto

3.2.1. Gli impianti di recupero energetico basati su ORC (Organic Rankine Cycle)

Gli impianti che si basano su ciclo Rankine a fluido organico sono molto promettenti per il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna. Rispetto ad altri tipi di tecnologie, gli ORC (Organic Rankine Cycle) hanno una struttura semplice, sono caratterizzati da affidabilità e facilità di manutenzione, e sono molto adatti al recupero dell'energia termica a media e bassa temperatura: non solo l'energia dei gas di scarico, ma anche quella ottenuta da fonti rinnovabili, come l'energia solare, l'energia geotermica e l'energia da biomassa [75]. Nella sua configurazione più semplice, un impianto a ciclo ORC è composto dagli stessi quattro componenti di un impianto Rankine a vapore: un evaporatore, un espansore, una pompa e un condensatore. Dopo essere stato compresso dalla pompa, il fluido di lavoro entra nell'evaporatore, dove riceve calore dalla sorgente termica superiore fino ad arrivare allo stato di vapore surriscaldato. Il fluido aziona un espansore, da cui si ottiene energia meccanica. L'energia meccanica è convertita in energia elettrica da un generatore. Infine, il fluido di lavoro entra nel condensatore, dove cede calore alla sorgente termica inferiore, fino a ritornare nelle condizioni iniziali.

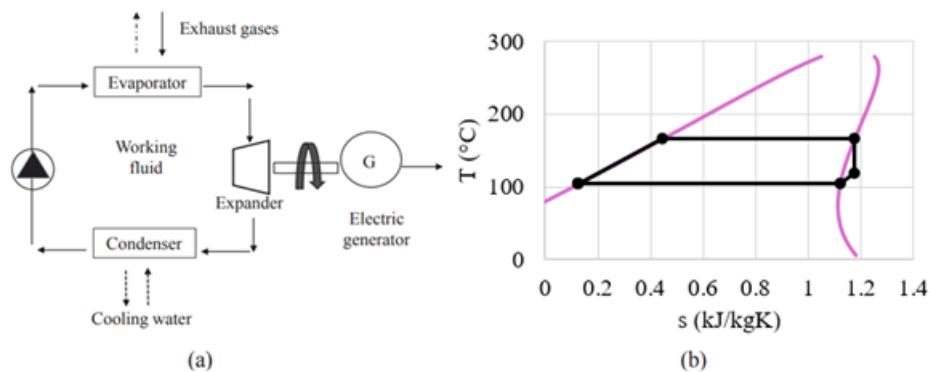


Figura 3.5. Schema di impianto ORC (a); ciclo nel piano T-s [76]

3.2.1.1. Il fluido di lavoro negli impianti a ciclo ORC

Negli impianti a ciclo Rankine convenzionali, il fluido di lavoro è l'acqua, perché ha diverse caratteristiche che la rendono adatta a essere impiegata negli impianti per la produzione di energia elettrica: ha un elevato calore latente di vaporizzazione, un alto calore specifico, una buona stabilità termica e chimica; può lavorare in un ampio range di temperature; è un fluido sicuro per l'ambiente e per le persone; è economico e disponibile in grandi quantità. L'acqua non si presta invece ad essere impiegata come fluido di lavoro negli impianti per la produzione di energia elettrica di piccola taglia, che sfruttano come sorgente termica superiore fonti di calore a bassa temperatura (70-300°C). Per queste applicazioni sono più adatti i fluidi organici (refrigeranti, idrocarburi, perfluorocarburi), che hanno un alto peso molecolare e bassa temperatura di ebollizione, caratteristiche che li rendono particolarmente adatti agli impianti ORC, dal momento che passano nello stato di vapore a temperature molto più basse di quanto accade per l'acqua, a parità di pressione. Per fare un confronto, alla pressione di 8 bar l'acqua vaporizza a 170 °C; alla stessa pressione, il fluido organico R245fa vaporizza a 80,5°C.

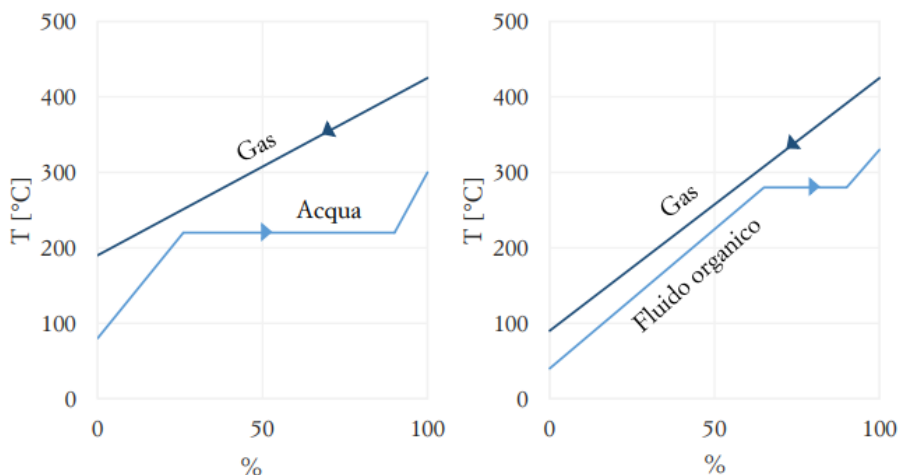


Figura 3.6. Curve di scambio termico tra i gas di scarico e l'acqua (a sinistra); curve di scambio termico tra i gas e il fluido organico (a destra).

A seconda della pendenza della curva del vapore saturo nel piano T-s (ds/dT), i fluidi si classificano in tre categorie: sono fluidi bagnati, se la pendenza della curva è positiva ($ds/dT > 0$); sono fluidi secchi se la pendenza è negativa ($ds/dT < 0$); sono fluidi isoentropici se la pendenza è nulla, cioè se la curva è verticale ($ds/dT = 0$) (Figura 3.7a). L'acqua, che è un fluido con pendenza della curva di vapore saturo negativa, negli impianti a ciclo Rankine convenzionali deve necessariamente raggiungere un elevato grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore (circa 200°C). In questo modo aumenta il rendimento del ciclo, ma soprattutto aumenta il titolo di fine espansione, che deve essere di poco inferiore a 1. In caso contrario, le gocce di liquido potrebbero creare problemi alla turbina, erodendone le palette e riducendone le prestazioni. Negli impianti ORC, poiché le sorgenti termiche sono a bassa temperatura, non è possibile raggiungere un elevato grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore: per questo motivo è preferibile impiegare fluidi secchi o isoentropici. Tuttavia, un fluido con una curva di vapore saturo a forte pendenza positiva ha ancora un elevato grado di surriscaldamento in uscita dall'espansore, con la conseguenza di avere una maggiore quantità di energia termica da smaltire al condensatore, e quindi un'efficienza più bassa. Il problema può essere superato introducendo nell'impianto uno scambiatore di calore di recupero, all'interno del quale il fluido in uscita dall'espansore preriscalda il fluido in uscita dalla pompa, prima che entri nell'evaporatore.

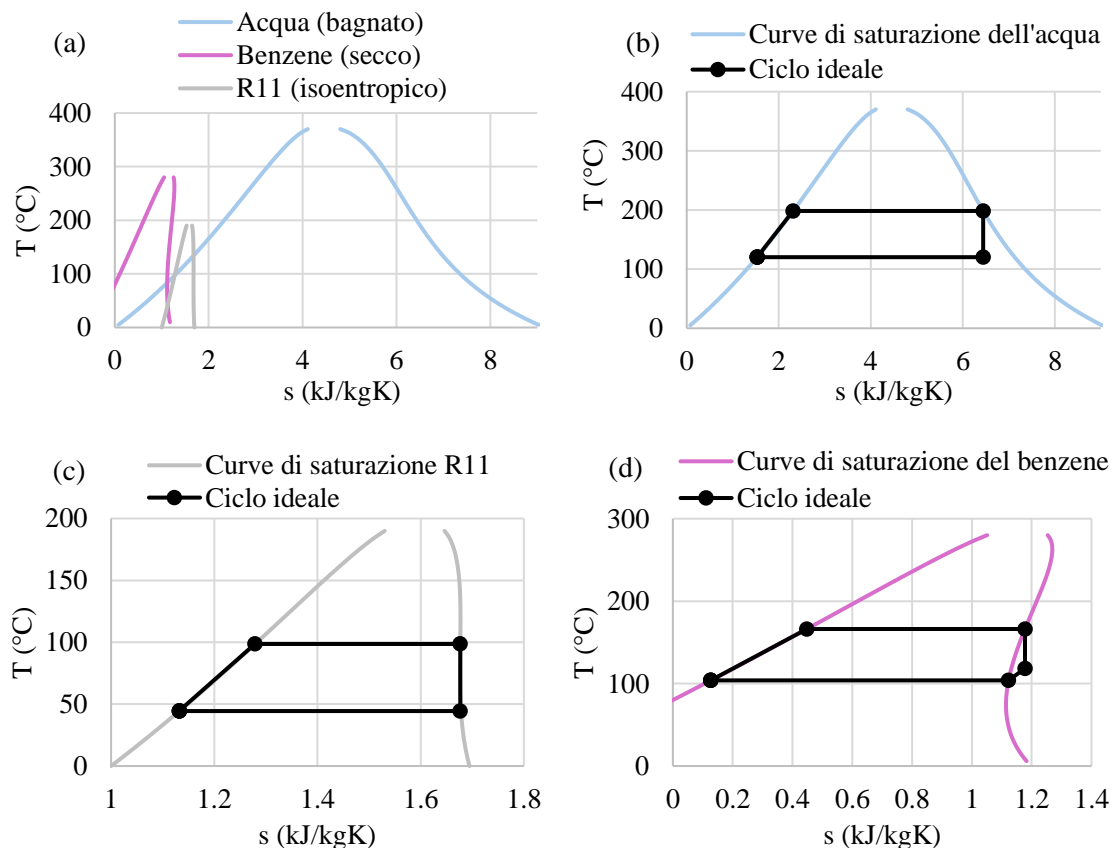


Figura 3.7. Curve di saturazione di un fluido bagnato, secco e isoentropico (a); ciclo Rankine per un fluido bagnato (b); ciclo Rankine per un fluido isoentropico (c); ciclo Rankine per un fluido secco (d).

La scelta del fluido organico è una delle più critiche in fase di progettazione di un impianto ORC, poiché ci sono numerosi aspetti da prendere in considerazione: non solo le proprietà termofisiche del fluido (calore latente di vaporizzazione, densità, calore specifico, punto critico, viscosità), ma anche l'impatto ambientale, la sicurezza, i costi e la disponibilità.

Il fluido organico dovrebbe avere un alto calore latente di vaporizzazione, in modo da assorbire un'elevata quantità di calore dalla sorgente termica superiore nella fase di vaporizzazione. Nel caso dei fluidi isoentropici e dei fluidi secchi con piccola pendenza positiva, alla fine dell'espansione il fluido è in condizioni molto vicine a quelle di vapore saturo oppure ha un surriscaldamento molto piccolo, dal momento che buona parte dell'energia termica della sorgente superiore è stata spesa per il cambiamento di fase: in questo caso non è necessario ricorrere a uno scambiatore di recupero. Inoltre, all'aumentare del calore latente aumenta l'area racchiusa dal ciclo, e quindi il lavoro ottenuto. Tuttavia, un alto calore latente di vaporizzazione si traduce in una maggiore distanza tra le curve di scambio termico del fluido di lavoro e della sorgente termica: una maggiore differenza di temperatura tra i due fluidi comporta una minore efficienza di scambio termico.

Il fluido organico dovrebbe anche avere un'alta densità, perché una densità più alta permette di diminuire, a parità di potenza ottenuta, la portata di fluido di lavoro, con la conseguenza di diminuire la potenza consumata dalla pompa.

Il fluido di lavoro deve operare in un range di temperature che sia adatto alle caratteristiche della sorgente termica. Il parametro che dà informazioni sul range di operabilità del fluido è la sua temperatura critica, che nel piano T-s corrisponde al picco della campana di saturazione. Se l'impianto lavora in condizioni subcritiche, la temperatura critica deve essere più alta della temperatura della sorgente termica: se la temperatura critica è molto più alta di quella della sorgente termica, la temperatura di evaporazione del fluido si abbassa, con il risultato di peggiorare il rendimento del ciclo; se invece la temperatura critica è molto più bassa, si può ottenere una buona efficienza solo nel caso in cui la temperatura e la pressione di evaporazione del fluido organico siano vicine a quelle critiche, ma questo comporta un aumento dell'entalpia molto contenuto nell'evaporatore [77]. Il punto di congelamento del fluido – cioè la temperatura di passaggio allo stato solido, per una data pressione – deve essere più basso della temperatura minima che si raggiunge nel ciclo.

Un altro aspetto da valutare è il range di pressioni del fluido nel ciclo: pressioni alte diminuiscono l'affidabilità dell'impianto e ne aumentano i costi [78].

La capacità termica del fluido organico in fase liquida dovrebbe essere bassa: in questa situazione la curva di liquido saturo è quasi verticale, con il vantaggio di avere in ingresso all'evaporatore liquido saturo e non sottoraffreddato.

Anche la viscosità del fluido dovrebbe essere bassa, sia in fase liquida che in fase vapore, in modo da limitare la potenza necessaria alle pompe per la circolazione del fluido.

La conducibilità termica deve essere elevata, per avere elevati coefficienti di scambio termico sia nella trasformazione di espansione che di condensazione.

Il fluido organico dovrebbe avere un impatto ambientale basso o nullo. I parametri che permettono di valutarlo sono il GWP (Global Warming Potential) e l'ODP (Ozone Depletion Potential): il primo esprime il contributo di una sostanza all'effetto serra, il secondo esprime la capacità di una sostanza di provocare una diminuzione localizzata della concentrazione dell'ozono stratosferico. Il fluido dovrebbe essere sicuro, cioè non tossico, non infiammabile e non corrosivo. Altri aspetti da considerare sono il costo e la disponibilità.

Fluido	Temperatura punto triplo (°C)	Temperatura normale di ebollizione (°C)	Temperatura punto critico (°C)	Pressione punto critico (bar)	Densità punto critico (kg/m ³)
R134a	-103.3	-26.07	101.06	4.06	512
R123	-107.15	27.82	183.68	3.66	550
R245fa	-102.10	15.14	154.01	3.65	516.08
R227ea	-128.60	-16.34	101.75	2.93	594.25

Tabella 3.2. Proprietà di alcuni fluidi organici [79].

Fluido	Efficienza exergetica (%)	Efficienza termica (°C)	Efficienza isoentropica (°C)	Pel (kW)
R134a	21	6.1	52	0.40
R123	19	5.5	52	0.06
R245fa	19	5.4	52	0.10
R227ea	20	5.6	51	0.20

Tabella 3.3. Efficienze e potenza elettrica prodotta dall'impianto ORC per diversi fluidi organici [80].

Il fluido di lavoro può essere puro oppure può essere una miscela, cioè una combinazione di due o più fluidi secondo un determinato rapporto in massa [77]. È infatti possibile migliorare le prestazioni termodinamiche di un fluido puro, miscelandolo con opportune quantità di un fluido con migliori proprietà termodinamiche ma che, per le sue caratteristiche di sicurezza o di impatto ambientale, non può essere impiegato come fluido di lavoro [81]. È più conveniente usare le miscele zeotropiche, cioè miscele per le quali il passaggio di fase avviene a pressione costante e temperatura variabile, perché permettono di ridurre le irreversibilità di scambio termico e di migliorare il rendimento exergetico [77].

Tra i più importanti parametri da considerare per le prestazioni del ciclo ci sono la pressione di evaporazione, il surriscaldamento, il sottoraffreddamento e la velocità dell'espansore [82]. A parità di portata del fluido di lavoro e di potenza termica disponibile nei gas di scarico, la pressione di evaporazione determina il grado di surriscaldamento e la pressione del fluido in ingresso all'espansore, da cui dipende la potenza prodotta dall'unità. All'aumentare della pressione e della temperatura di

evaporazione, il rendimento del ciclo migliora, ma peggiora l'efficienza di scambio termico e aumentano le perdite per sottoespansione nell'espansore [83].

Dal grado di surriscaldamento dipendono la temperatura in ingresso all'espansore, il titolo di fine espansione e la potenza di impianto. Il surriscaldamento dipende a sua volta dalla portata del fluido di lavoro, che è controllata dalla velocità di rotazione della pompa: quando la velocità aumenta, la portata di fluido aumenta e il surriscaldamento diminuisce. Il grado di surriscaldamento che ottimizza le prestazioni dell'unità è diverso a seconda del fluido di lavoro e del tipo di espansore. In generale, si ottengono migliori prestazioni con bassi valori, che comunque devono essere tali da escludere la formazione di liquido a fine espansione [82].

La velocità di rotazione dell'espansore deve essere stabilita in modo da ottenere la massima efficienza del dispositivo nei punti di funzionamento previsti. Se l'albero dell'espansore è collegato meccanicamente all'albero del motore, si deve ottimizzare il rapporto di trasmissione in modo che l'espansore lavori nei punti di massimo rendimento; se invece l'espansore aziona un generatore elettrico con inverter, è possibile far variare la velocità dell'espansore in modo da massimizzarne le prestazioni [82].

A parità di grado di surriscaldamento e di potenza termica disponibile nei gas, quando il sottoraffreddamento diminuisce, la portata massica di fluido di lavoro aumenta, e di conseguenza aumenta la potenza prodotta. Se invece sono fissate la portata del fluido e l'energia termica nei gas, a una riduzione del sottoraffreddamento corrisponde un aumento del surriscaldamento e, di nuovo, un aumento della potenza. Quindi per ottenere migliori prestazioni dell'unità ORC il grado di sottoraffreddamento dovrebbe essere il più basso possibile. Tuttavia, il sottoraffreddamento e la pressione di condensazione sono dipendenti: quando diminuisce il primo aumenta la seconda, che invece dovrebbe essere mantenuta al più basso valore possibile se si vuole migliorare il rendimento del ciclo. Infatti, quando la pressione e la temperatura di condensazione aumentano, migliora l'efficienza di scambio termico con la sorgente inferiore, ma diminuiscono il salto entalpico smaltito dall'espansore e l'efficienza dell'espansione: complessivamente la potenza netta prodotta dall'unità diminuisce. Quindi esiste una combinazione sottoraffreddamento-pressione di condensazione che massimizza le prestazioni dell'unità [82]. Il sottoraffreddamento dipende anche dalla portata e dalla temperatura della sorgente termica inferiore del ciclo: se la sorgente fredda è l'aria esterna, la temperatura minima del ciclo cambia in base alle condizioni dell'ambiente esterno e alla velocità del veicolo.

3.2.1.2. I componenti negli impianti a ciclo ORC

Un altro aspetto chiave degli impianti ORC, da cui dipendono le prestazioni, è la scelta dei componenti. I componenti più importanti sono gli scambiatori di calore, l'espansore e la pompa. Le prestazioni di un sistema ORC dipendono sia dalla capacità dell'evaporatore di estrarre calore dalla sorgente termica e di trasferirlo al fluido di lavoro, sia dalla selezione, dal dimensionamento e dal funzionamento efficiente dell'espansore al variare dei livelli di pressione e delle portate massiche [76].

Gli scambiatori di calore sono scambiatori in cui avviene un passaggio di fase, come l'evaporatore e il condensatore, oppure sono scambiatori monofase. Gli scambiatori più

comunemente impiegati in un impianto ORC sono gli scambiatori a fascio tubiero e gli scambiatori a piastre.

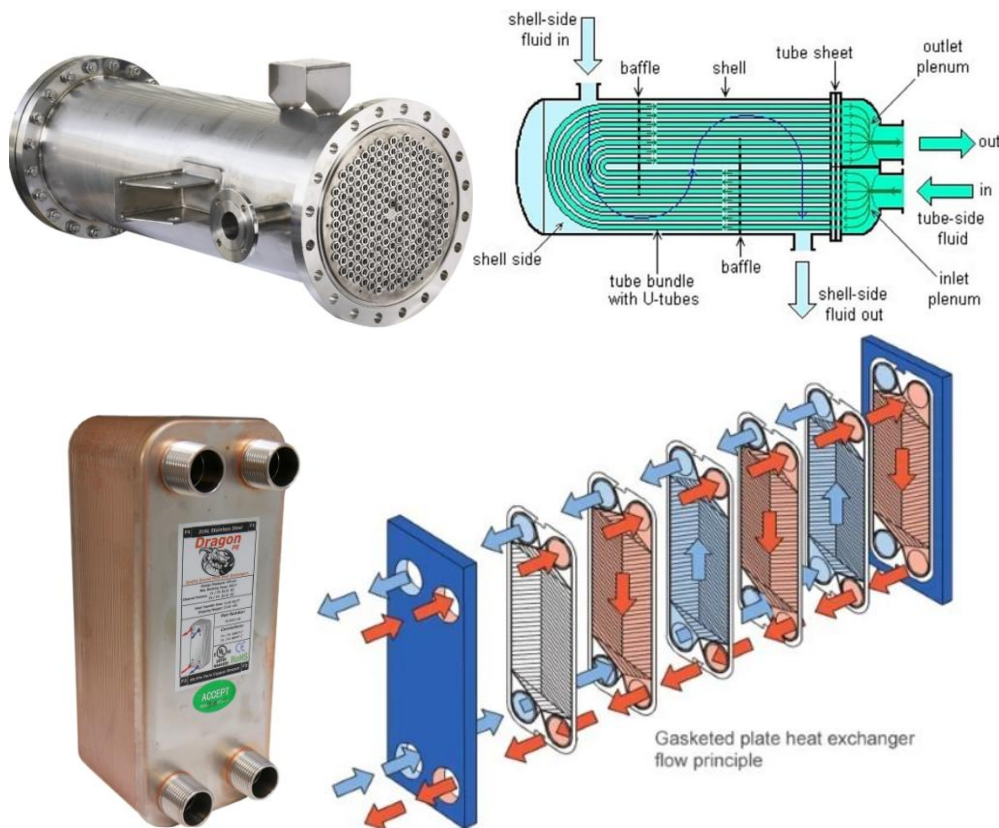


Figura 3.8. Scambiatori a fascio tubiero (in alto); scambiatori a piastre (in basso).

Negli scambiatori a fascio tubiero, la superficie di scambio termico è la superficie esterna di uno o più tubi. Lo scambiatore è costituito da un fascio di tubi collocati all'interno di un mantello cilindrico, che ha l'asse parallelo a quello dei tubi. Lo scambio termico avviene tra il fluido che scorre nei tubi e quello che scorre nello spazio compreso tra la superficie esterna dei tubi e quella interna del mantello. Due testate poste alle estremità anteriore e posteriore del corpo cilindrico svolgono la funzione di raccogliere il fluido, prima che entri nei tubi e all'uscita. Dei diaframmi saldati al mantello, generalmente posti in direzione ortogonale al suo asse, aumentano il livello di turbolenza del flusso e di conseguenza i coefficienti di scambio termico. Sono scambiatori caratterizzati da una certa flessibilità, dal momento che lunghezza, diametro e disposizione dei tubi possono essere facilmente modificati. Possono essere progettati in modo da resistere sia a elevate differenze di pressione tra i due fluidi, sia ad alte pressioni di entrambi i fluidi [84]. In generale, sono adatti a lavorare ad alte pressioni e in impianti di grande taglia, ma hanno lo svantaggio di avere un peso e un volume elevati, e un basso coefficiente di scambio termico [85].

Uno scambiatore a piastre è composto da piastre metalliche sottili di forma rettangolare, ciascuna delle quali ha quattro fori, uno in corrispondenza di ogni angolo. Le piastre sono compresse tra un elemento di chiusura fisso, che ha le porte di collegamento per l'ingresso

dei fluidi, e un elemento di chiusura mobile, che viene usato in fase di montaggio per comprimere le piastre [84]. Ciascuna piastra ha una guarnizione in gomma lungo il bordo esterno, e intorno a due dei quattro fori. Quando le piastre sono compresse, le guarnizioni le tengono separate a una distanza di pochi millimetri. Gli spazi tra una piastra e l'altra sono i canali nei quali scorrono, in modo alternativo, il fluido caldo e il fluido freddo. Le guarnizioni compresse svolgono la funzione di tenuta: quelle lungo il bordo evitano le dispersioni del fluido verso l'esterno, quelle intorno ai fori impediscono a uno dei due fluidi l'accesso al canale [84,86]. I canali sono attraversati in modo alternato dai due fluidi, e ciascuna piastra è a contatto per un lato con il fluido caldo, per l'altro con il fluido freddo. Le piastre sono corrugate, e montate in modo che le parti in rilievo siano in contatto in molti punti: questo consente sia di aumentare la resistenza meccanica delle piastre, sia di migliorare lo scambio termico, grazie all'aumento della superficie di scambio e del livello di turbolenza del flusso [84]. Rispetto agli scambiatori tubolari, gli scambiatori a piastre sono più leggeri e compatti. Sono adatti a lavorare con pressioni e temperature medio-basse, perché temperature e pressioni più alte potrebbero deformare le piastre e causare danni frequenti alle guarnizioni [85].

La scelta del tipo di espansore dipende dalle condizioni operative dell'impianto e dalla sua taglia. In generale, gli espansori volumetrici sono i più adatti a lavorare negli impianti ORC di piccola taglia, perché possono operare con portate più piccole, rapporti di pressione più alti e velocità più basse rispetto alle macchine dinamiche [83]. Per bassi livelli di potenza, gli espansori dinamici diventano poco efficienti. Inoltre, la loro velocità di rotazione aumenta molto per bassi carichi.

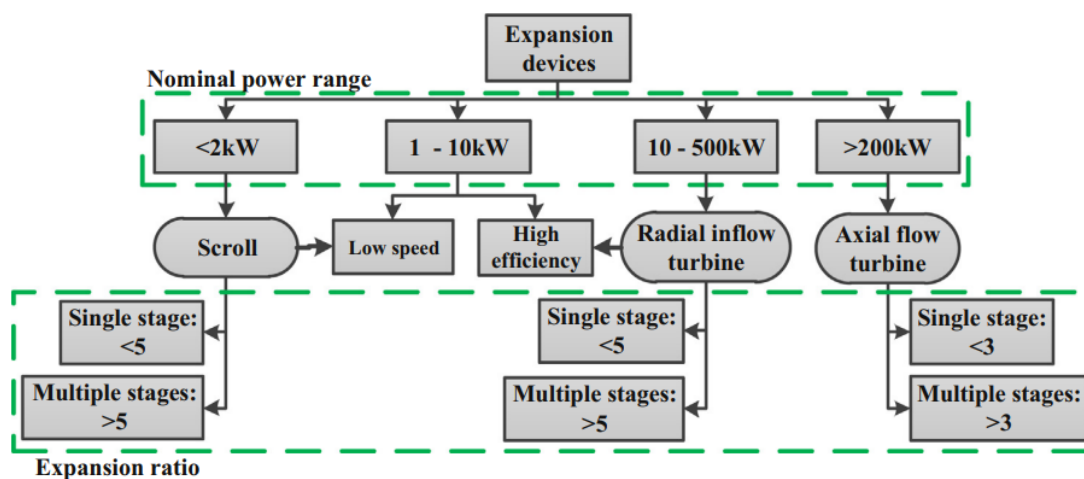


Figura 3.9. Tipo di espansore in funzione della taglia dell'impianto [87].

Gli espansori volumetrici hanno un rapporto di espansione fisso, che dipende dalla geometria. Se il rapporto di espansione che si vorrebbe ottenere nel ciclo è diverso da quello nominale dell'espansore, si verificano perdite per sovraespansione o per sottoespansione, che possono ridurre l'efficienza della trasformazione. Altre cause di riduzione del rendimento di espansione sono l'attrito, le perdite di carico, le dispersioni

del fluido interne alla macchina e gli scambi di energia termica con l'esterno [88]. Gli espansori volumetrici si differenziano per geometria e tipo di moto del rotore, e si classificano in scroll, screw, rotativi a palette e a piston. L'espansore scroll è costituito da due spirali, una fissa e l'altra mobile. Le due spirali si trovano in una posizione reciproca di eccentricità fissa, con una differenza di fase di 180° [89]. La loro posizione reciproca definisce dei volumi, che svolgono la funzione di camere di aspirazione, di espansione e di scarico [90]. Il fluido, entrato nel volume centrale di aspirazione, guida il movimento di rotazione e di traslazione della spirale mobile che, spostandosi, definisce dei volumi sempre più grandi. In questi volumi il fluido espande, muovendosi radialmente verso l'esterno. Gli scroll possono essere compliant o cinematicamente rigidi. Nel primo caso, le spirali sono sempre in contatto durante il moto, e devono essere lubrificate per limitarne l'usura. Nel secondo caso, non c'è contatto diretto tra le due spirali e non c'è bisogno della lubrificazione [88]. Gli scroll hanno una struttura più complessa rispetto ad altri tipi di espansori volumetrici; hanno un rapporto di espansione compreso tra 1,5 e 4, e possono lavorare fino a 80 bar di pressione e 180°C di temperatura [91]. Sono tra gli espansori che più spesso si trovano nelle unità ORC: hanno poche parti in movimento, sono affidabili e il range di potenze ottenibili è abbastanza esteso [92].

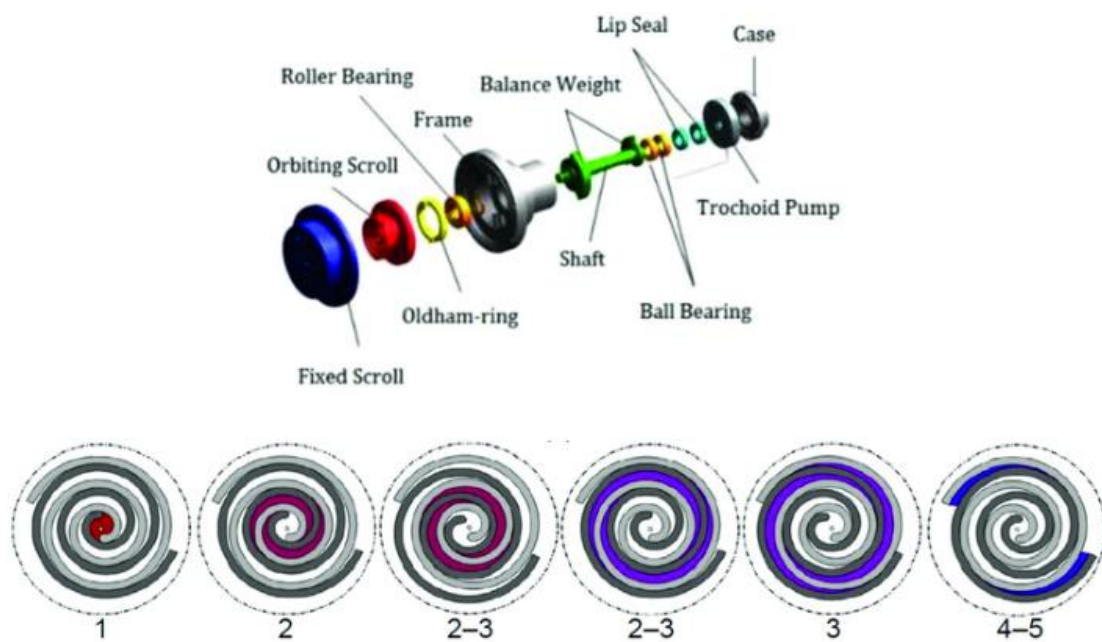


Figura 3.10. Espansore scroll [93].

L'espansore screw a doppia vite è costituito da due rotori elicoidali lobati, uno principale e l'altro di uscita, interamente racchiusi in un intelaiamento. Le camere di lavoro sono definite da due lobi successivi dei rotori e dal telaio che li racchiude. Il fluido, che entra dalla porta di aspirazione posta a un'estremità dei rotori, aziona il rotore principale, che a sua volta mette in rotazione quello di uscita. Durante la rotazione la linea di contatto tra i rotori si allontana e il fluido attraversa volumi sempre più grandi, fino a essere espulso

alla seconda estremità, dove il volume è massimo perché lo spazio tra i lobi di un rotore è completamente libero dall'altro rotore [94]. Gli espansori screw hanno una struttura semplice, ma costi relativamente alti; hanno un rapporto di espansione compreso tra 2 e 8, e diversamente da altri tipi di espansori volumetrici possono coprire un ampio range di potenze [91].

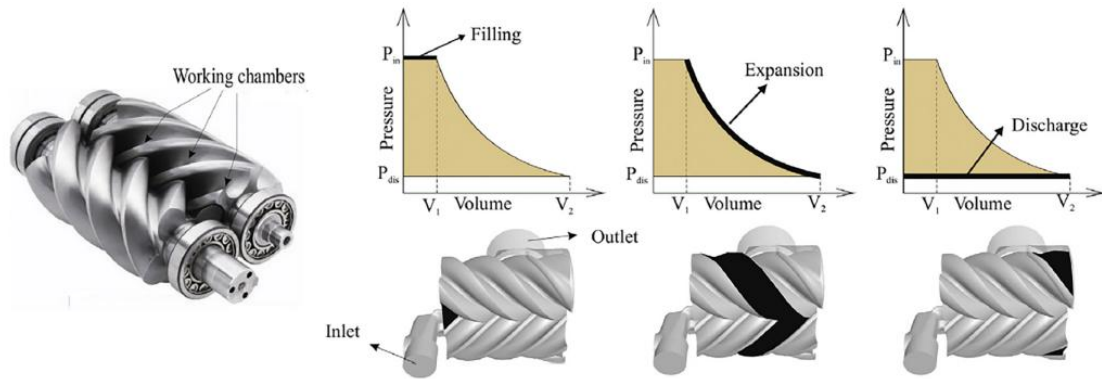


Figura 3.11. Espansore screw [95].

L'espansore rotativo a palette ha uno statore cilindrico in cui è alloggiato, con asse sfalsato, un rotore, nel quale sono ricavate delle cave radiali o oblique, ciascuna delle quali ospita una palette [96]. I volumi nei quali scorre il fluido sono delimitati dalle palette, che durante la rotazione aderiscono alla cassa statorica per effetto delle forze centrifughe. Data l'eccentricità tra l'asse del rotore e quello dello statore, i volumi definiti dalle palette sono variabili: durante il giro passano da un minimo a un massimo, e poi di nuovo da un volume massimo a un minimo. Trattandosi di un'espansione, l'aspirazione del fluido deve avvenire in corrispondenza del volume minimo del vano, e lo scarico in corrispondenza del volume massimo: la posizione angolare delle porte di aspirazione e scarico è uno degli aspetti della macchina più importanti da definire [96]. Rispetto ad altri espansori, i rotativi a palette hanno una struttura più semplice e sono più economici. Hanno un rapporto di espansione compreso tra 2 e 8, e possono lavorare ad alte pressioni e temperature: fino a 80 bar e 150°C rispettivamente. Le perdite sono dovute principalmente all'attrito e alle dispersioni del fluido nella macchina [91].



Figura 3.12. Espansore rotativo a palette [97].

Gli espansori a pistoni possono essere di tipo rotativo o alternativo. Quelli di tipo rotativo sono costituiti da un cilindro all'interno del quale si trova un pistone, montato eccentricamente rispetto al cilindro. Il pistone è dotato di una paletta strisciante che separa la camera di espansione in due zone, una di alta pressione e una di bassa pressione: la prima collegata all'ingresso del fluido, la seconda allo scarico. Dopo la fase di aspirazione, nella quale una parte del fluido viene introdotta nella camera di alta pressione, il fluido causa il moto rotativo del pistone, convertendo la sua energia di pressione in energia meccanica. Il movimento relativo del pistone e del cilindro individua una camera di geometria variabile, che permette al fluido di espandersi.

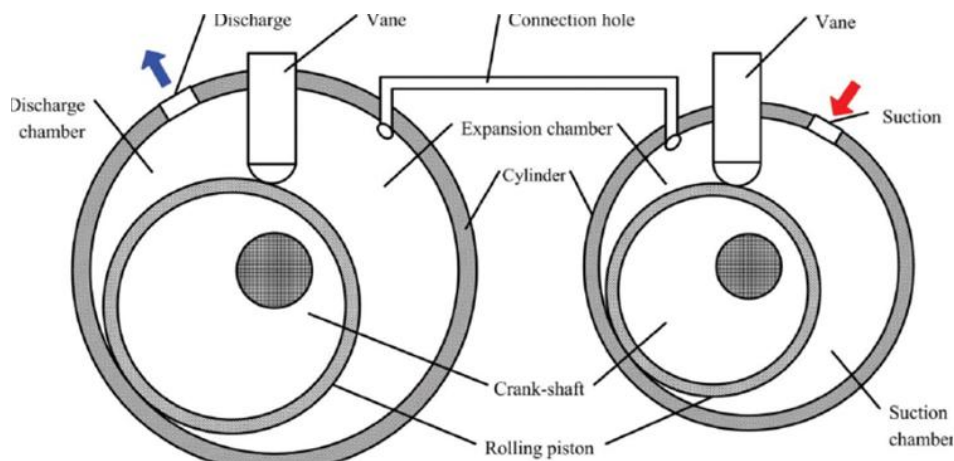


Figura 3.13. Espansore rotativo a pistoni [98].

Gli espansori alternativi a pistoni sono costituiti da uno o più cilindri, in ciascuno dei quali un pistone si muove in modo alternativo dal punto morto superiore al punto morto inferiore. Nella fase di aspirazione, la valvola di aspirazione si apre mentre il pistone si trova al punto morto superiore. Durante la fase di espansione, il fluido espande spingendo il pistone al punto morto inferiore. Infine, il fluido esce dal cilindro attraverso la valvola

di scarico, e il pistone torna al punto morto superiore. Gli espansori si differenziano in base al tipo di flusso all'interno del cilindro, che può essere unidirezionale o incrociato, a seconda che la valvola di scarico si trovi vicino alla testata come la valvola di alimentazione, oppure all'estremità opposta della testata [90].

Gli espansori alternativi sono più compatti e meno rumorosi dei rotativi. Tuttavia, la loro struttura è resa più complessa dalla presenza delle valvole. In generale, gli espansori a pistoni hanno un rapporto di espansione volumetrico compreso tra 5 e 14. La velocità di rotazione è più bassa rispetto agli altri espansori volumetrici (600-2000 rpm), e ciò elimina la necessità di ricorrere ad un riduttore di giri [91] e anche a un sistema di lubrificazione ausiliario.

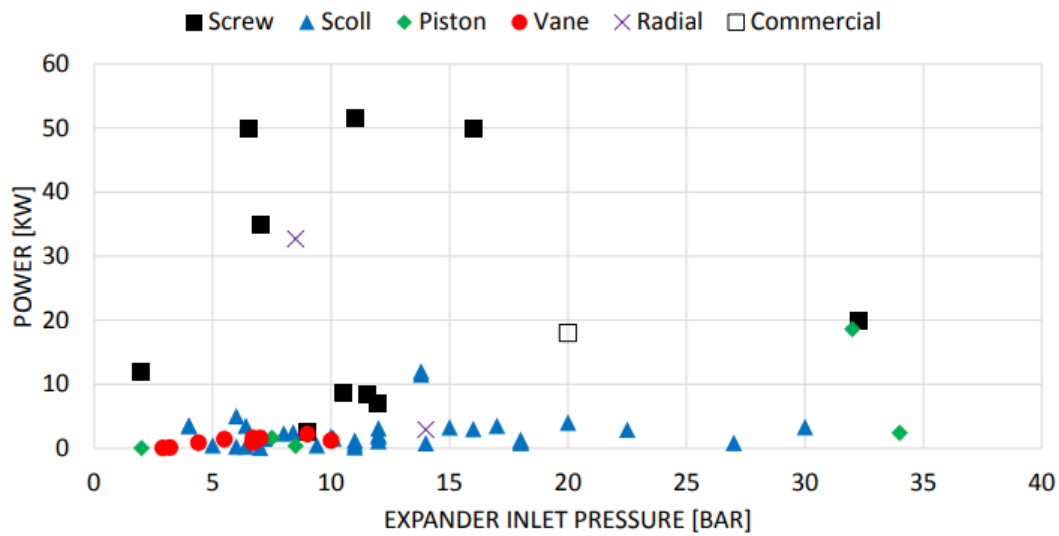


Figura 3.14. Diagramma pressione di aspirazione-potenza per vari tipi di espansori [99].

Tipo	Potenza (kWe)	Vantaggi	Svantaggi
Scroll	1-10	Leggero; bassa velocità di rotazione; assenza di valvole (poco rumoroso).	Necessità di lubrificazione; geometria più complessa rispetto ad altri espansori; perdite per sovra e sotto-espansione nel caso di rapporto di espansione diverso da quello nominale; perdite per attrito, in fase di aspirazione e perdite interne.
Screw	15-200	Capacità di tollerare fluido bifase; basse velocità di rotazione.	Necessità di lubrificazione; difficoltà di produzione a causa delle strette tolleranze; costi elevati; rapporto di built-in limitato dalla lunghezza del rotore
Pistoni	20-100	Capacità di tollerare fluido bifase; elevati rapporti di pressione.	Molte parti in movimento, che causano attrito e usura; peso elevato; necessità di fasatura precisa delle valvole;
Vani rotanti	1-10	Capacità di tollerare il flusso bifase; coppia stabile; struttura semplice.	Necessità di lubrificazione; necessità di tenuta per evitare perdite

Tabella 3.4. Vantaggi e svantaggi di vari tipi di espansori [87].

Per quanto riguarda la pompa, un importante aspetto da considerare è l'efficienza. A differenza di quanto avviene negli impianti a vapore convenzionali, negli ORC la potenza assorbita dalla pompa non si può considerare trascurabile rispetto a quella ottenuta dall'espansione. Il Back Work Ratio, definito come il rapporto tra la potenza spesa dalla pompa e quella prodotta dall'espansore, è molto più grande per i fluidi organici che per l'acqua [100]. Un altro parametro da valutare è l'NPSH (Net positive suction head) della pompa, perché è importante evitare la cavitazione, che danneggia la macchina, riduce la portata circolante e potrebbe rendere necessario l'arresto dell'impianto [101].

3.2.1.3. Configurazioni e criticità

Le configurazioni possibili per un impianto a ciclo ORC sottoposto a un motore a combustione interna sono diverse (Figura 3.15). Nel caso più semplice, il fluido di lavoro riceve calore solo dai gas di scarico, che è l'unica sorgente termica il cui calore viene recuperato. In questo caso, la differenza di temperatura tra il fluido di lavoro e la sorgente termica potrebbe essere molto grande. In un motore a combustione interna esistono altre sorgenti termiche, che sono il fluido refrigerante e l'olio lubrificante. Nella configurazione di Figura 3.15, è presente un altro scambiatore, oltre all'evaporatore e al condensatore, all'interno del quale il fluido di lavoro è preriscaldato dal refrigerante prima che entri nell'evaporatore. Un'altra possibile soluzione è quella che prevede la presenza

di uno scambiatore di recupero, nel quale il contenuto entalpico del fluido di lavoro in uscita dall'espansore viene ceduto al fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore.

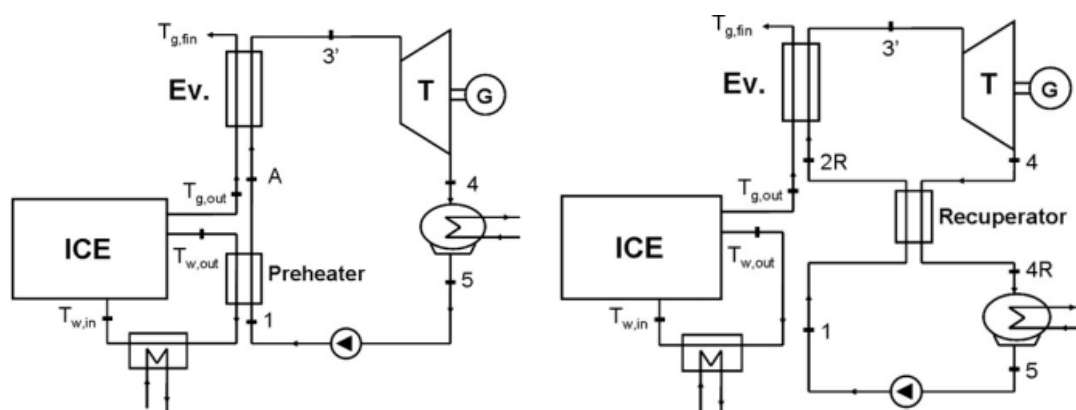


Figura 3.15. Configurazione con scambiatore di recupero nel quale il refrigerante del motore preriscalda il fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore (a sinistra); configurazione con un secondo scambiatore di recupero, nel quale il fluido di lavoro in uscita dall'espansore preriscalda il fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore [102].

L'integrazione dell'unità ORC con il motore presenta delle criticità. Una tra queste è dovuta al fatto che l'unità ORC causa un aumento della contropressione allo scarico del motore. Questo significa che l'espulsione dei gas di scarico dal cilindro deve avvenire a una pressione più alta: aumenta il lavoro di pompaggio e diminuisce la potenza del motore, diminuzione che deve essere compensata da un aumento del consumo di combustibile. Di Battista et al. [103] hanno misurato un aumento della contropressione di 300 mbar e un aumento del consumo di combustibile compreso tra il 2 e il 5%. È possibile mitigare questo effetto minimizzando le perdite di carico nello scambiatore [85], che rappresentano un aspetto critico nell'accoppiamento dell'unità ORC con il motore. Secondo [85], gli scambiatori a fascio tubiero sono responsabili di perdite di carico più basse rispetto agli scambiatori a piastre.

Aggiungendo l'unità ORC al motore, aumenta il peso del veicolo, con la conseguenza di avere un aumento dei consumi: questo aspetto rappresenta un problema soprattutto per i veicoli light-duty [104]. Secondo Di Battista et al. [103], aggiungendo 50 kg ai 3350 di un veicolo light-duty, il consumo di combustibile aumenta dell'1%.

Inoltre, il volume occupato dall'unità ORC non deve portare a una eccessiva riduzione del carico trasportabile dal veicolo. Quando la sorgente termica fredda del ciclo è l'aria esterna, il condensatore ha le stesse dimensioni del radiatore del motore, e occupa uno spazio considerevole. In alternativa, si può usare come sorgente fredda l'acqua di raffreddamento del motore o fluidi dedicati, ma queste soluzioni, che consentono di avere scambiatori di dimensioni più contenute, richiedono la presenza di un ulteriore radiatore, perché la sorgente fredda del ciclo deve comunque essere raffreddata dall'aria esterna [104].

La potenza prodotta dall'unità può essere utilizzata in forma meccanica oppure in forma elettrica. Nel primo caso, l'albero dell'espansore deve essere collegato all'albero del motore attraverso un riduttore di velocità. Il collegamento meccanico deve essere progettato in modo da minimizzare le perdite per attrito e il volume occupato [85]. Nel caso di output elettrico, il generatore elettrico azionato dall'albero del motore alimenta delle utenze o carica una batteria, con vantaggi in termini di semplicità del layout ma, nel caso della carica di una batteria, con perdite ulteriori di energia [104].

Infine, a causa delle fluttuazioni di portata e temperatura delle sorgenti termiche, il sistema lavora molto spesso in condizioni di off-design, con conseguenti riduzioni, rispetto alle condizioni di progetto, della potenza netta prodotta, dell'efficienza di scambio termico e dell'efficienza exergetica. Per ottenere buone prestazioni si deve integrare nel processo un sistema di controllo.

3.2.2. Il motore Stirling

In un motore Stirling, il fluido di lavoro (aria, idrogeno o un altro gas) realizza un ciclo termodinamico, che prevede una compressione isoterma, un riscaldamento isocoro, un'espansione isoterma e un raffreddamento isocoro. Il motore è composto da un cilindro con due pistoni, uno di espansione e uno di compressione, tra i quali si trova uno scambiatore di calore interno, il rigeneratore. Il rigeneratore è una matrice di materiale metallico che svolge la funzione di accumulo termico, rilasciando o assorbendo il calore a seconda della fase del ciclo. Nel cilindro sono presenti anche due elementi di scambio termico, uno per il raffreddamento e uno per il riscaldamento del fluido di lavoro. Durante la compressione isoterma, il pistone di compressione si muove verso il rigeneratore, comprimendo il fluido: la temperatura si mantiene costante perché il calore è dissipato verso l'esterno. Nella fase successiva di riscaldamento isocoro, i due pistoni si muovono in modo simultaneo, così da mantenere costante il volume compreso tra di essi: il fluido di lavoro si sposta dal volume di compressione, compreso tra il pistone di compressione e il rigeneratore, al volume di espansione, compreso tra il rigeneratore e il pistone di espansione, attraversando il rigeneratore e assorbendone il calore. Segue la fase di espansione isoterma: il pistone di espansione si allontana dal rigeneratore per permettere l'espansione del fluido: la temperatura rimane costante perché al fluido viene fornito calore dall'esterno. Infine, durante il raffreddamento isocoro, i due pistoni si muovono in modo simultaneo per riportare il fluido nello spazio di compressione, mantenendo il volume costante: in questa fase il fluido attraversa il rigeneratore, cedendogli calore [105].

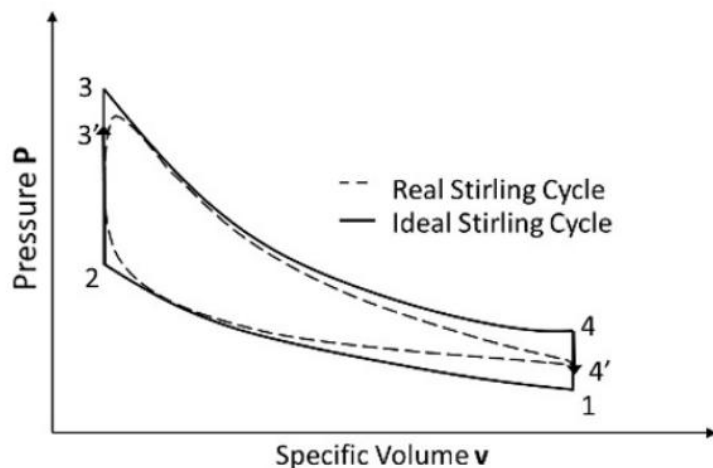


Figura 3.16. Ciclo Stirling ideale e reale nel piano p-V [106].

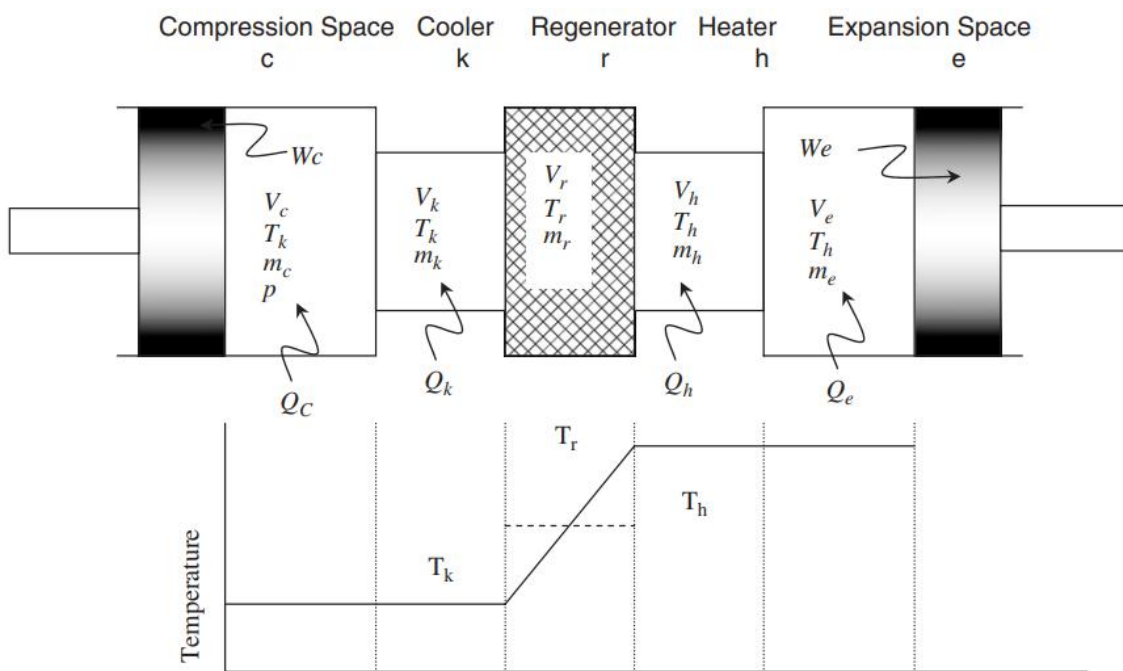


Figura 3.17. Modello ideale del funzionamento del motore Stirling [105].

Il motore Stirling può presentarsi in diverse configurazioni: alfa, beta e gamma. Nella configurazione alfa, entrambi i pistoni contribuiscono al lavoro ottenuto dal motore. I due pistoni sono alloggiati in due cilindri diversi, di cui uno è in contatto termico con la sorgente di alta temperatura, l'altro con la sorgente di bassa temperatura. È la configurazione caratterizzata dal design più semplice dal punto di vista progettuale, ma presenta diversi inconvenienti. Uno tra questi è dovuto al fatto che entrambi i pistoni sono a tenuta, per evitare perdite di fluido di lavoro, ma le guarnizioni hanno una vita utile limitata a causa delle alte temperature. Inoltre, ci sono elevate perdite per attrito. Nella

configurazione beta, ci sono due pistoni, uno motore e uno di spostamento, nello stesso cilindro. Il pistone di spostamento non contribuisce al lavoro utile, ma svolge unicamente la funzione di spostare il gas dallo spazio più caldo a quello più freddo attraverso il rigeneratore. È una configurazione che permette di avere rapporti di compressione più elevati, ma richiede un maggiore sforzo di progettazione [106]. Nella configurazione gamma, sono ancora presenti un pistone di spostamento e uno di potenza, ma sono alloggiati in due cilindri separati, con il vantaggio di avere un sistema di azionamento più flessibile e di più semplice progettazione, ma lo svantaggio di avere spazi morti più grandi rispetto alle altre due configurazioni, che si traducono in un rapporto di compressione più basso e in una potenza inferiore [107].

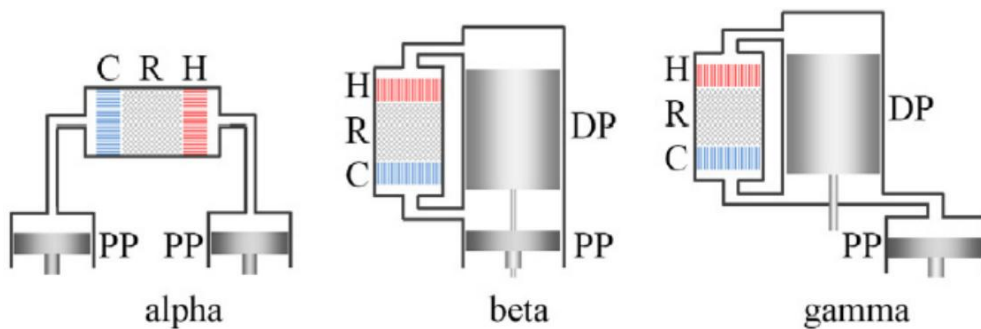


Figura 3.18. Alcune configurazioni per il motore Stirling [107].

Guven et al. [108] hanno realizzato uno studio sperimentale su un motore Stirling sottoposto a un motore diesel di un veicolo heavy-duty. I risultati dello studio mostrano che la configurazione beta è la più efficace grazie alla sua maggiore densità di potenza. Il sistema WHR presentato fornisce oltre l'1,3% della potenza del motore e circa l'1% di riduzione del consumo di combustibile.

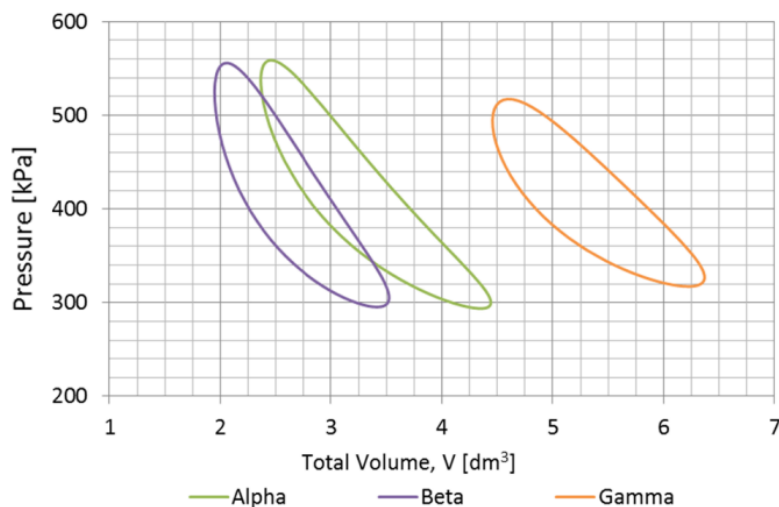


Figura 3.19. Diagramma p-V per le tre configurazioni [108].

Durante il ciclo, il fluido di lavoro, che è aria o un altro gas, riceve energia termica da una fonte di calore esterna, cosa che rende i motori Stirling adatti a lavorare con diversi tipi di fonti, dalle fonti di energia rinnovabile ai gas di scarico di un motore a combustione interna. Dal momento che lo scambio termico avviene a temperatura costante, teoricamente i motori Stirling hanno un'elevata efficienza termica, ma nella realtà l'efficienza non supera il 20-25% [74]. I motori Stirling sono caratterizzati da un design compatto e da facilità di gestione, e la potenza che possono recuperare varia dalle centinaia di Watt ai kW [74].

3.2.3. I cicli flash trilaterali

Un ciclo trilaterale è un ciclo termodinamico in cui l'espansione del fluido di lavoro inizia quando il fluido è nello stato di liquido saturo. Nel processo di scambio termico, il fluido è mantenuto sempre nello stato liquido. Evitando l'ebollizione, la differenza di temperatura tra il fluido di lavoro e la sorgente termica si mantiene sempre molto bassa, e questo permette di minimizzare le irreversibilità dello scambio termico. Infatti, un ciclo trilaterale ha un'efficienza di recupero del calore superiore a quelle di un ciclo ORC [109]. Come nel caso degli impianti che si basano su cicli ORC, sono presenti quattro componenti (una pompa, un espansore e due scambiatori di calore), e il fluido di lavoro è un fluido organico, poiché con l'acqua le basse pressioni che si raggiungerebbero in uscita dall'espansore porterebbero a un aumento delle portate volumetriche, che renderebbero necessari volumi maggiori per il condensatore.

Il principale aspetto critico di un impianto di questo tipo è rappresentato dall'espansore bifase, che è meno efficiente di un espansore che lavora con vapore saturo secco. Se il rendimento dell'espansore non è sufficientemente alto, il guadagno ottenuto in termini di miglioramento del recupero dell'energia termica dalla sorgente di calore può andare perso. Inoltre, lo scambiatore di alta temperatura deve essere più grande, dal momento che c'è una differenza di temperatura piuttosto piccola tra il fluido di lavoro e la sorgente [110]. Infine, senza l'evaporazione del fluido, potrebbe essere necessaria una maggiore portata di fluido di lavoro, che determina un aumento della potenza assorbita dalla pompa [111].

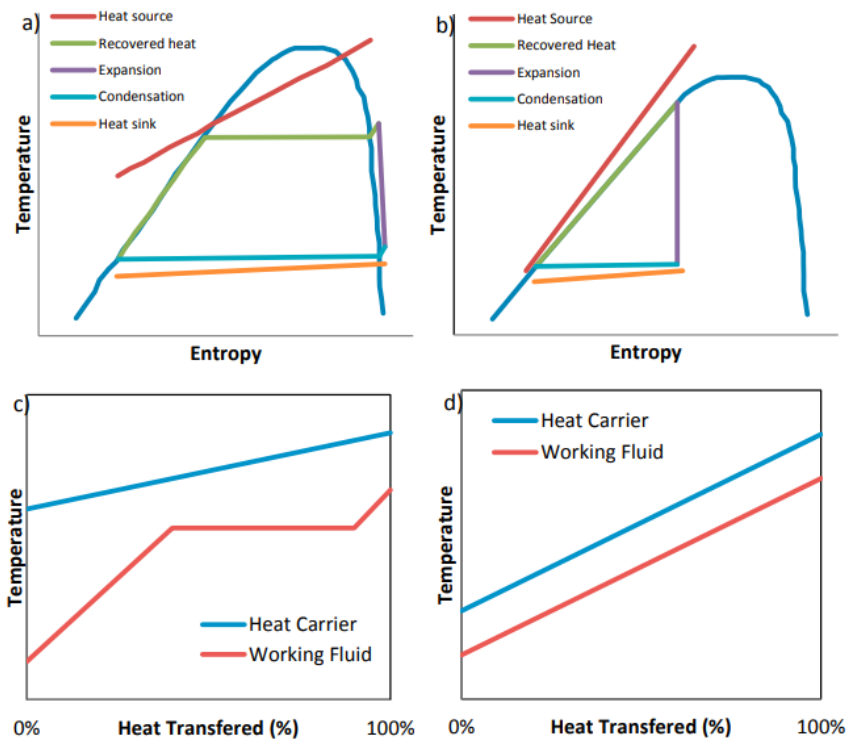


Figura 3.20. Ciclo Rankine (a sinistra); ciclo trilaterale (a destra) [112].

Un ciclo flash permette di superare il principale aspetto critico dei cicli trilaterali convenzionali, cioè l'espansore bifase: in questo caso il fluido viene fatto espandere per laminazione, cioè attraverso una depressurizzazione rapida. A valle della laminazione, la fase vapore è separata dalla fase liquida e fatta espandere in un espansore. Se il fluido di lavoro è organico, l'espansore lavora con un fluido nelle condizioni di vapore surriscaldato o saturo secco, a seconda della forma delle curve di saturazione del fluido.

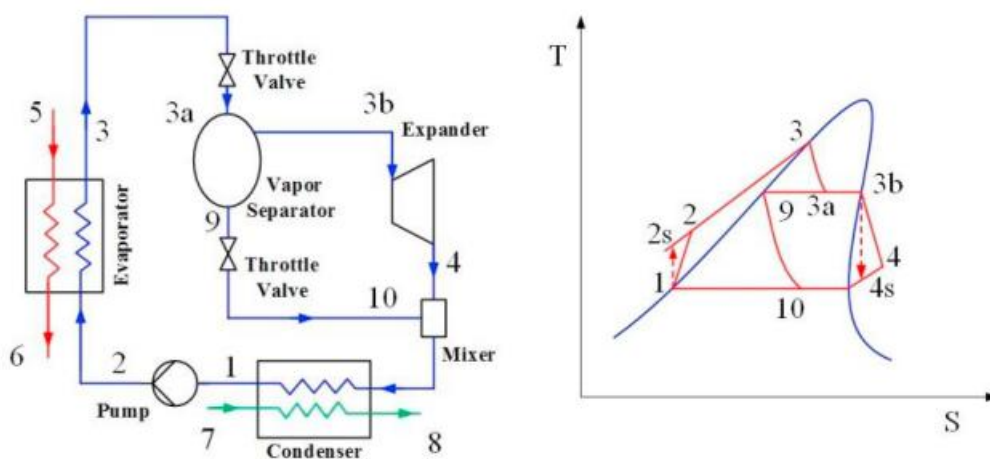


Figura 3.21. Schema di impianto di un ciclo flash (a sinistra); ciclo flash nel piano T-s [113].

3.3. Il recupero diretto

3.3.1. I generatori termoelettrici

I generatori termoelettrici sono dispositivi che convertono in modo diretto l'energia termica in energia elettrica. Il fenomeno fisico su cui si basano è l'effetto Seebeck, che consiste nella generazione di una differenza di tensione alle estremità di un materiale, quando queste sono sottoposte a un gradiente di temperatura.

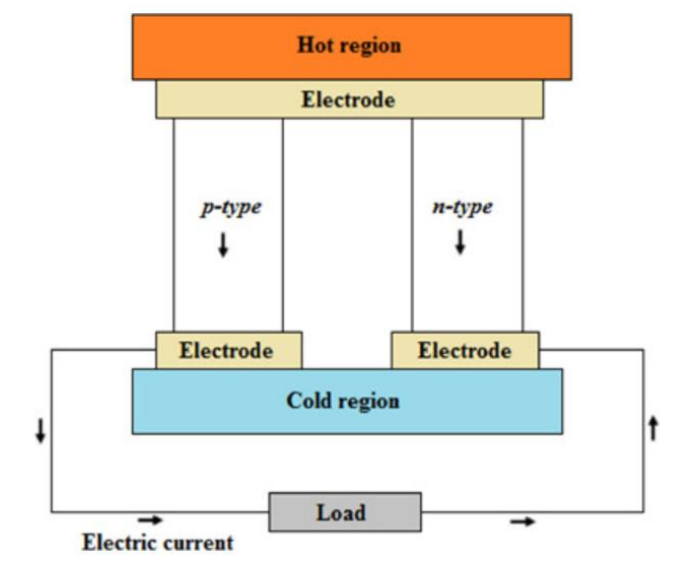


Figura 3.22. Generatore termoelettrico [114].

L'energia elettrica generata è proporzionale alla differenza di temperatura, attraverso una costante che dipende dal materiale e dalla temperatura stessa. Quando due materiali semiconduttori, di tipo p e di tipo n, sono sottoposti a un gradiente di temperatura, nell'estremità a contatto con la sorgente calda si formano delle coppie elettrone-lacuna, in misura maggiore rispetto a quelle che si formano nell'estremità a contatto con la sorgente fredda. Poiché i portatori di carica dell'estremità calda hanno un'energia cinetica maggiore di quelli dell'estremità fredda, si crea un flusso di cariche dall'estremità calda a quella fredda: si genera una differenza di potenziale, e quindi un flusso di potenza elettrica. Per evitarne la ricombinazione, elettroni e lacune dovrebbero muoversi in direzioni opposte, motivo per cui è necessario che il modulo termoelettrico sia composto da materiali semiconduttori di tipo p e di tipo n [114]. I moduli termoelettrici sono collegati elettricamente in serie a formare un generatore termoelettrico.

Nel sistema di recupero dell'energia dei gas di scarico, sul convertitore catalitico è montato uno scambiatore di calore, nel quale confluiscono i gas di scarico. Sullo scambiatore è collocato il generatore termoelettrico, che cattura l'energia termica dei gas e la converte in energia elettrica. A valle del generatore sono presenti un condizionatore

di potenza e una batteria. I dispositivi termoelettrici sono silenziosi e affidabili, e non hanno parti meccaniche in movimento [115].

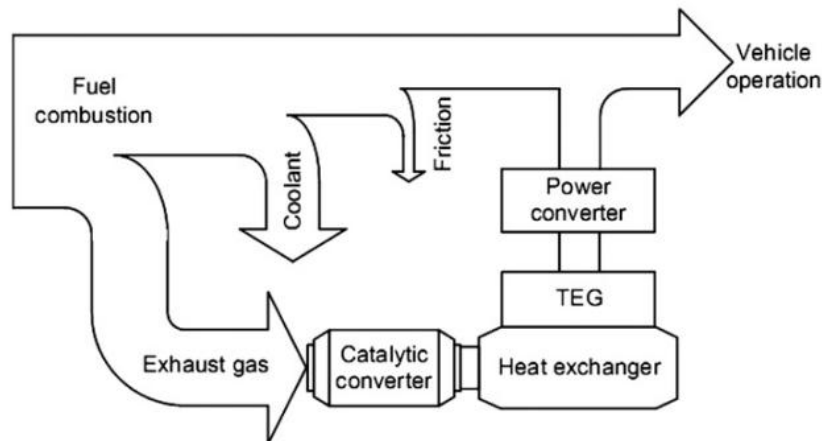


Figura 3.23. Schema di recupero con il generatore termoelettrico [115].

Uno degli aspetti più critici è la bassa efficienza di conversione dell'energia termica in energia elettrica. Il parametro che permette di definire le prestazioni di un materiale termoelettrico è il fattore di merito ZT : l'efficienza di conversione è tanto maggiore quanto più alto è il valore di questo parametro. Z dipende dal coefficiente di Seebeck del materiale e dalla sua conducibilità termica ed elettrica; T è il valore medio delle temperature alle due estremità calda e fredda. Per avere buone prestazioni, il materiale dovrebbe avere un elevato coefficiente di Seebeck, un'elevata conducibilità elettrica e una bassa conducibilità termica: i materiali con caratteristiche simili sono i semiconduttori.

I miglioramenti nell'efficienza di conversione possono essere ottenuti attraverso variazioni della conducibilità termica, aspetto su cui si concentra maggiormente la ricerca scientifica [116]. La Figura 3.24 mostra come varia l'efficienza di conversione al variare della temperatura e del parametro ZT .

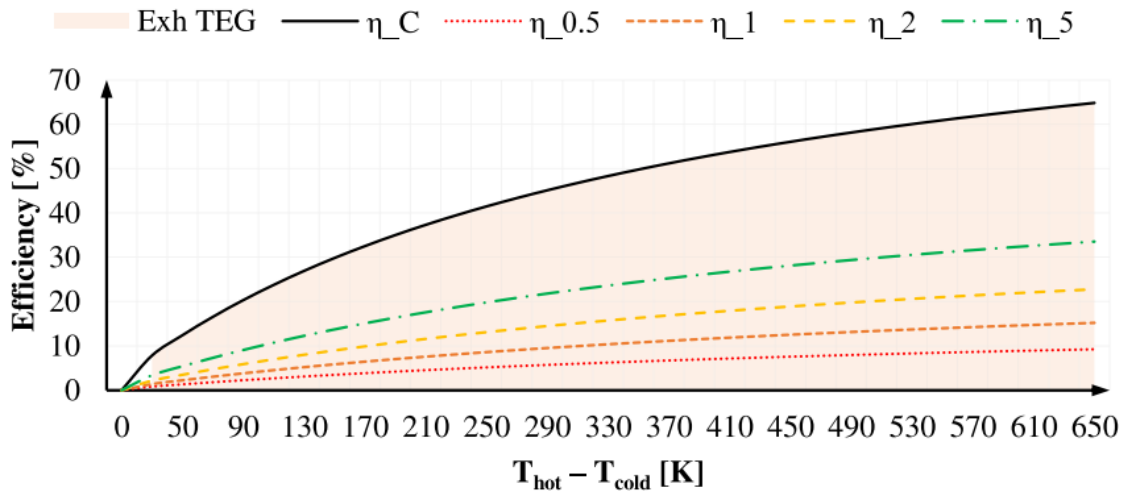


Figura 3.24. Variazioni dell'efficienza del generatore termoelettrico, per i diversi valori di ZT, con $T_{cold}=353.15$ K [117].

3.3.2. I generatori termoacustici

Il fenomeno alla base del funzionamento di un motore termoacustico è l'effetto termoacustico, che consiste nella conversione dell'energia termica in energia termoacustica, in presenza di determinate condizioni. Un motore di questo tipo è costituito da un tubo cilindrico, il risonatore, all'interno del quale si trovano due scambiatori di calore e lo stack, un componente che svolge la funzione di rigeneratore (Figura 3.25). Il fluido di lavoro è un fluido comprimibile, generalmente un gas inerte. Le onde acustiche si verificano a causa di un gradiente di temperatura attraverso lo stack: il trasferimento di energia termica tra il fluido comprimibile e lo stack crea variazioni locali di pressione e velocità [118]. In presenza delle opportune condizioni di pressione, le oscillazioni acustiche creano un'onda acustica: la pressione generata può essere convertita in energia meccanica, se è presente un pistone all'estremità del risonatore. La tecnologia è anche nota come motore Stirling termoacustico, perché il ciclo del fluido di lavoro è molto simile a quello di un motore Stirling termico.

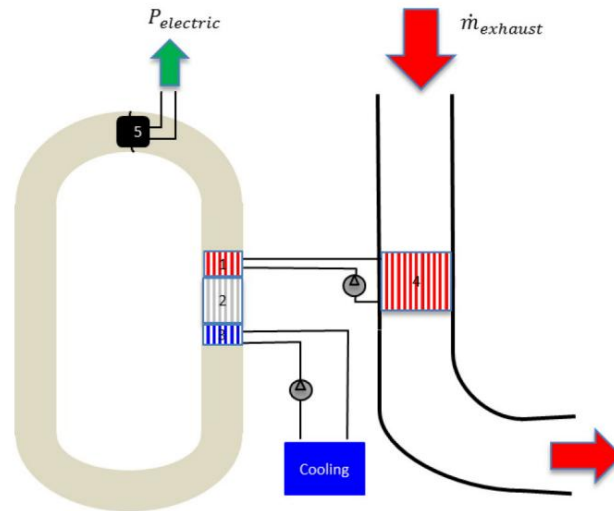


Figura 3.25. Layout schematico di un motore termoacustico [119].

Rispetto ad altre tecnologie per il recupero dell'energia termica a bassa temperatura, il motore termoacustico presenta diversi vantaggi: un'elevata efficienza termica; una struttura semplice, che si traduce in una bassa complessità e un basso costo di produzione; elevata affidabilità, dal momento che non ha parti meccaniche in movimento [120]. Il principale problema della tecnologia, che non ha ancora raggiunto un elevato grado di maturità, è la sua bassa densità di potenza (Figura 3.26) [121].

Technology	Energy collected in the exhaust [%]	Fuel savings [%]	Fuel savings vs. Energy harvested ratio [%]	Weight [kg]
ORC	7	4	57	15 ⁷ -25
TC & eTC	19	1	5	75-325 ⁸
TEG	2.5	0.7	28	200 ⁹
TA-SLiCE	3.5	2.7	77	35 ¹⁰

Figura 3.26. Confronto tra il motore termoacustico e altre tecnologie di recupero [121].

3.3.3. Il ciclo Brayton inverso

Gli impianti che realizzano il ciclo Brayton inverso sono sistemi di recupero diretto, dal momento che i gas di scarico svolgono la funzione di fluido di lavoro. L'impianto è costituito da una turbina e un compressore montati sullo stesso albero, tra i quali si trova uno scambiatore di calore. I gas di scarico entrano in turbina ed espandono fino a raggiungere una pressione inferiore a quella ambiente. Entrano poi nello scambiatore, dove cedono calore a una sorgente fredda. Infine, sono compressi fino a una pressione leggermente superiore a quella dell'ambiente, in modo da favorire lo scarico all'esterno.

Il lavoro utile è dato dalla differenza tra il lavoro prodotto dalla turbina e quello assorbito dal compressore. Come si può notare dal ciclo, l'isobara superiore è alla pressione ambiente, mentre l'isobara inferiore si trova a una pressione più bassa. La temperatura massima del ciclo è quella dei gas di scarico, mentre la temperatura minima dipende dalla temperatura della sorgente fredda, che è l'aria esterna. Nello scambiatore di calore, il fluido caldo può cedere calore fino a temperature molto basse (60-90°C) [122]. Tuttavia, per ottenere un lavoro utile positivo, i gas di scarico devono entrare in turbina a una temperatura non inferiore a 400°C: in caso contrario, l'energia della turbina non è sufficiente a trascinare il compressore.

È una tecnologia che non ha ancora raggiunto un elevato grado di maturità.

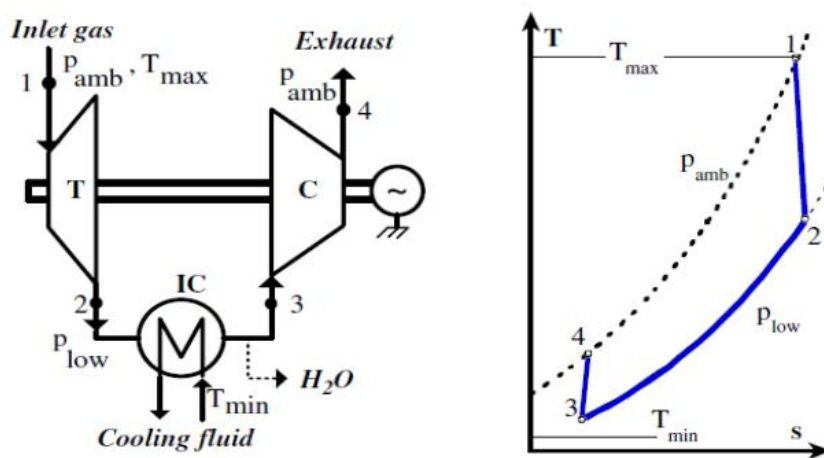


Figura 3.27. Schema di impianto basato su ciclo Brayton inverso (a sinistra); ciclo Brayton inverso nel piano T-s [123].

3.3.4. Il turbo-compound

3.3.4.1. La tecnologia VGT della turbina di sovralimentazione

La tecnologia turbo-compound consiste nel recuperare l'energia termica dei gas di scarico con l'ausilio di una turbina di potenza sottoposta al convenzionale gruppo di sovralimentazione, che è costituito da una turbina e da un compressore montati sullo stesso albero, racchiusi all'interno di un corpo centrale. Sia il corpo della turbina, sia il corpo del compressore sono costituiti da una girante e da una parte esterna, chiamata carter. Per quanto riguarda la turbina, la girante può essere radiale o assiale: è radiale per i motori più piccoli che funzionano ad alte velocità, è assiale per i motori più grandi. I gas di scarico sono convogliati dal carter della turbina nella girante, che viene così azionata. In seguito, i gas lasciano il corpo della turbina per avviarsi allo scarico. La velocità della girante della turbina dipende da quella del motore: ai bassi carichi, la turbina si muove a bassa velocità; quando il motore accelera, gira più velocemente perché riceve una maggiore portata di gas di scarico. Per quanto riguarda il compressore, l'aria entra attraverso il carter e viene compressa dalle pale della girante. Entra alla stessa temperatura dell'ambiente, ma esce a una temperatura molto più alta (anche superiore ai 200°C),

perché la compressione determina un aumento di temperatura, oltre che di pressione: l'aria calda in uscita dal compressore è convogliata in un intercooler, dove cede calore all'aria esterna.

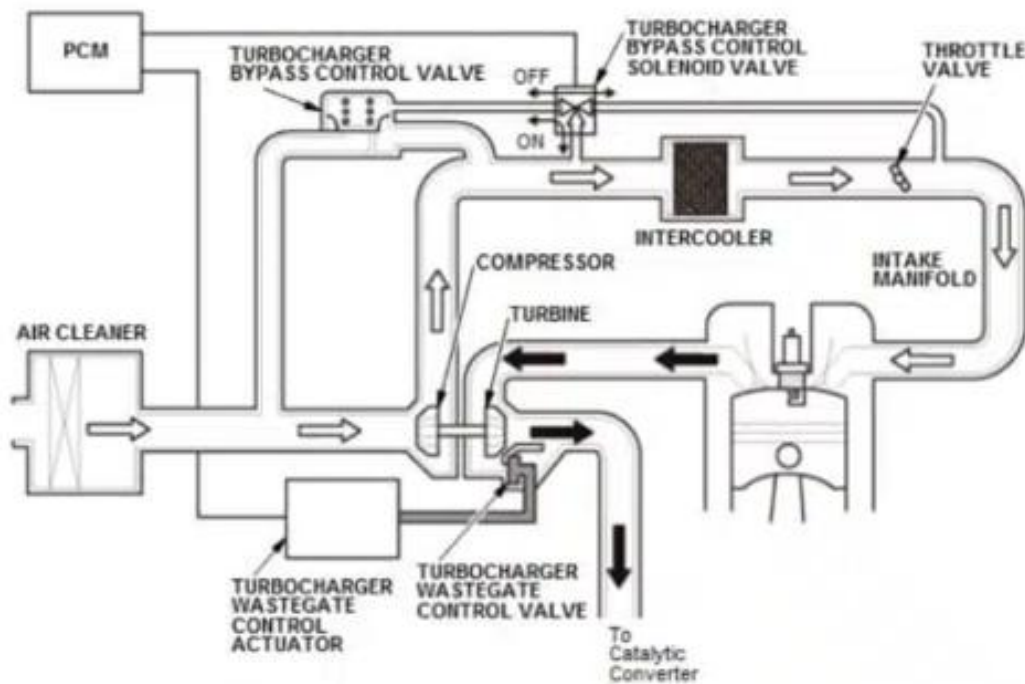


Figura 3.28. Layout schematico del sistema di sovralimentazione [124].

Le giranti delle due macchine sono montate sullo stesso albero, racchiuso in un corpo centrale che supporta i cuscinetti. Questi sono lubrificati dall'olio del motore, che entra nella sede del cuscinetto e svolge anche la funzione di refrigerante, asportando una parte del calore generato dalla turbina. Nel blocco del turbocompressore è presente una valvola wastegate, che permette a una parte dei gas di scarico di fuoriuscire dalla turbina, in determinate condizioni di pressione dell'aria in uscita dal compressore. A basse velocità, la valvola rimane chiusa; a pieno carico, se la pressione in uscita dal compressore è troppo alta, la valvola si apre, permettendo di limitare la velocità della turbina quando il motore lavora in condizioni di pieno carico. Oltre alla valvola di wastegate, nel blocco turbocompressore è presente una valvola di bypass, che interviene per evitare picchi di pressione nel collettore di aspirazione del motore. Quando il motore si ferma bruscamente, il condotto di aspirazione si chiude, ma la girante del compressore continua a girare, introducendo altra aria nel condotto di aspirazione. In questi casi, la valvola di by-pass si apre e la pressione nel condotto diminuisce [125].

Come già visto nel Capitolo 2, il turbocompressore ha buone prestazioni solo quando il motore lavora a pieno carico o a carico parziale, mentre ai carichi più bassi i benefici ottenuti dalla tecnologia sono quasi nulli. Le basse prestazioni a basso carico sono dovute al fatto che, a quelle velocità, la portata di gas di scarico in ingresso alla turbina non è sufficiente ad accelerarla, e la turbina non riesce a trascinare il compressore. Per migliorare le prestazioni del turbocompressore in questa situazione, è necessario ridurre

la sezione trasversale di ingresso dei gas in turbina, in modo da aumentare la velocità dei gas e della turbina. Questo risultato si ottiene attraverso la tecnologia VGT (Variable-geometry turbocharger), che permette di modificare l'Aspect Ratio (AR) del turbocompressore al variare delle condizioni di funzionamento del motore. La geometria variabile delle macchine ha numerosi vantaggi, tra cui: l'aumento della pressione dell'aria in uscita dal compressore ai bassi carichi; il miglioramento della risposta ai transitori; l'aumento della coppia; il miglioramento dell'efficienza; la riduzione del consumo di combustibile. Esistono diverse soluzioni tecniche che permettono di variare il rapporto AR. Tra queste, le più diffuse per le turbine sono l'anello scorrevole (*moving wall*) e le pale rotanti (*pivoting vanes*).

La turbina ad anello scorrevole ha, montato intorno al rotore, un anello che può spostarsi assialmente. Sull'anello sono montate rigidamente delle palette, che svolgono la funzione di dirigere il flusso sul rotore. Il meccanismo di scorrimento assiale dell'anello permette di restringere o allargare il passaggio al flusso dei gas, a seconda delle condizioni operative del motore [38].

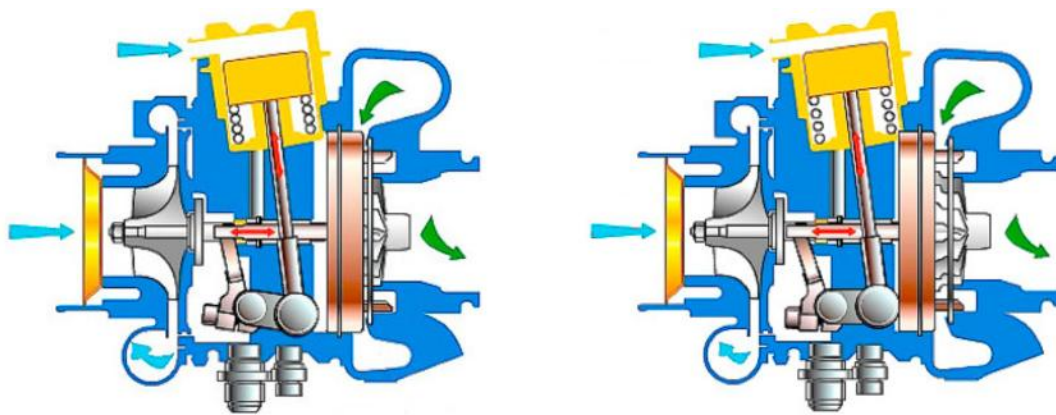


Figura 3.29. Turbina ad anello scorrevole [126].

Nelle turbine con tecnologia *pivoting*, è presente una piastra fissa alla quale sono ancorati dei perni, su cui sono montate delle palette. A differenza della tecnologia ad anello scorrevole, l'effetto ugello non è dato dal moto assiale della piastra, che non è dotata di moto assiale, ma dalla rotazione delle palette intorno ai perni. La tecnologia *pivoting vanes* è la più diffusa, ma è impiegata principalmente nei motori diesel, poiché le alte temperature dei gas di scarico dei motori benzina potrebbero creare problemi alla turbina, a causa dell'attrito tra le superfici mobili [127].

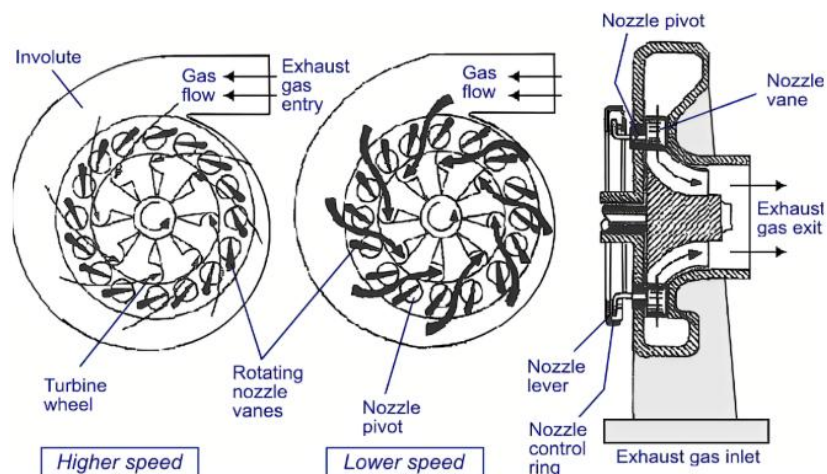


Figura 3.30. Turbina con tecnologia *pivoting* [128].

Un'alternativa è la turbina a flusso variabile (VFT, Variable Flow Turbocharger). La turbina ha due strutture a coclea, una interna e l'altra esterna, tra le quali sono presenti delle palette, fissate alla struttura esterna. Il flusso dei gas verso la colcea esterna è controllato da una valvola a saracinesca. Ai bassi carichi la valvola è chiusa, e i gas di scarico possono fluire solo nella più piccola coclea interna. Ai carichi più alti, la valvola è aperta: i gas di scarico fluiscono anche nella colcea esterna, e sono convogliati nella coclea interna dalle palette [129].

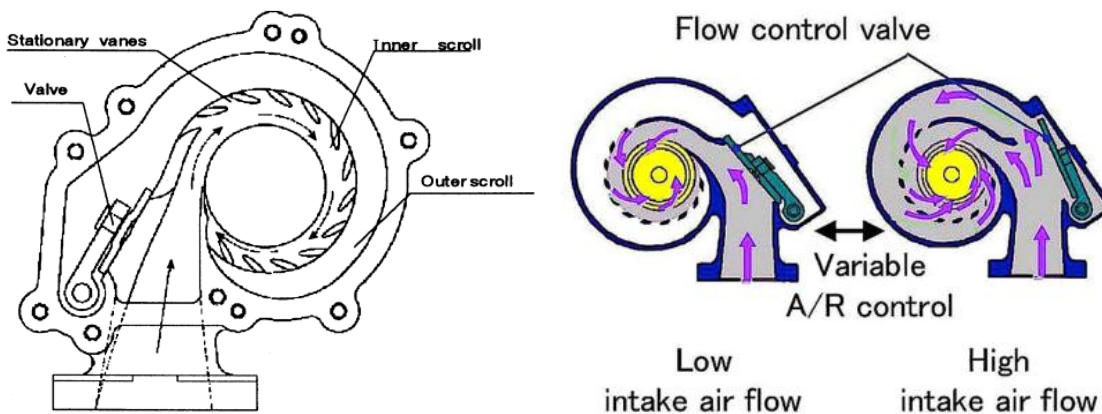


Figura 3.31. Turbina a flusso variabile [129].

Gli attuatori delle turbine a geometria variabile possono essere di diversi tipi: pneumatici, idraulici ed elettrici. Un attuttore pneumatico è un attuttore lineare in cui una membrana è collegata all'anello mobile della turbina: lo spostamento lineare della membrana viene convertito nel moto rotazionale di un albero collegato all'anello, determinandone la rotazione e di conseguenza lo spostamento delle palette. All'interno dell'attuttore, la membrana divide lo spazio interno in due camere. La posizione della membrana è

controllata dall'EPC (Electro-pneumatic Pressure Converter), che è un convertitore di pressione elettropneumatico e svolge la funzione di regolatore di pressione. L'EPC fa variare la pressione in una camera, mentre la pressione dell'altra camera rimane costante: la differenza di pressione esercita una forza sulla membrana, che ne provoca lo spostamento. L'EPC è costituito da una membrana e da una molla collegata a uno stantuffo magnetico, e converte la forza magnetica in movimento meccanico dello stantuffo. L'EPC ha tre porte: una porta attuatore, collegata all'attuatore pneumatico; una porta di alimentazione, collegata a una pompa del vuoto; una porta di scarico, collegata all'atmosfera. Il movimento dello stantuffo regola la pressione nella camera dell'attuatore pneumatico collegandolo alla sorgente di vuoto oppure all'atmosfera. Ci sono tre possibili posizioni per l'EPC: nella posizione di equilibrio, la porta dell'attuatore non è collegata né al vuoto né all'atmosfera; quando lo stantuffo si abbassa, a causa della forza magnetica, si forma un collegamento tra la porta dell'attuatore e la porta del vuoto; quando il segnale applicato viene rimosso, lo stantuffo si sposta verso l'alto a causa della differenza di pressione e mette in contatto la camera dell'attuatore con l'atmosfera [130].

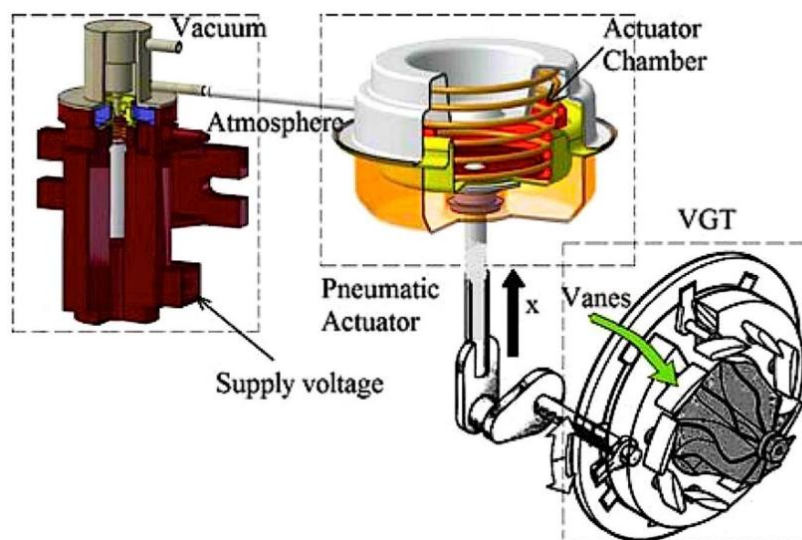


Figura 3.32. Attuatore pneumatico di una turbina a geometria variabile [38].

L'azionamento idraulico funziona secondo lo stesso principio dell'azionamento pneumatico, ma il fluido che determina lo spostamento del pistone è l'olio motore. In questo meccanismo, un'elettrovalvola controlla la posizione delle palette e, in presenza di un segnale della centralina, alimenta il cilindro idraulico con l'olio motore. L'olio pressurizza la camera del cilindro idraulico, e la pressione avvia il movimento lineare del pistone, che a sua volta determina il movimento di rotazione del meccanismo a cremagliera, a cui è collegato lo stelo della valvola di controllo. Un sensore di posizione, con la punta mobile sulla camma dell'attuatore, stima la posizione delle palette e crea un feedback per la centralina [38].

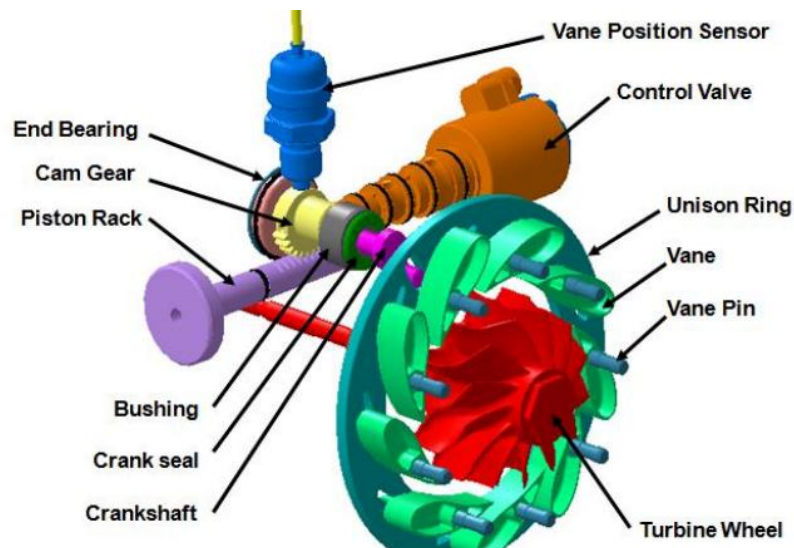


Figura 3.33. Azionamento idraulico di una turbina a geometria variabile.

3.3.4.2. La turbina di potenza

Nei motori con tecnologia turbo-compound, a valle del turbocompressore è installata una turbina di potenza. Il recupero dell'energia avviene quindi in due turbine, quella di sovralimentazione e quella di potenza sottoposta. Il matching tra le due turbine è un aspetto di grande importanza per le prestazioni complessive del sistema, perché da questo dipende la pressione di aspirazione e di scarico del motore e il flusso di aria [131]. Nel caso di turbo-compound meccanico, la turbina di potenza è accoppiata meccanicamente all'albero motore attraverso un sistema di ingranaggi, in modo da fornirgli potenza aggiuntiva. Il turbo-compound meccanico presenta l'inconveniente di una maggiore complessità di progettazione, a causa della presenza del treno di ingranaggi per l'accoppiamento con l'albero motore. Inoltre, la velocità del motore e della turbina di potenza sono fortemente dipendenti, e il sistema di turbo-compound diventa un carico parassita quando il motore funziona ai carichi più bassi. Il problema invece non si verifica nel turbo-compound elettrico [132]: in questo caso, la turbina è collegata a un generatore elettrico, che produce energia elettrica per alimentare gli ausiliari del motore. L'energia elettrica può anche essere stoccata in una batteria e utilizzata quando necessario [133]. Nel caso elettrico, la potenza e la velocità della turbina possono essere controllate in modo indipendente dalla velocità e dal carico del motore [133].

Secondo alcuni studi, con il turbo-compound la potenza può essere aumentata fino al 10%, e l'efficienza complessiva fino al 3-5% [133]. Tuttavia, la tecnologia presenta diversi inconvenienti. Uno degli aspetti più critici sono le prestazioni in condizioni di basso carico, quando il guadagno ottenuto diventa molto basso. Inoltre, la temperatura più bassa dei gas di scarico in uscita dalla turbina potrebbe causare problemi al sistema di post-trattamento dei gas di scarico. La presenza del turbo-compound aggiunge complessità e peso alla configurazione originale del motore, ed è necessario assicurarsi che l'aggiunta del peso non limiti i benefici della tecnologia. L'aggiunta del turbo-compound comporta anche un aumento dei costi.

Esistono molte possibili configurazioni per un sistema di turbo-compound. Nei sistemi convenzionali, sono presenti due turbine che lavorano con bassi rapporti di pressione, ma potrebbe essere presente anche una sola turbina che lavora con un altro rapporto di pressione. Il generatore elettrico può essere montato direttamente sull'albero che collega la turbina al compressore. In questo caso, quando la turbina produce più potenza di quella necessaria a trascinare il compressore, il surplus di energia meccanica è convertito in energia elettrica. Quando invece l'energia prodotta dalla turbina non è sufficiente, il compressore è azionato dal motore elettrico montato accanto al generatore. Un altro esempio di configurazione è quella nella quale è presente una sola turbina: il compressore non è montato sullo stesso albero, ma è alimentato direttamente dall'albero motore. In questo caso l'energia prodotta dalla turbina è fornita all'albero motore attraverso un collegamento meccanico [35]. La Figura 3.34 mostra alcune possibili configurazioni.

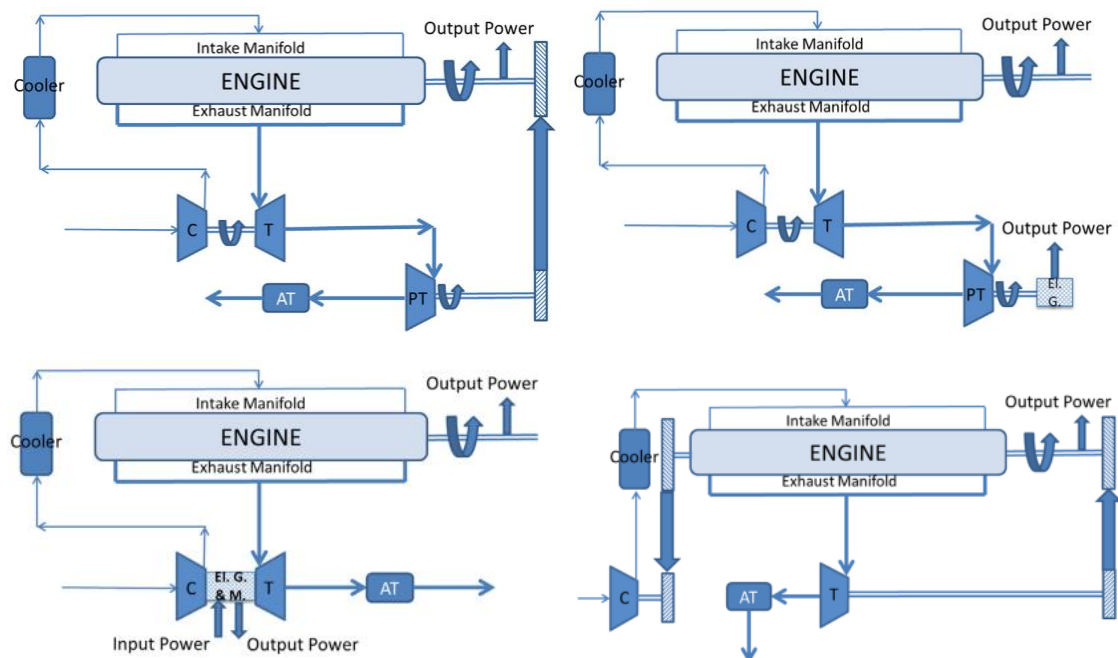


Figura 3.34. Alcune possibili configurazioni del sistema di turbo-compound [35].

L'interazione tra il motore e la turbina è piuttosto complessa, e l'ottimizzazione dell'unità di turbo-compound non può avvenire separatamente rispetto all'ottimizzazione del motore, ma deve avvenire attraverso un processo combinato [134]. Uno degli aspetti più importanti da considerare in fase di progettazione è l'aumento della contropressione allo scarico del motore, dal momento che una contropressione troppo alta potrebbe annullare i benefici della tecnologia. Aggiungendo una turbina a valle del turbocompressore, la contropressione allo scarico aumenta, perché la turbina agisce come un ostacolo che impedisce il libero flusso dei gas nell'ambiente [132]. L'aumento della contropressione causa un aumento del lavoro di pompaggio, dal momento che il motore deve spendere più energia per l'espulsione dei gas di scarico. In generale, il turbo-compound causa una

riduzione della potenza netta prodotta dal motore, ma la potenza del sistema complessivo motore-turbo-compound aumenta, grazie al contributo della turbina di potenza. Esiste un valore ottimale di contropressione, al quale corrisponde il massimo di potenza e il minimo di consumo di combustibile [35].

È inoltre essenziale che la turbina di potenza abbia una buona efficienza, nonostante il rapporto di espansione sia molto basso. All'aumentare dell'efficienza, aumenta la capacità della turbina di recuperare il contenuto di energia dei gas di scarico, ma aumenta anche la contropressione allo scarico del motore: in generale, la capacità del turbo-compound diventa effettiva solo con un'elevata pressione allo scarico [35].

Per quanto riguarda la turbina del turbocompressore, si scelgono delle turbine a geometria variabile, in modo da poter modificare la sezione di ingresso dei gas di scarico al variare delle condizioni di carico del motore. Lo strozzamento della sezione di passaggio dei gas di scarico è un parametro da cui dipendono le prestazioni del sistema motore-turbo-compound, perché dal livello di restringimento della sezione di ingresso dipende la contropressione allo scarico. A questo parametro ci si riferirà di qui in avanti come alla posizione del rack.

Yin et al. [131] hanno realizzato uno studio sperimentale su un motore diesel heavy-duty, con una turbina di potenza installata a valle di un turbocompressore a geometria variabile. È stato valutato l'impatto della posizione del rack sulla coppia del motore, sulla pressione di aspirazione e su quella di scarico. Secondo lo studio, si può concludere che il turbocompressore a geometria variabile migliora le prestazioni del motore in condizioni di bassa velocità, e la turbina di potenza aiuta ad aumentare la potenza e la coppia del motore in condizioni di basso carico. La combinazione del turbocompressore e della turbina di potenza migliora le prestazioni del motore in tutte le condizioni di carico medio-alto (Figura 3.35).

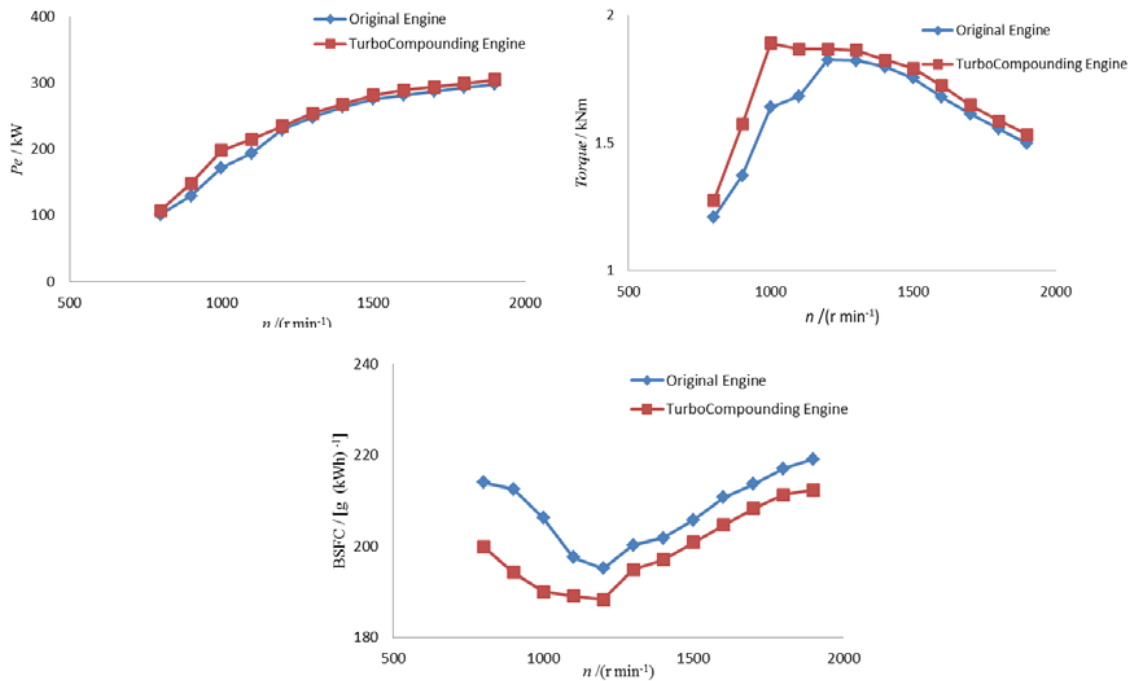


Figura 3.35. Potenza, coppia e consumo di combustibile, nel caso di motore senza e con tecnologia turbo-compound [131].

Arsie et al. [135] hanno realizzato uno studio numerico su un motore ad accensione comandata con turbo-compound elettrico. Secondo le loro analisi, la tecnologia determina una riduzione delle emissioni di CO₂ fino al 5%, sia grazie all'energia recuperata dai gas di scarico e poi stoccata come energia elettrica nella batteria, sia grazie a una gestione più efficiente del generatore elettrico.

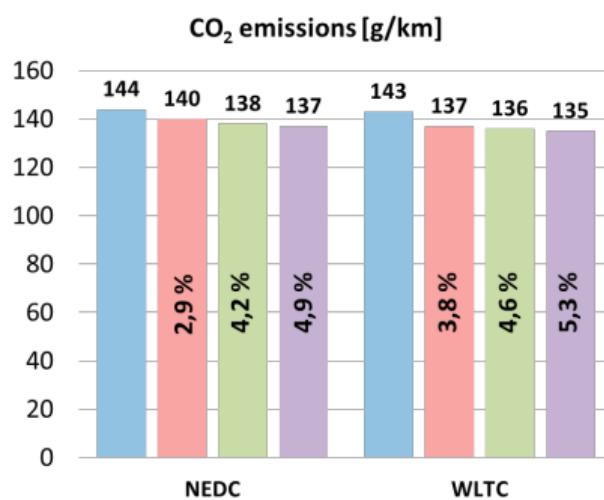


Figura 3.36. Emissioni di CO₂ nei cicli NEDC e WLTC, per diverse configurazioni di turbo-compound [135].

Jye et al. [133] hanno realizzato uno studio numerico su un motore diesel con turbocompressore a geometria fissa e turbo-compound meccanico. I risultati mostrano una riduzione del consumo di combustibile solo ai carichi più elevati, mentre ai carichi più bassi le prestazioni sono peggiori a causa dell'elevata contropressione allo scarico del motore.

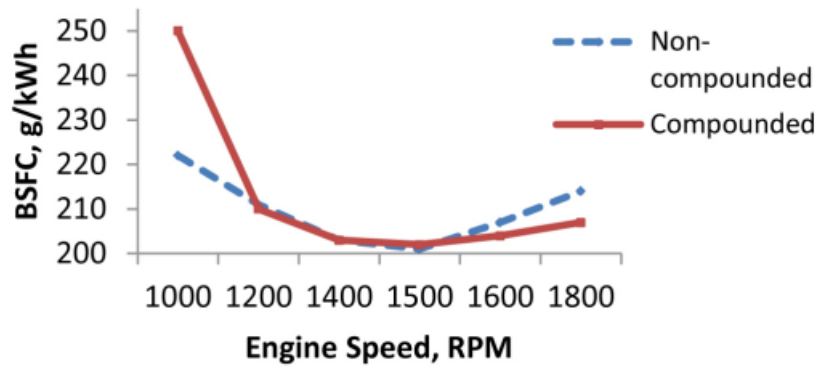


Figura 3.37. Consumo specifico di combustibile in (g/kWh) al variare della velocità del motore (rpm) [133].

4. Attività teorica e sperimentale sul recupero indiretto

4.1. Lo stato dell'arte degli impianti basati su ciclo ORC

Gli impianti basati su ciclo ORC non esistono ancora come soluzione commerciale, ma sono da diversi anni materia di studio da parte della comunità scientifica, poiché sono una soluzione molto promettente per il recupero dell'energia termica persa nei motori a combustione interna.

Negli studi presenti in letteratura la sorgente termica superiore a cui si fa più spesso riferimento sono i gas di scarico, che sono disponibili a temperature più alte rispetto al liquido di refrigerazione e all'olio lubrificante, le cui temperature non superano i 100°C. Tuttavia, sono stati presi in considerazione anche layout che permettono il recupero dell'energia termica sia dei gas di scarico che del fluido refrigerante. Wang et al. [136] hanno proposto una soluzione con due cicli separati: uno di bassa temperatura, che recupera l'energia termica dal refrigerante, e uno di alta temperatura, che recupera l'energia termica dai gas di scarico (Figura 4.1); i due circuiti sono congiunti da uno scambiatore di calore, nel quale il fluido di lavoro del ciclo di alta temperatura preriscalda il fluido di lavoro del circuito di bassa temperatura. Un'unità di questo tipo è poco adatta ad essere installata a bordo veicolo, a causa della complessità del layout, dei costi elevati, del peso e dello spazio occupato [137].

Una valida alternativa è quella dei sistemi a singolo ciclo, come quello rappresentato in Figura 4.2, in cui l'energia termica del refrigerante è impiegata per preriscaldare il fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore, dove riceverà calore dai gas di scarico [138]. Poiché l'approccio più comune è quello di utilizzare i gas di scarico come sorgente termica superiore degli ORC, e il fluido refrigerante solo per preriscaldare il fluido di lavoro, nell'analisi di letteratura riportata di seguito ci si riferirà sempre a impianti la cui sorgente superiore è quella di alta temperatura.

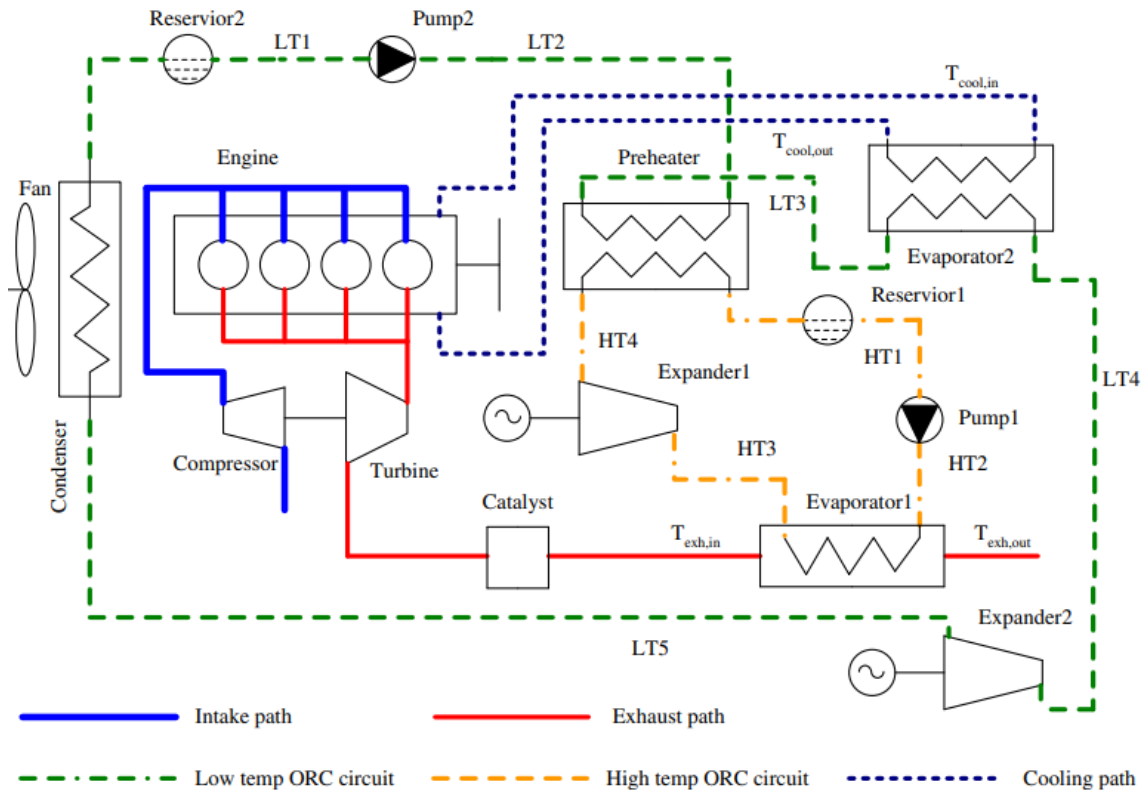


Figura 4.1. Layout di un'unità ORC dual-loop, per il recupero dell'energia termica dei gas di scarico e del refrigerante [136].

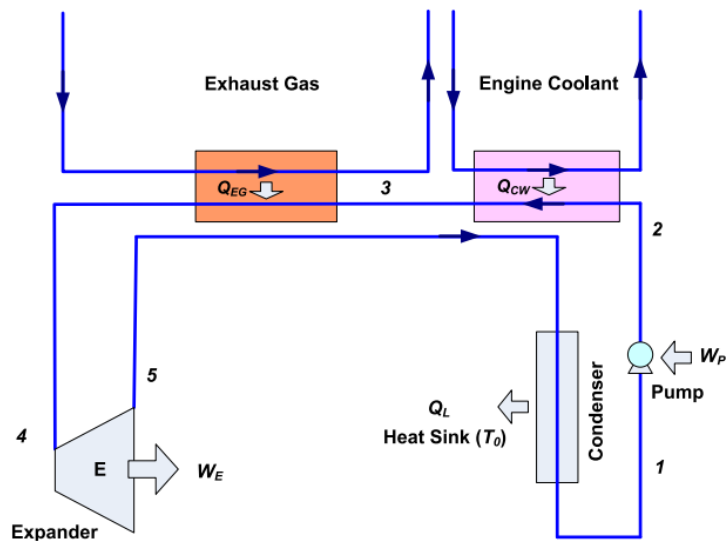


Figura 4.2. Layout di un'unità ORC single-loop, per il recupero dell'energia termica dei gas di scarico e del refrigerante [138].

Tra gli aspetti maggiormente investigati in letteratura ci sono la scelta del layout, del fluido di lavoro e dei componenti, ma l'attenzione è stata rivolta anche alle diverse criticità derivanti dall'introduzione di un'unità ORC a valle di un motore. Tra queste ci sono la contropressione allo scarico, l'aumento di peso del veicolo, l'uso che si fa a bordo veicolo della potenza prodotta, la risposta dinamica in condizioni di off-design, e il sistema di controllo [85].

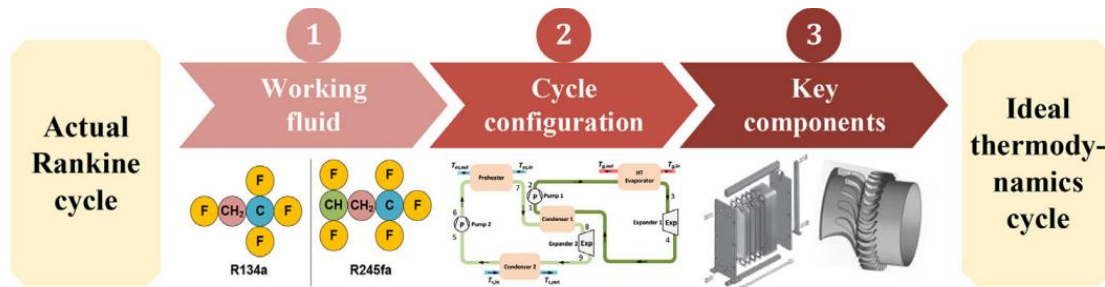


Figura 4.3. I principali aspetti da considerare nel progetto di un'unità ORC [85].

Per quanto riguarda la scelta dei fluidi, diversi studi sostengono che l'R-1233zd sia un'alternativa sostenibile all'R245fa, poiché ha un ODP quasi nullo e un GWP di molto inferiore [139]. È stato anche dimostrato che con una miscela zeotropica aumentano sensibilmente le prestazioni dell'ORC, quando la sorgente termica superiore è a temperatura medio-bassa [140]. Inoltre, negli ultimi anni sono state brevettate numerose miscele, e molti di questi fluidi sono ancora oggetto di studi [141].

Per quanto riguarda i componenti, la ricerca si è focalizzata principalmente sulla scelta dell'espansore: sono stati presi in considerazione soprattutto espansori scroll [142], screw [143] a pistoni [144] e dinamici. Diversi studi hanno messo a confronto le prestazioni dell'unità ORC nella sua configurazione di base (con soli quattro componenti principali: evaporatore, condensatore, pompa ed espansore) con quelle dell'ORC in cui è presente uno scambiatore di recupero, concludendo che le prestazioni dell'impianto sono migliori quando è presente anche il recuperatore.

Un altro aspetto oggetto di grandi attenzioni è quello dei costi. Sebbene gli studi sull'argomento siano aumentati negli anni, le stime di costo si discostano molto le une dalle altre, poiché dipendono molto dai singoli componenti. Secondo le stime più ottimistiche, il costo si aggira intorno ai 2000-3000 €/kW; secondo le più pessimistiche, il costo è superiore ai 10000 €/kW [141].

Molti studi presenti in letteratura pongono l'attenzione sull'analisi del comportamento dinamico dell'ORC, necessaria per poter sviluppare un sistema di controllo dell'unità. La dinamica del sistema ORC è governata principalmente dagli scambiatori di calore, responsabili del ritardo con cui avviene la risposta dell'unità al cambio nelle condizioni operative del motore. Le costanti di tempo che caratterizzano i processi di espansione e compressione sono piccole rispetto a quelle dell'evaporatore e del condensatore: i modelli di espansore e pompa sono basati su modelli stazionari a parametri concentrati [145]. Per prevedere le prestazioni dinamiche degli scambiatori di calore è invece necessario

sviluppare un modello dinamico, che può essere di tipo *finite volume* o di tipo *moving boundary*. Entrambi i metodi si basano su una serie di equazioni ottenute dai principi di conservazione della massa e dell'energia. È stato proposto anche un modello basato sulla tecnologia *fuzzy*, cioè sulla relazione tra input e output e non sulle leggi fisiche interne allo scambiatore. In questo caso sono necessari dei dati sperimentali (o risultati di simulazioni) come campioni di apprendimento [85].

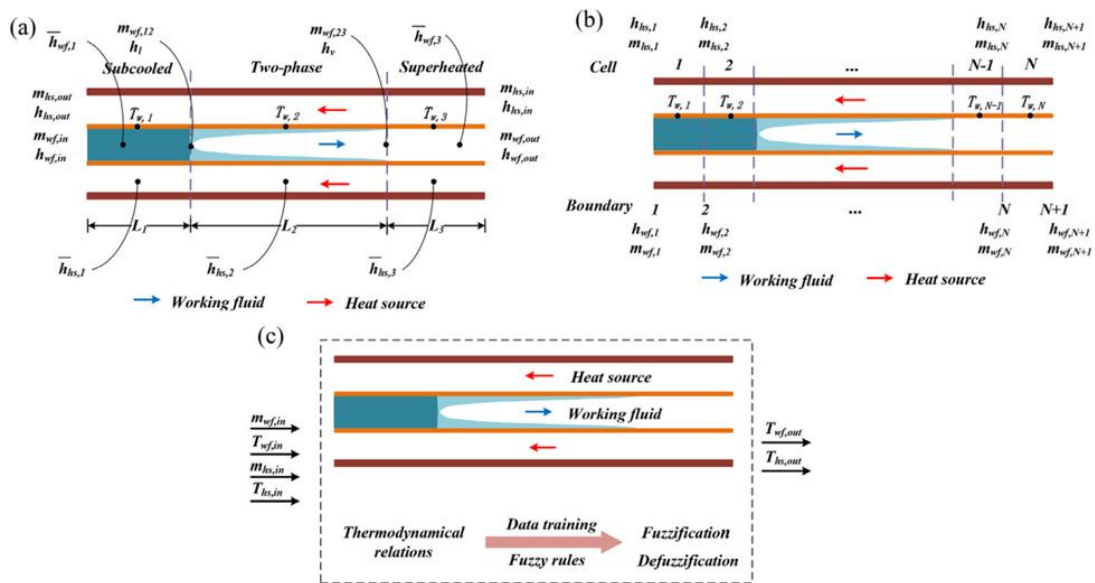


Figura 4.4. I tre possibili metodi per il modello dinamico dell'evaporatore: moving boundary (a); finite volume (b); fuzzy (c) [85].

Poiché la risposta dinamica dell'ORC è complessa in termini di non linearità, è utile avere a disposizione algoritmi di controllo avanzati, poiché in assenza di strategie di controllo efficaci, il funzionamento dinamico del motore porta a drastiche riduzioni delle prestazioni dell'ORC. I sistemi ORC sono comunque molto diversificati in termini di condizioni operative, dimensioni e componenti, motivo per cui la strategia di controllo ottimale può essere diversa per ogni applicazione. Per identificare quella ottimale, è necessario condurre un'analisi comparativa delle prestazioni di diverse strategie di controllo, che devono essere valutate su un ampio intervallo di condizioni operative, in modo da garantire un funzionamento sicuro e ottimale del sistema motore-ORC [145]. Per poter realizzare un sistema di controllo è necessario innanzitutto sviluppare un modello dinamico e un modello stazionario dell'ORC. Il modello stazionario è utile per definire le condizioni di lavoro ottimali dell'unità, al variare delle condizioni delle sorgenti termiche. Si deve poi definire un controllo model-based, che sia in grado di seguire i punti di lavoro ottimali. Infine, il controllore deve essere implementato, e deve esserne analizzato il comportamento al variare delle condizioni operative [146]. Le variabili di controllo più comuni sono le pressioni (di evaporazione e condensazione) e le temperature (il surriscaldamento). Le variabili controllate sono invece la velocità di

rotazione dell'espansore, che permette di modificare le pressioni e le temperature operative, e la velocità di rotazione della pompa, da cui dipende la portata di fluido di lavoro [85].

Molti tentativi di progetto del sistema di controllo presenti in letteratura si basano su un controllo PID o su delle varianti migliorate. Si tratta di sistemi che regolano il processo confrontando la variabile di uscita con un set-point, ottenuto precedentemente attraverso l'ottimizzazione del processo stazionario. Sono schemi di controllo semplici da implementare e con una bassa complessità computazionale, perché si basano solo su soli tre parametri [147]. Quoilin et al. [83] hanno proposto tre diverse strategie di questo tipo (Figura 4.5), ma con un più semplice controllore PI, che svolge un'azione proporzionale e integrativa ma non derivativa. Le variabili controllate sono la temperatura di evaporazione e il grado di surriscaldamento; le variabili di controllo sono le velocità di rotazione di pompa ed espansore. La prima strategia è la più semplice: richiede le misure della temperatura di evaporazione e del grado di surriscaldamento, e ha l'obiettivo di mantenere costanti queste due variabili, senza però che siano noti i set-point che ottimizzano il processo.

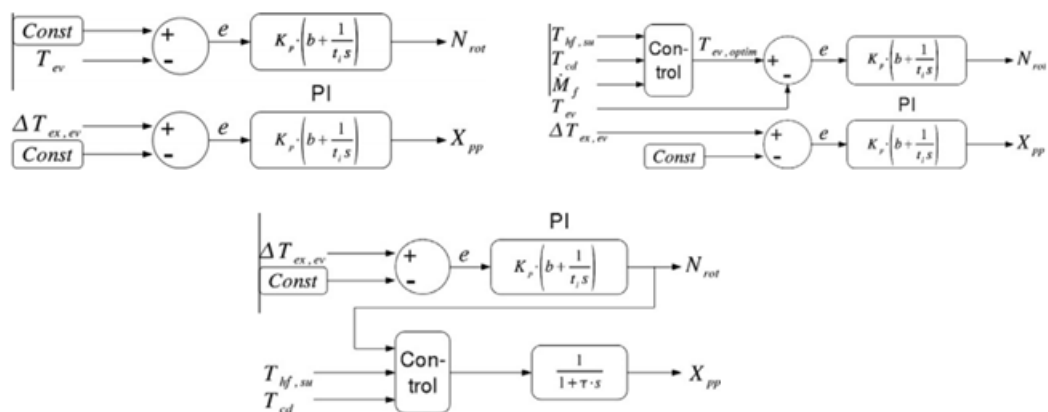


Figura 4.5. Le tre strategie di controllo sviluppate da Quoilin et al. [83].

Nella seconda strategia, invece, si utilizza come set-point, oltre al grado di surriscaldamento, il valore ottimale per il processo stazionario della temperatura di evaporazione, ottenuto in funzione della temperatura dei gas, della temperatura di condensazione e della portata del fluido di lavoro. Nel terzo caso, infine, la velocità di rotazione della pompa non viene impostata, come nei casi precedenti, sulla base del set-point di surriscaldamento, ma è ottenuta dall'ottimizzazione del processo stazionario, in funzione della velocità di rotazione dell'espansore, della temperatura di condensazione e della temperatura dei gas. La strategia che dà i risultati migliori è la seconda. Una variante del controllore PID convenzionale è il controllore *gain scheduled*, che tiene conto delle non linearità del processo modificando i tre parametri del controllore PID al variare delle condizioni operative dell'unità. Per un certo numero di condizioni operative, i valori di questi parametri sono calcolati come nel caso del controllore lineare; per condizioni

operative che si trovano al di fuori del range considerato, i parametri sono ottenuti per interpolazione. È quindi di una combinazione di modelli lineari che approssima il reale comportamento non lineare del sistema [90]. Anche questa strategia ha un basso costo computazionale e può essere implementata facilmente, e per questo è molto utilizzata [147]. Peralez et al. [148] hanno sviluppato un sistema di controllo di questo tipo (Figura 4.6), assumendo come unica variabile controllata la velocità di rotazione della pompa e come variabile di controllo il grado di surriscaldamento.

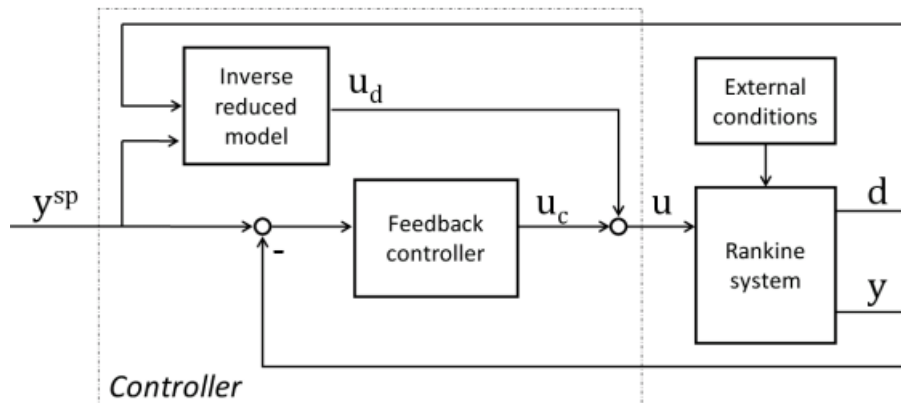


Figura 4.6. Strategia di controllo sviluppata da Peralez et al [148].

Il sistema si basa su un controllo feedback di tipo PID con variazione dei parametri in base alle condizioni operative, e su un controllo *feed-forward*, che modifica le variabili di controllo in modo tale da annullare l'effetto dei disturbi prima che questo effetto si manifesti negli output. Marchionni et al [149] hanno sviluppato e confrontato quattro strategie di controllo, che hanno in comune la variabile controllata (la temperatura del fluido in ingresso all'espansore), ma che hanno diverse variabili di controllo: la velocità di rotazione della pompa; la velocità di rotazione della turbina; le velocità di rotazione di pompa e turbina; la velocità di rotazione della pompa e il grado di apertura di una valvola, attraverso la quale una parte della portata del fluido di lavoro in uscita dalla pompa può entrare direttamente nel condensatore. Gli obiettivi del sistema di controllo sono tre: ottenere una potenza in uscita vicina al valore desiderato, evitare la decomposizione del fluido, e mantenere il surriscaldamento del fluido a un livello che consenta di evitare la formazione di gocce di liquido a fine espansione. Dal confronto risulta che le due strategie migliori sono quelle che si basano sulla variazione della velocità di rotazione della turbina. Le strategie di controllo basate sui convenzionali controllori PID potrebbero dare risultati non soddisfacenti, a causa dell'alta transitorietà delle condizioni dei gas di scarico e delle non linearità del processo [85]: per questo motivo sono necessarie strategie più avanzate, come quelli che impiegano controllori che si basano su modelli predittivi.

4.2. Il layout sperimentale

4.2.1. Il motore Iveco

L'unità ORC presente nei laboratori dell'Università dell'Aquila recupera l'energia termica dei gas di scarico di un motore diesel Iveco, modello F1C. Il motore è sovralimentato, a iniezione diretta, raffreddato ad acqua e dotato di valvola EGR di ricircolo dei gas di scarico. Il dinamometro AVL collegato all'albero del motore permette di controllarne le condizioni operative, che possono essere modificate agendo su velocità e coppia o su velocità e carico.



Figura 4.7. Motore Iveco F1C.

Modello Iveco F1C 16V JTD	
Codice identificativo	E0481H A003 0532865 1222 55755
Potenza massima	130 kW a 3250 rpm
Coppia massima	400 Nm a 2000 rpm
Cilindrata	2.998 cm ³
Numero di cilindri	4 in linea
Numero di valvole	16 (8 di aspirazione e 8 di scarico)
Sistema di iniezione	BOSCH Common Rail Unijet di II gen.
Corsa	104 mm
Alesaggio	98,5 mm
Rapporto di compressore	19:01
Ordine di iniezione	1-3-4-2
Distribuzione	Doppio albero a camme comandato a catena

Tabella 4.1. Scheda tecnica del motore Iveco F1C.

L'aria proveniente dall'ambiente è compressa, raffreddata nell'intercooler, che ha come fluido refrigerante acqua e non aria, ed è aspirata dai cilindri del motore, dove avviene la miscelazione con una quantità di combustibile stabilita dalla centralina del motore in base a coppia e velocità. I gas di scarico, dopo essere stati espulsi dai cilindri, azionano la turbina del sistema di sovralimentazione, attraversano i sistemi di after treatment (filtro antiparticolato e catalizzatore) e il silenziatore, entrano nello scambiatore di calore dell'unità ORC e sono liberati in ambiente.



Figura 4.8. Layout del banco motore [146].

4.2.2. L'unità ORC sperimentale

I componenti principali dell'unità ORC (Figura 4.9) sono quattro: pompa, evaporatore, espansore e condensatore. Non è presente uno scambiatore di recupero a valle dell'espansore. Infatti, per le caratteristiche del fluido di lavoro impiegato (R245fa), l'energia termica disponibile a fine espansione non è tale da consentire un recupero significativo. Inoltre, le elevate perdite di carico che si verificano nello scambiatore causano un aumento della contropressione sull'espansore che riduce la potenza prodotta. A valle del condensatore e in posizione sopraelevata rispetto alla pompa, c'è un plenum, cioè un serbatoio di fluido di lavoro. Grazie al plenum, scompaiono le oscillazioni della portata di fluido che si verificavano all'aumentare della velocità di rotazione della pompa, e la pressione di fine espansione si abbassa e diventa indipendente dalla portata che circola nell'impianto. L'unità comprende anche un motore elettrico, che aziona la pompa; un inverter, che ne regola la velocità; un generatore elettrico montato sullo stesso albero dell'espansore, che converte l'energia meccanica prodotta dall'espansore in energia elettrica. Il banco di prova sperimentale è modulare: è possibile fare delle modifiche per poter studiare le prestazioni di diversi layout.

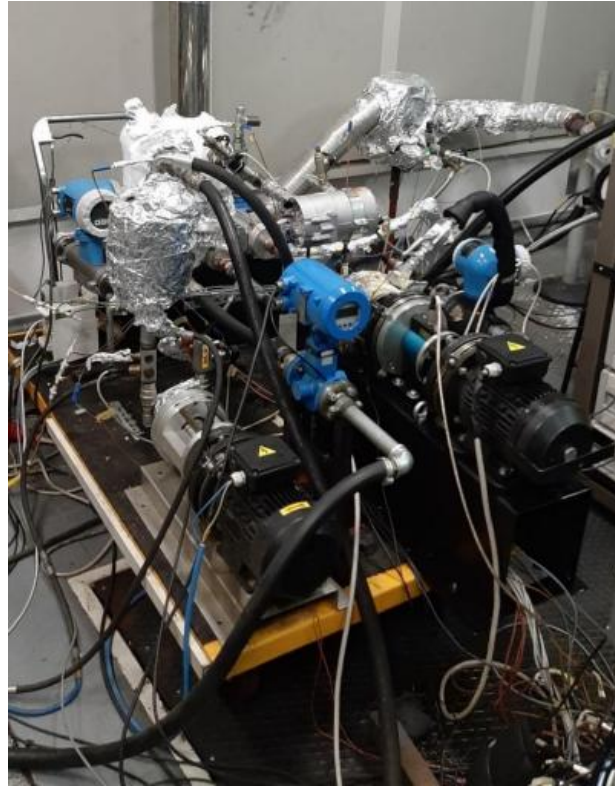


Figura 4.9. Unità ORC sperimentale [146].

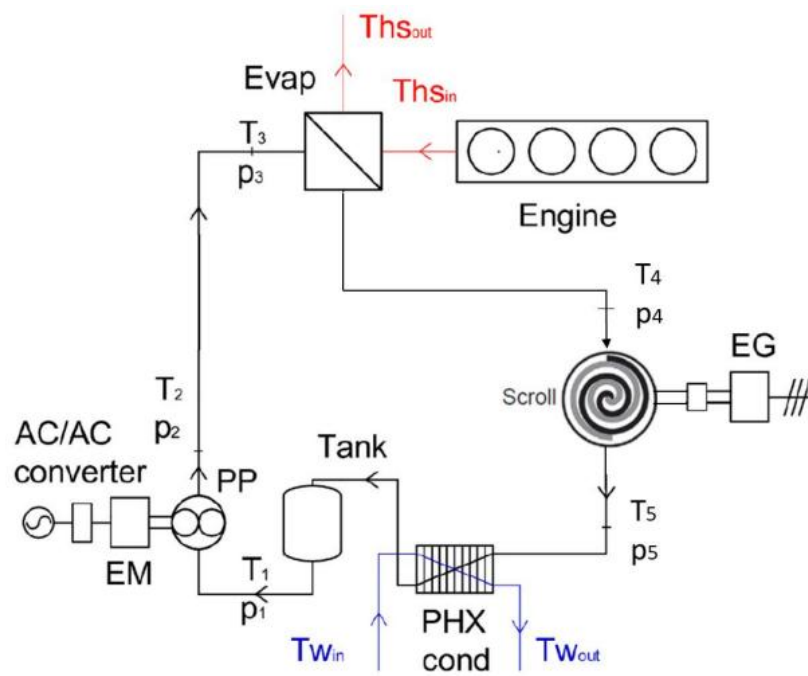


Figura 4.10. Layout dell'unità ORC.

Nell'unità è installata una pompa volumetrica a ingranaggi, del modello KP 20-11.2 prodotto da CASAPPA™. La macchina, che è in ghisa e composta da un corpo e una flangia di attacco, può sostenere alte pressioni di esercizio, fino a 275 bar, e può funzionare a velocità di rotazione comprese tra 350 e 3500 rpm. È una macchina silenziosa, compatta e caratterizzata da una buona tenuta.

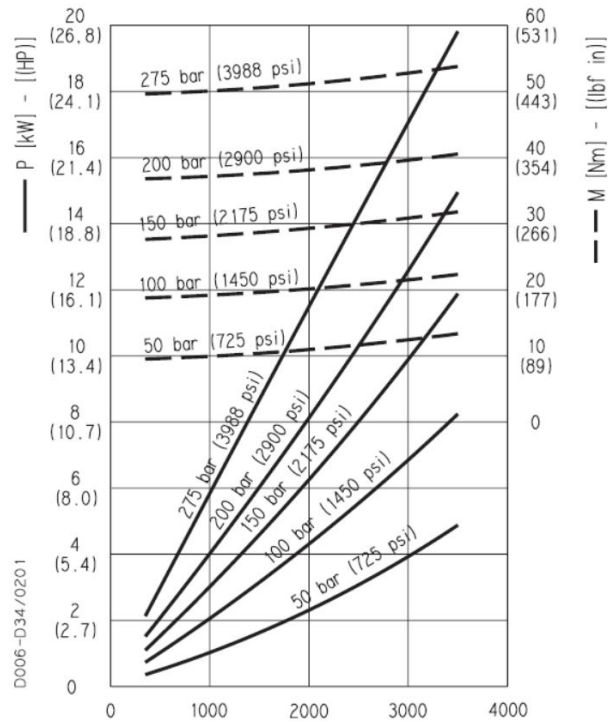


Figura 4.11. Curve caratteristiche della pompa ad ingranaggi [146].

La pompa è azionata da un motore elettrico asincrono a magneti permanenti, collegato a un inverter, che ne regola la velocità. La coppia resistente sull'albero e la velocità di rotazione della pompa sono misurate da un torsionometro ad estensimetri, disposti a ponte di Wheatstone. Il motore elettrico e la pompa sono calettati separatamente sull'albero del torsionometro.

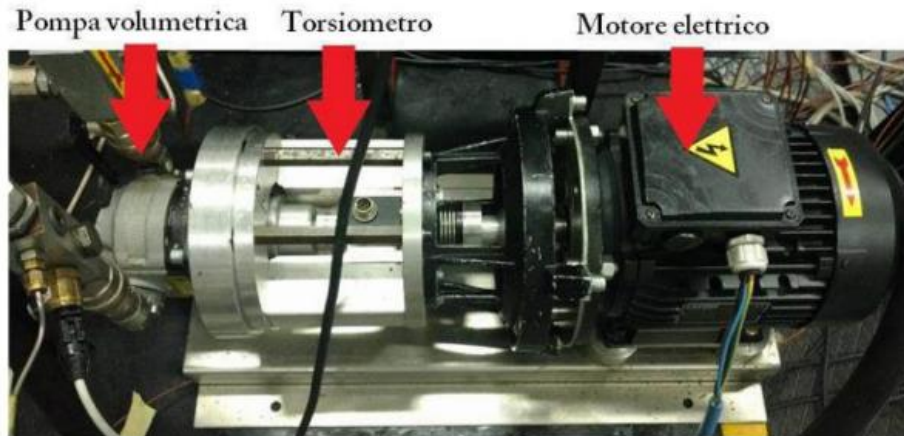


Figura 4.12. Gruppo pompa-torsiometro-motore elettrico [146].

La macchina che realizza l'espansione del fluido di lavoro è un espansore scroll della Sanden. Un espansore scroll è composto da due spirali, una fissa e una mobile, che in moto relativo individuano delle camere di volume crescente. Il fluido entra nella camera centrale di aspirazione, attiva il movimento roto-traslatorio della spirale mobile, ed espande spostandosi radialmente dal centro alla periferia, dove si trova la camera di scarico. In questo caso non è possibile calettare il torsiometro sull'albero dello scroll: la potenza meccanica è ottenuta indirettamente da quella elettrica.

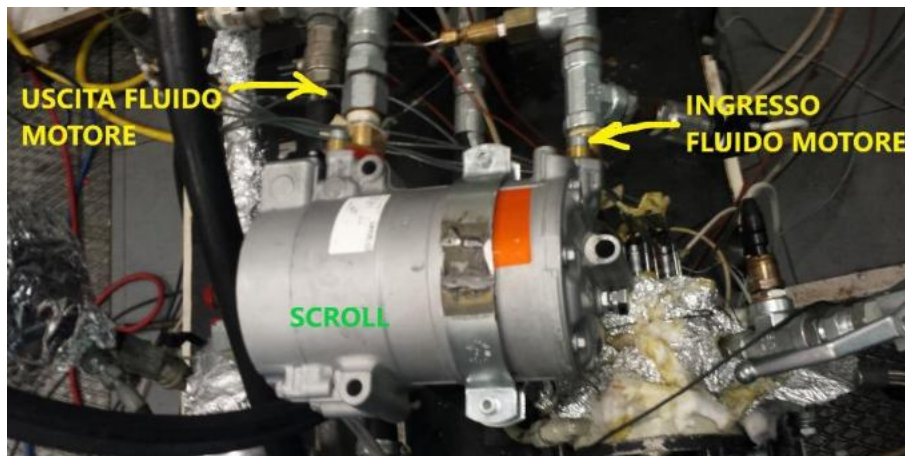


Figura 4.13. Espansore scroll [146].

Il condensatore è uno scambiatore a piastre nel quale il fluido di lavoro, che entra come vapore surriscaldato, cede energia termica a un fluido refrigerante, in questo caso acqua. Il fluido di lavoro deve desurriscaldare, condensare e anche sottoraffreddare, per evitare che la pompa vada in cavitazione.

L'evaporatore dell'impianto è uno scambiatore prototipale a pacco alettato, con una potenza termica nominale di 30 kW. La geometria dell'evaporatore non è nota, ma dedotta

da un modello CAD. Lo scambiatore è costituito da 15 piastre, tra le quali scorre il fluido di lavoro. Le piastre sono separate da alette, che servono ad aumentare la superficie di scambio termico e il livello di turbolenza del flusso. Le alette tra le piastre individuano dei canali, nei quali scorrono i gas di scarico. Le piastre si trovano all'interno di una struttura scatolare, nella quale sono ricavati un plenum di monte e uno di valle, da cui entrano ed escono i gas di scarico. Il fluido di lavoro entra da un collettore di aspirazione, alimenta in parallelo le piastre, ed esce dal collettore di mandata, da dove è convogliato all'aspirazione dell'espansore [22].

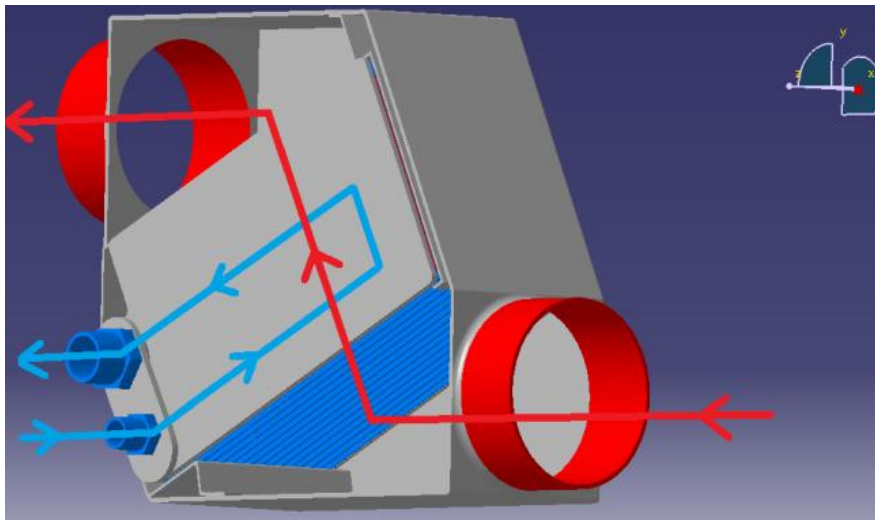


Figura 4.14. Modello CAD dell'evaporatore [150].

	Lato freddo	Lato caldo
Numero di canali	15	14
Altezza canali (mm)	0,5	6
Diametro attacchi in ingresso (mm)	16	116
Diametro attacchi in uscita (mm)	22	116
Volume del plenum di monte (dm ³)	0,024	2,24
Volume del plenum di valle (dm ³)	0,046	2,62
Area della sezione frontale di attraversamento (cm ²)	-	293
Area della superficie di scambio termico (m ²)	0,89	4,83
Area della sezione di passaggio (mm ²)	265	16427
Altezza pacco alettato (mm)	249	
Larghezza pacco alettato (mm)	120	
Lunghezza pacco alettato (mm)	141	

Tabella 4.2. Dati geometrici dell'evaporatore [151].

Lungo il circuito sono collocati degli strumenti che misurano portate, temperature, pressioni e potenze meccaniche. Delle termocoppie di tipo T e K misurano le temperature

del fluido di lavoro, le temperature di ingresso e uscita dall'evaporatore dei gas di scarico, e le temperature di ingresso e uscita dal condensatore dell'acqua di raffreddamento. La portata del fluido di lavoro è rilevata da un misuratore di portata a effetto Coriolis posto alla mandata della pompa, che oltre alla portata misura anche temperatura e densità; la portata dell'acqua in ingresso al condensatore è rilevata da un misuratore elettromagnetico; la portata dei gas di scarico è misurata da una bilancia gravimetrica, ma può anche essere letta dalla centralina del motore, che fa una stima basandosi sulle misure del debimetro posto all'aspirazione. Sull'albero della pompa è calettato un torsionometro per la misura di coppia e velocità di rotazione, da cui si ottiene la potenza meccanica assorbita dalla macchina. La potenza meccanica prodotta dall'espansore, invece, non è misurata direttamente, perché non è possibile montare il torsionometro sull'albero dell'espansore scroll: la potenza meccanica è ottenuta da quella elettrica, che viene misurata da un circuito elettrico esterno composto da un raddrizzatore, un condensatore e un carico elettrico. Infine, la pressione del fluido di lavoro è rilevata in diversi punti del circuito da sensori a membrana.

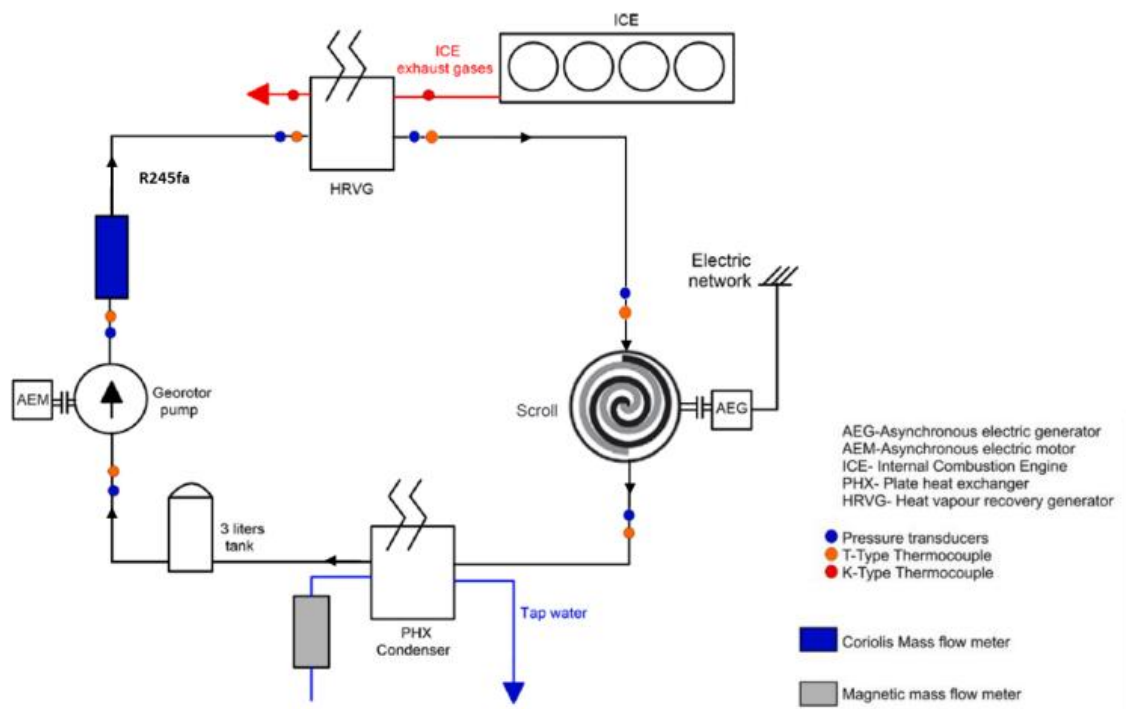


Figura 4.15. Layout dei sensori.

Sensore	Grandezza misurata	Incertezza
Torsionmetro Kristler 4503	Coppia	$\pm 0,02$ Nm
	Velocità di rotazione	1 rpm
Misuratore di portata a effetto Coriolis Endress Hauser Promass 80	Portata di fluido	$\pm 0,15\%$ del valore misurato
	Densità	± 20 kg/m ³
	Temperatura	$\pm 0,5$ °C
Misuratore di portata elettromagnetico Kronhe IFC80	Portata massica dell'acqua	$\pm 0,15\%$ del valore misurato
Termocoppia T-Type NI PXIe-4353	Temperatura del fluido di lavoro	$\pm 0,3$ °C
Termocoppia k-Type NI PXIe-4353	Temperatura dei gas di scarico	$\pm 0,38$ °C
Trasduttore di pressione Wika C-2	Pressione del fluido di lavoro	$\pm 0,3$ bar

Tabella 4.3. Precisione degli strumenti di misura nel banco [151].

4.3. Il modello dinamico dell'evaporatore

Le rapide variazioni di temperatura e portata dei gas di scarico, che svolgono la funzione di sorgente termica superiore del ciclo ORC, rendono necessaria la presenza di un sistema per il controllo dell'unità, per evitare che si verifichino condizioni indesiderate durante il funzionamento. Infatti, le fluttuazioni di temperatura e portata dei gas di scarico possono produrre un grado di surriscaldamento troppo alto, causando la decomposizione del fluido di lavoro e il deterioramento dei componenti dell'impianto; oppure possono produrre un grado di surriscaldamento troppo basso o assente, provocando il danneggiamento dell'espansore. È importante capire come cambia il grado di surriscaldamento al variare della portata e temperatura dei gas, ed è importante conoscere le condizioni operative che potrebbero dar luogo a delle situazioni critiche. Per questo motivo è necessario studiare la dinamica del processo: l'analisi dinamica permette di conoscere i valori delle variabili nel funzionamento transitorio e di verificare quando questi valori superano i range permessi. Lo studio della dinamica consiste nell'analizzare il comportamento transitorio che l'unità ORC manifesta in seguito a un cambiamento delle condizioni della sorgente termica superiore. In generale, a una variazione di temperatura e portata dei gas di scarico, il sistema reagisce portandosi in una nuova condizione di regime, con un ritardo rispetto all'istante in cui si è verificata la variazione di cui sono responsabili soprattutto gli scambiatori di calore, perché la costante di tempo termica è molto maggiore di quella meccanica, e i transitori degli scambi termici sono più lenti dei transitori meccanici [152]. L'analisi dinamica può essere svolta analizzando i risultati di analisi sperimentali o effettuando delle simulazioni con un modello che riproduce in modo sufficientemente accurato il comportamento transitorio e stazionario dell'unità. Solo dopo aver svolto questa analisi si può procedere alla progettazione del sistema di controllo che, oltre a minimizzare l'effetto dei disturbi e a massimizzare le prestazioni, permette all'unità di lavorare in condizioni di sicurezza.

I modelli dinamici si classificano in data-driven e physics-based. I primi si basano su una conoscenza del sistema derivante da analisi sperimentali o da precedenti simulazioni, e hanno diversi problemi: la loro accuratezza dipende fortemente dalla qualità dei dati; per

conoscere il comportamento del sistema al di fuori del range di condizioni operative esaminate sperimentalmente è necessario fare un'estrapolazione dei dati, che potrebbe portare a una stima non accurata; quando il sistema reale viene modificato il modello non riesce più a descriverlo, perché non può adattarsi alle modifiche. I modelli physically-based, invece, si basano sulle equazioni di conservazione della massa, dell'energia e della quantità di moto, e a differenza dei modelli data-driven possono adattarsi ai cambiamenti del sistema reale [152]. La complessità del modello dinamico dipende dall'accuratezza richiesta e dalla potenza di calcolo disponibile: un modello di basso ordine, cioè con un basso numero di variabili indipendenti, è più adatto a simulazioni lunghe di un modello di alto ordine, che però è più accurato [152]. Per i sistemi come le unità ORC, che sono composte da più sottosistemi connessi tra loro, i modelli possono essere modulari o simultanei. I più utilizzati sono i modelli modulari, in cui ciascun componente è considerato indipendentemente dagli altri: gli output di ogni modulo dipendono solamente dagli input e dai parametri interni di quel modulo. In questo modo è possibile creare librerie con moduli riutilizzabili e adottare un approccio di modellazione bottom-up [152].

Le macchine rotanti mostrano una dinamica molto rapida: le trasformazioni di espansione e compressione possono essere descritte da equazioni algebriche con variabili tempo-indipendenti. La portata di fluido elaborata dalla pompa cambia quasi istantaneamente al variare della velocità di rotazione, e dipende, oltre che dalla velocità, dalla cilindrata, dal rendimento volumetrico della macchina e dalla densità del fluido in ingresso. La potenza elettrica assorbita dalla pompa è calcolabile con la (4.2).

$$m_{pmp} = \rho_{pmp} V_{pmp} N_{pmp} \quad (4.1)$$

$$P_{pmp} = \dot{m}_{pmp} \Delta p_{pmp} \quad (4.2)$$

Δp è la differenza tra la pressione all'aspirazione e alla mandata; ρ è la densità del fluido in ingresso; η è il rendimento meccanico della pompa.

Se l'espansore è volumetrico, vale una relazione simile alla (4.2). La potenza prodotta dall'espansore dipende dalla portata del fluido, dal salto entalpico e dal rendimento isoentropico della macchina (4.4).

$$m_{exp} = \rho_{pmp} V_{exp} N_{exp} \quad (4.3)$$

$$P_{exp} = \eta_{is} \Delta h_{is} \dot{m}_{exp} \quad (4.4)$$

La dinamica delle unità ORC è governata dagli scambiatori di calore: i fenomeni termici, quando non sono radianti, si propagano a velocità molto inferiori a quelle dei fenomeni fluidodinamici, e quindi sono responsabili dell'inerzia del sistema. Il modello dinamico degli scambiatori di calore può essere ottenuto applicando due metodi: moving boundary e finite volume. Con il primo metodo, lo scambiatore viene suddiviso in tre volumi, a

ciascuno dei quali corrisponde una diversa fase del fluido: liquido sottoraffreddato, miscela liquido-vapore e vapore surriscaldato. Il modello si ottiene applicando alle tre zone – che hanno una lunghezza che varia in base alle condizioni del fluido – le equazioni di conservazione di massa ed energia [152]. Il metodo finite volume, invece, suddivide lo scambiatore in N volumi di controllo di uguali dimensioni, che non cambiano nel tempo: anche in questo caso a ciascun volume sono applicate le equazioni di conservazione di massa ed energia. L'accuratezza del modello è fortemente influenzata dal numero dei volumi, che è ottenuto da un trade-off tra l'accuratezza richiesta al modello e il costo computazionale [152]. Il modello finite volume è più accurato del modello moving boundary, e fornisce maggiori informazioni: oltre alla pressione di evaporazione e alle condizioni in uscita del fluido di lavoro, permette di conoscere le variabili termodinamiche del fluido e la temperatura della parete dell'evaporatore in ciascuno dei volumi in cui lo scambiatore è suddiviso; dal modello moving boundary, invece, oltre alla pressione e alle condizioni in uscita, si ottengono solamente le grandezze termodinamiche medie del fluido per ogni fase, che sono al massimo tre [153]. Inoltre, il modello moving boundary può essere applicato sia all'evaporatore che al condensatore, ma ha una formulazione diversa a seconda del tipo di scambiatore e a seconda delle tre possibili condizioni del fluido in ingresso e in uscita (liquido sottoraffreddato, miscela liquido-vapore e vapore surriscaldato) [154]. Tuttavia, rispetto al modello finite volume, il modello moving boundary ha meno variabili dinamiche e tempi di calcolo che sono all'incirca tre volte più bassi [152]: questo lo rende l'approccio più adatto a un modello orientato al controllo.

Il sistema di controllo, agendo opportunamente sulle variabili di ingresso del processo fisico in cui è integrato (variabili di controllo), fa in modo che le variabili di uscita (variabili controllate) siano vicine ai valori desiderati (set-point), e in generale fa in modo che il comportamento del sistema fisico soddisfi gli obiettivi di progetto. Negli impianti di potenza fissi, il sistema di controllo deve adattare la potenza elettrica prodotta alle esigenze della rete, e deve allo stesso tempo garantire le condizioni di massima efficienza per l'impianto, ottimizzando il processo di scambio termico all'evaporatore ed esercitando l'espansore nei punti di massimo rendimento. Per ottimizzare lo scambio termico è necessario regolare il contenuto entalpico del fluido caldo, modificando la portata del combustibile in ingresso; per migliorare le prestazioni dell'espansore si deve invece intervenire sulla sua velocità di rotazione e/o sulla portata del fluido di lavoro [153]. Il numero di variabili coinvolte e la loro interdipendenza complicano il progetto del sistema di controllo, ma la stazionarietà e la prevedibilità del comportamento dell'impianto rendono l'operazione meno complessa di quanto non lo sia per gli impianti ORC che recuperano l'energia dei gas di scarico [147].

La maggiore difficoltà nel controllare un'unità ORC a bordo veicolo deriva dal fatto che l'entalpia della sorgente termica superiore dipende da coppia e velocità del motore, che cambiano continuamente in base alle esigenze di guida: l'entalpia dei gas di scarico ha rapide e frequenti oscillazioni, e non può essere regolata. Quindi per l'unità rappresenta un disturbo, così come rappresenta un disturbo la variabile capacità di raffreddamento della sorgente termica inferiore al condensatore. Gli altri problemi sono dovuti al fatto

che i componenti dell'impianto possono lavorare in condizioni di sicurezza solo in limitati intervalli di pressione, temperatura e titolo del fluido, e al fatto che le misure e la potenza di calcolo disponibili a bordo veicolo sono limitate [153]. Una delle variabili comunemente controllate nelle unità ORC è la velocità di rotazione della pompa, che di solito è alimentata da un motore elettrico e quindi ha una velocità regolabile. La velocità della pompa fissa la portata del fluido di lavoro: a una variazione di velocità corrisponde una variazione di portata, che a sua volta determina un cambiamento della temperatura di surriscaldamento e della pressione (e della temperatura) di evaporazione. I cambiamenti delle condizioni di lavoro all'evaporatore avvengono con un ritardo che dipende dall'inerzia termica dello scambiatore [83]. La velocità di rotazione dell'espansore non è sempre modificabile: se il generatore elettrico – che trasforma la potenza meccanica prodotta dall'unità in potenza elettrica – è collegato direttamente alla rete senza un inverter, la velocità di rotazione dell'espansore è fissata dalla frequenza della rete e dal numero di poli dello statore, e non è regolabile; se invece è presente un convertitore di frequenza, la velocità di rotazione dell'espansore diventa una variabile di controllo. Quando si modifica la velocità di rotazione dell'espansore, si ottiene come effetto quasi istantaneo la variazione della pressione di evaporazione. Infatti, se a parità di velocità di rotazione della pompa quella dell'espansore viene ridotta, l'espansore deve elaborare una minore portata volumetrica di fluido di lavoro, ma deve continuare a lavorare con la stessa portata massica: aumenta la densità del fluido e di conseguenza la pressione di evaporazione [83,147]. Se nell'impianto sono presenti delle valvole, cioè dispositivi che permettono di deviare una parte della portata dei gas di scarico e/o del fluido di lavoro, anche il loro grado di apertura è una variabile di controllo. Ai fini del controllo, quindi, l'impianto può essere esercitato in tre modi: a pressione di evaporazione costante e a portata del fluido di lavoro variabile; a pressione variabile e portata costante; a portata e pressione variabili.

Diversi tentativi di progetto del sistema di controllo presenti in letteratura si basano su un tipico controllo PID o su delle varianti migliorate: sono sistemi che regolano il processo confrontando la variabile di uscita con un set-point ottenuto dall'ottimizzazione del processo stazionario. Sono schemi di controllo semplici da implementare e con una bassa complessità computazionale, perché si basano solo su tre parametri [147].

4.3.1. I dati sperimentali

Per conoscere il comportamento dinamico dell'evaporatore, si deve osservare la sua risposta alle variazioni degli input. In questo caso gli input sono due: la portata di fluido di lavoro e la potenza termica disponibile nei gas di scarico, che dipende dalla loro portata e temperatura. La portata del fluido di lavoro può essere modificata facendo variare la velocità di rotazione della pompa. La temperatura e la portata dei gas di scarico, invece, sono degli input non controllabili direttamente: per modificarle si deve agire su coppia e velocità del motore. L'aumento di coppia ha come primo effetto l'aumento della temperatura dei gas di scarico e come secondo effetto l'aumento della portata (Figura 4.16). A un aumento della temperatura e della portata dei gas, il sistema reagisce con un aumento della temperatura del fluido di lavoro in uscita dall'evaporatore, mentre la pressione di evaporazione aumenta in modo trascurabile. Il gradino di velocità di rotazione del motore ha come primo effetto l'aumento della portata dei gas e come secondo effetto l'aumento della temperatura (Figura 4.17). La dinamica dell'unità ORC – e quindi la dinamica di temperatura, che è quella prevalente – è diversa a seconda della causa che sollecita il sistema: è più lenta quando variano la portata e la temperatura dei gas di scarico, è più rapida quando a cambiare è la portata di fluido di lavoro. In quest'ultimo caso, l'aumento della velocità di rotazione della pompa ha come effetto quasi immediato la variazione della portata del fluido di lavoro, a cui seguono un aumento della pressione di evaporazione e una diminuzione della temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore. Nel primo caso, infatti, le cause sono più lente: dalle analisi sperimentali risulta che la portata dei gas raggiunge il valore di regime dopo 5-10 secondi, e la temperatura dopo un intervallo di almeno 50 secondi. Nel secondo caso, invece, la portata del fluido di lavoro raggiunge il valore stabilizzato dopo 1-2 secondi [155].

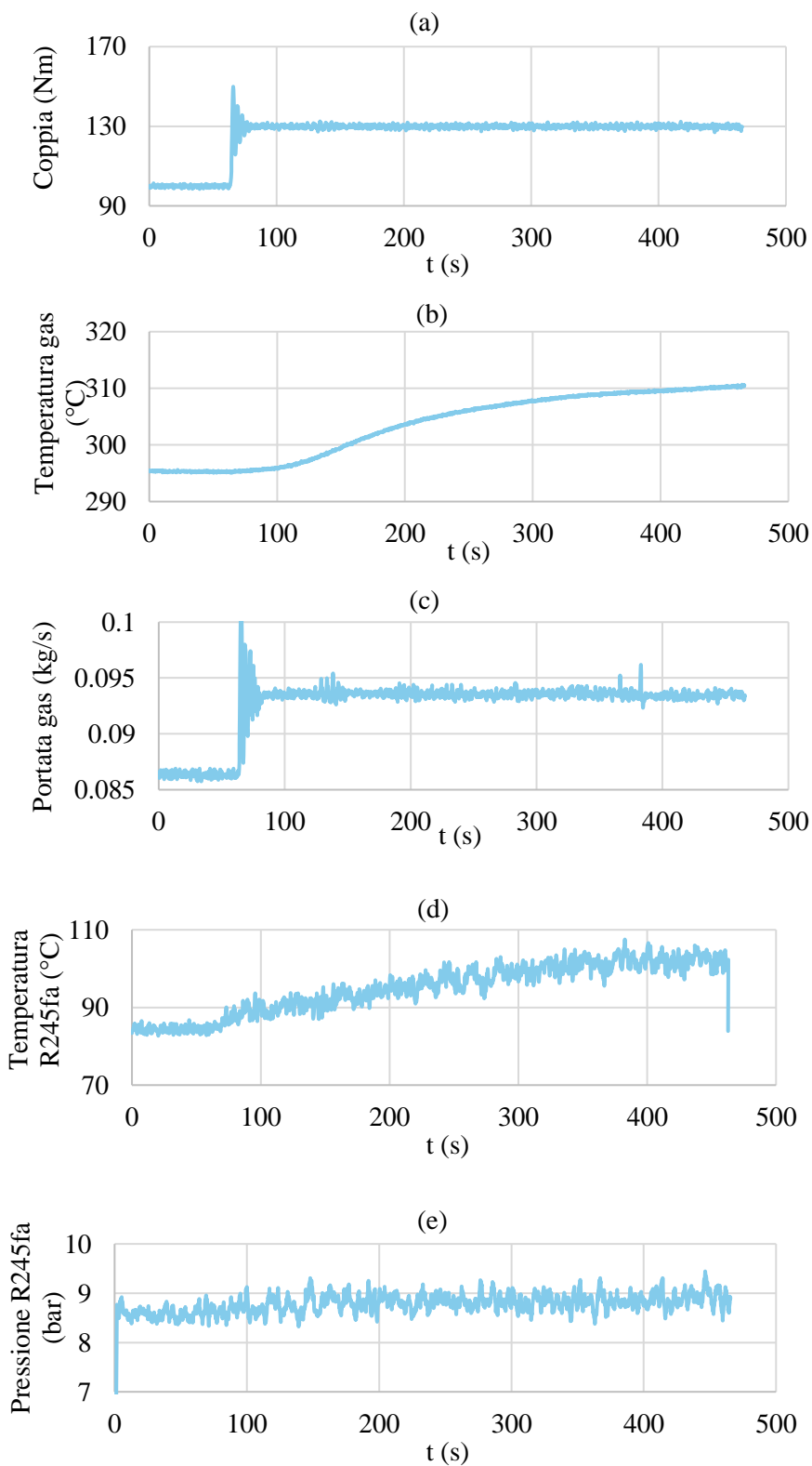


Figura 4.16. Gradino di coppia del motore (a); temperatura dei gas di scarico (b) e portata dei gas di scarico (c) con il gradino di coppia; temperatura in uscita dall'evaporatore (d) e pressione di evaporazione (e) in seguito alle variazioni di temperatura e portata dei gas di scarico.

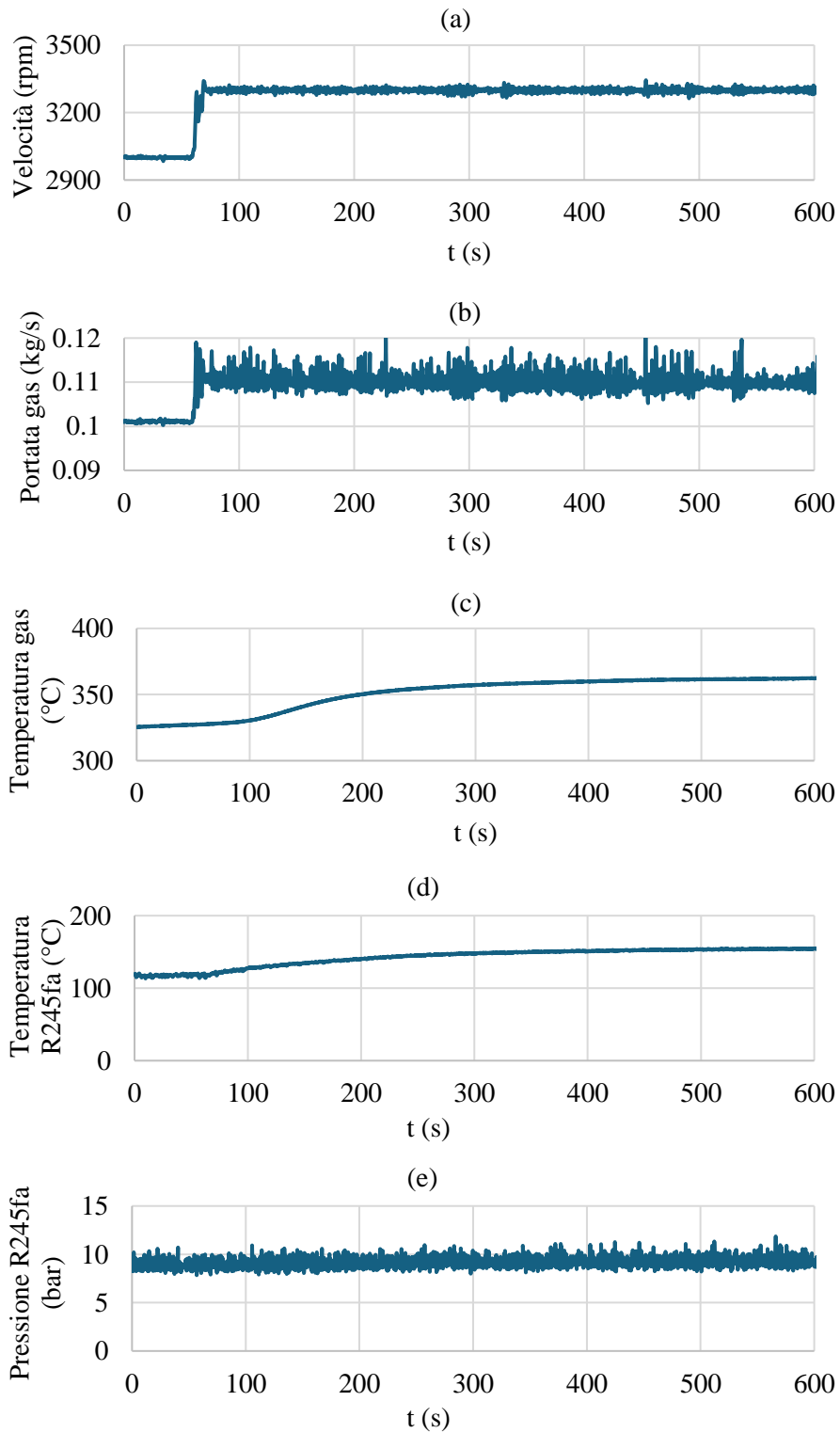


Figura 4.17. Gradino di velocità (a) e conseguenti variazioni di temperatura (c) e portata (b) dei gas di scarico; temperatura in uscita dall'evaporatore (d) e pressione di evaporazione (e) del fluido di lavoro.

4.3.2. Il modello moving boundary

Il modello moving boundary suddivide l'evaporatore in zone, in ciascuna delle quali il fluido di lavoro ha una fase omogenea: se il fluido entra nello scambiatore come liquido sottoraffreddato e ne esce come vapore surriscaldato, le zone sono tre (liquido sottoraffreddato, miscela liquido-vapore e vapore surriscaldato); se entra come fluido bifase ed esce come vapore surriscaldato, le zone sono due (miscela liquido-vapore e vapore surriscaldato); se entra come liquido sottoraffreddato ed esce in condizioni di saturazione, le zone sono due (liquido sottoraffreddato e miscela liquido-vapore). In ogni volume le condizioni del fluido sono definite dai valori medi di temperatura, di densità, di entalpia e delle altre variabili termodinamiche, mentre lungo i confini che delimitano i volumi le condizioni del fluido sono quelle di saturazione: di liquido saturo tra il volume 1 e il volume 2, di vapore saturo tra il volume 2 e il volume 3 (Figura 4.18). La suddivisione in zone vale anche per la parete dello scambiatore e per i gas: si definiscono tre temperature medie per la parete e tre per i gas. A differenza di quanto avviene nel modello finite volume, i confini che delimitano i volumi non sono fissi, ma si spostano in accordo con le variazioni dinamiche delle condizioni del fluido, e le zone si contraggono o espandono a seconda di come variano le loro lunghezze.

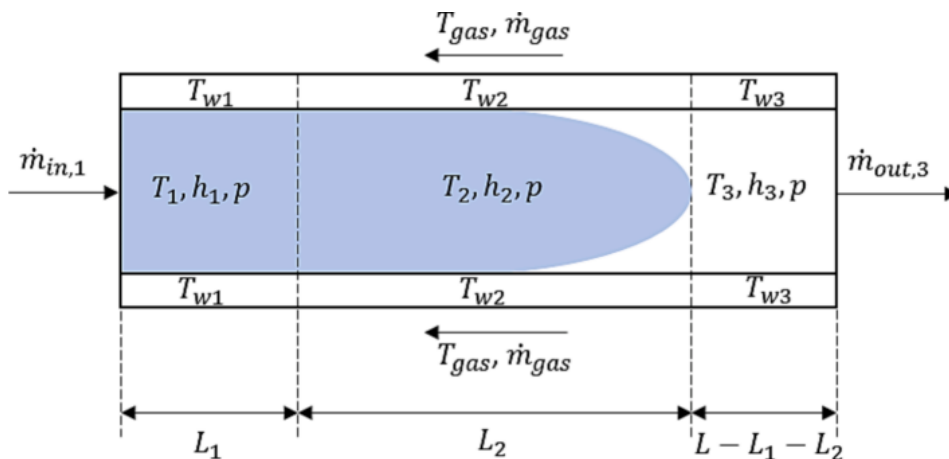


Figura 4.18. Modello moving boundary.

A	Sezione trasversale del condotto
A_w	Sezione trasversale della parete del condotto
d	Diametro interno del condotto
d_o	Diametro esterno del condotto
h_{in}	Entalpia del fluido di lavoro in ingresso
\bar{h}_1	Entalpia media del fluido di lavoro nella zona 1
\bar{h}_2	Entalpia media del fluido di lavoro nella zona 2
\bar{h}_3	Entalpia media del fluido di lavoro nella zona 3
h_{out}	Entalpia del fluido di lavoro in uscita
h_l	Entalpia di liquido saturo
h_g	Entalpia di vapore saturo
L_1	Lunghezza della zona di liquido sottoraffreddato
L_2	Lunghezza della zona di fluido bifase
L_3	Lunghezza della zona di vapore surriscaldato
L	Lunghezza totale
\dot{m}_{in}	Portata del fluido di lavoro in ingresso
\dot{m}_{12}	Portata del fluido di lavoro tra la zona 1 e la zona 2
\dot{m}_{23}	Portata del fluido di lavoro tra la zona 2 e la zona 3
\dot{m}_{out}	Portata del fluido di lavoro in uscita
\dot{m}_g	Portata dei gas di scarico
p	Pressione
T_{w1}	Temperatura media della parete dello scambiatore nella zona 1
T_{w2}	Temperatura media della parete dello scambiatore nella zona 2
T_{w3}	Temperatura media della parete dello scambiatore nella zona 3
T_{g1}	Temperatura media dei gas di scarico nella zona 1
T_{g2}	Temperatura media dei gas di scarico nella zona 2
T_{g3}	Temperatura media dei gas di scarico nella zona 3
T_{r1}	Temperatura media del fluido di lavoro nella zona 1
T_{r2}	Temperatura media del fluido di lavoro nella zona 2
T_{r3}	Temperatura media del fluido di lavoro nella zona 3
T_{in}	Temperatura del fluido di lavoro in ingresso
T_{out}	Temperatura del fluido di lavoro in uscita
x	Titolo
α_o	Coefficiente di scambio termico dei gas
α	Coefficiente di scambio termico del fluido di lavoro
$\bar{\rho}_1$	Densità media del fluido di lavoro nella zona 1
$\bar{\rho}_2$	Densità media del fluido di lavoro nella zona 2
$\bar{\rho}_3$	Densità media del fluido di lavoro nella zona 3
ρ_l	Densità di liquido saturo
ρ_g	Densità di vapore saturo

Tabella 4.4. Parametri e variabili del modello.

Si assume che siano presenti tutti e tre i volumi. Il modello si ottiene applicando a ognuno di essi i principi di conservazione riportati in Tabella 4.5.

Conservazione della massa	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{c}) = 0$	(4.5)
Conservazione della quantità di moto nel caso monodimensionale	$\rho \left[\frac{\partial c_z}{\partial t} + \vec{c} \vec{\nabla} c_z \right] = - \frac{\partial p}{\partial z}$	(4.6)
Conservazione dell'energia	$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{c^2}{2} + gz \right) \right] + \vec{\nabla} \left[\rho \left(h + \frac{c^2}{2} + gz \right) \vec{c} \right] \\ = dP'_t - dP'_{asse} \end{aligned}$	(4.7)

Tabella 4.5. Principi di conservazione.

Si fanno le seguenti ipotesi, per semplificare le equazioni:

1. Il flusso è monodimensionale: lo scambiatore è un tubo lungo, sottile e a sezione trasversale costante.
2. Le perdite di carico sono trascurabili: la pressione nello scambiatore è uniforme.
3. La dinamica di temperatura del fluido caldo è trascurabile.
4. Sia nel fluido che nella parete sono assenti scambi di energia termica in direzione assiale.
5. La temperatura della parete è uniforme in direzione radiale.

Per le ipotesi semplificative, il contributo dinamico della quantità di moto è trascurabile: le uniche equazioni da applicare ai volumi dello scambiatore sono la (4.5) e la (4.7), che prima di essere integrate devono essere semplificate sulla base delle ipotesi fatte.

Adattando l'equazione (4.5) al caso monodimensionale e moltiplicando entrambi i membri per la sezione trasversale del condotto, si ottiene l'equazione (4.10).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_z}{\partial z} = 0 \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial A \rho}{\partial t} + \frac{\partial A \rho c_z}{\partial z} = 0 \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial A \rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (4.10)$$

L'equazione di conservazione dell'energia può essere semplificata sulla base delle seguenti considerazioni. Nel processo non c'è scambio di potenza meccanica, quindi $dP'_{asse} = 0$. Lo scambiatore è un condotto ad asse orizzontale, e il contributo dell'energia potenziale associata alle forze gravitazionali gz è nullo. Il contributo dell'energia cinetica è molto inferiore a quello dell'entalpia, ed è trascurabile. L'equazione (4.7), semplificata e adattata al caso monodimensionale, diventa:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho h c_z) = dP'_t \quad (4.11)$$

L'energia interna è funzione dell'entalpia, della pressione e del volume specifico:

$$e = h - pv \quad (4.12)$$

Si introduce la (4.12) nella (4.11) e si moltiplicano entrambi i membri dell'equazione per la sezione trasversale del condotto:

$$\frac{\partial}{\partial t}[\rho(h - pv)] + \frac{\partial}{\partial z}(\rho h c_z) = dP'_t \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h - p) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho c_z h) = dP'_t \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A h - A p) + \frac{\partial}{\partial z}(\dot{m} h) = dP''_t \quad (4.15)$$

dP''_t è la potenza termica che il fluido scambia con la parete:

$$dP''_t = S' \alpha (T_w - T_r) \quad (4.16)$$

T_w è la temperatura della parete dell'evaporatore; T_r è la temperatura del fluido di lavoro; α è il coefficiente di scambio termico del fluido di lavoro; S' è la superficie di scambio termico per unità di lunghezza, cioè la superficie interna del condotto nel quale scorre il fluido. L'equazione (4.7) diventa:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho A h - A p) + \frac{\partial}{\partial z}(\dot{m} h) \\ = S' \alpha (T_w - T_r) \end{aligned} \quad (4.17)$$

L'equazione di conservazione dell'energia deve essere applicata anche alla parete dell'evaporatore:

$$\begin{aligned} c_w \rho_w A_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = S'_i \cdot \alpha \cdot (T_r - T_w) + S'_o \cdot \alpha_o \\ \cdot (T_g - T_w) \end{aligned} \quad (4.18)$$

c_w è il calore specifico del materiale della parete; ρ_w è la densità; A_w è la sezione trasversale della parete dell'evaporatore; T_w la sua temperatura; T_r è la temperatura del fluido di lavoro; T_g è la temperatura dei gas di scarico; S'_i è la superficie di scambio termico fluido-parete per unità di lunghezza; α è il coefficiente di scambio termico del fluido; S'_o è la superficie di scambio termico parete-gas di scarico per unità di lunghezza, e corrisponde alla superficie esterna del condotto nel quale scorre il fluido di lavoro; α_o è il coefficiente di scambio termico dei gas.

In Tabella 4.6 sono riportate le equazioni di conservazione dopo essere state semplificate.

Equazione di conservazione della massa	$\frac{\partial A \rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0$	(4.19)
Equazione di conservazione dell'energia per il fluido di lavoro	$\frac{\partial}{\partial t} (\rho A h - A p) + \frac{\partial}{\partial z} (\dot{m} h) = S'_i \alpha (T_w - T_r)$	(4.20)
Equazione di conservazione dell'energia per la parete dell'evaporatore	$c_w \rho_w A_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = S'_i \cdot \alpha \cdot (T_r - T_w) + S'_o \cdot \alpha_o \cdot (T_g - T_w)$	(4.21)

Tabella 4.6. Principi di conservazione semplificati.

Le equazioni (4.19), (4.20) e (4.21) formano un sistema di equazioni differenziali del primo ordine alle derivate parziali: per passare alle derivate totali, le equazioni devono essere integrate sulle lunghezze delle tre zone in cui è suddiviso lo scambiatore, in modo da eliminare le derivate spaziali. Prima di integrare si devono moltiplicare entrambi i membri delle equazioni per la lunghezza infinitesima dz .

Le nove equazioni derivanti dai principi di conservazione (tre dalla conservazione della massa, tre dalla conservazione dell'energia per il fluido di lavoro e tre dalla conservazione dell'energia per la parete) sono state combinate in modo da eliminare le due variabili intermedie, le portate \dot{m}_{12} ed \dot{m}_{23} . Si ottengono così sette equazioni in sette incognite, che sono le lunghezze della zona 1 e della zona 2 (L_1, L_2), mentre la lunghezza della zona 3 si può ricavare dalle altre due lunghezze, perché è nota quella totale dello scambiatore; la pressione di evaporazione p , l'entalpia in uscita h_{out} e le tre temperature di parete (T_{w1}, T_{w2}, T_{w3}).

Il sistema può essere scritto in forma più compatta definendo una matrice di coefficienti, un vettore dei termini noti e un vettore delle variabili dinamiche:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & 0 & 0 & 0 \\ a_{51} & 0 & 0 & 0 & a_{55} & 0 & 0 \\ a_{61} & a_{62} & 0 & 0 & 0 & a_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{dL_1}{dt} \\ \frac{dL_2}{dt} \\ \frac{dp}{dt} \\ \frac{dh_{out}}{dt} \\ \frac{dT_{w1}}{dt} \\ \frac{dT_{w2}}{dt} \\ \frac{dT_{w3}}{dt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \end{pmatrix}$$

I termini noti e i coefficienti della matrice sono tutti calcolabili, se sono note le incognite del sistema e se sono imposte le condizioni al contorno e i parametri del modello. Le derivate parziali della densità rispetto all'entalpia e le derivate totali della densità rispetto alla pressione, presenti sia nei termini noti che nei coefficienti della matrice, sono calcolate con Refprop.

Nella Tabella 4.7 sono elencati i parametri del modello, le condizioni al contorno e gli output.

Parametri costanti		
Evaporatore		Gas
Geometria	Materiale	Calore specifico
Diametro interno	Calore specifico	Coefficiente di scambio termico
Diametro esterno	Densità	
Lunghezza		

Condizioni al contorno in ingresso (z=0)	
Gas	Fluido di lavoro
Portata	Portata
Temperatura	Entalpia

Condizione al contorno in uscita (z=L)
Espansore
Relazione di permeabilità

Output		
Variabili dinamiche	Valori medi nei tre volumi	In uscita
L_1	Temperatura	Surriscaldamento
L_2	Densità	Portata
p	Entalpia	
h_{out}	Velocità	
T_{w1}	Coefficienti di scambio termico	
T_{w2}		
T_{w3}		

Tabella 4.7. Parametri, condizioni al contorno e output del modello.

In condizioni dinamiche, la portata di fluido di lavoro che esce dallo scambiatore è diversa da quella che entra: per calcolarla, si impone al contorno $z=L$ dell'evaporatore la relazione di permeabilità dell'espansore. La permeabilità dell'espansore è definita come il rapporto tra la portata e la pressione del fluido di lavoro in ingresso all'espansore (4.22), e corrisponde al reciproco della pendenza della retta pressione-portata [156].

$$\alpha = \dot{m}_{wf} p_{exp,in} \quad (4.22)$$

Sperimentalmente si osserva che, quando la velocità di rotazione dell'espansore è fissa, in condizioni stazionarie la pressione di evaporazione tende ad aumentare linearmente con la portata di fluido di lavoro, indipendentemente dal grado di surriscaldamento (Figura 4.17a) [156]. Si assume che questo accada anche in condizioni dinamiche.

La permeabilità dipende anche dall'efficienza volumetrica dell'espansore (Figura 4.19b): aumenta quando l'efficienza diminuisce e, viceversa, diminuisce quando l'efficienza aumenta. Se sono fissate la velocità di rotazione della pompa (e quindi la portata di fluido di lavoro) e la velocità di rotazione dell'espansore, la permeabilità dipende solo dall'efficienza volumetrica dell'espansore.

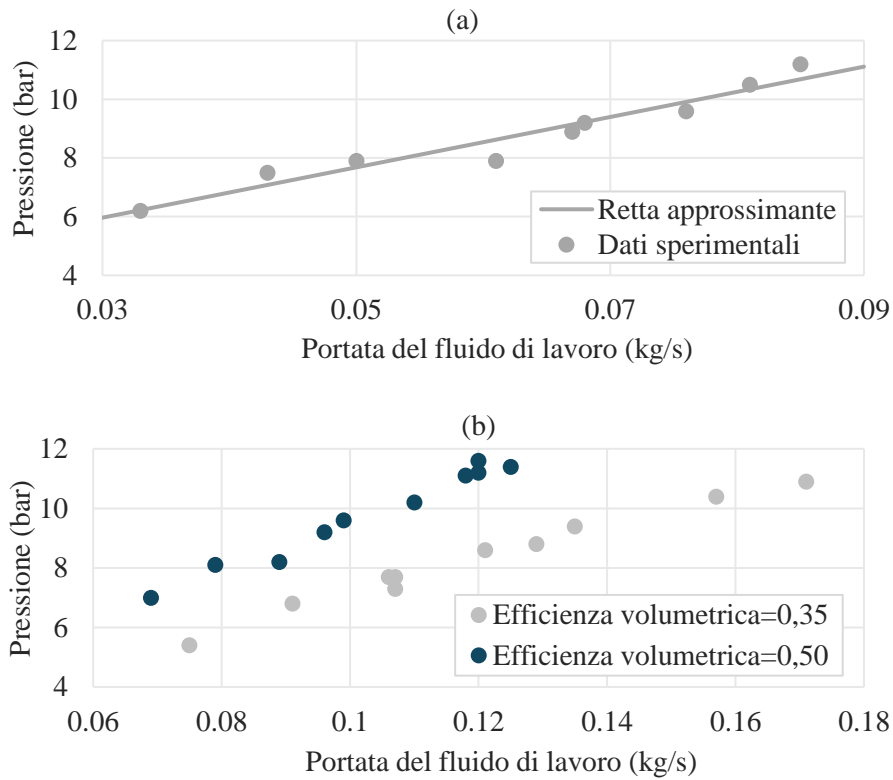


Figura 4.19. Permeabilità dell'espansore scroll (a); permeabilità dell'espansore a vani (b).

La relazione di permeabilità permette di esprimere la portata in uscita in funzione di un'incognita del sistema, cioè la pressione di evaporazione.

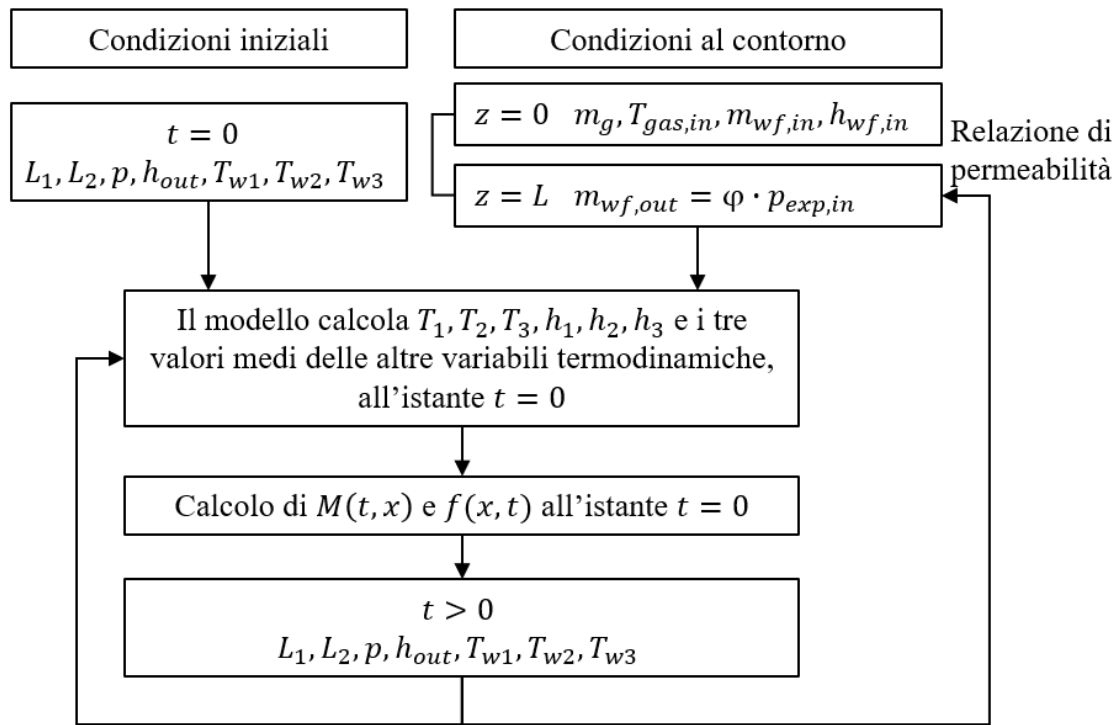


Figura 4.20. Diagramma a blocchi del modello moving boundary.

4.3.3. Risultati

I risultati numerici sono stati messi a confronto con i dati ottenuti da due prove sperimentali, svolte imponendo al motore in un caso una variazione di coppia, nell'altro una variazione di velocità. Per i parametri relativi alla geometria e al materiale dello scambiatore sono stati scelti i valori riportati in Tabella 4.8. A questi parametri corrisponde una massa dello scambiatore di circa 19,7 kg. Il coefficiente di scambio termico dei gas, che per semplicità si considera costante, è uguale a 81 W/m²K, valore che rende minimo l'errore tra i risultati numerici e i dati sperimentali quando per entrambi i casi considerati – gradino di coppia e gradino di velocità – si usa lo stesso valore del coefficiente.

Geometria dello scambiatore		Materiale dello scambiatore	
Diametro interno	8 mm	Calore specifico	385 J/kg°C
Diametro esterno	12 mm	Densità	8960 kg/m ³
Lunghezza	35 m		

Tabella 4.8. Parametri del modello.

4.3.3.1. Gradino di coppia

Le condizioni del fluido di lavoro e dei gas in ingresso all'evaporatore sono quelle di Tabella 4.9 e di Figura 4.21: le stesse della prova sperimentale. Le condizioni del fluido di lavoro in ingresso all'evaporatore sono costanti; quelle dei gas, invece, variano per effetto del gradino di coppia, che determina un aumento sia della temperatura che della portata dei gas.

Condizioni al contorno in $z=0$			
Fluido di lavoro		Gas	
Portata	0,0368 kg/s	Portata	Figura 4.15b
Entalpia	221 kJ/kg	Temperatura	Figura 4.15c

Tabella 4.9. Condizioni al contorno in $z=0$, nel caso di gradino di coppia.

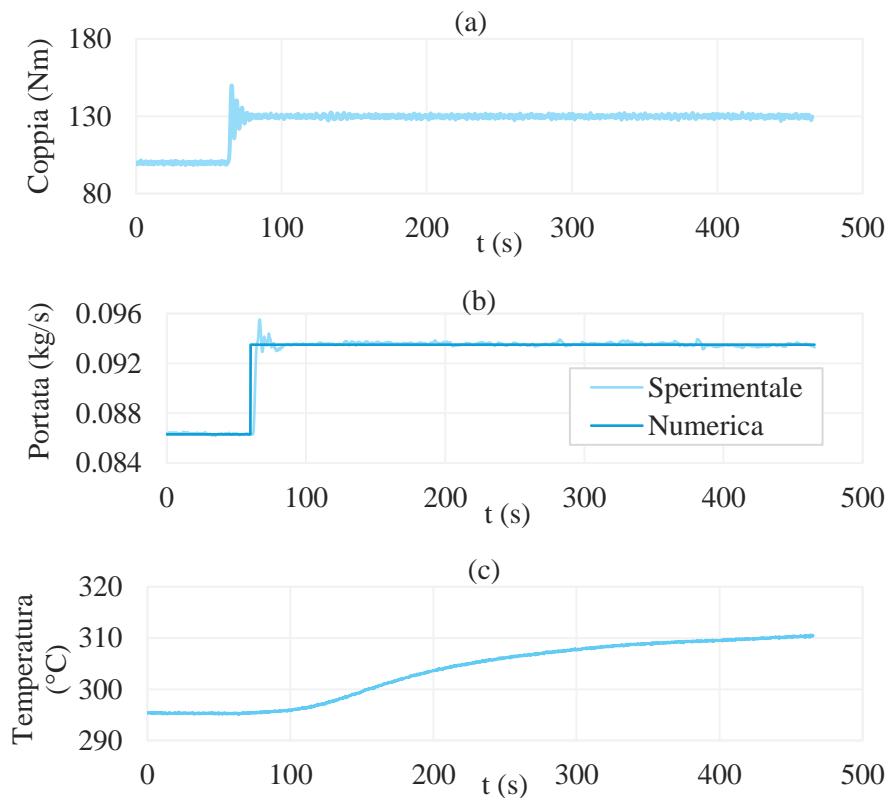


Figura 4.21. Input del modello. Gradino di coppia (a); variazioni di temperatura (c) e portata (b) dei gas di scarico.

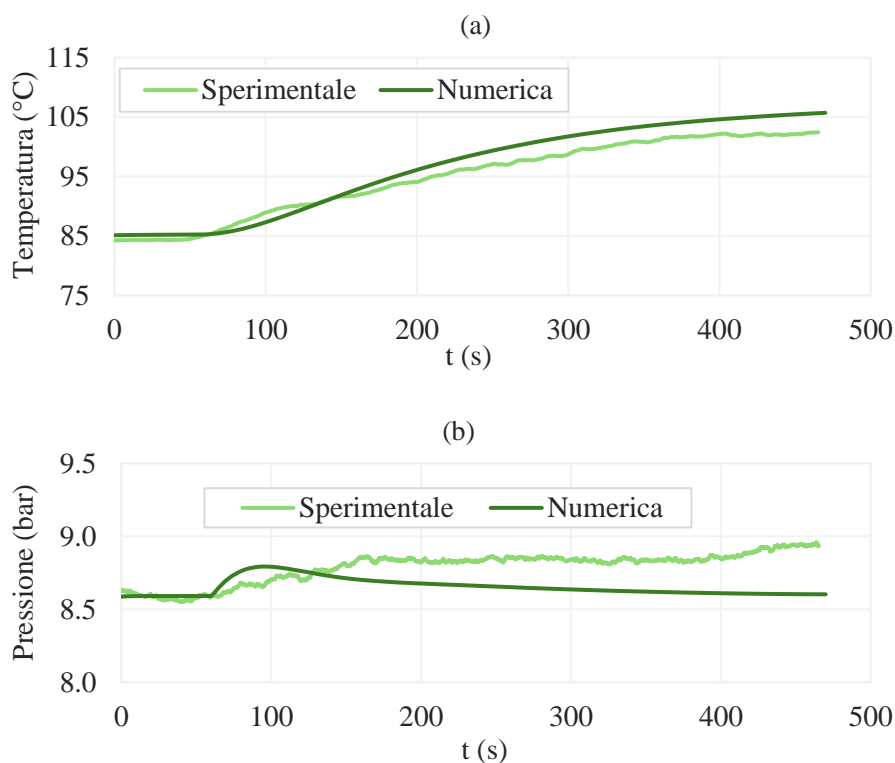


Figura 4.22. Temperatura del fluido di lavoro in uscita dall'evaporatore e pressione di evaporazione, sperimentali e numeriche.

Dopo 100 secondi	-1,63 °C
Dopo 200 secondi	2,05 °C
Dopo 300 secondi	3,02°C
Dopo 400 secondi	2,46°C

Costante di tempo sperimentale	Costante di tempo numerica
223 s	228,6 s

Tabella 4.10. Errori sulla temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore (in alto); costanti di tempo della temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore (in basso)

4.3.3.2. Gradino di velocità

In Tabella 4.11 e in Figura 4.23 sono riportate le condizioni al contorno $z=0$ dell'evaporatore: come prima, la portata di fluido di lavoro è costante, mentre la temperatura e la portata dei gas di scarico cambiano, in questo caso per il gradino di velocità.

Condizioni al contorno in $z=0$			
Fluido di lavoro		Gas	
Portata	0,0381 kg/s	Portata	Figura 4.17b
Entalpia	221 kJ/kg	Temperatura	Figura 4.17c

Tabella 4.11. Condizioni al contorno in $z=0$, nel caso di gradino di velocità.

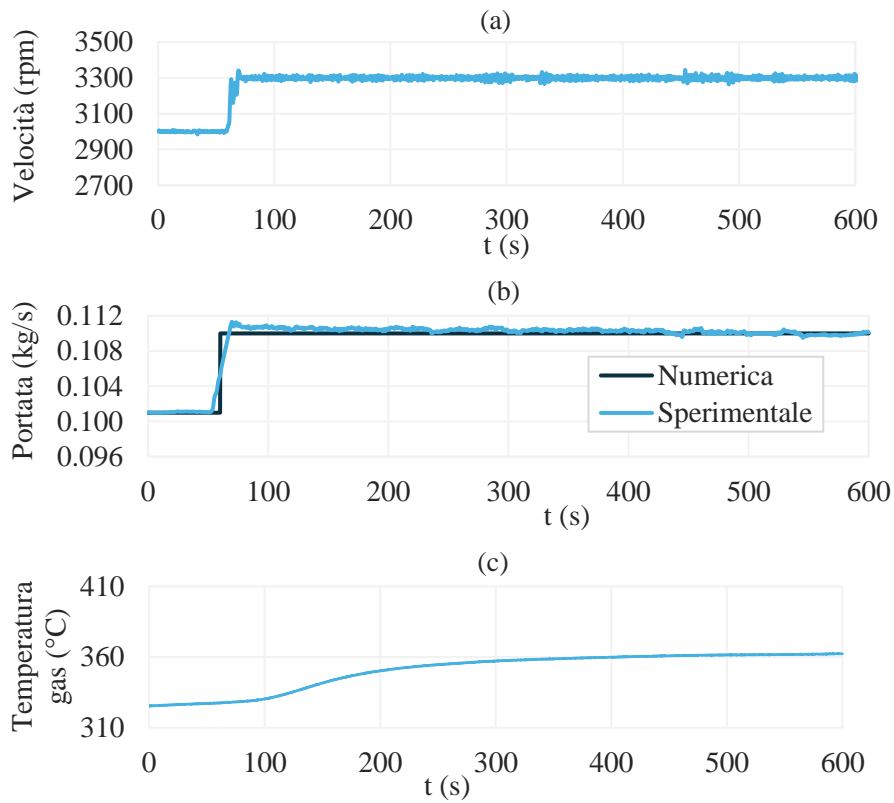


Figura 4.23. Gradino di velocità (a); variazioni di portata (b) e temperatura (c) dei gas conseguenti al gradino di velocità.

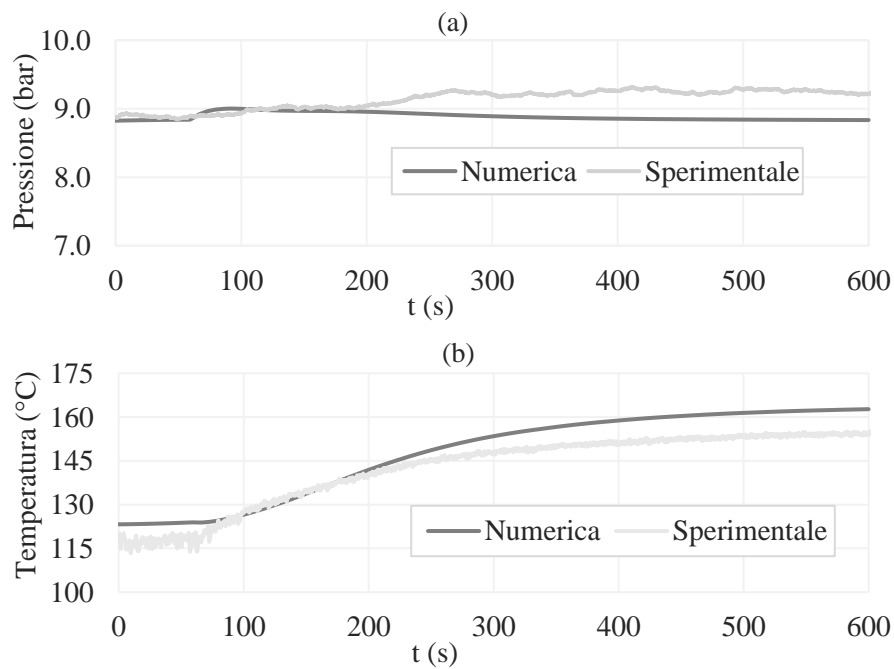


Figura 4.24. Temperatura e pressione del fluido di lavoro, sperimentali e numeriche.

Dopo 100 secondi	-0,78 °C
Dopo 200 secondi	1,97 °C
Dopo 300 secondi	5,86 °C
Dopo 400 secondi	7,94 °C
Dopo 500 secondi	7,99 °C
Dopo 600 secondi	7,96 °C

Costante di tempo sperimentale	Costante di tempo numerica
209,4 s	245,2 s

Figura 4.25. Errori sulla temperatura e costanti di temperatura.

Per riassumere, la dinamica dell'unità dipende principalmente dagli scambiatori di calore, che hanno transitori molto più lenti rispetto alle macchine. Il modello dinamico dell'evaporatore moving boundary coniuga un'efficace rappresentazione dei fenomeni fisici con una discretizzazione spaziale essenziale. L'attività sperimentale condotta sull'unità ORC ha permesso una validazione preliminare del modello, aprendo la strada a un controllo dell'unità model based.

4.4. Le analisi sperimentali su un impianto ORC alimentato da sorgente a bassa temperatura (<100 °C)

Oltre alle analisi sperimentali realizzate sull'impianto ORC sottoposto al motore, è stato effettuato uno studio anche su un impianto ORC di piccola taglia, separato dal motore, presente nei laboratori dell'Università dell'Aquila. In questo caso, due resistenze elettriche, ciascuna da 12 kW, riscaldano l'acqua contenuta in un serbatoio di accumulo termico da 135 l, pressurizzato con aria per evitare che l'acqua vaporizzi. L'acqua riscaldata dalle resistenze raggiunge una temperatura compresa tra i 90 e i 110°C, confrontabile con la temperatura raggiunta dall'acqua refrigerante e dall'olio in un motore a combustione interna. I risultati ottenuti da queste analisi sono estendibili al caso in cui l'unità ORC è sottoposta a un motore a combustione interna, e la cui sorgente termica superiore è l'acqua refrigerante o l'olio motore. Le due resistenze termiche possono essere accese e spente, in modo da simulare l'intermittenza della sorgente termica superiore.



Figura 4.26. Unità ORC.

L'acqua calda rappresenta la sorgente termica superiore del ciclo termodinamico sottoposto, che è un ciclo Rankine a fluido organico. Il fluido organico di lavoro è l'R245fa, di cui sono presenti 6 kg all'interno dell'impianto. Il fluido è stato additivato con olio, che rappresenta circa l'8% in massa, per esigenze di lubrificazione della pompa e dell'espansore.

Temperatura critica (°C)	154,01
Pressione critica (bar)	36,5
Temperatura di ebollizione a pressione atmosferica (°C)	15,1

Tabella 4.12. Alcune proprietà del fluido organico R245fa.

L'acqua calda è avviata nel lato caldo dell'evaporatore da una pompa azionata da un motore elettrico, per poi rientrare nel serbatoio di accumulo dopo aver ceduto calore al fluido di lavoro del ciclo termodinamico. Il fluido di lavoro assorbe calore dall'acqua calda nell'evaporatore, che è uno scambiatore a piastre, fino a raggiungere lo stato di vapore leggermente surriscaldato. A valle dell'evaporatore, il fluido espande in un espansore scroll da 1 kW. La potenza meccanica prodotta dall'espansore scroll è convertita in potenza elettrica da un generatore, che viene dissipata su un carico elettrico. Il fluido entra poi nel condensatore, dove cede calore all'acqua della rete, fino a raggiungere lo stato di liquido sottoraffreddato. A valle del condensatore si trova un serbatoio da 3 l, che permette di limitare le oscillazioni. Infine, il fluido è ricircolato da una pompa volumetrica a membrana da 61,3 cm³. La portata massica del fluido di lavoro può essere modificata intervenendo sulla velocità di rotazione della pompa, mentre la velocità di rotazione dell'espansore non è regolabile, poiché dipende dall'equilibrio dinamico dell'albero, che è lo stesso per l'espansore e il generatore.

Variabile	Tipo di sensore	Accuratezza
Temperatura	Termocoppia T	$\pm 0,75^\circ\text{C}$
Pressione	Sensore piezoresistivo	$\pm 1,5\%$ full scale
Portata R245fa	Flussimetro di Coriolis	$\pm 0,15\%$ del valore misurato
Portata di acqua	Flussimetro magnetico	$\pm 0,5\%$ del valore misurato
Coppia	Torsiometro	$\pm 0,02$ Nm
Potenza	Wattmetro	$\pm 0,5\%$ del valore misurato

Tabella 4.13. I sensori nell'impianto ORC.

La Figura 4.28 rappresenta il ciclo nel piano T-s, in tabella 4.14 sono riportati i dati ottenuti da una prova sperimentale.

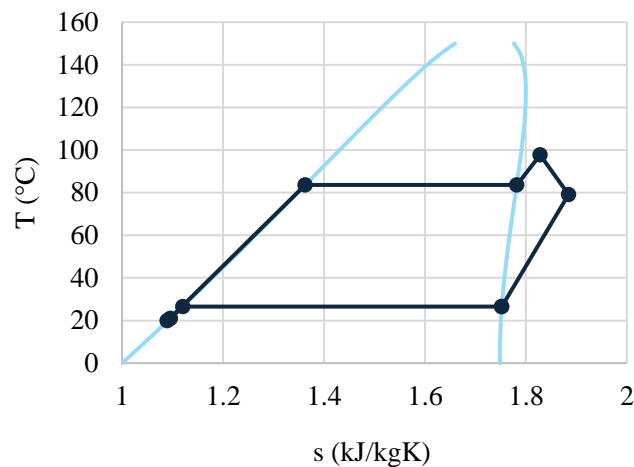


Figura 4.28. Ciclo termodinamico nel piano T-s.

Portata R245fa	40.5385	g/s
Portata acqua calda	9.5641	l/min
Temperatura R245fa in ingresso al condensatore	75.9231	$^\circ\text{C}$
Temperatura R245fa in uscita dal condensatore	26.56	$^\circ\text{C}$
Temperatura R245fa in ingresso all'evaporatore	19.9231	$^\circ\text{C}$
Temperatura R245fa in uscita dall'evaporatore	97.6667	$^\circ\text{C}$
Temperatura R245fa in uscita dall'espansore	79.0769	$^\circ\text{C}$
Pressione R245fa in ingresso al condensatore	1.5704	bar
Pressione R245fa in uscita dal condensatore	1.5208	bar
Pressione R245fa in ingresso all'evaporatore	8.6264	bar
Pressione R245fa in uscita dall'evaporatore	8.6018	bar
Pressione R245fa in uscita dall'espansore	2.2049	bar
Temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore	13	$^\circ\text{C}$
Temperatura dell'acqua in uscita al condensatore	27	$^\circ\text{C}$
Temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore	97.0513	$^\circ\text{C}$
Temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore	84.641	$^\circ\text{C}$
Surriscaldamento	14.1938	$^\circ\text{C}$
Potenza pompa	134.8629	W

Potenza espansore	474.5641	W
Potenza impianto	339.7012	W
Potenza termica assorbita da R245fa all'evaporatore	10336.4154	W
Potenza termica ceduta da R245fa al condensatore	9905.4269	W
Rendimento impianto	4.1199	%

Tabella 4.14. Dati da una prova sperimentale.

4.4.1. Gli effetti della presenza dello scambiatore di recupero

L'unità ORC può funzionare secondo due diverse configurazioni. La prima è quella base, nella quale il fluido in uscita dall'espansore entra direttamente nel condensatore, e il fluido in uscita dalla pompa entra direttamente nell'evaporatore. Nella configurazione con scambiatore di recupero, il fluido di lavoro in uscita dall'espansore non entra direttamente nel condensatore ma nello scambiatore di recupero, dove trasferisce energia termica al fluido di lavoro in uscita dalla pompa, preriscaldandolo prima che entri nell'evaporatore. È possibile passare da una configurazione all'altra grazie a una valvola a tre vie dedicata. Di qui in avanti si parlerà di configurazione RORC (Recuperative ORC) per indicare la configurazione con scambiatore di calore, di configurazione ORC per indicare la configurazione di base.

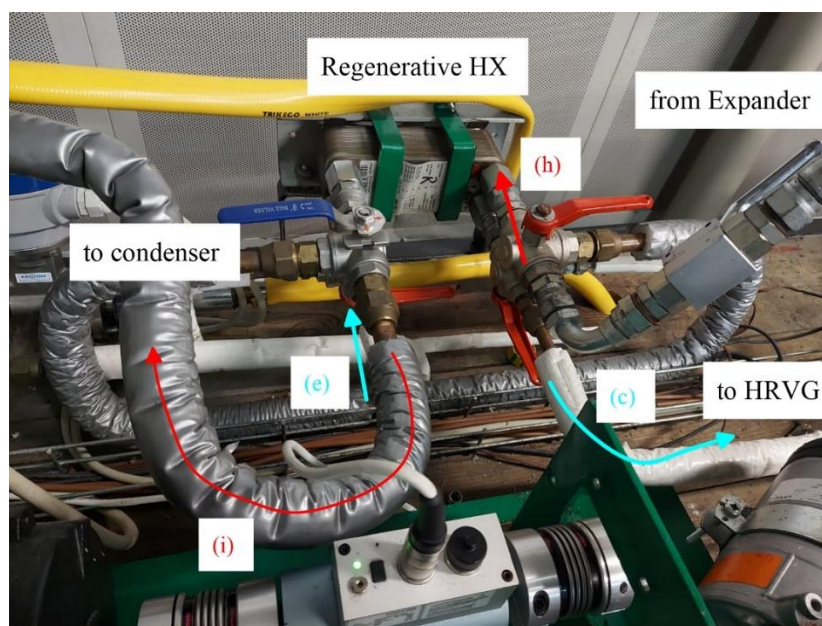
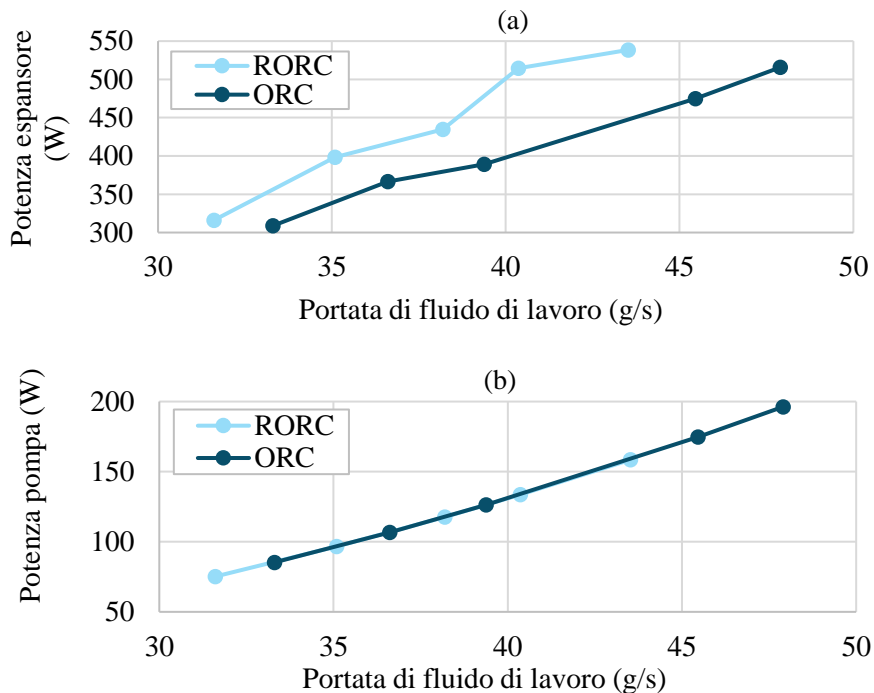


Figura 4.29. Lo scambiatore di recupero nell'unità ORC. Le frecce azzurre indicano il flusso del fluido di lavoro che, uscito dalla pompa, entra prima nello scambiatore di recupero (HX) e poi nell'evaporatore (HRVG); le frecce rosse indicano il flusso del fluido che entra nello scambiatore di recupero prima di entrare nel condensatore.

Per mettere a confronto le prestazioni delle due configurazioni sono state realizzate delle campagne sperimentali. Nel corso delle analisi sperimentali, per poter simulare la variazione di temperatura della sorgente termica superiore, il contenuto energetico dell'acqua calda che alimenta l'evaporatore non viene ripristinato, ma si erode progressivamente con il procedere delle prove.

Se diminuisce l'energia termica della sorgente superiore, si ha una minore necessità di portata di fluido di lavoro, che viene diminuita riducendo la velocità di rotazione della pompa. I valori di potenza dell'unità RORC sono superiori a quelli dell'unità ORC per l'intero intervallo di portate massiche preso in considerazione. I valori massimi di potenza nei due casi sono rispettivamente 380 W e 320 W (Figura 4.30c): il valore RORC è ottenuto con una portata massica del fluido di lavoro di 43,5 g/s, quello ORC è ottenuto con una portata massica di 48 g/s. Nella configurazione RORC, grazie al recupero dell'energia termica contenuta nel fluido di lavoro all'uscita dell'espansore, il fluido di lavoro entra ed esce dall'evaporatore a temperature più elevate, motivo per cui la portata massica del fluido di lavoro circolante nell'unità RORC è più bassa: ha valori compresi tra 43 e 31 g/s, mentre varia tra 48 e 33 g/s nella configurazione ORC. Anche a parità di portata massica, i valori di potenza ottenuti dall'unità RORC sono più alti. Ciò si deve alla potenza ottenuta dall'espansore: in entrambi i casi, i valori di potenza dell'espansore sono compresi nell'intervallo 300-550 W, ma la curva relativa all'unità ORC è spostata verso destra, e a parità di portata massica la potenza ottenuta dall'espansore RORC è maggiore. La potenza assorbita dalla pompa dipende solo dalla portata massica del fluido di lavoro: all'aumentare della portata, aumenta la potenza elettrica assorbita dalla pompa, motivo per cui la curva relativa alla potenza del sistema ORC non solo è spostata verso destra, ma anche verso il basso.



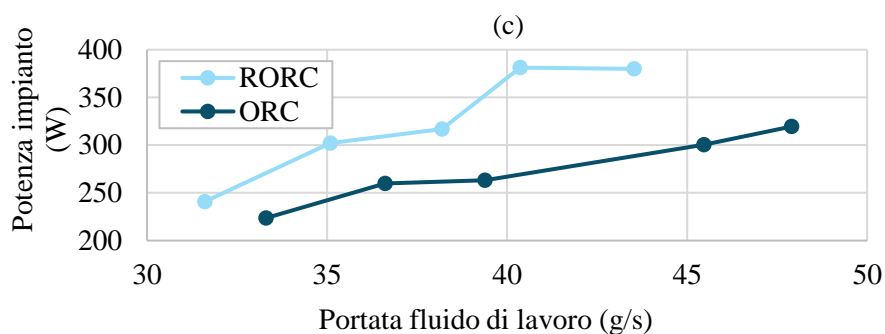


Figura 4.30. Potenza dell'espansore (a), potenza della pompa (b) e potenza dell'impianto (c), nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).

La potenza dell'espansore dipende dall'entalpia del fluido di lavoro all'ingresso e all'uscita dell'espansore. La temperatura massima del fluido di lavoro è compresa tra 76 e 102°C in entrambe le configurazioni esaminate ma, a parità di portata massica, è più elevata nell'unità RORC (Figura 4.31a).

A parità di portata massica, anche il grado di surriscaldamento è maggiore per la configurazione RORC: in questo caso i valori sono compresi nel range 4-16°C, mentre nel caso ORC sono compresi nel range 3-12°C. In entrambi i casi, i valori sono compresi nell'intervallo 5-20°C, quando le portate massiche sono superiori a 35 g/s. Queste sono le portate di maggior interesse per l'applicazione, dato che in condizioni di progetto l'unità lavora con portate di 40-45 g/s.

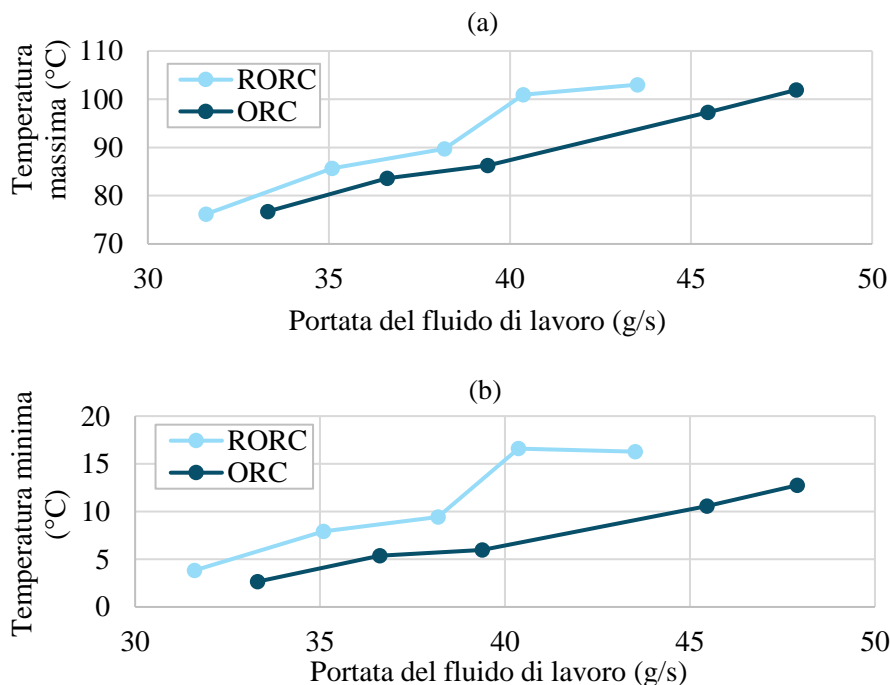


Figura 4.31. Temperatura massima (a) e temperatura minima (b) nel ciclo, nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).

La temperatura dell'acqua calda in ingresso all'evaporatore diminuisce da 105 a 80°C al ridursi della portata massica, dal momento che le prove sono state eseguite con i riscaldatori elettrici spenti, senza ripristinare il contenuto energetico dell'acqua nel serbatoio. La temperatura dell'acqua fredda all'ingresso del condensatore - che determina la pressione minima dell'impianto ORC - è rimasta costante a 14°C al variare delle portate di massa e della configurazione. L'acqua calda che fluisce dal serbatoio all'evaporatore ha temperature più elevate nella configurazione RORC: il grado di surriscaldamento e i valori di potenza dell'espansore sono più alti rispetto ai valori ottenuti nella modalità ORC.

Poiché nell'unità RORC il fluido di lavoro entra nel condensatore a una temperatura più bassa, la pressione minima è inferiore rispetto a quella che si avrebbe se la sezione di recupero fosse bypassata: l'effetto positivo del minor carico termico nel condensatore prevale su quello della contropressione indotta dallo scambiatore di calore di recupero. La pressione massima non dipende dalla configurazione dell'impianto, ma dalla permeabilità dell'espansore volumetrico, che ha un comportamento paragonabile a quello di una valvola: all'aumentare della portata massica, la differenza di pressione tra il lato di aspirazione e quello di scarico aumenta, secondo la legge di permeabilità dell'espansore. Poiché il condensatore impone la pressione di scarico dell'espansore, la permeabilità determina solo la pressione di aspirazione, corrispondente alla pressione massima nell'impianto. Per effetto della permeabilità dell'espansore, in entrambi i sistemi ORC e RORC c'è lo stesso Δp tra l'aspirazione e lo scarico dell'espansore, a parità di portata massica.

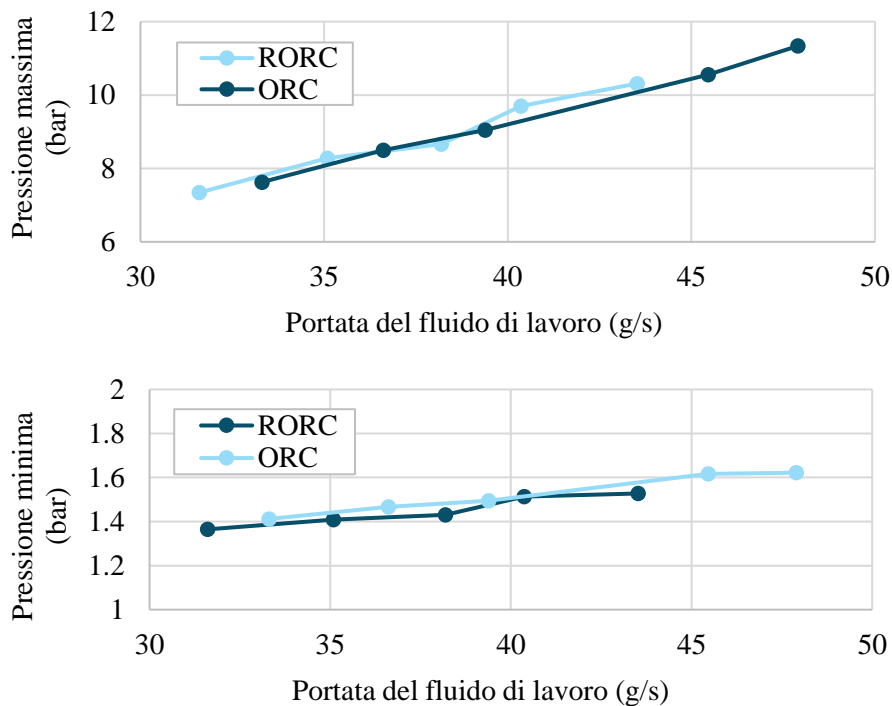


Figura 4.32. Pressione massima e pressione minima nel ciclo, nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).

L'efficienza dell'impianto del RORC (Figura 4.33) è più elevata nell'intero intervallo di portate massiche, grazie al minor carico termico sull'evaporatore, dove il fluido di lavoro entra dopo essere stato preriscaldato nello scambiatore di calore a recupero. L'efficienza del RORC varia tra il 4 e il 5% nell'intervallo di portate considerate, mentre quella dell'ORC è compresa tra il 3 e il 4%. L'efficienza massima, che è il 5% per il RORC e il 4,1% per l'ORC, si verifica in entrambi i casi in corrispondenza di un valore di portata massica di circa 40 g/s.

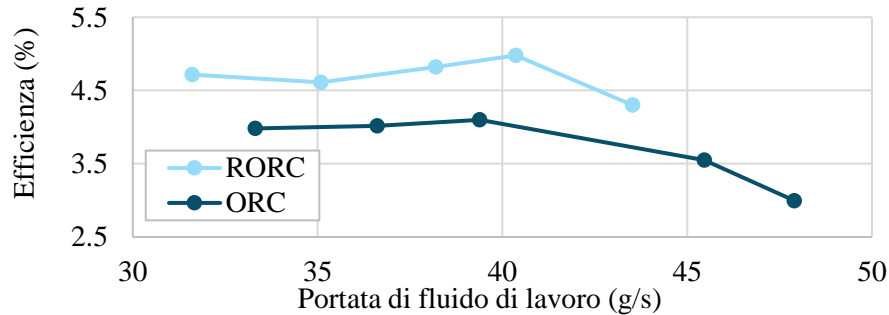


Figura 4.33. Efficienza di impianto, nel caso in cui è presente lo scambiatore di recuperatore (RORC) e nel caso in cui è assente (ORC).

Le potenze termiche trasferite sono inferiori per il sistema RORC in entrambi gli scambiatori di calore: il calore trasferito nel condensatore ORC è superiore a quello scambiato nel condensatore RORC di una percentuale che aumenta dal 15 al 30% all'aumentare della portata; nell'evaporatore, la stessa percentuale varia tra il 20 e il 30%.

La temperatura dell'acqua calda all'ingresso dell'evaporatore è più alta nella configurazione RORC rispetto a quella ORC, a parità di portata massica. Il fluido di lavoro che entra nell'evaporatore dopo essere stato preriscaldato nello scambiatore di calore a recupero ha una temperatura tra i 30 °C e i 25 °C superiore a quella del fluido che entra nell'evaporatore direttamente dopo aver lasciato la pompa (Figura 4.34a). Per quanto riguarda il condensatore, la differenza di temperatura dell'acqua fredda tra l'ingresso e l'uscita è paragonabile nei due casi. Invece, il fluido di lavoro che entra nel condensatore dopo essere stato preraffreddato nello scambiatore di calore a recupero ha una temperatura tra i 35 e i 20 °C inferiore rispetto al fluido che entra nel condensatore dopo aver lasciato l'espansore.

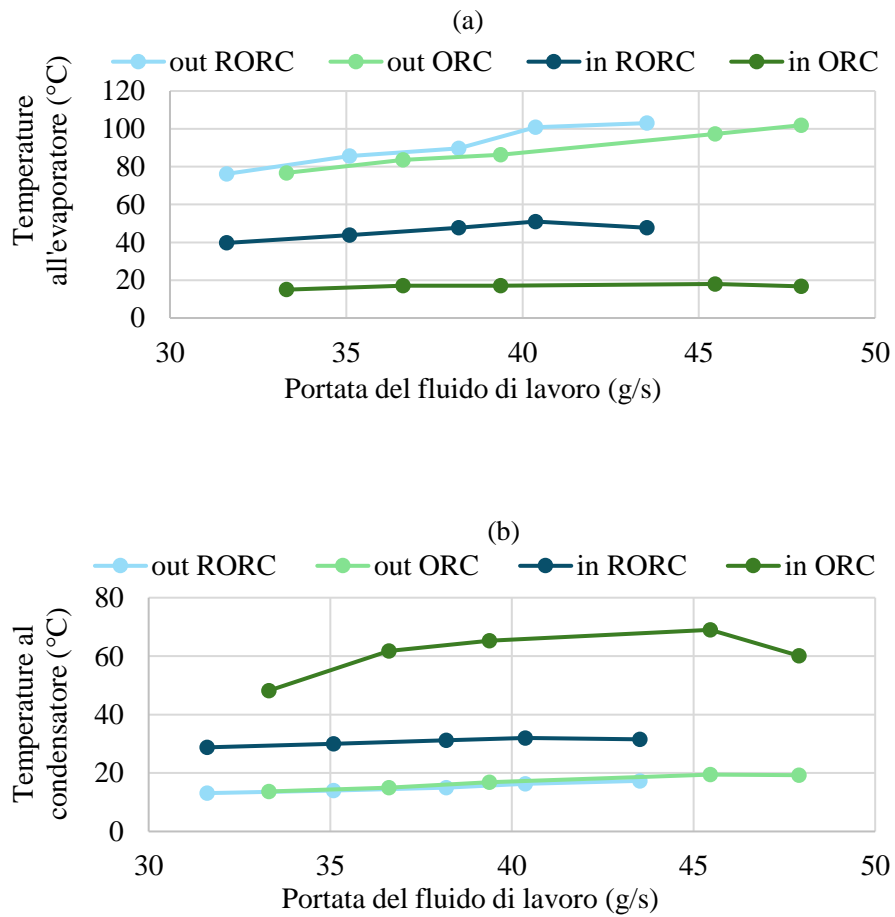


Figura 4.34. Temperature del fluido R245fa in ingresso e in uscita dall'evaporatore nelle due configurazioni ORC e RORC (a); temperature del fluido R245fa in ingresso e in uscita dal condensatore nelle due configurazioni ORC e RORC (b).

La Figura 4.35b mostra la percentuale di calore assorbito sul lato freddo del recuperatore rispetto al calore totale assorbito dal fluido di lavoro: questo valore varia tra il 14 e il 18%.

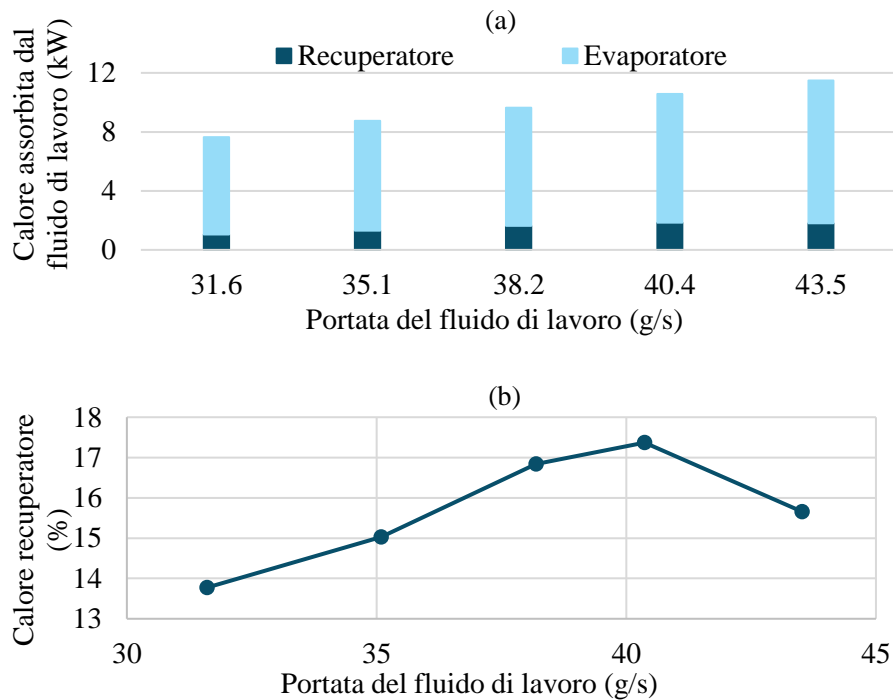


Figura 4.35. Calore che il fluido di lavoro assorbe nello scambiatore di recupero e nell'evaporatore (a); percentuale di calore che il fluido assorbe nello scambiatore di recupero rispetto a quello assorbito nell'evaporatore (b).

I risultati delle analisi sperimentali mostrano che il sistema RORC può lavorare con una portata massica di fluido di lavoro inferiore, dal momento che l'acqua calda entra nell'evaporatore a temperature più elevate. In particolare, la portata di R245fa varia tra 31 e 43 g/s nell'unità RORC e tra 48 e 33 g/s in quella ORC. Inoltre, a parità di portata massica del fluido di lavoro, la potenza ottenuta dall'espansore in modalità RORC è maggiore, perché sono più alti il grado di surriscaldamento e la temperatura massima del ciclo. L'energia elettrica assorbita dalla pompa dipende invece solo dalla portata massica del fluido di lavoro e non dal tipo di configurazione. A parità di portata massica di R245fa, la potenza di impianto è sempre maggiore per la configurazione RORC: per una portata massica del fluido di lavoro di 40 g/s, che è il valore di progetto, la potenza dell'unità RORC è 380 W, quella ottenuta dall'unità ORC è 270 W. Inoltre, l'efficienza dell'unità RORC è maggiore in tutto l'intervallo di portate massiche considerato, poiché il fluido di lavoro arriva preriscaldato nell'evaporatore: a 40 g/s, l'efficienza è del 5% per l'unità RORC e del 4% per quella ORC.

4.4.2. Le prestazioni dell'espansore

Sono state messe a confronto le prestazioni dello stesso impianto ORC di cui si è parlato nel paragrafo precedente, con due diversi tipi di espansori: un espansore scroll e un espansore a palette (SVRE). In condizioni di progetto, la velocità di rotazione dell'espansore SVRE è 1500 rpm, quella dello scroll è 4000 rpm; l'efficienza volumetrica

nominale dell'SVRE vale 0,5, dello scroll 0,8; la cilindrata dell'SVRE è $27,3 \text{ cm}^3$, dello scroll è $12,4 \text{ cm}^3$. Questi valori garantiscono che entrambi gli espansori possano elaborare la stessa portata massica in condizioni operative simili. Nonostante le due macchine siano simili da un punto di vista fluidodinamico, le prestazioni dei due dispositivi sono diverse, a causa della differente efficienza globale. Inoltre, è diverso il range operativo coperto dalle due macchine. La differenza tra le due tecnologie porta anche ad avere due layout diversi. Un espansore scroll ermetico ha nello stesso involucro le due spirali e il generatore, motivo per cui non è possibile l'installazione del torsionmetro con un giunto dedicato, come è stato fatto per l'SVRE. Se l'espansore non fosse ermetico, sarebbe possibile collegarlo a un generatore esterno tramite un torsionmetro, ma una macchina ermetica è più affidabile, più facile da gestire e da installare.

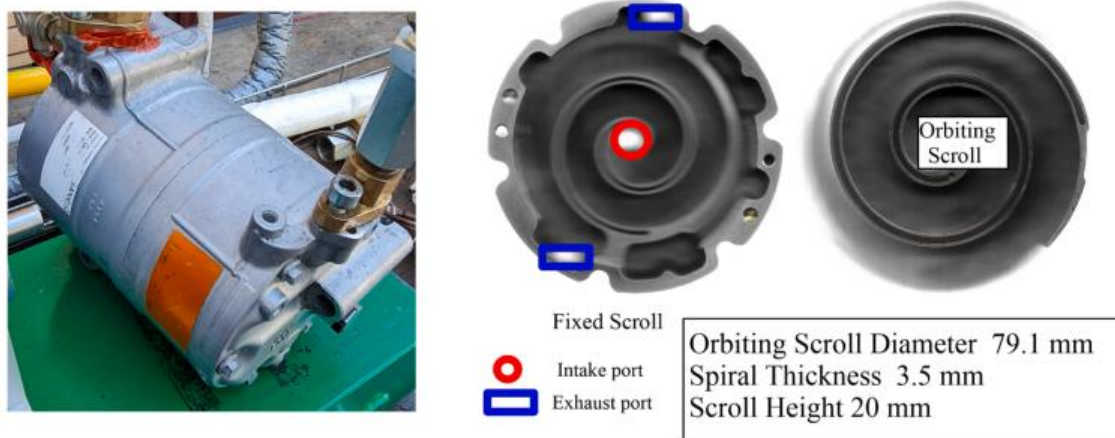


Figura 4.36. Espansore scroll.

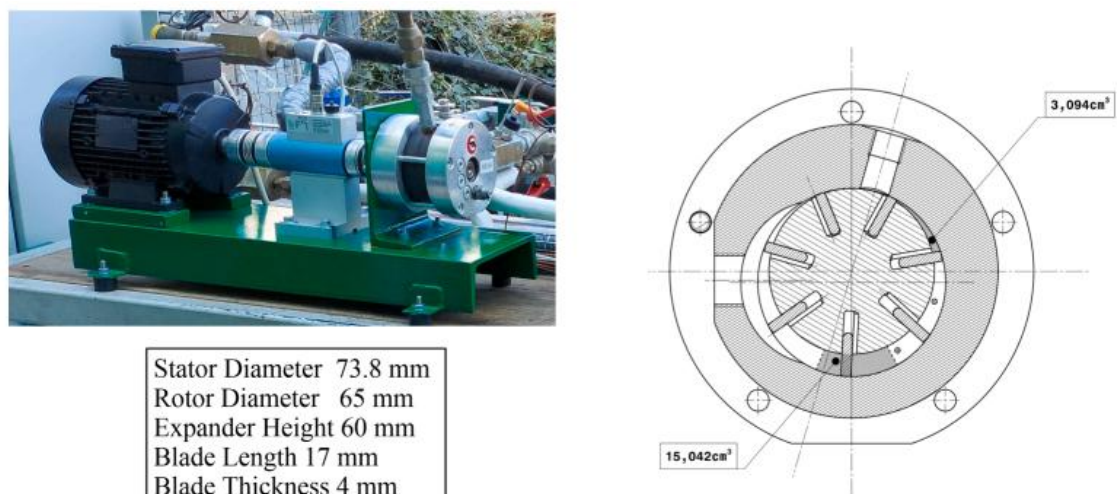


Figura 4.37. Espansore SVRE.

L'efficienza globale di un espansore è definita come il rapporto tra la potenza elettrica ottenuta dall'espansore e la potenza prodotta nel caso di un'espansione adiabatico-isoentropica. L'efficienza globale tiene conto anche delle perdite dovute alla trasformazione dell'energia meccanica in energia elettrica attraverso il generatore.

$$\eta_{exp} = \frac{P_{exp}}{P_{ad,is}} \quad (4.23)$$

Dalle analisi sperimentali, risulta che l'efficienza globale dell'espansore scroll diminuisce dal 60% al 37%, quando la portata massica aumenta da 17 g/s a 62 g/s (Figura 4.38). Nonostante l'efficienza globale diminuisca con la portata massica, la potenza dell'espansore aumenta da 150 W a 530 W. L'aumento della potenza con la portata massica è dovuto all'aumento del rapporto di pressione: maggiore è il rapporto di pressione, maggiore sono la potenza indicata e la potenza netta generata. Sia la potenza indicata, sia la potenza persa per attrito e per effetti viscosi aumentano con la portata massica, ma la potenza indicata ha una crescita più marcata rispetto alla potenza persa, motivo per cui complessivamente la potenza aumenta con la portata (Figura 4.38).

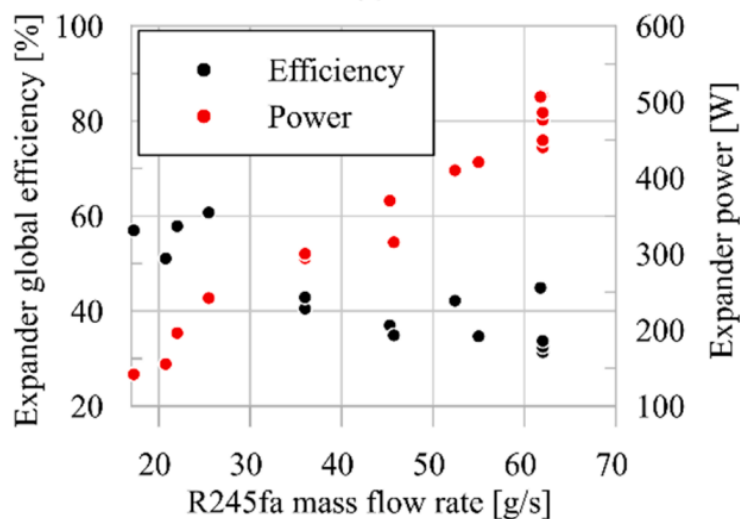


Figura 4.38. Potenza ed efficienza globale dell'espansore scroll.

L'efficienza volumetrica è invece definita come il rapporto tra la portata massica teorica e la portata massica reale elaborata dalla macchina. L'efficienza volumetrica quantifica le perdite di flusso, cioè le perdite dovute al fatto che una porzione di portata di fluido di lavoro bypassa la camera di aspirazione, raggiungendo direttamente la porta di scarico senza partecipare alla produzione di potenza. Al contrario dell'efficienza globale, l'efficienza volumetrica dell'espansore cresce all'aumentare della portata massica (Figura 4.39), anche se aumenta il rapporto di pressione dell'espansore, condizione che si traduce in un aumento delle perdite di flusso e in una riduzione dell'efficienza volumetrica. Tuttavia, nel caso in esame, l'espansore non funziona a velocità di rotazione fissa perché la sua velocità dipende dalla dinamica dell'albero, cioè dall'equilibrio tra la coppia motrice e quella resistente sull'albero. All'aumentare della portata massica, aumenta il rapporto di

pressione dell'espansore, e di conseguenza aumentano la coppia motrice e il numero di giri dell'espansore (Figura 4.40). L'aumento della velocità dell'espansore porta a un miglioramento della capacità di tenuta della macchina, e l'effetto negativo della crescita del rapporto di pressione è annullato dall'aumento della velocità dell'espansore.

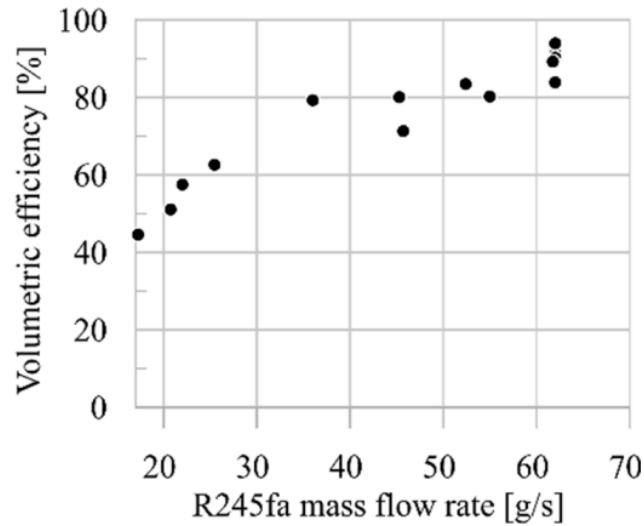


Figura 4.39. Efficienza volumetrica dell'espansore scroll.

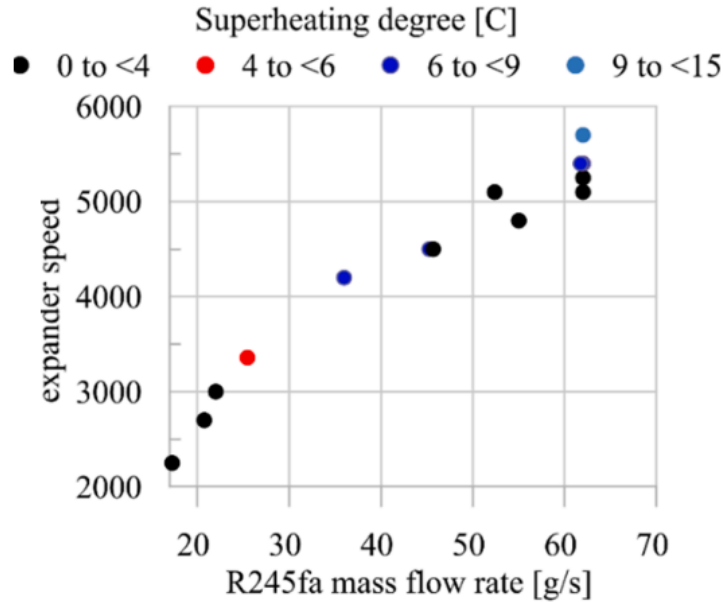


Figura 4.40. Velocità dell'espansore scroll al variare della portata massica e del grado di surriscaldamento.

L'efficienza globale dell'espansore dipende dall'efficienza volumetrica, ma si riduce all'aumentare della portata massica, poiché con l'aumento del rapporto di pressione aumentano le perdite per attrito.

La potenza dell'espansore influisce sulla potenza dell'intero impianto ORC, che aumenta con la portata di fluido di lavoro, fino a un massimo di circa 450 W (Figura 4.41). Al contrario, l'efficienza dell'impianto mostra una diminuzione lineare con la portata (Figura 4.42). Questa riduzione si deve al fatto che l'efficienza globale dell'espansore diminuisce a causa delle maggiori perdite meccaniche.

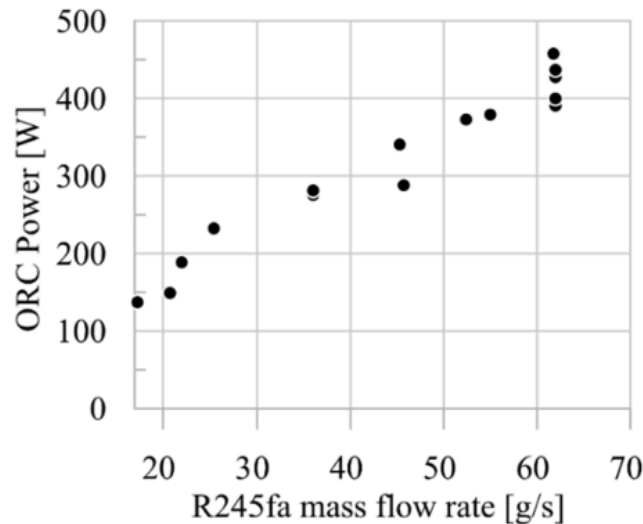


Figura 4.41. Potenza impianto ORC.

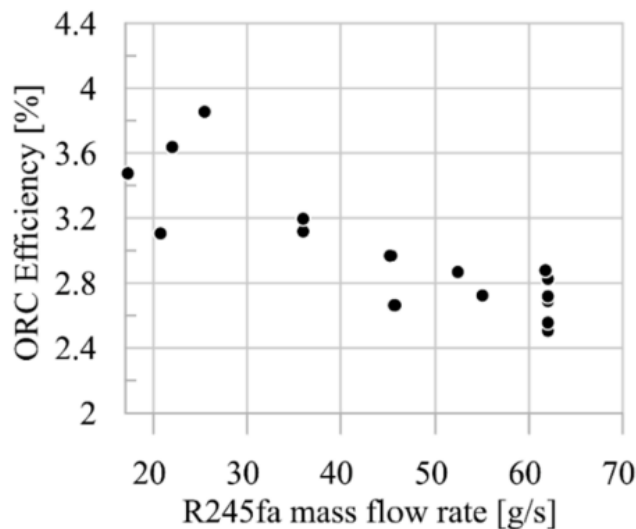


Figura 4.42. Efficienza dell'impianto ORC.

Il comportamento dell'espansore svolge inoltre un ruolo importante nella determinazione della pressione massima dell'unità ORC, che corrisponde alla pressione di aspirazione dell'espansore. Nelle macchine volumetriche, la pressione di aspirazione dipende dalla permeabilità della macchina, definita come il rapporto tra la portata massica in ingresso all'espansore e la differenza di pressione tra l'aspirazione e lo scarico dell'espansore. Per

ogni valore di portata di fluido di lavoro, minore è la permeabilità, maggiore è la differenza di pressione tra la mandata e lo scarico. Poiché la pressione di scarico dell'espansore dipende dalle condizioni della sorgente fredda, la permeabilità definisce la pressione di aspirazione dell'espansore. La pressione di aspirazione dell'espansore ha infatti una crescita lineare da 5 bar a 12 bar quando la portata massica aumenta da 17 g/s a 70 g/s, indipendentemente dal grado di surriscaldamento (Figura 4.43). La pressione di scarico mostra invece una debole crescita lineare e può essere considerata costante.

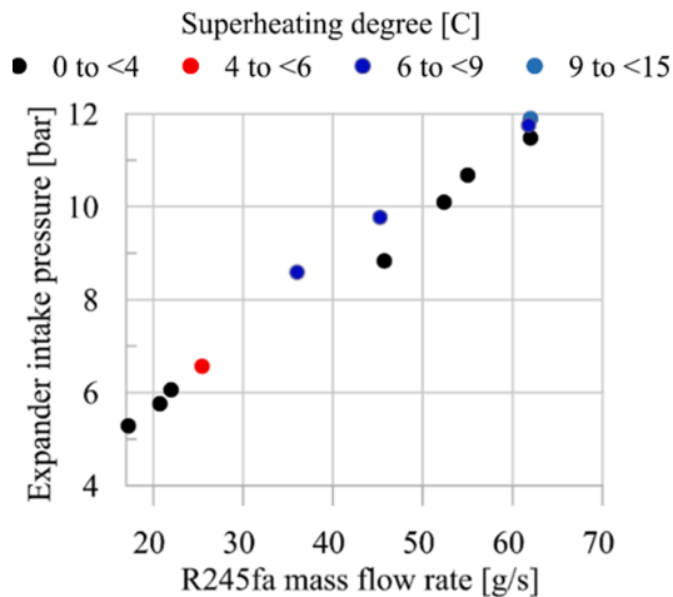


Figura 4.43. Pressione di aspirazione dell'espansore, al variare della portata di fluido di lavoro e del surriscaldamento.

La perdita della velocità di rotazione come variabile indipendente riduce i gradi di libertà su cui fare affidamento per il controllo dell'impianto, ma si traduce in una relazione più semplice tra le condizioni operative dell'impianto. Infatti, la velocità di rotazione può essere rappresentata da una funzione lineare ottenuta adattando i dati sperimentali. Anche la relazione tra l'efficienza volumetrica e le altre condizioni operative può essere semplificata.

La velocità di rotazione dell'espansore a vani rotanti può essere modificata tramite l'inverter, aggiungendosi alla velocità della pompa come variabile di controllo. La velocità della pompa fissa la portata del fluido di lavoro, permettendo di adattarla alla potenza termica disponibile all'evaporatore. La velocità dell'espansore è correlata alla pressione di aspirazione e al rapporto di pressione dell'espansore. Controllando la velocità di rotazione, si può modificare la permeabilità della macchina. In questo modo, la pressione di aspirazione dell'espansore non dipende più in modo univoco dalla portata di fluido di lavoro, sebbene la variazione della velocità di rotazione non sia sufficiente a disaccoppiare la pressione dalla variazione della portata. Nel caso dell'espansore scroll, la velocità di rotazione dipende dalle condizioni operative e non è un parametro

indipendente: la pressione di aspirazione dell'espansore aumenta in funzione della portata massica, seguendo un percorso univoco. Nel caso dell'espansore a vani rotanti, la velocità di rotazione è un parametro indipendente: la variazione della pressione di aspirazione con la portata massica segue percorsi che cambiano a seconda del valore di velocità di rotazione, e ciò si deve alla variazione di permeabilità della macchina (Figura 4.44). La permeabilità aumenta al crescere del volume di aspirazione dell'espansore e della velocità di rotazione, mentre diminuisce all'aumentare dell'efficienza volumetrica.

Più alta è la velocità di rotazione, minore è la differenza di pressione tra l'aspirazione e lo scarico dell'espansore per una data portata di fluido di lavoro. Diminuendo la velocità di rotazione, la permeabilità della macchina diminuisce, con la conseguenza di avere una maggiore differenza di pressione tra l'aspirazione e lo scarico dell'espansore, a parità di portata. L'aumento della velocità di rotazione determina un incremento della permeabilità che passa da 0,084 kg/MPa a 0,110 kg/MPa, quando la velocità di rotazione passa da 1300 rpm a 1700 rpm, considerando un surriscaldamento di 10°C.

La variazione della velocità dell'espansore permette di modificare il rapporto di espansione: quando la portata massica in ingresso alla macchina è inferiore rispetto al valore di progetto, il valore ottimale del rapporto di espansore può essere raggiunto riducendo la velocità di rotazione. La velocità di rotazione dell'espansore aumenta in modo quasi lineare con la portata massica elaborata dalla pompa, a seconda della potenza termica disponibile all'evaporatore. Se invece la velocità dell'espansore è costante, il rapporto di espansione aumenta in modo quasi lineare con la portata massica. Tuttavia, quando la portata in ingresso all'espansore diminuisce, il rapporto di espansione potrebbe essere troppo basso: in questa condizione l'espansore non può essere azionato. In questo caso, la velocità di rotazione può essere ridotta, in modo da ottenere un rapporto di espansione maggiore per una data portata di fluido di lavoro. Ad esempio, se la portata massica si riduce da 60 g/s a 55 g/s e la velocità dell'espansore viene mantenuta costante, il rapporto di espansione diminuisce. Solo riducendo la velocità di rotazione dell'espansore è possibile impedire la riduzione del rapporto di espansione. Se la portata massica è molto maggiore del valore di progetto, il rapporto di pressione aumenta: aumentano la pressione di aspirazione e la pressione massima dell'impianto, con la conseguenza di avere sollecitazioni meccaniche più severe sui componenti dell'impianto. In questo caso, l'aumento della velocità di rotazione garantisce la riduzione del rapporto di espansione, fornendo una minore pressione di aspirazione. La velocità di rotazione è uno dei parametri che influisce maggiormente sulle prestazioni dell'espansore.

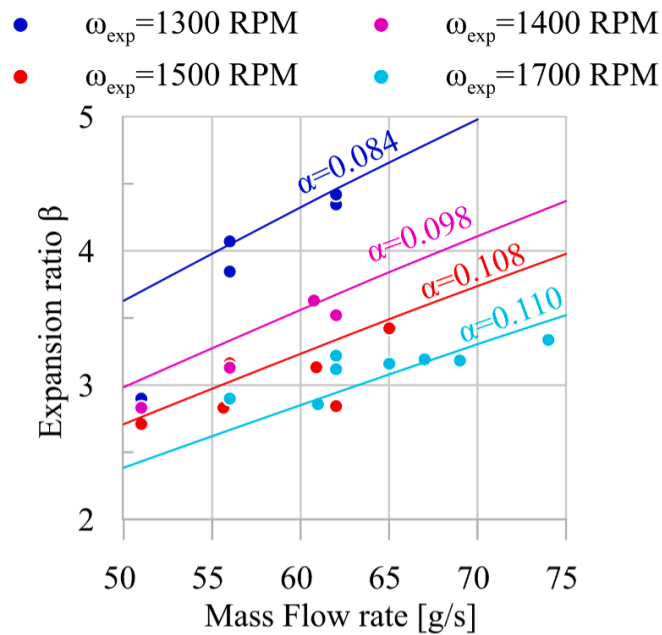


Figura 4.44. Rapporto di espansione in funzione della portata di fluido di lavoro, al variare della velocità di rotazione.

L'espansore a vani rotanti permette di lavorare in un più ampio range di condizioni operative, e rende l'impianto adatto a diversi valori di portata di fluido di lavoro, cioè a diversi valori di potenza termica all'evaporatore. Per basse portate massiche, una bassa velocità di rotazione consente di raggiungere rapporti di espansione più ampi. Quando la velocità di rotazione è 1300 rpm, si ottiene dall'espansore una potenza di 600-750 W. Con una maggiore potenza termica disponibile, deve aumentare la portata massica di fluido di lavoro. La velocità dell'espansore viene aumentata fino a 1700 rpm: in questo caso, il rapporto di espansione diminuisce. Per una portata di 75 g/s, si ottiene una potenza di espansione di 660 W (Figura 4.45a).

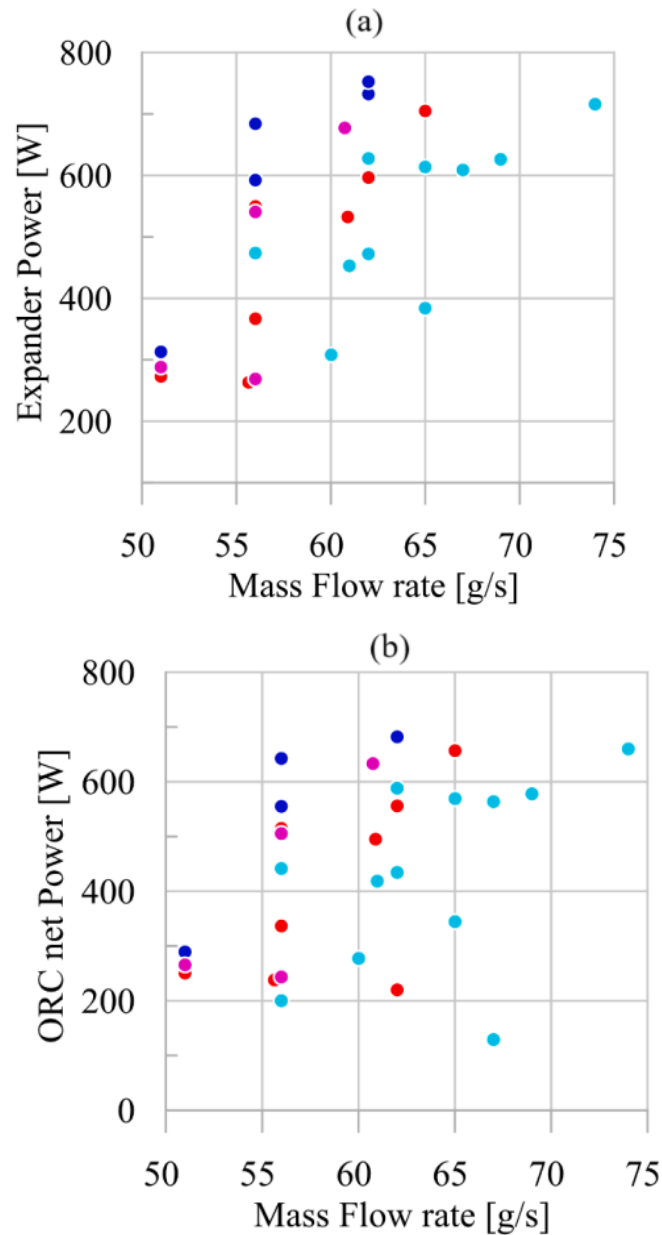


Figura 4.45. Potenza ottenuta dall'espansore a vani (a) e dall'impianto ORC (b) in funzione della portata di fluido di lavoro, al variare della velocità di rotazione dell'espansore.

Quando la velocità di rotazione è stata modificata per effettuare una regolazione, è necessario considerare come cambiano la potenza dell'espansore e l'efficienza dell'impianto. La potenza massima è prodotta in corrispondenza della velocità di progetto, che è 1500 rpm, e qualsiasi variazione di questo parametro determina una riduzione della potenza. Se la velocità di rotazione diminuisce, la macchina lavora con un rapporto di espansione maggiore, ma esegue meno cicli per unità di tempo. Se invece l'espansore lavora a velocità di rotazioni più elevate, vengono eseguiti più cicli nel tempo,

ma il rapporto di espansione è inferiore. Inoltre, l'aumento della velocità dell'espansore porta ad una minore efficienza dell'espansore, a causa delle maggiori perdite per attrito.

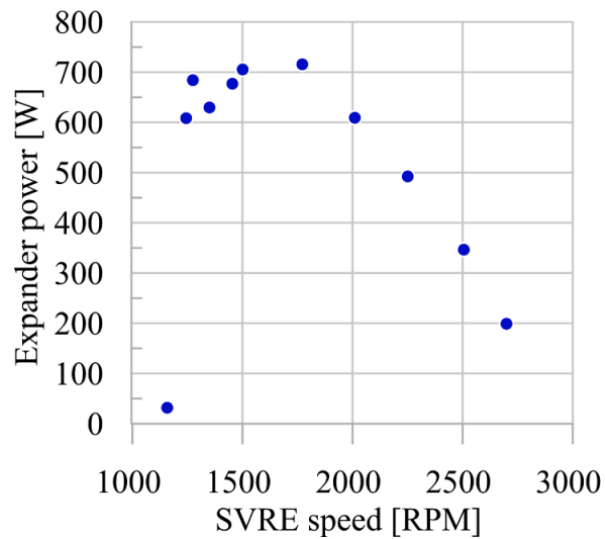


Figura 4.46. Potenza dell'espansore a vani.

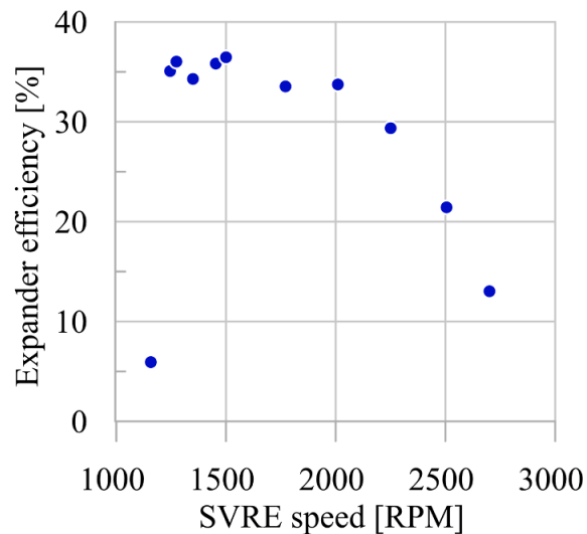


Figura 4.47. Efficienza dell'espansore a vani.

Sia la potenza che il rendimento dell'ORC hanno un andamento che corrisponde alla potenza e all'efficienza dell'espansore: assumono un valore massimo in corrispondenza della velocità di progetto, ma si riducono all'aumentare della velocità.

Per poter confrontare le due macchine, è necessario considerare che hanno dimensioni diverse: l'espansore scroll ha un volume di aspirazione di $12,4 \text{ cm}^3$, mentre l'espansore a vani rotanti di $21,7 \text{ cm}^3$. Inoltre, l'espansore scroll ha una permeabilità più elevata a causa della maggiore velocità di rotazione, che può variare tra 2000 e 6000 rpm. Ad esempio,

con una portata di 50-60 g/s, la velocità dell'espansore è compresa tra 4500 e 6000 rpm per lo scroll, molto più alta di quella dell'espansore a vani rotanti, che è di 1700 rpm. Come conseguenza delle più elevate velocità di rotazione, il rapporto di espansione dello scroll è più basso, a parità di portata di fluido di lavoro (Figura 4.48).

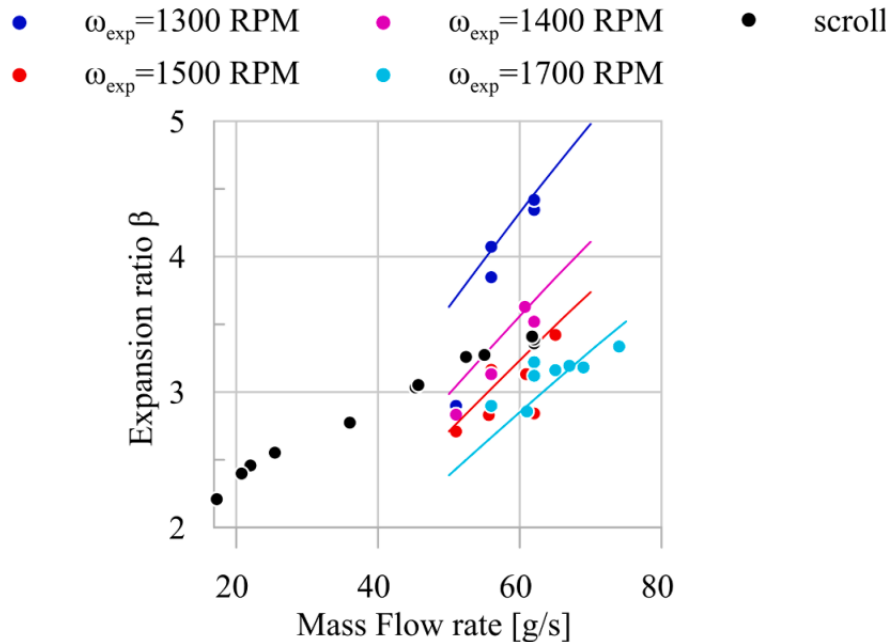


Figura 4.48. Rapporto di espansione per l'espansore scroll e a vani.

Inoltre, le perdite per attrito sono maggiori per lo scroll, e ne riducono la potenza netta. Queste caratteristiche si riflettono sulla potenza prodotta dall'unità ORC: varia tra 100 e 500 W nel caso di espansore scroll; tra 200 e 700 W nel caso di espansore a vani. Per lo stesso motivo, l'efficienza è più alta nel caso di unità con espansore a vani rotanti: in questo caso è compresa tra il 2 e il 6%; nel caso di espansore scroll, è compresa tra il 2 e il 4%.

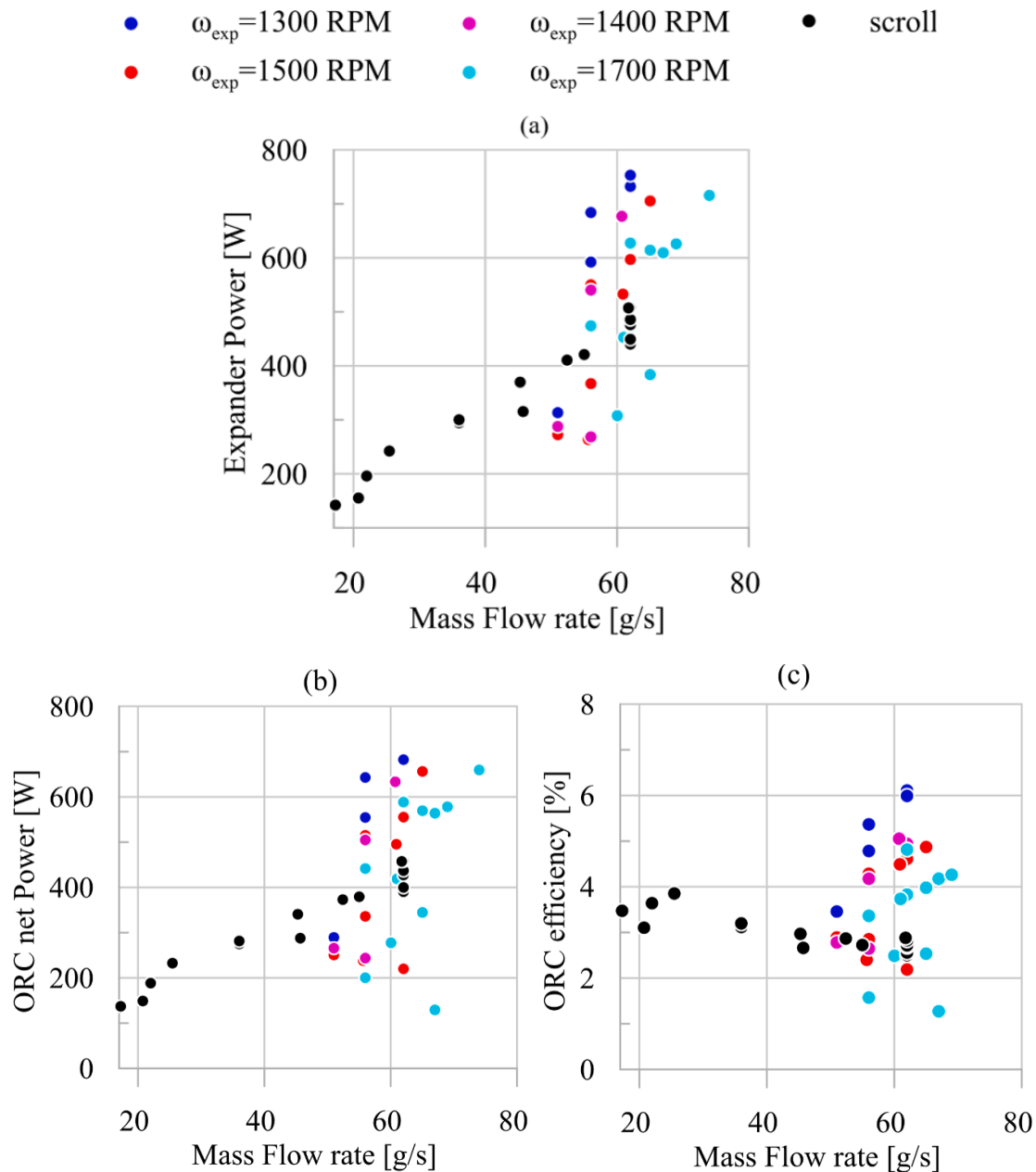


Figura 4.49. Potenza dell'espansore scroll e a vani (a); potenza (b) ed efficienza (c) di impianto, nel caso di espansore scroll e a vani.

Sulla base delle prove sperimentali, l'espansore a vani rotanti dovrebbe essere preferito allo scroll. Tuttavia, lo scroll è più adatto a lavorare con basse portate massiche del fluido di lavoro, mentre l'espansore a vani rotanti è operativo solo per portate superiori a 50 g/s. Un altro vantaggio degli espansori scroll è la fase di avvio: mentre lo scroll può avviarsi non appena il rapporto di espansione è sufficiente a muovere la macchina, l'espansore a vani rotanti inizia a lavorare solo con un fluido di lavoro completamente vaporizzato. Durante il funzionamento, entrambe le macchine tollerano l'espansione con fluido bifase.

Per quanto riguarda l'efficienza globale, l'espansore a vani rotanti presenta un andamento dell'efficienza globale più piatto in funzione della portata massica, mentre lo scroll mostra

una netta diminuzione dell'efficienza globale al crescere della portata massica. La ragione principale è che l'efficienza globale tiene conto delle perdite volumetriche, fluidodinamiche e meccaniche. All'aumentare della portata massica, aumenta la pressione e di conseguenza aumenta la velocità di rotazione. Quando la portata massica è compresa tra 40 g/s e 60 g/s, la velocità di rotazione è compresa tra 4000 giri/min e 6000 giri/min. Di conseguenza, le perdite meccaniche giocano un effetto dominante sull'efficienza globale nell'intervallo 30-40%. Per portate massiche comprese tra 17 g/s e 40 g/s, l'efficienza globale è più alta, dal momento che è più bassa la velocità di rotazione. L'aumento della velocità di rotazione produce un miglioramento dell'efficienza volumetrica, che ha un effetto positivo sulle prestazioni globali, ma porta a maggiori perdite meccaniche dovute all'attrito. Pertanto, l'efficienza globale dell'espansore diminuisce.

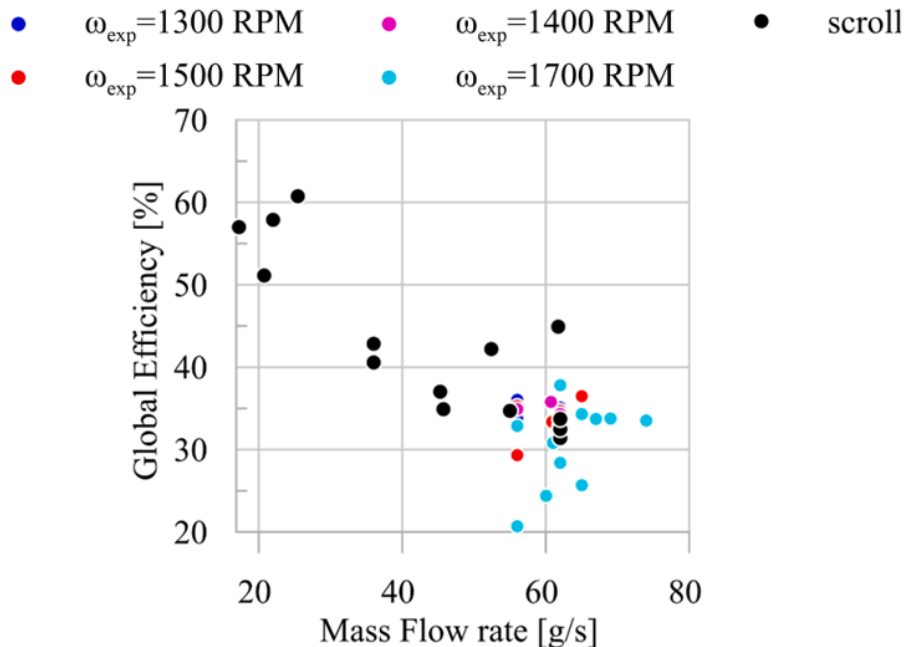


Figura 4.50. Efficienza globale dell'espansore scroll e dell'espansore a vani.

4.4.3. Le prestazioni della pompa

A differenza di quanto accade negli impianti Rankine a vapore, nelle unità ORC la potenza assorbita dalla pompa non è trascurabile rispetto alla potenza prodotta dall'espansore, a causa del minore rapporto tra la densità del fluido allo stato liquido e la densità allo stato vapore. Infatti, quando la pressione critica diminuisce, aumenta l'impatto che la potenza adiabatico-isentropica della pompa ha su quella dell'espansore, quantificato dal parametro $\%PP_{id}$ (Equazione 4.24). Considerando l'efficienza globale delle macchine, l'impatto della potenza della pompa su quella dell'espansore aumenta ulteriormente.

$$\%PP_{id} = \frac{\Delta h_{pmp, is}}{\Delta h_{exp, is}} \quad (4.24)$$

$$\%PP_r = \frac{\Delta h_{pmp, is} / \eta_{pmp}}{\eta_{exp} \Delta h_{exp, is}} \quad (4.25)$$

Grazie al banco di prova completamente strumentato, la pompa a membrana è stata caratterizzata sperimentalmente in un ampio intervallo di condizioni operative. Per effetto della permeabilità della pompa, la pressione massima dell'ORC ha una crescita abbastanza lineare con la portata massica. Considerando che la pressione minima dell'impianto rimane quasi costante, essendo definita dalle condizioni del fluido refrigerante al condensatore, l'aumento di pressione aumenta linearmente con la portata del fluido di lavoro (Figura 4.51a).

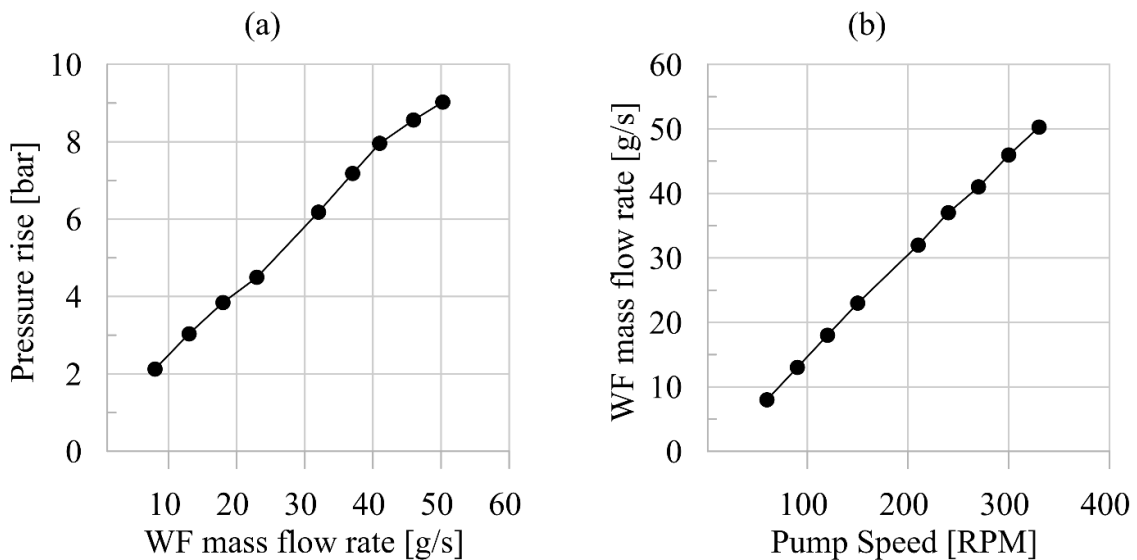


Figura 4.51. Aumento di pressione con la portata di fluido di lavoro (a); aumento della portata di fluido di lavoro con la velocità della pompa (b).

In Figura 4.46a è riportato l'assorbimento di potenza della pompa: la potenza idraulica ha un andamento lineare; la potenza elettrica ha un andamento parabolico. L'efficienza globale della pompa, definita come il rapporto tra la potenza idraulica e la potenza elettrica, ha una diminuzione parabolica con la portata, che si deve alle perdite volumetriche, meccaniche ed elettriche. L'efficienza globale passa da 0,3 per una portata di 24 g/s a 0,15 per 51 g/s (Figura 4.52b).

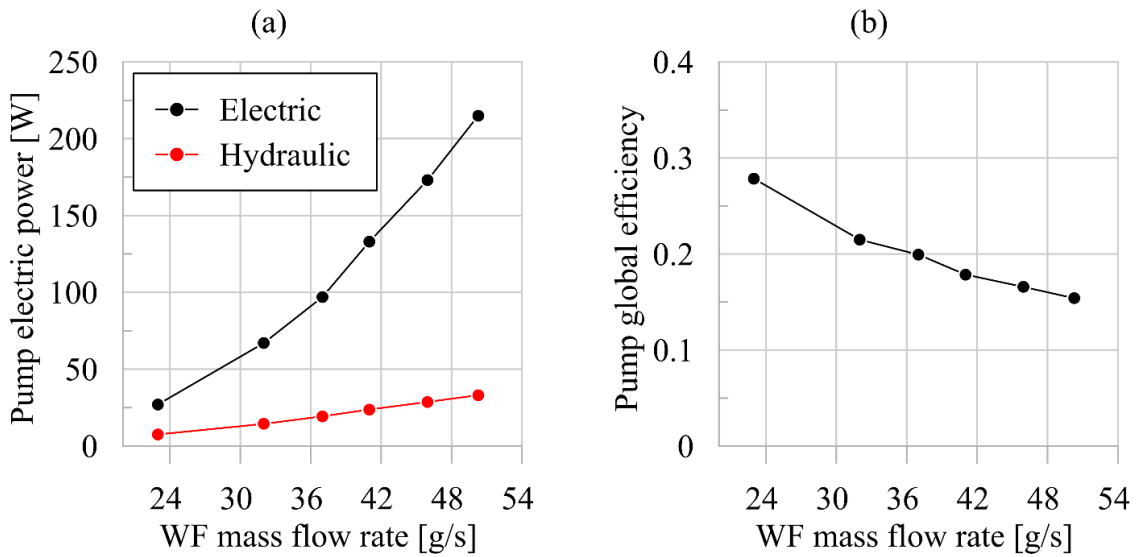


Figura 4.52. Potenza elettrica e idraulica della pompa (a); efficienza globale della pompa (b).

Per la pompa in esame, le perdite principali sono dovute al comportamento meccanico e fluidodinamico della macchina. Infatti, l'efficienza elettrica è circa 0,9, mentre l'efficienza volumetrica, cioè il rapporto tra la portata volumetrica reale e quella teorica, vale 0,95 e rimane costante per una portata massica superiore a 20 g/s (Figura 4.53).

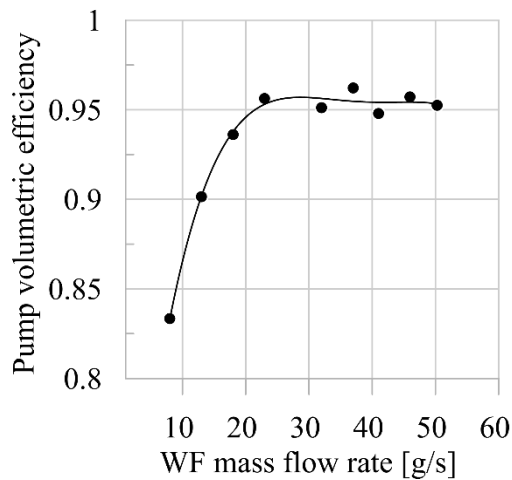


Figura 4.53. Efficienza volumetrica della pompa.

In Figura 4.54 sono riportati i valori del BWR (Back Work Ratio) in funzione della portata di fluido di lavoro. Il BWR, definito come il rapporto tra la potenza della pompa e quella dell'espansore, ha una crescita parabolica, a causa dell'andamento parabolico della potenza della pompa. Poiché la potenza dell'espansore cresce in modo sublineare con la portata di fluido di lavoro, la potenza dell'unità ha un massimo quando la portata è 42 g/s, nonostante la potenza di espansione sia maggiore per portate di fluido di lavoro più alte.

$$BWR = \frac{P_{pmp}}{P_{exp}} \quad (4.26)$$

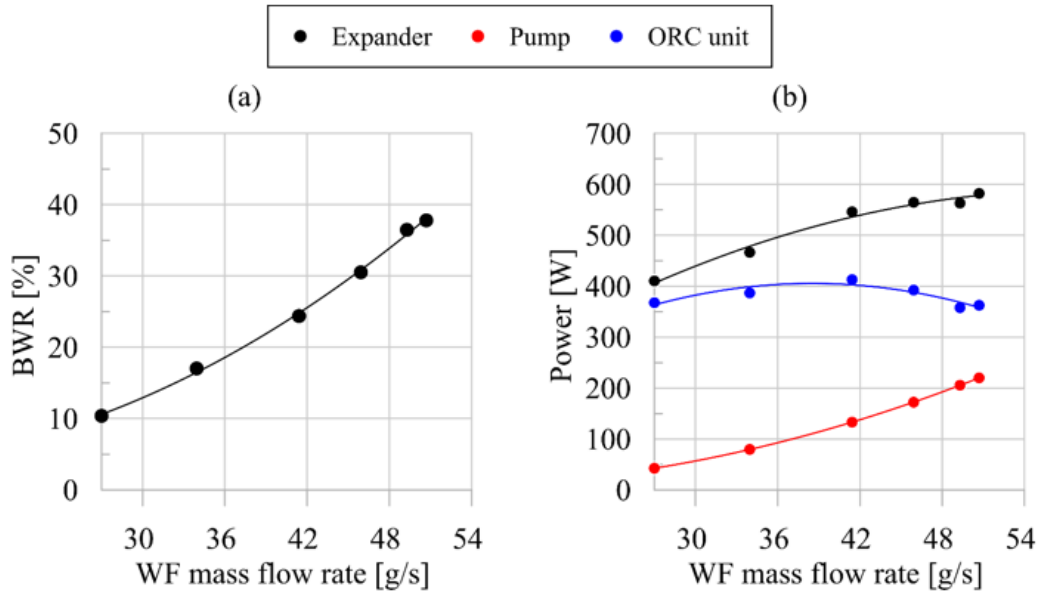


Figura 4.54. BWR della pompa (a) e potenza dell'espansore, pompa e unità ORC (b).

L'efficienza dell'unità ORC (Equazione 4.27) ha una diminuzione parabolica dal 5% al 3,5% al crescere della portata massica da 20 a 50 g/s. Questa tendenza è influenzata anche dall'efficienza dell'espansore, che diminuisce con la portata di fluido. Questa diminuzione è dovuta al fatto che con l'aumento della portata massica cresce la differenza di pressione tra l'espansione e lo scarico dell'espansore, e ciò determina una diminuzione dell'efficienza volumetrica. Inoltre, l'aumento della differenza di pressione porta a un aumento della velocità dell'espansore scroll, che non è controllata esternamente, con la conseguenza di un avere un aumento delle perdite meccaniche. Inoltre, si verificano di sovraespansione, che però non influiscono sulla capacità della macchina di produrre energia, nonostante si osservi una riduzione dell'efficienza.

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{\dot{m}_{HW} c_{p,HW} (T_{HW,in} - T_{HW,out})} \quad (4.27)$$

$$\eta_{exp} = \frac{P_{exp}}{\dot{m}_{WF} (h_{exp,in} - h_{exp,out,is})} \quad (4.28)$$

In ogni caso, i risultati mostrano che, quando la potenza termica disponibile cresce, le prestazioni dell'ORC si riducono. Infatti, quando la portata massica aumenta per seguire la disponibilità di potenza termica della sorgente calda, la produzione di energia elettrica

è inferiore rispetto ai casi con portate massiche inferiori. Osservando le prestazioni della macchina è evidente il ruolo chiave della pompa.

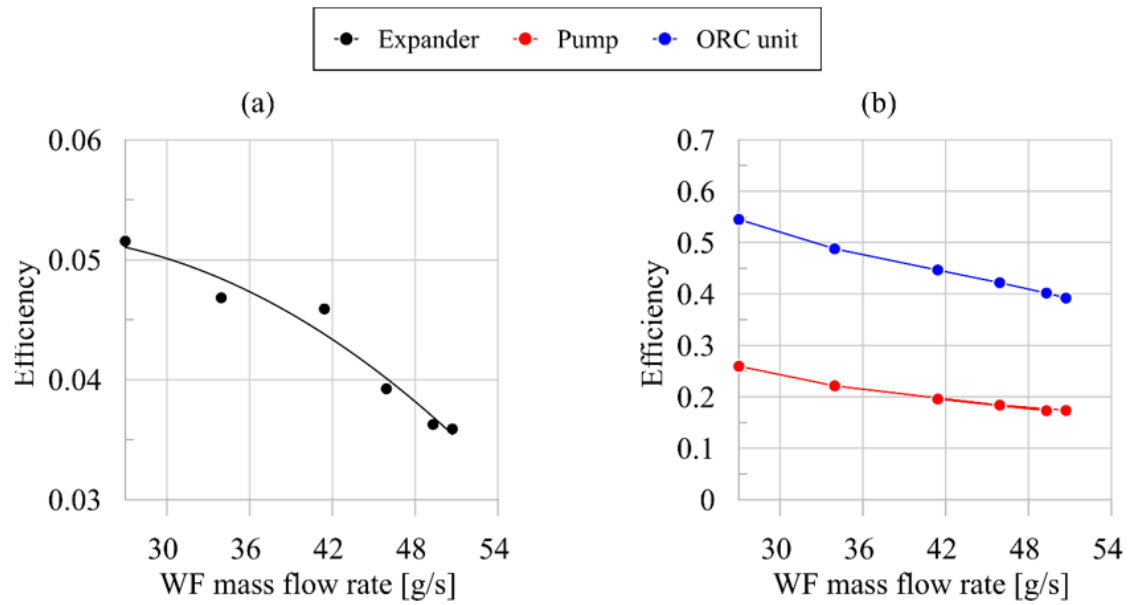


Figura 4.55. Efficienza dell'espansore (a); efficienza della pompa e dell'ORC (b).

5. Attività teorica e sperimentale sul recupero diretto

5.1. Lo stato dell'arte dei sistemi di turbo-compound sottoposti a un motore a combustione interna

A differenza delle unità che si basano sul ciclo ORC, il turbo-compound è una soluzione matura e disponibile a livello commerciale. Secondo Jääskeläinen et al. [157], diversi produttori, tra cui Volvo, Scania, Detroit e Cummins, l'hanno implementato in alcuni dei loro motori diesel heavy-duty. Tuttavia, la tecnologia continua ad essere oggetto di studio: nel tempo, la ricerca si è focalizzata sia sulla progettazione e ottimizzazione delle macchine, sia sugli aspetti più critici della sua implementazione.

Oltre a consentire di recuperare una parte dell'energia termica persa nei gas di scarico, il turbo-compound permette una maggiore libertà nella progettazione e ottimizzazione del motore, poiché ci sono diversi parametri che possono essere modificati per ottimizzare l'intero sistema. Lo svantaggio principale è la contropressione sul motore: l'aumento della contropressione determina un aumento del consumo di combustibile a causa delle perdite di pompaggio, e attenua in parte i benefici della tecnologia. Ulteriori limiti derivano dalla quantità di energia disponibile nella turbina di potenza quando il motore funziona a basso carico; dall'impiego di sistemi di post-trattamento dei gas di scarico e dell'EGR; dalla necessità di ottimizzare il funzionamento della turbina di potenza per ogni punto di funzionamento del motore [158].

Tra gli aspetti più studiati in letteratura ci sono il layout dell'unità e l'entità del miglioramento delle prestazioni dell'intero sistema in termini di potenza addizionale ottenuta e di riduzione del consumo di combustibile. Per quanto riguarda il layout, un approccio comune è quello di posizionare la turbina di potenza a valle del turbocompressore, poiché i gas di scarico in uscita dalla prima turbina hanno ancora un contenuto entalpico significativo. In questa configurazione, tutta la portata dei gas di scarico in uscita dal motore espande nella prima turbina, che produce l'energia necessaria a sostenere il gruppo di sovralimentazione. Dopo essere usciti dalla prima turbina, i gas di scarico entrano nella turbina di potenza, che converte l'energia di pressione residua nei gas di scarico in energia meccanica. Questa sembra essere la soluzione più indagata in letteratura, sebbene in questa configurazione la turbina introduca una contropressione sul motore. Se la turbina del turbocompressore non è a geometria variabile, è necessario che sia presente una valvola di WasteGate (WG) o una Inlet Guide Vanes (IGV): in questo modo è possibile modificare la velocità di rotazione della turbina al variare del carico del motore e della potenza richiesta dal compressore [159]. In entrambi i casi, si verificano perdite di energia dovute alla dissipazione nell'ambiente o alla strozzatura dello scarico. Considerando questo aspetto, sono state proposte anche configurazioni con la turbina di potenza collocata in parallelo rispetto alla turbina del turbocompressore, in modo da convertire parte delle perdite in potenza utile. Nella configurazione in parallelo, nella

prima turbina entra solo la portata necessaria a sostenere il gruppo di sovralimentazione, mentre la portata rimanente espande solo nella turbina di potenza. Con questo tipo di layout, cambia l'equilibrio del turbocompressore, e ci si deve assicurare che la potenza fornita al compressore di sovralimentazione sia sufficiente [159]

Ismail et al. [160] hanno condotto delle analisi numeriche zero-dimensionali su un motore diesel 2L con un'unità turbo-compound in serie. In uno studio successivo [161] hanno valutato l'effetto dell'unità collocata in parallelo rispetto a un motore con le stesse caratteristiche. Hanno dimostrato che la configurazione in parallelo ha un potenziale di recupero dell'energia più basso. Inoltre, in condizioni di basso carico, il turbo-compound parallelo ha un effetto negativo sulla produzione di potenza, poiché la maggior parte dei gas di scarico passa attraverso il turbocompressore. Anche ai carichi più alti, la potenza ottenuta è inferiore per il turbo-compound parallelo. Tuttavia, questo tipo di layout produce una contropressione sul motore più bassa rispetto a quello in serie, e sue le prestazioni possono essere migliorate implementando una geometria variabile per la turbina di sovralimentazione.

Di Battista et al. [162] hanno eseguito delle prove sperimentali su un turbo-compound collocato in parallelo rispetto a un motore IVECO 3L, in due diverse configurazioni: con l'originale turbocompressore a geometria variabile e con un nuovo turbocompressore a geometria fissa. La prima configurazione ha mostrato buoni risultati, soprattutto quando il motore funziona a carichi più bassi, ma entrambi i sistemi hanno mostrato un potenziale di recupero di potenza di circa il 2%-2,5%.

He et al. [163] hanno studiato tre tipi di turbo-compound su un motore diesel heavy-duty a sei cilindri: elettrico, meccanico in serie e meccanico in parallelo. Hanno eseguito simulazioni allo stato stazionario, per diversi valori di carico e velocità del motore, e considerato tre diversi cicli di guida. I risultati mostrano che il turbo-compound elettrico fornisce il miglior incremento di potenza e la maggiore riduzione di combustibile ad alto carico e ad alta velocità. L'aumento di potenza e la riduzione del consumo di combustibile più contenuti sono invece stati ottenuti con il turbo-compound in configurazione parallela. Nei diversi cicli di guida, il turbo-compound elettrico fornisce la maggiore riduzione del consumo di combustibile, superiore al 7%.

L'accoppiamento tra i vari componenti è un passaggio molto importante per le strategie di controllo del sistema di turbo-compound. La velocità della turbina di potenza influisce sulla sua efficienza e sul rapporto di espansione, e quindi anche su come è distribuita l'energia dei gas di scarico tra le due turbine. La distribuzione dell'energia di scarico ha un impatto sulle condizioni di aspirazione del motore e sulle condizioni di scarico, che a loro volta influiscono sul funzionamento del sistema di turbo-compound. La velocità della turbina di potenza e la posizione delle palette statoriche della turbina di sovralimentazione possono essere regolate, ed è possibile trovare un punto di funzionamento che massimizzi la riduzione del consumo specifico di combustibile. Leng et al. [164] hanno studiato l'influenza di questi due parametri sulle prestazioni del motore e sulla potenza recuperata. Secondo i risultati ottenuti dallo studio, l'aumento della posizione del rack della turbina di sovralimentazione comporta una diminuzione del rapporto di espansione di entrambe le turbine (Figura 5.1). All'aumentare della velocità di rotazione della turbina di potenza,

il rapporto di espansione della turbina di sovralimentazione si riduce, ma aumenta quello della turbina di potenza (Figura 5.2). Inoltre, la potenza recuperata dalla turbina di potenza ha un massimo quando la velocità di rotazione è circa 5000 giri/min, valore che si riduce all'aumentare dell'apertura delle palette (Figura 5.3).

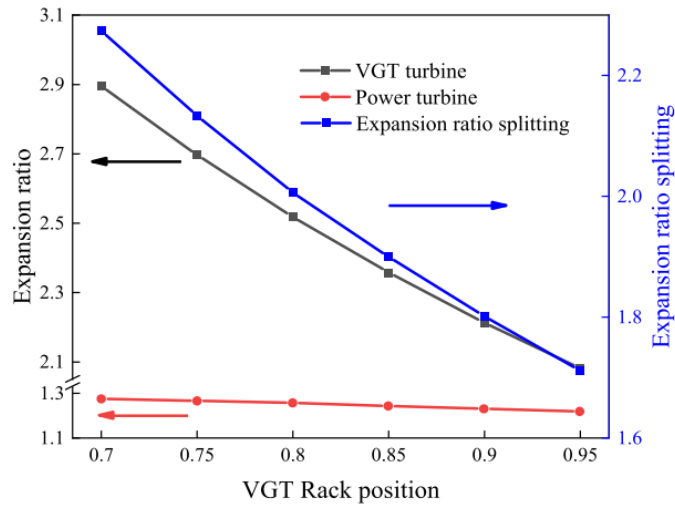


Figura 5.1. Effetto della posizione del rack sul rapporto di espansione delle due turbine.

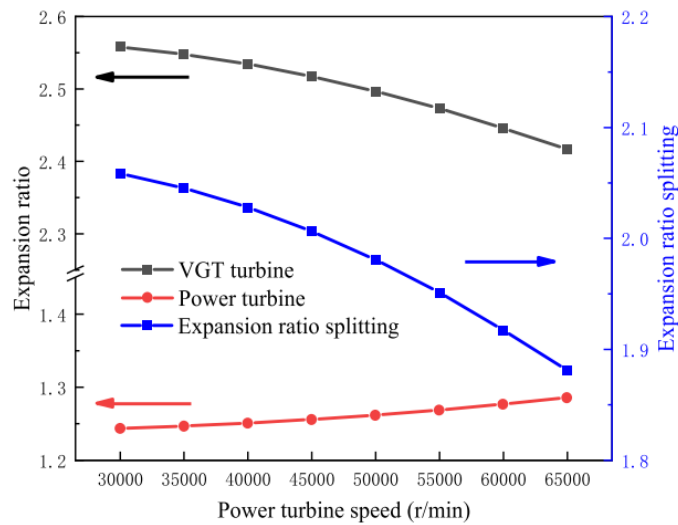


Figura 5.2. Effetto della velocità della turbina di potenza sul rapporto di espansione delle turbine.

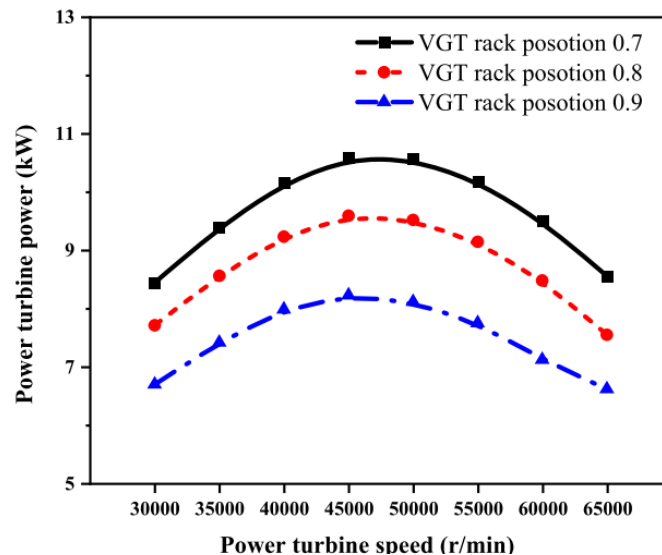


Figura 5.3. Effetto della velocità della turbina di potenza sulla potenza recuperata, al variare del rack.

Un aspetto essenziale da considerare per un sistema turbo-compound è il rapporto di espansione della turbina di potenza, poiché la capacità dell'unità diventa effettiva solo con un'elevata pressione allo scarico della turbina del turbocompressore [35]. Aghaali et al. [165] hanno realizzato uno studio su un motore diesel heavy-duty con turbo-compound, per valutare le prestazioni del sistema al variare della contropressione allo scarico, che è stata modificata cambiando le dimensioni della turbina di potenza. La quantità di combustibile nel motore è stata mantenuta costante, ma sono stati considerati tre diversi valori di efficienza per la turbina di potenza [165]. La Figura 5.4. mostra che all'aumentare della contropressione allo scarico del motore, la turbina genera più potenza, ma aumenta anche il lavoro necessario per espellere i gas combusti dalla camera di combustione, con un impatto negativo sulla potenza netta del motore [165]. Esiste infatti una contropressione ottimale che, per ogni valore di efficienza della turbina, fornisce la massima potenza dell'intero sistema e la massima riduzione del consumo di combustibile.

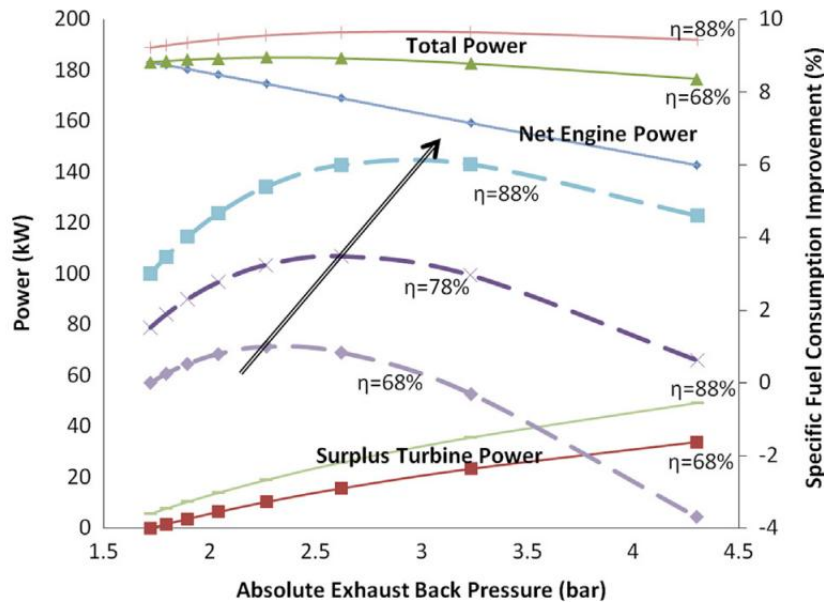


Figura 5.4. Potenza prodotta e riduzione del consumo di combustibile, al variare della controcompressione sul motore e dell'efficienza della turbina di potenza [165]

Anche l'efficienza della turbina è un parametro importante: all'aumentare dell'efficienza, aumenta la potenza prodotta dalla turbina e diminuisce il consumo di combustibile. A una più alta efficienza della turbina corrisponde anche una maggiore controcompressione allo scarico, perché l'energia dei gas di scarico viene recuperata maggiormente.

Yong et al. [166] hanno realizzato uno studio numerico e sperimentale per valutare gli effetti di un turbo-compound sulle prestazioni di un motore diesel heavy-duty. Un modello monodimensionale, realizzato in GT-POWER e validato con dati sperimentali, ha permesso di valutare le prestazioni del motore con turbine di diverse dimensioni, sia per la turbina del turbocompressore a geometria fissa che per la turbina di potenza. I risultati mostrano che la distribuzione dell'energia dei gas di scarico tra le due turbine ha un impatto significativo sulle prestazioni del motore, e che la dimensione della turbina del turbocompressore ha un impatto più evidente rispetto a quella della turbina di potenza. Sono state prese in considerazione anche un turbocompressore a geometria variabile e tre turbocompressori con valvola wastegate. I risultati dei test sul motore hanno dimostrato che il consumo di combustibile è diminuito dell'1,6% nel ciclo European Steady State (ESC). Infine, il motore con turbo-compound con valvola wastegate è stato installato su un veicolo commerciale pesante, con un risparmio di combustibile del 2,54% nel test su strada, a velocità costante di 80 km/h.

5.2. L'attività teorica e sperimentale sui sistemi di turbo-compound

Per poter valutare i benefici di un sistema di turbo-compound è stato sviluppato un modello teorico validato su dati sperimentali. È stato realizzato il modello del gruppo di sovralimentazione con la turbina a geometria variabile, considerando condizioni termodinamiche variabili sia a monte che a valle del sistema. È stato poi ricavato il modello della turbina di potenza, collocata a valle di quella di sovralimentazione, di cui sono state valutate le prestazioni in termini di rapporto di espansione, velocità di rotazione e rendimento. La potenza ottenuta dal sistema è stata confrontata con il consumo addizionale di combustibile, causato dall'aumento di contropressione dovuta all'aggiunta della seconda turbina.

Per poter valutare le potenzialità del turbo-compound è stato necessario realizzare una campagna sperimentale sul motore, in modo da stimare l'energia disponibile nei gas di scarico. Il motore esaminato è un motore diesel Iveco F1C 3.0 L con sovralimentazione, montato sul banco prova del laboratorio dell'Università dell'Aquila. Le prestazioni del motore sono state valutate grazie a una cella di carico e a una ruota fonica, che misurano rispettivamente la velocità di rotazione e la coppia del motore. Sono misurati anche il consumo di combustibile e la portata di aria, ed entrambi i valori sono utilizzati per calcolare la portata dei gas di scarico. La pressione di sovralimentazione dell'aria di aspirazione, che è raffreddata in uno scambiatore di calore ad acqua, può essere valutata con precisione, grazie alle misure di pressione e temperatura sia nel compressore che nel collettore di aspirazione. Infatti, un sensore piezoelettrico ad alta frequenza, posizionato all'interno del primo cilindro del motore, misura la pressione indicata, che permette di ricostruire i processi di combustione e di scambio termico. Allo scarico del motore, le termocoppie K e i sensori di pressione a membrana permettono di calcolare il contenuto entalpico dei gas, e quindi la quantità di energia disponibile per il recupero.

La portata massica del gas di scarico ha un valore massimo di circa 180 g/s, alla coppia massima e alla velocità massima di rotazione del motore. La temperatura nel collettore di scarico varia da 400°C a 750°C, aumentando con la coppia del motore e, in misura minore, con la velocità di rotazione (Figura 5.5).

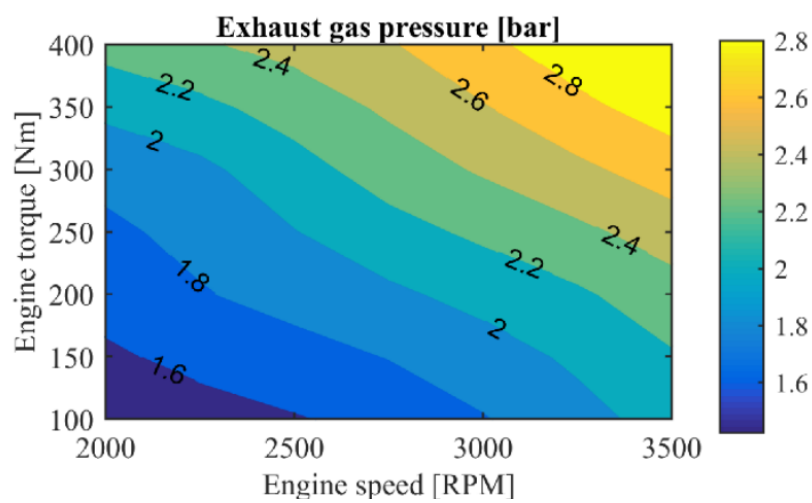
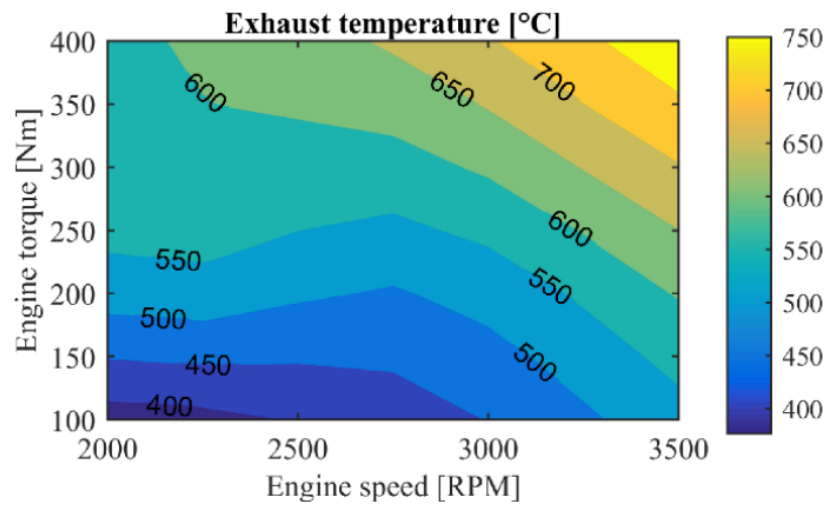
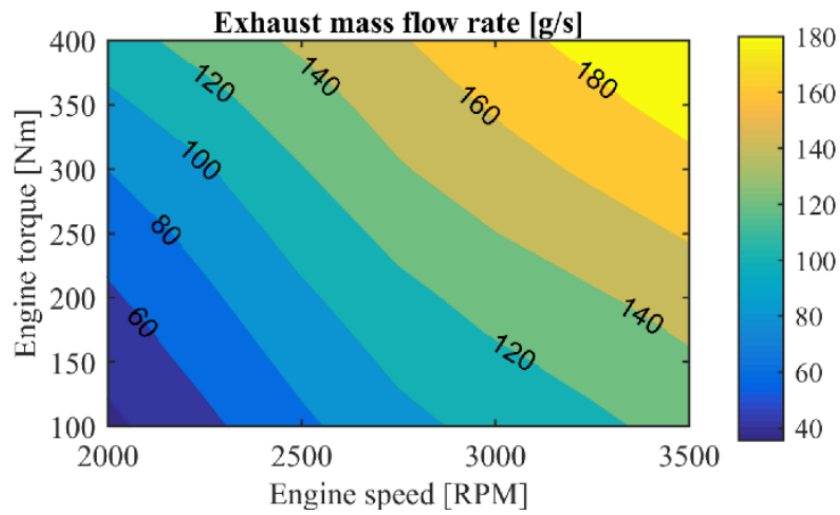


Figura 5.5. Portata, temperatura e pressione dei gas di scarico, in funzione della coppia e della velocità del motore.

La potenza richiesta dal compressore dipende dal rapporto di pressione (quindi dalla pressione di sovralimentazione) e dalla portata di aria di sovralimentazione che il compressore fornisce al motore. La potenza necessaria al compressore è prodotta dalla turbina, montata sullo stesso albero. Pertanto, la velocità di rotazione del compressore (N_c) è la stessa della turbina (N_t). Questa velocità può essere regolata modificando l'apertura delle palette statoriche della turbina del turbocompressore: la diminuzione della posizione del rack consente di aumentare la velocità della portata dei gas di scarico, e di conseguenza la velocità del turbocompressore. La minore apertura delle palette statoriche determina anche una riduzione della portata massica.

$$N_c = N_t \quad (5.1)$$

$$p_{sovr} = \beta_c p_{amb} \quad (5.2)$$

$$\frac{m_a \Delta h_{is,c}}{\eta_c} = \eta_m \eta_t m_{esp} \Delta h_{is,t} \quad (5.3)$$

Il modello sviluppato calcola l'equilibrio del turbocompressore in uno specifico punto di lavoro del motore (coppia-velocità) al variare della posizione del rack, in modo da soddisfare i requisiti di pressione di sovralimentazione e di portata massica dell'aria aspirata dal motore. Per semplicità, l'efficienza meccanica del turbocompressore (η_m) è considerata pari a 1, dal momento che questo valore è solitamente molto elevato, con valori superiori al 90%. La posizione del rack della turbina a geometria variabile varia tra 0,15 a 0,65 (Figura 5.6): è maggiore per alte velocità del motore, più bassa per velocità inferiori. Il valore del rack è in realtà solo rappresentativo dello stato di apertura delle palette, poiché la relazione tra la posizione del rack e il grado di apertura delle palette non è lineare.

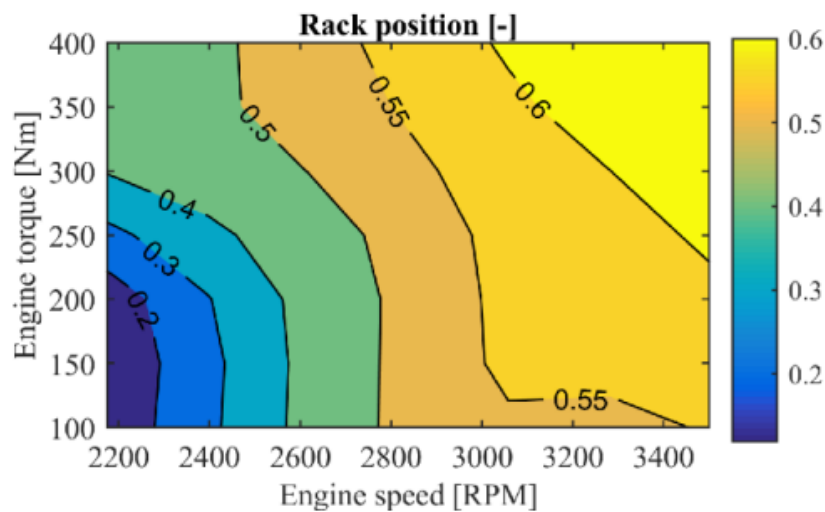


Figura 5.6. Posizione del rack in funzione della velocità e della coppia del motore.

La potenza recuperata dal turbo-compound può essere valutata grazie a uno specifico modello basato su mappe della turbina di potenza, posizionata a valle del turbocompressore. La posizione della turbina deve essere stabilita anche in relazione ai dispositivi di post-trattamento, la cui temperatura di funzionamento potrebbe essere influenzata dal turbo-compound; allo stesso modo, la temperatura in ingresso alla turbina ausiliaria può essere ridotta da un componente a monte.

La turbina di potenza potrebbe essere di tipo radiale e molto simile a quella del turbocompressore, poiché ha la stessa portata massica, ma ha un diverso rapporto di pressione. La pressione dei gas in ingresso alla turbina di potenza corrisponde alla pressione di uscita dal turbocompressore, mentre la pressione di uscita dalla turbina dipende da quella dell'ambiente e da eventuali dispositivi di post-trattamento posti a valle. Il modello della turbina di potenza si ottiene derivando le sue curve caratteristiche di funzionamento in modo simile a quello del turbocompressore, ma senza geometria variabile. La sua mappa caratteristica è riportata in Figura 5.7.

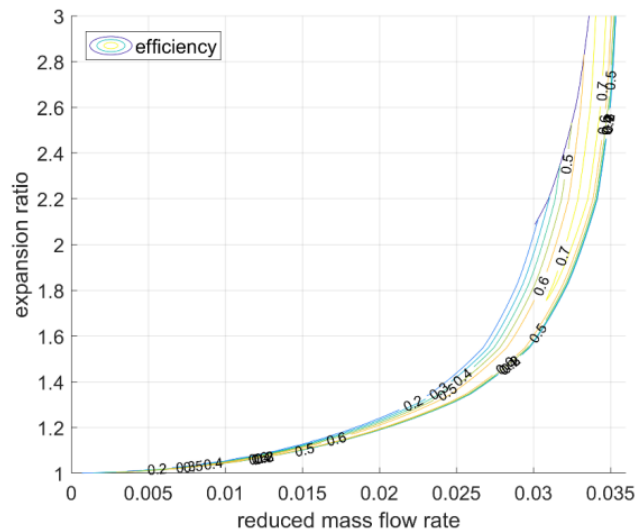


Figura 5.7. Curve caratteristiche della turbina ausiliaria.

Un aspetto importante da considerare è l'aumento della pressione di scarico del motore, quando viene introdotto il turbo-compound. Quando la turbina di potenza è a valle del turbocompressore, la pressione di scarico del turbocompressore aumenta, poiché l'attraversamento della seconda turbina produce una caduta di pressione. Inoltre, cambia l'equilibrio del turbocompressore, dal momento che la pressione di uscita è più elevata, e aumenta anche la pressione di scarico del motore. Questo aumento influenza il comportamento della pressione all'interno del cilindro, e determina un incremento dell'area del ciclo di pompaggio.

È stata condotta una campagna sperimentale per valutare come l'aumento delle perdite di pompaggio influisca sull'efficienza del motore e sul consumo specifico di combustibile. Nella campagna sperimentale, è stata misurata la pressione indicata al variare della contropressione e del relativo consumo di combustibile.

La Figura 5.8 mostra la potenza prodotta dalla turbina di potenza in un ampio range di funzionamento del motore. Si può recuperare potenza dalla turbina a partire da 2200 giri/min e 100 Nm. Per carichi e regimi elevati del motore, il recupero può raggiungere i 18 kW di potenza meccanica; per carichi più bassi, si recuperano circa 4-5 kW. È però necessario considerare la catena di conversione dell'energia, per rendere utilizzabile l'energia a bordo. Se si considera una conversione elettrica, l'efficienza del generatore elettrico e l'efficienza della carica e scarica della batteria riducono in modo significativo la potenza recuperabile.

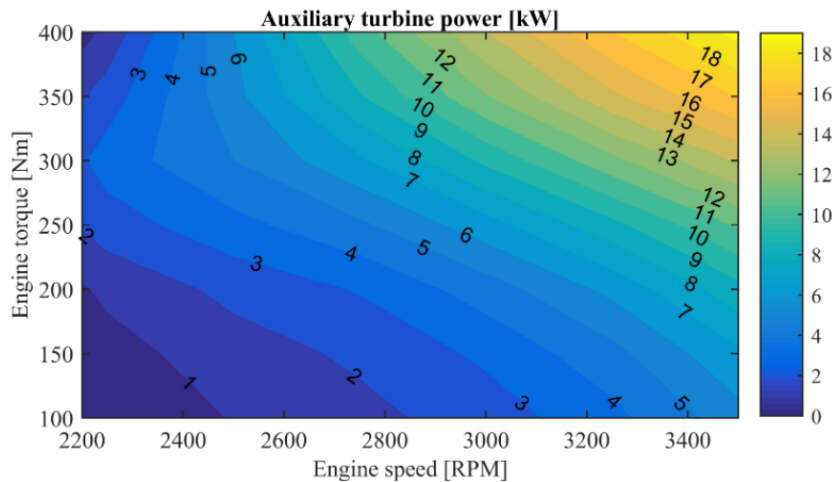


Figura 5.8. Potenza ottenuta dalla turbina ausiliaria, in funzione della coppia e della velocità del motore.

Grazie al modello sviluppato, è stata stimata una contropressione ottimizzata, che massimizza l'energia prodotta. Infatti, all'aumentare della contropressione, aumenta la potenza producibile, ma aumentano anche le perdite di pompaggio e diminuisce l'efficienza del motore: è possibile stimare un valore ottimale per ogni punto di lavoro (velocità-coppia). La perdita di potenza dovuta alla contropressione è rappresentata dalla Figura 5.10. Nei punti a carico maggiore si arriva fino a 6 kW, con un valore medio intorno ai 4 kW.

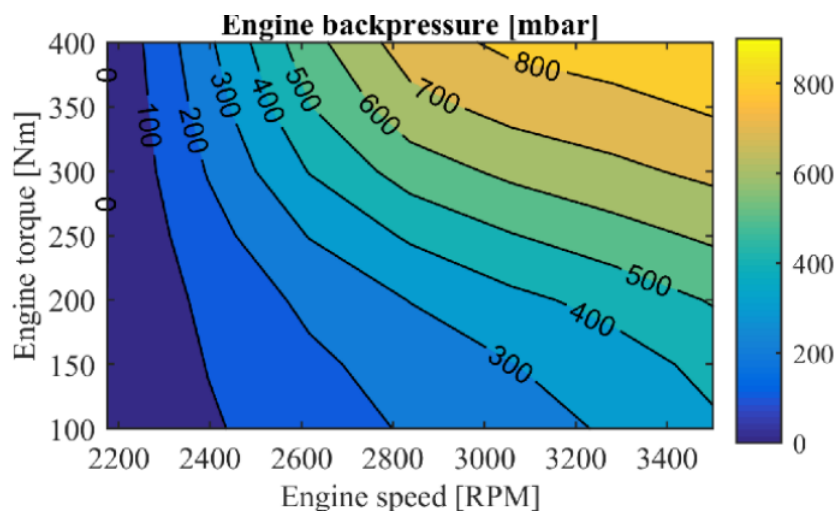


Figura 5.9. Contropressione allo scarico del motore, in funzione della coppia e della velocità del motore.

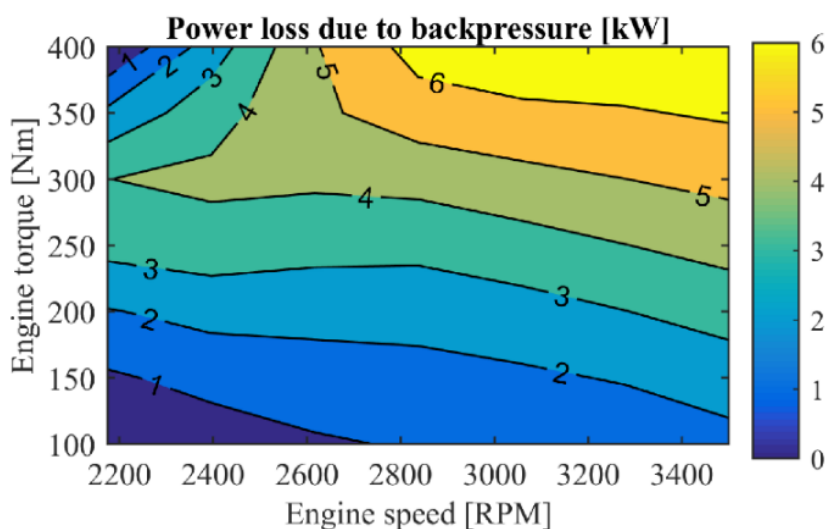


Figura 5.10. Potenza persa a causa della contropressione, in funzione della velocità e della coppia del motore.

È possibile valutare come cambia la posizione del rack, quando il turbo-compound è presente e la contropressione aumenta. La Figura 5.11 mostra questa variazione come la differenza tra i nuovi valori della posizione del rack e i valori originali, riportati in Figura 5.6. I risultati mostrano che con il turbo-compound i valori di apertura del rack diminuiscono. Infatti, la maggiore contropressione tende a ridurre la potenza della turbina: le palette di aspirazione devono chiudersi per accelerare il flusso di portata e per accelerare la girante, in modo da ripristinare la pressione di sovralimentazione richiesta.

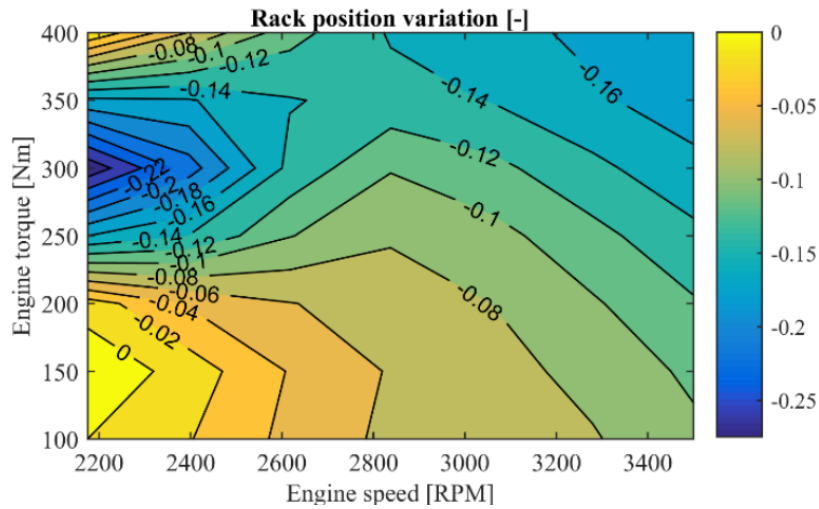


Figura 5.11. Variazione della posizione del rack con il turbo-compound.

La Figura 5.12 mostra l'effetto sul consumo specifico di combustibile sia dell'aumento di potenza che del consumo di combustibile conseguenti all'aggiunta della seconda turbina. I risultati mostrano che, quando la velocità di rotazione del motore è superiore a 3400 giri/min, il consumo di combustibile si riduce dell'8%. L'effetto netto complessivo è positivo a partire da una velocità del motore di 2200 giri/min ed è significativo anche per coppie basse, ma non inferiori a 100 Nm.

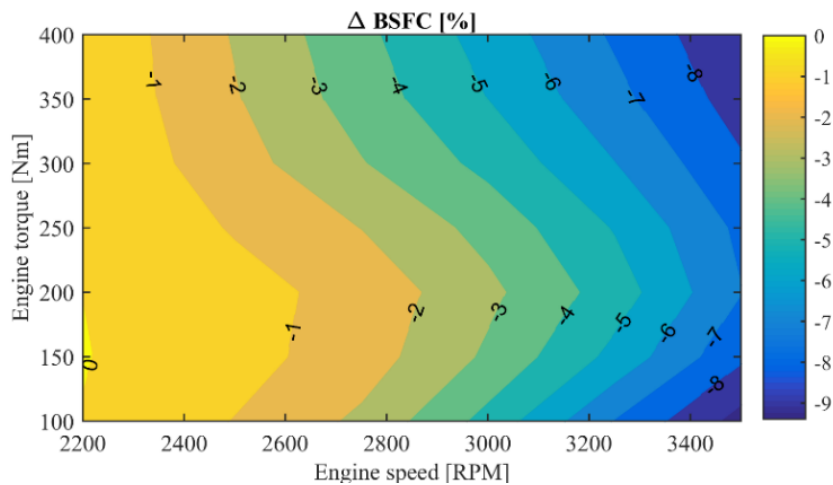


Figura 5.12. Variazione del consumo di combustibile con il turbo-compound.

Conclusioni

La decarbonizzazione del sistema dei trasporti svolge un ruolo cruciale nel contrasto al cambiamento climatico. Anche se questo processo dovrà avvenire attraverso l'elettrificazione del sistema di propulsione, la riduzione delle emissioni dei veicoli convenzionali può dare un contributo importante nel breve periodo, soprattutto per i veicoli heavy-duty. Lo scopo di questa tesi è quello di valutare i potenziali benefici di due tecnologie di recupero dell'energia persa in un motore a combustione interna. La prima tecnologia esaminata è quella che consiste nel sottoporre al motore un impianto ORC, che sfrutta come sorgente termica superiore i gas di scarico o il liquido refrigerante. La seconda tecnologia è quella di turbo-compound, che permette di recuperare l'energia residua nei gas di scarico con una turbina installata a valle del turbocompressore.

Per quanto riguarda la tecnologia ORC, è stato sviluppato un modello numerico dell'evaporatore. La dinamica dell'unità dipende principalmente dagli scambiatori di calore, che hanno transitori molto più lenti rispetto alle macchine. Per rappresentare la dinamica dell'evaporatore è stato scelto un modello moving boundary, che suddivide l'evaporatore in zone, in ciascuna delle quali il fluido di lavoro ha una fase omogenea. In ogni volume le condizioni del fluido sono definite dai valori medi di temperatura, di densità, di entalpia e delle altre variabili termodinamiche, mentre lungo i confini che delimitano i volumi le condizioni del fluido sono quelle di saturazione. I confini non sono fissi, ma si spostano in accordo con le variazioni dinamiche delle condizioni del fluido, e le zone si contraggono o espandono a seconda di come variano le loro lunghezze. Per conoscere il comportamento dinamico dell'evaporatore, si deve osservare la sua risposta alle variazioni degli input, che sono due: la portata di fluido di lavoro e la potenza termica disponibile nei gas di scarico, che dipende dalla loro portata e temperatura. La portata del fluido di lavoro può essere modificata facendo variare la velocità di rotazione della pompa. La temperatura e la portata dei gas di scarico sono degli input non controllabili direttamente: per modificarle si deve agire su coppia e velocità del motore. Il modello dell'evaporatore è stato implementato utilizzando come input i valori di portata e temperatura dei gas di scarico ottenuti da prove sperimentali. Inoltre, come condizione al contorno è stata imposta la relazione di permeabilità dell'espansore, definita come il rapporto tra la portata e la pressione del fluido di lavoro in ingresso all'espansore. Il modello è stato validato sperimentalmente e potrà essere impiegato per lo sviluppo futuro di un'unità di controllo.

È stata poi realizzata una campagna sperimentale su un impianto ORC di piccola taglia separato dal motore, presente nei laboratori dell'Università dell'Aquila. Sono state messe a confronto le prestazioni di due configurazioni dell'impianto: quella di base senza scambiatore di recupero (configurazione ORC), e quella con scambiatore di recupero (configurazione RORC). Il valore massimo di potenza nella configurazione base è 320 W, ottenuto con una portata massica di 48 g/s; il valore massimo di potenza nel caso con recuperatore è 380 W, ottenuto con una portata di 43,5 g/s. La portata di fluido varia tra

31 e 43 g/s nel caso RORC; tra 48 e 33 g/s nella configurazione ORC. L'unità RORC può infatti lavorare con una portata di fluido di lavoro inferiore, dal momento che la sorgente termica superiore entra nell'evaporatore a temperature più elevate. Inoltre, a parità di portata del fluido di lavoro, la potenza ottenuta dall'espansore nell'unità RORC è maggiore, perché sono più alti il grado di surriscaldamento e la temperatura massima nel ciclo. Poiché l'energia elettrica assorbita dalla pompa dipende solo dalla portata del fluido di lavoro e non dal tipo di configurazione, a parità di portata, la potenza di impianto è sempre maggiore nel caso RORC. Inoltre, l'efficienza dell'unità RORC è più alta in tutto l'intervallo di portate massiche considerato, poiché il fluido di lavoro arriva preriscaldato nell'evaporatore: a 40 g/s, l'efficienza è del 5% per l'unità RORC e del 4% per quella ORC.

Sono inoltre state messe a confronto le prestazioni dell'impianto con due diversi tipi di espansore: un espansore scroll e un espansore SVRE. L'espansore scroll ha una permeabilità più elevata a causa della maggiore velocità di rotazione, che può variare tra 2000 e 6000 rpm. Come conseguenza, il rapporto di espansione dello scroll è più basso, a parità di portata di fluido di lavoro. Inoltre, le perdite per attrito sono maggiori per lo scroll, e ne riducono la potenza netta. Queste caratteristiche si riflettono sulla potenza prodotta dall'impianto, che varia tra 100 e 500 W nel caso di espansore scroll, tra 200 e 700 W nel caso di espansore a vani. Per gli stessi motivi, l'efficienza varia tra il 2 e il 6% nel caso di espansore SVRE; tra il 2 e il 4%, nel caso di espansore scroll. Sulla base di questi risultati, l'espansore SVRE dovrebbe essere preferito allo scroll. Tuttavia, l'espansore scroll è più adatto a lavorare con basse portate del fluido di lavoro, e può avviarsi non appena il rapporto di espansione è sufficiente a muovere la macchina, al contrario dell'SVRE, che si aziona solo quando il fluido di lavoro è completamente vaporizzato.

Infine, è stato sviluppato un modello numerico per valutare i potenziali benefici dell'installazione di una turbina di potenza a valle di un turbocompressore con turbina a geometria variabile. È stata condotta una campagna sperimentale per valutare come l'aumento delle perdite di pompaggio causate dall'aumento della contropressione influisca sull'efficienza del motore e sul consumo specifico di combustibile.

Secondo i risultati ottenuti dal modello, si può recuperare potenza dalla turbina solo quando il motore ha una velocità superiore a 2200 giri/min e una coppia superiore a 100 Nm. Per carichi e regimi elevati del motore, la potenza recuperata può raggiungere i 18 kW; per carichi più bassi, può arrivare a circa 4-5 kW. Questi valori non tengono conto delle perdite di energia causate dalla conversione dell'energia meccanica in energia elettrica, conversione necessaria a rendere l'energia utilizzabile a bordo veicolo.

È possibile anche valutare come cambia la posizione del rack nella turbina del turbocompressore, quando la turbina di potenza è presente e la contropressione aumenta. I risultati mostrano che aggiungendo la turbina di potenza i valori di apertura del rack diminuiscono, dal momento che la maggiore contropressione tende a ridurre la potenza della turbina: le palette devono chiudersi per accelerare il flusso di portata e per accelerare la girante, in modo da ripristinare la pressione di sovralimentazione richiesta. Infine, considerando gli effetti combinati dell'aumento del consumo specifico di combustibile e

dell'aumento di potenza ottenuta, si ottiene una riduzione del consumo di combustibile dell'8%, quando la velocità di rotazione del motore è superiore a 3400 giri/min.

Bibliografia

1. Jacobs DJ. Introduction to Atmospheric Chemistry. In: Harvard University.
2. Online edition for students of organic chemistry lab courses at the University of Colorado, Boulder, Dept of Chem and Biochem. (2002).
3. The Atmosphere | National Oceanic and Atmospheric Administration (noaa.gov).
4. Lead Author Ramaswamy Lead Authors O Boucher C V, Haigh J, Hauglustaine D *et al.* Radiative Forcing of Climate Change 6 Contents.
5. Lead C-O, Ehhalt D, Lead MP *et al.* Atmospheric Chemistry and Greenhouse Gases 4 Contents.
6. <https://www.statista.com/>.
7. <https://www.iea.org/>.
8. <https://ourworldindata.org/>.
9. <https://science.nasa.gov/climate-change/>.
10. Guida interattiva: i negoziati sul cambiamento climatico | Parlamento europeo (europa.eu).
11. Il Green Deal europeo - Commissione europea (europa.eu).
12. World energy transitions outlook 2023 : 1.5°C pathway. International Renewable Energy Agency IRENA, 2023.
13. In collaboration with Statistical Review of World Energy. 2024.
14. Renewable Energy Agency I. RENEWABLE CAPACITY STATISTICS 2024 STATISTIQUES DE CAPACITÉ RENOUVELABLE 2024 ESTADÍSTICAS DE CAPACIDAD RENOVABLE 2024 About IRENA. 2024.
15. Sources of Greenhouse Gas Emissions | US EPA.
16. - International Energy Agency I. World Energy Outlook Special Report From Taking Stock to Taking Action How to implement the COP28 energy goals.
17. Sanguesa JA, Torres-Sanz V, Garrido P, Martinez FJ, Marquez-Barja JM. A review on electric vehicles: Technologies and challenges. Smart Cities 4 2021 372–404.
18. Alanazi F. Electric Vehicles: Benefits, Challenges, and Potential Solutions for Widespread Adaptation. Applied Sciences (Switzerland) 2023; 13.
19. Epa U, of Transportation O, Quality A, Division S. Multi-Pollutant Emissions Standards for Model Years 2027 and Later Light-Duty and Medium-Duty Vehicles – Program Announcement (EPA-420-F-23-009, April 2023). 2027.
20. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY 40 CFR Parts 86 and 600 Revised 2023 and Later Model Year Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions Standards.
21. China’s efforts to decarbonize road transport: Decent, but not sufficient - International Council on Clean Transportation.
22. Explaining road transport emissions: a non-technical guide. Publications Office of the European Union, 2016.
23. Tsokolis D, Tsiakmakis S, Dimaratos A *et al.* Fuel consumption and CO2 emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol. Appl Energy 2016; 179.
24. From NEDC to WLTP: what will change? - WLTPfacts.eu
25. Saiteja P, Ashok B, Saiteja P, Vignesh R. NOX reduction through various low temperature combustion technologies. In: Ashok B, editor. NOx Emission Control Technologies in Stationary and Automotive Internal Combustion Engines.

26. Cleveland CJ, Morris C, eds. Handbook of Energy. 2013.
27. Yamagata Hiroshi. The science and technology of materials in automotive engines. Woodhead Pub. and Maney Pub. on behalf of The Institute of Materials, Minerals & Mining, 2005.
28. Giancarlo Ferrari. Motori a combustione interna. 2019.
29. Mohankumar S, Senthilkumar P. Particulate matter formation and its control methodologies for diesel engine: A comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 80 2017 1227–1238.
30. Latha HS, Prakash KV, Veerangouda M, Maski D, Ramappa KT. A Review on SCR System for NO_x Reduction in Diesel Engine. Int J Curr Microbiol Appl Sci 2019; 8: 1553–1559.
31. Choi B, Lee K, Son G. REVIEW OF RECENT AFTER-TREATMENT TECHNOLOGIES FOR DE-NO_x PROCESS IN DIESEL ENGINES. International Journal of Automotive Technology 2020; 21: 1597–1618.
32. Romero CA, Correa P, Ariza Echeverri EA, Vergara D. Strategies for Reducing Automobile Fuel Consumption. Applied Sciences (Switzerland) 14 2024.
33. Leduc P, Dubar B, Ranini A, Monnier G. Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO₂ Emissions Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO₂ Emissions. Oil & Gas Science and Technology-Rev IFP 2003; 58: 115–127.
34. Watson N, Janota MS. Introduction to Turbocharging and Turbochargers. In: Turbocharging the Internal Combustion Engine. 1982.
35. Aghaali H, Ångström HE. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews 49 2015 813–824.
36. Padovani D, Dimitriou P, Minav T. Challenges and solutions for designing Energy-Efficient and Low-Pollutant Machines in Off-Road hydraulics. Energy Conversion and Management: X 21 2024.
37. Patil C, Varade S, Wadkar S. International Journal of Current Engineering and Technology A Review of Engine Downsizing and its Effects.
38. Feneley AJ, Pesiridis A, Andwari AM. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 71 2017 959–975.
39. Fridrichová K, Drápal L, Vopařil J, Dluhoš J. Overview of the potential and limitations of cylinder deactivation. Renewable and Sustainable Energy Reviews 146 2021.
40. Arndt. Cylinder Deactivation A technology with a future or a niche application?
41. Shiao Y, Dat L V. EFFICIENCY IMPROVEMENT FOR AN UNTHROTTLED SI ENGINE AT PART LOAD. International Journal of Automotive Technology 2012; 13: 885–893.
42. Ram S, Yadav RK, Singh I. Engine adaptation to improve performance, combustion and emissions at low load by cylinder deactivation. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 2023; 45.
43. Radulescu A, Roberts L, Yankovic E. Durability and Reliability Demonstration for Switching Roller Finger Follower in Cylinder Deactivation Systems. SAE Technical Papers, SAE International 2015.
44. Maclean HL, Lave LB. Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies. 2003.

45. Chincholkar SP, Suryawanshi JG. Gasoline Direct Injection: An Efficient Technology. *Energy Procedia*, Elsevier Ltd 2016, 666–672.
46. Duronio F, De Vita A, Montanaro A, Villante C. Gasoline direct injection engines – A review of latest technologies and trends. Part 2. *Fuel* 265 2020.
47. Zhao H. Overview of gasoline direct injection engines . In: Zhao H, editor. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. 2009.
48. Lou Z, Zhu G. Review of advancement in variable valve actuation of internal combustion engines. *Applied Sciences (Switzerland)* 10 2020.
49. Piano A, Millo F, Di Nunno D, Gallone A. Numerical Assessment of the CO₂ Reduction Potential of Variable Valve Actuation on a Light Duty Diesel Engine. *SAE Technical Papers*, SAE International 2018.
50. Kutlar OA, Arslan H, Calik AT. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load. *Energy Convers Manag* 2005; 46: 3202–3220.
51. German J, Isenstadt A. Downsized, Boosted Gasoline Engines.
52. Moteki K, Aoyama S, Ushijima K *et al.* A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism. *SAE World Congress*, 2003.
53. Wittek K, Geiger F, Andert J, Martins M, Cogo V, Lanzanova T. Experimental investigation of a variable compression ratio system applied to a gasoline passenger car engine. *Energy Convers Manag* 2019; 183: 753–763.
54. Kleeberg H, Tomazic D, Dohmen J, Wittek K, Balazs A. Increasing efficiency in gasoline powertrains with a two-stage variable compression ratio (VCR) system. *SAE Technical Papers*, SAE International 2013.
55. López JJ, García A, Monsalve-Serrano J, Cogo V, Wittek K. Potential of a two-stage variable compression ratio downsized spark ignition engine for passenger cars under different driving conditions. *Energy Convers Manag* 2020; 203.
56. Wan J, Zhuang Y, Huang Y, Qian Y, Qian L. A review of water injection application on spark-ignition engines. *Fuel Processing Technology* 221 2021.
57. Zhu S, Hu B, Akehurst S *et al.* A review of water injection applied on the internal combustion engine. *Energy Conversion and Management* 184 2019 139–158.
58. Singh A, Sharma N, Agarwal R, Agarwal A. Overview, Advancements and Challenges in Gasoline Direct Injection Engine Technology. 2020.
59. Li A, Zheng Z, Peng T. Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine. *Fuel* 2020; 268.
60. Falfari S, Bianchi GM, Cazzoli G, Forte C, Negro S. Basics on Water Injection Process for Gasoline Engines. *Energy Procedia*, Elsevier Ltd 2018, 50–57.
61. Hoppe F, Thewes M, Baumgarten H, Dohmen J. Water injection for gasoline engines: Potentials, challenges, and solutions. *International Journal of Engine Research*, SAGE Publications Ltd 2016, 86–96.
62. Zhang Q, Huang Z, Wang L, Lin G, Pan J. Experimental Study of Port Water Injection on GDI Engine Fuel Economics and Emissions. *ACS Omega* 2024; 9: 8893–8903.
63. Lanni D, Galloni E, Fontana G. Numerical analysis of the effects of port water injection in a downsized SI engine at partial and full load operation. *Appl Therm Eng* 2022; 205.
64. Bielaczyc P, Szczotka A, Woodburn J. An overview of cold start emissions from direct injection spark-ignition and compression ignition engines of light duty vehicles at low ambient temperatures. *Combustion Engines* 2013; 154: 96–103.

65. Trapy JD, Damiral P. An Investigation of Lubricating System Warm-up for the Improvement of Cold Start Efficiency and Emissions of S.I. Automotive Engines. SAE International 1990.
66. Samhaber C, Wimmer A, Loibner E. Modeling of Engine Warm-Up with Integration of Vehicle and Engine Cycle Simulation.
67. Roberts A, Brooks R, Shipway P. Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions. *Energy Convers Manag* 2014; 82: 327–350.
68. Holmberg K, Andersson P, Erdemir A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribol Int* 2012; 47: 221–234.
69. Wang Z, Shuai S, Li Z, Yu W. A review of energy loss reduction technologies for internal combustion engines to improve brake thermal efficiency. *Energies* 14 2021.
70. Tormos B, Martín J, Carreño R, Ramírez L. A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines. *Tribol Int* 2018; 123: 161–179.
71. Fontaras G, Zacharof NG, Ciuffo B. Fuel consumption and CO₂ emissions from passenger cars in Europe – Laboratory versus real-world emissions. *Progress in Energy and Combustion Science* 60 2017 97–131.
72. Turabimana P, Sohn JW, Choi SB. A Novel Active Cooling System for Internal Combustion Engine Using Shape Memory Alloy Based Thermostat. *Sensors* 2023; 23.
73. Santana MC, Bortolaia LA, Siqueira LM. Thermal balance in internal combustion engine with gasoline. SAE Technical Paper 2022.
74. Di Battista D, Cipollone R. Waste Energy Recovery and Valorization in Internal Combustion Engines for Transportation. *Energies* 16 2023.
75. Shi L, Shu G, Tian H, Deng S. A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR). *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 92 2018 95–110.
76. Chatzopoulou MA, Lecompte S, Paepe M De, Markides CN. Off-design optimisation of organic Rankine cycle (ORC) engines with different heat exchangers and volumetric expanders in waste heat recovery applications. *Appl Energy* 2019; 253.
77. Di Bartolomeo M. ORC systems: State of the art. 2021.
78. Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 2010 3059–3067.
79. Kolasinski P. The method of the working fluid selection for organic Rankine cycle (ORC) systems employing volumetric expanders. *Energies (Basel)* 2020; 13.
80. Darvish K, Ehyaei MA, Atabi F, Rosen MA. Selection of optimum working fluid for organic rankine cycles by exergy and exergy-economic analyses. *Sustainability (Switzerland)* 2015; 7: 15362–15383.
81. Di Battista D, Cipollone R, Villante C, Fornari C, Mauriello M. The Potential of Mixtures of Pure Fluids in ORC-based Power Units fed by Exhaust Gases in Internal Combustion Engines. *Energy Procedia, Elsevier Ltd* 2016, 1264–1271.
82. Xu B, Rathod D, Yebi A, Filipi Z, Onori S, Hoffman M. A comprehensive review of organic rankine cycle waste heat recovery systems in heavy-duty diesel engine applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 107 2019 145–170.

83. Quoilin S, Aumann R, Grill A, Schuster A, Lemort V, Spliethoff H. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Appl Energy* 2011; 88: 2183–2190.
84. Shah RK, Sekulić DP. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2003.
85. Tian H, Liu P, Shu G. Challenges and opportunities of Rankine cycle for waste heat recovery from internal combustion engine. *Progress in Energy and Combustion Science* 84 2021.
86. Mota FAS, Carvalho EP, Ravagnani MASS. Modeling and design of plate heat exchanger.
87. Rahbar K, Mahmoud S, Al-Dadah RK, Moazami N, Mirhadizadeh SA. Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management* 134 2017 135–155.
88. Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 2013 325–342.
89. Li L, Tao L, Gou Y, Zhang S. Improvement and experimental study of scroll expander for organic rankine cycle. *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering* 2020; 117: 225–235.
90. Guillaume L. On the design of waste heat recovery organic Rankine cycle systems for engines of long-haul trucks. 2017.
91. Imran M, Usman M, Park BS, Lee DH. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57 2016 1090–1109.
92. Lemort V, Quoilin S, Cuevas C, Lebrun J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Appl Therm Eng* 2009; 29: 3094–3102.
93. Briola S, Francesconi M, Antonelli M. A Review on Two-Phase Volumetric Expanders and Their Applications. *Applied Sciences* 2022.
94. Lemort V, Legros A. Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems. 2017.
95. Richter L, Rendlova Z, Planicka S *et al.* Experimental and numerical analysis of an oil-flooded air screw expander. *MATEC Web of Conferences*, 2021.
96. Fatigati F. Il recupero dell'energia termica dei gas di scarico dei MCI: modellistica e sperimentazione di tecnologie e soluzioni impiantistiche innovative. 2017.
97. Zhao Y, Liu G, Li L, Yang Q, Tang B, Liu Y. Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review. *Energy Conversion and Management* 199 2019.
98. Zhang Z, Ma Y, Li M, Zhao L. Recent advances of energy recovery expanders in the transcritical CO₂ refrigeration cycle. *HVAC&R Res* 2013.
99. Tocci L, Pal T, Pesmazoglou I, Franchetti B. Small scale Organic Rankine Cycle (ORC): A techno-economic review. *Energies* 10 2017.
100. Hewawasam LS, Jayasena AS, Afnan MMM, Ranasinghe RACP, Wijewardane MA. Waste heat recovery from thermo-electric generators (TEGs). *Energy Reports*, Elsevier Ltd 2020, 474–479.
101. Quoilin S, Broek M Van Den, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 2013 168–186.
102. Vaja I, Gambarotta A. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy* 2010; 35: 1084–1093.

103. Di Battista D, Mauriello M, Cipollone R. Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle. *Appl Energy* 2015; 152: 109–120.
104. Di Battista D, Di Bartolomeo M, Villante C, Cipollone R. On the limiting factors of the waste heat recovery via ORC-based power units for on-the-road transportation sector. *Energy Convers Manag* 2018; 155: 68–77.
105. Thombare DG, Verma SK. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 2008 1–38.
106. Laín S, Villamil V, Vidal JR. CFD Simulation of Stirling Engines: A Review. *Processes* 12 2024.
107. Wang K, Sanders SR, Dubey S, Choo FH, Duan F. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 62 2016 89–108.
108. Güven M, Bedir H, Anlaş G. Optimization and application of Stirling engine for waste heat recovery from a heavy-duty truck engine. *Energy Convers Manag* 2019; 180: 411–424.
109. Chan CW, Ling-Chin J, Roskilly AP. A review of chemical heat pumps, thermodynamic cycles and thermal energy storage technologies for low grade heat utilisation. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 1257–1273.
110. Rankine cycle and variants. In: *Power Generation Technologies for Low-Temperature and Distributed Heat*. 2023.
111. Wu Z, Wu J, Kang Z, Deng J, Hu Z, Li L. A review of water-steam-assist technology in modern internal combustion engines. *Energy Reports* 7 2021 5100–5118.
112. Iqbal MA, Rana S, Ahmadi M, Date A, Akbarzadeh A. Trilateral flash cycle (TFC) a promising thermodynamic cycle for low grade heat to power generation. *Energy Procedia*, Elsevier Ltd 2019, 208–214.
113. Li Z, Lu Y, Huang Y *et al.* Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery. *Energy Procedia*, Elsevier Ltd 2017, 1441–1447.
114. Muchuweni E, Mombeshora ET. Enhanced thermoelectric performance by single-walled carbon nanotube composites for thermoelectric generators: A review. *Applied Surface Science Advances* 13 2023.
115. Saidur R, Rezaei M, Muzammil WK, Hassan MH, Paria S, Hasanuzzaman M. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 2012 5649–5659.
116. Huang K, Yan Y, Li B, Li Y, Li K, Li J. A Novel Design of Thermoelectric Generator for Automotive Waste Heat Recovery. *Automotive Innovation* 2018; 1: 54–61.
117. Burnete NV, Mariasiu F, Depcik C, Barabas I, Moldovanu D. Review of thermoelectric generation for internal combustion engine waste heat recovery. *Progress in Energy and Combustion Science* 91 2022.
118. Mumith JA, Makatsoris C, Karayiannis TG. Design of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste heat recovery in food manufacturing: A thermoacoustic device for heat recovery. *Appl Therm Eng* 2014; 65: 588–596.
119. Karlsson M, Åbom M, Lalit M, Glav R. A Note on the Applicability of Thermo-Acoustic Engines for Automotive Waste Heat Recovery. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* 2016; 9: 286–293.

120. Zhou J, Karlsson M, Abom M. Study of thermoacoustic engine for automotive exhaust waste heat recovery. SAE Technical Papers, SAE International 2019.
121. Iniesta C, Olazagoitia JL, Gros J, Vinolas J, Aranceta J. Introduction to thermoacoustic Stirling engines: First steps and praxis. E3S Web of Conferences, EDP Sciences 2021.
122. Pieve M, Boccardi G. Studio e valutazione dei cicli teorici/semplificati per la mini/micro co/tri-generazione MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO.
123. Abrosimov KA, Baccioli A, Bisch A. Techno-economic analysis of combined inverted Brayton – Organic Rankine cycle for high-temperature waste heat recovery. Energy Convers Manag 2020; 207.
124. <https://engineeringlearn.com>.
125. Brochure tecnica PARTCO.
126. engineer.org.
127. Andersen J, Karlsson E, Gawell A. Variable Turbine Geometry on SI Engines. 2006.
128. <https://dieselnet.com/>.
129. Kawaguchi J, Adachi K, Kono S, Kawakami T. Development of VFT (Variable Flow Turbocharger). 1999.
130. Mehmood A, Laghrouche S, El Bagdouri M. Modeling identification and simulation of pneumatic actuator for VGT system. Sens Actuators A Phys 2011; 165: 367–378.
131. Yin Y, Liu Z, Zhuge W *et al*. Experimental study on the performance of a turbocompound diesel engine with variable geometry turbocharger. International Journal of Fluid Machinery and Systems 2016; 9: 332–337.
132. He G, Xie H. Fuel Saving Potential of Different Turbo-Compounding Systems under Steady and Driving Cycles. SAE Technical Papers, SAE International 2015.
133. Teo Sheng Jye AE, Pesiridis A, Rajoo S. Effects of mechanical turbo compounding on a turbocharged diesel engine. SAE Technical Papers, SAE International 2013.
134. Repetto M, Passalacqua M, Vaccaro L, Marchesoni M, Prato AP. Turbocompound power unit modelling for a supercapacitor-based series hybrid vehicle application. Energies (Basel) 2020; 13.
135. Arsie I, Cricchio A, Pianese C, Ricciardi V, De Cesare M. Evaluation of CO2 reduction in SI engines with Electric Turbo-Compound by dynamic powertrain modelling. IFAC-PapersOnLine, 2015, 93–100.
136. Wang EH, Zhang HG, Zhao Y, Fan BY, Wu YT, Mu QH. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. Energy 2012; 43: 385–395.
137. Mahmoudi A, Fazli M, Morad MR. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering 143 2018 660–675.
138. Kim YM, Shin DG, Kim CG, Cho GB. Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources. Energy 2016; 96: 482–494.
139. Eyerer S, Wieland C, Vandersickel A, Spliethoff H. Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd-E as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization. Energy 2016; 103: 660–671.
140. Chys M, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. Energy 2012; 44: 623–632.
141. Sprouse CE. Review of Organic Rankine Cycles for Internal Combustion Engine Waste Heat Recovery: Latest Decade in Review. Sustainability (Switzerland) 16 2024.

142. Fatigati F, Di Battista D, Cipollone R. Permeability effects assessment on recovery performances of small-scale ORC plant. *Appl Therm Eng* 2021; 196.
143. Casari N, Fadiga E, Pinelli M, Randi S, Suman A, Ziviani D. Investigation of flow characteristics in a single screw expander: A numerical approach. *Energy* 2020; 213.
144. Gao J, Ma C, Tian G, Xing S, Jenner P. Numerical investigations of an opposed rotary piston expander for the purpose of the applications to a small-scale Rankine cycle. *Appl Therm Eng* 2021; 182.
145. Imran M, Haglind F, Lemort V, Meroni A. Optimization of organic rankine cycle power systems for waste heat recovery on heavy-duty vehicles considering the performance, cost, mass and volume of the system. *Energy* 2019; 180: 229–241.
146. Cozza C. Il recupero dell'energia termica allo scarico di MCI. Sviluppo di leggi di controllo di unità ORC model based. 2020.
147. Grelet V. Rankine cycle based waste heat recovery system applied to heavy duty vehicles : topological optimization and model based control.
148. Peralez J, Tona P, Lepreux O *et al.* Improving the Control Performance of an Organic Rankine Cycle System for Waste Heat Recovery from a Heavy-Duty Diesel Engine using a Model-Based Approach. *Conference on Decision and Control*, 2013, 10–13.
149. Marchionni M, Bianchi G, Karvountzis-Kontakiotis A, Pesyridis A, Tassou SA. An appraisal of proportional integral control strategies for small scale waste heat to power conversion units based on Organic Rankine Cycles. *Energy* 2018; 163: 1062–1076.
150. Di Giovine G. Il recupero dell'energia termica nei MCI: Modelli di calcolo e sperimentazione di un'unità di potenza basata su ORC. 2018.
151. Cifani M. Il recupero dell'energia termica a bassa temperatura. Modelli termodinamici e sperimentazioni su cicli a fluido organico ORC. 2020.
152. Imran M, Pili R, Usman M, Haglind F. Dynamic modeling and control strategies of organic Rankine cycle systems: Methods and challenges. *Appl Energy* 2020; 276.
153. Ieee . 2012 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. IEEE, 2012.
154. Jensen JM, Tummescheit H. Moving Boundary Models for Dynamic Simulations of Two-Phase Flows The Modelica Association Moving Boundary Models for Dynamic Simulations of Two-Phase Flows. 2nd International Modelica Conference, 2002.
155. Cozza C. Il recupero dell'energia termica allo scarico di MCI. Sviluppo di leggi di controllo di unità ORC model based. 2020.
156. Fatigati F, Di Bartolomeo M, Di Battista D, Cipollone R. Experimental and numerical characterization of the sliding rotary vane expander intake pressure in order to develop a novel control-diagnostic procedure. *Energies (Basel)* 2019; 12.
157. Jääskeläinen H, Majewski W. Waste Heat Recovery for Heavy-Duty Diesel Engines: A Review of Mechanical Turbocompounding. *proceedings of the ASME 2017 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2017.
158. Kozak D, Mazuro P. Review of small gas turbine engines and their adaptation for automotivewaste heat recovery systems. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power* 5 2020.
159. Di Battista D, Di Bartolomeo M, Di Prospero F, Di Diomede D, Carapellucci R, Cipollone R. Turbocompound energy recovery option on a turbocharged diesel engine. *Journal of Physics: Conference Series*, Institute of Physics 2023.
160. Ismail Y, Durrieu D, Menegazzi P, Chesse P. Potential of Exhaust Heat Recovery by Turbocompounding. *SAE Technical Paper* 2012.

161. Ismail Y, Durrieu D, Menegazzi P, Chesse P. Study of Parallel Turbocompounding for Small Displacement Engines. 2013.
162. Cipollone R, Di Battista D, Gualtieri A. Turbo compound systems to recover energy in ICE. *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)* 2013;
163. He G, Xie H. Fuel Saving Potential of Different Turbo-Compounding Systems Under Steady and Driving Cycles. *SAE Technical Paper* 2015.
164. Leng L, Ma Z, Cheng J, Shi L, Deng K. Research on exhaust energy distribution regulation for fuel economy improvement of turbocompound diesel engine. *Appl Therm Eng* 2023; 220.
165. Aghaali H, Angstrom H. Demonstration of Air-Fuel Ratio Role in One-Stage Turbocompound Diesel Engines. *SAE Technical Paper* 2013.
166. Yong Y, Zhijun W, Rongchao Z, Weilin Z, Zongjie H. Study on turbocompound system for a heavy-duty diesel engine by combining matching analysis with experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 2023; 237: 1775–1789.