

# UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE  
DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI  
XXII CICLO  
(A. A. 2006/2007 – A.A. 2008/2009)

## “COMBUSTIBILI GASSOSI PER L’ALIMENTAZIONE DI MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA”

TUTOR

PROF. RENATO DELLA VOLPE

CORRELATORE

ING. MICHELE GAMBINO (CNR - IM)

DOTTORANDO

ING. LUIGI DE SIMIO

COORDINATORE DEL DOTTORATO

PROF. RAFFAELE TUCCILLO

**COMBUSTIBILI GASSOSI PER  
L'ALIMENTAZIONE DI MOTORI ALTERNATIVI  
A COMBUSTIONE INTERNA**

## **RINGRAZIAMENTI**

*Al prof. Renato della Volpe per il supporto sempre pronto e la generosità.  
All'ing. Michele Gambino esempio, fra gli altri, di instancabile voglia di fare.  
All'ing. Sabato Iannaccone per gli aiuti, i consigli e gli insegnamenti.  
Agli sviluppatori e sostenitori del software open source Scilab,  
utilizzato per creare i grafici in scala cromatica.  
A tutti coloro che mi hanno dato tempo.*

# ABSTRACT

L'utilizzo di combustibili gassosi, nel settore dei trasporti è limitato, nonostante i notevoli e accertati benefici sulle emissioni. Ad oggi il gas naturale (GN) è, ancora, considerato il combustibile alternativo di maggior interesse per i motori a combustione interna a basso impatto ambientale, con la potenzialità di abbattere di circa il 25% le emissioni di anidride carbonica (CO<sub>2</sub>) rispetto a gasolio e benzina, sia per veicoli leggeri e pesanti (impieghi commerciali, trasporto pubblico e privato) che per le applicazioni stazionarie per la generazione distribuita di energia elettrica.

Le prospettive future per i combustibili gassosi sono rappresentate dall'impiego del biometano negli attuali motori a GN ed eventualmente dell'idrogeno. Miscele fino al 30% di idrogeno in volume con GN non impongono la necessità di particolari accorgimenti tecnici e possono comportare dei benefici sull'efficienza per i miglioramenti della combustione, specialmente in condizioni magre. E' possibile ottenere anche una riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>, nel caso in cui l'idrogeno sia prodotto da fonti non fossili (nucleare o energia rinnovabile). Senza considerare una diversa efficienza del motore, tale riduzione è vicina al 10% per miscele al 30% in volume di H<sub>2</sub>. Utilizzando biometano, da fermentazione o gassificazione di biomassa, in sostituzione di GN è possibile ridurre ulteriormente le emissioni di CO<sub>2</sub>. La Direttiva Europea 2009/28/CE, sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, fissa come obiettivo la sostituzione, nei trasporti, del 10% dei combustibili tradizionali entro il 2020 con quelli rinnovabili. In particolare l'Unione Europea promuove l'uso dei biocombustibili nei trasporti su strada, essendo questi ultimi responsabili di più dell'80% delle emissioni di CO<sub>2</sub> di tutto il settore.

I biocombustibili liquidi sembrano essere preferiti, nel breve periodo, infatti, la miscela con i combustibili tradizionali non richiede sostanziali modifiche al sistema di distribuzione ed al parco veicolare circolante. I biocombustibili gassosi, ed in particolare il biometano, sia di prima che di seconda generazione, avrebbero invece, rendimenti di produzione più alti. La produzione di biocombustibili è legata allo sfruttamento di parte del terreno coltivabile, in misura maggiore per quelli di prima generazione, in misura minore per quelli di seconda. Aumentare la resa energetica della loro produzione consente di minimizzare la competizione con altri settori (alimentazione, tessile, etc.), a parità di energia prodotta. Anche dal punto di

vista della riduzione di CO<sub>2</sub>, a parità di terreno impegnato, l'utilizzo di biocombustibili gassosi sarebbe, quindi, da preferire. Resta il problema, però, della scarsa percentuale dei veicoli a gas esistenti. L'ostacolo principale alla diffusione di tali veicoli è rappresentato dalla bassa densità di energia stoccata a bordo, con effetti negativi sull'autonomia del veicolo, amplificata dalla scarsa ramificazione della rete di rifornimento.

Ad ogni modo permane l'interesse per applicazioni di nicchia quali i veicoli pesanti, specialmente se operanti in ambito urbano. I motori diesel, in genere, installati su tali veicoli assicurano elevate prestazioni con consumi ridotti, ma a causa dell'inseverimento delle normative sulle emissioni devono essere corredati da sistemi di gestione elettronica sempre più sofisticati abbinati a complessi sistemi di post trattamento dei gas di scarico. L'utilizzo di un motore ad accensione comandata, alimentato con combustibile gassoso, consente invece un controllo delle emissioni con soluzioni meno complesse, ma con consumi più elevati dei motori a gasolio. Nel caso di utilizzo del GN, il minore costo rispetto al gasolio, consente di avere un notevole margine di convenienza economica, anche con i maggiori consumi, e comunque i minori consumi del diesel non sono tali da vanificare i vantaggi sulle emissioni di CO<sub>2</sub> connessi al maggiore rapporto H/C del GN. Il problema dei maggiori consumi potrebbe, però, vanificare anche la convenienza della produzione di biocombustibili gassosi rispetto ai liquidi (nella fattispecie biometano e biodiesel), almeno per quanto riguarda il bilancio della CO<sub>2</sub> nell'intero ciclo dal "pozzo alla ruota". Tuttavia, con motori espressamente ottimizzati per il funzionamento a gas è possibile migliorare l'efficienza globale e quindi assicurare minori emissioni di CO<sub>2</sub> (sia nel caso di GN che nel caso di biometano e miscele con idrogeno da fonti rinnovabili) fermo restando il vantaggio sulle emissioni di particolato (critico, insieme agli NO<sub>x</sub>, per i motori diesel) e degli inquinanti gassosi regolamentati, nonché sulle emissioni non regolamentate, molto tossiche, quali IPA e composti carbonilici.

Diverse tecnologie possono essere utilizzate per migliorare l'efficienza dei motori ad accensione comandata. Alcune di queste come la realizzazione del ciclo Miller, sono già oggi praticate, mentre altre come il controllo della fasatura e della apertura delle valvole o il downsizing, sono in fase di studio o perfezionamento e vedono impegnati gli sforzi nella ricerca dei maggiori costruttori di motori. Entrambe le ultime due strategie coinvolgono però notevoli modifiche ai motori che, nel caso del VVA (Variable Valve Actuation), sono confinate al sistema di distribuzione ed al potenziamento dell'unità elettronica di controllo, mentre nel caso del downsizing implicano un completo rifacimento del motore.

Nel presente lavoro di tesi è stata analizzata la possibilità di incrementare la massima potenza erogabile e ridurre i consumi su tutto il piano di funzionamento, mediante il ricircolo dei gas di scarico (EGR, Exhaust Gas Recycling), in un motore heavy duty alimentato con GN. La

scelta di studiare tale strategia è dovuta alla relativa semplicità di implementazione anche su motori esistenti. Spesso, infatti, i motori a gas heavy duty sono ottenuti attraverso modifiche alle linee di produzione di motori diesel heavy duty. La tecnica del ricircolo dei gas di scarico può essere molto utile per ottenere motori ad accensione comandata affidabili e con le stesse prestazioni dei motori diesel ad elevata potenza specifica da cui sono derivati. Infatti, le maggiori temperature dovute all'alimentazione stechiometrica, necessaria per controllare le emissioni dei motori ad accensione comandata, possono comportare un limite alla potenza massima erogabile dal motore, a meno di sostituire, oltre ai pistoni, anche la testa dell'originale motore a gasolio. La ricircolazione dei gas di scarico raffreddati permettendo di ridurre le temperature massime in camera di combustione consente di contenere le sollecitazioni termomeccaniche nonché il rischio di innesco della detonazione. L'EGR offre, inoltre, la possibilità di ridurre i consumi grazie a minori perdite di pompaggio, ma soprattutto grazie a minori scambi termici con le pareti.

L'attività sperimentale è stata svolta su un motore heavy duty IVECO CURSOR8 presso i laboratori dell'Istituto Motori del CNR. Il banco dinamico usato nei test è dotato di una macchina elettrica asincrona (315 kW da 2000 a 3500 rpm) adeguata alla taglia dei motori per autobus. Il sistema di controllo è un AVL PUMA 5.6 in grado di controllare il motore in prova e di rilevare simultaneamente prestazioni ed emissioni inquinanti. Sul motore è stato installato un sistema di ricircolo dei gas di scarico di tipo Low Pressure Route, (LPR) con i gas di scarico prelevati a valle della turbina e introdotti a monte del compressore. I componenti dell'impianto ed il controllo elettronico della valvola per la portata di EGR sono stati realizzati in Istituto Motori. Sulla base dei parametri caratteristici e dei dati acquisiti con l'attività sperimentale, è stato sviluppato un modello fluidodinamico monodimensionale del motore e del relativo impianto LPR EGR. Successivamente il modello è stato utilizzato per studiare sistemi di ricircolo dei gas di scarico alternativi: High Pressure Route (HPR) e High Low Pressure Route (HLPR).

Per avere un incremento della potenza specifica erogabile dal motore, è da preferire il sistema in grado di assicurare il più alto tasso di EGR nella condizione di massimo carico termico (massima potenza), e quindi garantire minori temperature di esercizio. Sperimentalmente, infatti, è stato constatato che ricircolando percentuali di gas di scarico tra il 20 ed il 25% è possibile ridurre la temperatura della testa di circa il 10÷15%. In questa ottica, il sistema LPR EGR è risultato l'alternativa migliore, con un 25% di EGR ricircolabile a massima potenza.

Anche dal punto di vista della riduzione dei consumi il sistema LPR EGR è risultato quello da preferire. L'analisi numerica ha messo in evidenza, infatti, come con l'EGR, sia possibile ottenere un miglioramento dei consumi sia a basso carico, che ai carichi medio alti grazie ad

una minore chiusura della valvola a farfalla, alla necessità di incrementare il grado di sovralimentazione per mantenere le prestazioni con il ricircolo dei gas di scarico, e a minori perdite per scambi termici.

In ogni caso, sia con il sistema LPR che con l'HLPR non è necessario incrementare la potenza dell'unità elettronica di controllo e la complessità di gestione del carico. Infatti, potrebbe essere possibile scambiare il controllo elettronico della wastegate, con quello della valvola per l'EGR. Con la valvola wastegate della turbina completamente chiusa su tutto il piano di funzionamento è possibile controllare il carico erogato dal motore regolando il solo tasso di EGR ai carichi più alti e poi anche la farfalla ai carichi più bassi.

La riduzione dei consumi può quindi contribuire ad assicurare le intrinseche minori emissioni di anidride carbonica, nel caso di GN, e rendere il bilancio complessivo della CO<sub>2</sub> per motori ad accensione comandata, alimentati con biocombustibili gassosi, nettamente migliore di quello relativo ai motori ad accensione per compressione alimentati con biocombustibili liquidi. Comunque, anche con motori a basso consumo, l'autonomia del veicolo può rappresentare una limitazione da rimuovere. L'autonomia dei veicoli a gas potrebbe essere aumentata utilizzando lo stoccaggio del combustibile in serbatoi criogenici a bassa pressione con una tecnologia ormai consolidata. A parità di ingombro dei serbatoi, il Gas Naturale Liquido (GNL) ad esempio, permette di dimezzare la differenza di autonomia tra gasolio e GN, aumentandone significativamente i possibili campi di utilizzo nei trasporti. In particolare il GNL potrebbe essere impiegato anche in veicoli operanti in ambito extraurbano a medio e lungo raggio, quali autobus e mezzi pesanti per la distribuzione merci, con benefici ambientali.

L'eventuale disponibilità del GN (o biometano) stoccato in forma liquida potrebbe dare impulso ad ulteriori sviluppi dei motori a gas ed in particolare modo alla realizzazione di motori con alimentazione ad iniezione diretta. Infatti, la compressione a bordo del veicolo del GN in forma liquida, rispetto alla compressione del GN in forma gassosa, determina un notevole risparmio energetico senza rilevanti aumenti di temperatura. Anche considerando la successiva vaporizzazione del GNL, permane il vantaggio di poter effettuare l'iniezione ad alta pressione e bassa temperatura (e quindi ad elevata densità) e quindi la realizzazione di un sistema di iniezione diretta a carica stratificata. Al contrario, la realizzazione di motori a GNC ad iniezione diretta risulta più complessa proprio a causa delle elevate temperature e le connesse basse densità, a meno di iniezione a medio-bassa pressione durante la fase di aspirazione e l'inizio della compressione.

# INDICE

---

ABSTRACT	4	
INDICE DELLE FIGURE E TABELLE	10	
<b>Capitolo I</b>	<b>INTRODUZIONE E OBIETTIVI</b>	
1.1	GAS NATURALE	14
1.2	PROSPETTIVE FUTURE PER I COMBUSTIBILI GASSOSI	19
1.3	MISCELE METANO IDROGENO	23
1.4	IL BIOMETANO	28
1.4.1	PRODUZIONE DI BIOCOMBUSTIBILI	28
1.4.2	BIOMETANO DA RIFIUTI	32
1.4.3	BIOMETANO DA COLTURE ENERGETICHE	35
1.5	OBIETTIVI	38
<b>Capitolo II</b>	<b>ATTIVITA' SPERIMENTALE</b>	
2.1	INTRODUZIONE	41
2.2	APPARATO SPERIMENTALE	45
2.3	PROVE SPERIMENTALI A DIVERSI TASSI DI EGR SENZA ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO ALL'ACCENSIONE	50
2.3.1	MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE PROVE	50
2.3.2	EFFETTI DELL'EGR SULLA FASE DI COMBUSTIONE	53
2.3.3	EFFETTI DELL'EGR SULLA TEMPERATURA DELLA TESTA	57
2.3.4	EFFETTI DELL'EGR SUL CONSUMO SPECIFICO	58
2.3.5	EFFETTI DELL'EGR SULLE EMISSIONI	61
2.4	PROVE SPERIMENTALI A DIVERSI TASSI DI EGR CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO ALL'ACCENSIONE	67
2.4.1	MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE PROVE ED EFFETTO SULLA FASE DI COMBUSTIONE	67
2.4.2	EFFETTO DELL'EGR SULLA TEMPERATURA DELLA TESTA CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO	69
2.4.4	EFFETTI DELL'EGR SULLE EMISSIONI CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO	71
2.4.4	EFFETTI DELL'EGR SULLE EMISSIONI CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO	75
2.5	CONCLUSIONI	77
2.5.1	RISULTATI NELLE PROVE EFFETTUATE A TASSO DI EGR VARIABILE SENZA OTTIMIZZAZIONE DELL'ANTICIPO	77
2.5.2	RISULTATI NELLE PROVE EFFETTUATE A TASSO DI EGR VARIABILE CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO	78

**Capitolo III    ATTIVITA' NUMERICA**

3.1	INTRODUZIONE	<b>80</b>
3.2	COSTRUZIONE DEL MODELLO 1D	<b>81</b>
3.3	CRITERI DI CALCOLO E VALIDAZIONE DEL MODELLO	
3.4	STUDIO NUMERICO DEL SISTEMA LPR EGR E DEGLI ALTRI DUE SISTEMI EGR	<b>90</b>
3.5	RISULTATI	<b>92</b>
3.5.1	INCREMENTO DELLA POTENZA SPECIFICA	<b>92</b>
3.5.2	RIDUZIONE DEI CONSUMI SPECIFICI	<b>98</b>
3.6	CONCLUSIONI	<b>102</b>

**Capitolo IV    IL GNL ED I POSSIBILI MOTORI DEL FUTURO**

4.1	INTRODUZIONE	<b>103</b>
4.2	SISTEMI DI ACCUMULO PER GNL (LSNG) A BORDO	<b>104</b>
4.3	IL GNL (LSNG) E LA TECNOLOGIA MOTORISTICA ATTUALE	<b>110</b>
4.4	IL GNL (LSNG) E I POSSIBILI MOTORI DEL FUTURO	<b>112</b>

**Capitolo V    CONCLUSIONI**

5.1	CONCLUSIONI	<b>117</b>
5.1	SVILUPPI FUTURI	<b>119</b>

	SIMBOLI E NOMENCLATURA	<b>121</b>
--	------------------------	------------

	BIBLIOGRAFIA	<b>123</b>
--	--------------	------------

# INDICE DELLE FIGURE E TABELLE

---

## FIGURE

<b>Figura 1</b>	<i>Mutagenicità delle emissioni del gas naturale, del gasolio e di una miscela di gasolio e biodiesel al 20% (B20), [3]</i>	<b>15</b>
<b>Figura 2</b>	<i>Consumo di GN in percentuale per settore in Italia</i>	<b>17</b>
<b>Figura 3</b>	<i>Consumo di GN in Italia</i>	<b>18</b>
<b>Figura 4</b>	<i>Produzione di gas naturale in Italia</i>	<b>18</b>
<b>Figura 5</b>	<i>Rete di distribuzione del GN e pianificazione della localizzazione di impianti di rigassificazione del GNL importato in Italia, [38]</i>	<b>19</b>
<b>Figura 6</b>	<i>Domanda annuale mondiale di energia elettrica ed energia per i trasporti. Fonte: IEA World Energy Outlook 2004</i>	<b>21</b>
<b>Figura 7</b>	<i>Effetto della percentuale di idrogeno, in una miscela CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub>, su alcuni parametri di interesse motoristico, rispetto al caso di CH<sub>4</sub> puro</i>	<b>24</b>
<b>Figura 8</b>	<i>Velocità laminare di combustione per diversi combustibili in funzione del rapporto di equivalenza, [13]</i>	<b>26</b>
<b>Figura 9</b>	<i>Durata della combustione in diverse condizioni di regime e carico per il motore FIAT Torque 1.6 l alimentato con GN e con benzina</i>	<b>27</b>
<b>Figura 10</b>	<i>Cicli di pressione e velocità di rilascio del calore per il motore FIAT Torque 1.6 l alimentato con benzina e con GN</i>	<b>27</b>
<b>Figura 11</b>	<i>Proprietà del biogas come combustibile</i>	<b>32</b>
<b>Figura 12</b>	<i>Produzione potenziale giornaliera pro capite di biometano da fermentazione anaerobica della frazione umida organica dei rifiuti solidi urbani</i>	<b>34</b>
<b>Figura 13</b>	<i>Rendimenti di produzione di alcuni combustibili di seconda generazione, [21], [22], [23], [24] e [25]</i>	<b>37</b>
<b>Figura 14</b>	<i>GNC in UE, stazioni di rifornimento e numero di veicoli</i>	<b>38</b>
<b>Figura 15</b>	<i>Energia meccanica ottenibile dalla conversione della biomassa in BTL e SCNG in percentuale rispetto al contenuto energetico della stessa</i>	<b>39</b>
<b>Figura 16</b>	<i>Impianto EGR di tipo High pressure route.</i>	<b>43</b>
<b>Figura 17</b>	<i>Impianto EGR di tipo Low pressure route</i>	<b>44</b>
<b>Figura 18</b>	<i>Sistema EGR dual loop</i>	<b>44</b>
<b>Figura 19</b>	<i>IVECO CURSOR 8 GNC al banco dinamico presso l'Istituto Motori del CNR</i>	<b>46</b>
<b>Figura 20</b>	<i>Impianto EGR Cooled Low Pressure Route</i>	<b>46</b>
<b>Figura 21</b>	<i>Gestione della wastegate in condizioni di pieno carico per il motore CURSOR8</i>	<b>47</b>
<b>Figura 22</b>	<i>Schema di controllo e acquisizione dati per il motore in prova</i>	<b>48</b>
<b>Figura 23</b>	<i>Definizione della massima quantità di calore fornita al fluido</i>	<b>49</b>
<b>Figura 24</b>	<i>Schema del motore CURSOR 8 CNG con sistema di ricircolo dei gas di scarico di tipo LPR</i>	<b>50</b>

<b>Figura 25</b>	<i>Consumo specifico misurato controllando dall'esterno e non la wastegate</i>	<b>51</b>
<b>Figura 26</b>	<i>Modalità di esecuzione delle prove</i>	<b>52</b>
<b>Figura 27</b>	<i>Ciclo di pressione al variare del tasso di EGR</i>	<b>53</b>
<b>Figura 28</b>	<i>Andamento della combustione al variare del tasso di EGR</i>	<b>53</b>
<b>Figura 29</b>	<i>Procedura per la stima dell'incremento di anticipo (<math>\Delta G</math>)</i>	<b>54</b>
<b>Figura 30</b>	<i>Tempo di incubazione valutato al 10% di HR (Heat Released) ed incremento della durata di combustione in % della durata senza EGR</i>	<b>55</b>
<b>Figura 31</b>	<i>Stima dell'incremento dell'anticipo per lo stesso posizionamento del baricentro di combustione nel caso di immissione di EGR</i>	<b>56</b>
<b>Figura 32</b>	<i>Effetto dell'EGR sulle temperatura media e massima della testa</i>	<b>57</b>
<b>Figura 33</b>	<i>Effetto del tasso di EGR sulla temperatura in camera di combustione</i>	<b>58</b>
<b>Figura 34</b>	<i>Effetto dell'EGR sul consumo specifico e sul coefficiente di variazione ciclica</i>	<b>59</b>
<b>Figura 35</b>	<i>Pressione a valle farfalla e percentuale del lavoro di pompaggio rispetto al lavoro attivo con l'EGR</i>	<b>60</b>
<b>Figura 36</b>	<i>Effetto del tasso di EGR sulla differenza tra la temperatura massima dei gas combusti e la temperatura media della testa motore</i>	<b>61</b>
<b>Figura 37</b>	<i>Emissioni specifiche di HC a monte e valle catalizzatore</i>	<b>62</b>
<b>Figura 38</b>	<i>Emissioni specifiche di CO a monte e valle catalizzatore</i>	<b>63</b>
<b>Figura 39</b>	<i>Emissioni specifiche di NOx a monte e valle catalizzatore</i>	<b>64</b>
<b>Figura 40</b>	<i>Efficienza di conversione di THC e CO</i>	<b>65</b>
<b>Figura 41</b>	<i>Effetto della temperatura massima dei gas combusti sull'emissione di NOx allo scarico</i>	<b>66</b>
<b>Figura 42</b>	<i>Tasso di EGR e perdita di efficienza di conversione degli HC</i>	<b>66</b>
<b>Figura 43</b>	<i>Tasso di EGR e coefficiente di variazione ciclica</i>	<b>67</b>
<b>Figura 44</b>	<i>Cicli di pressione e curve di rilascio del calore al variare del tasso di EGR, dopo aver adeguato l'angolo di anticipo</i>	<b>68</b>
<b>Figura 45</b>	<i>SA adeguato - Modalità di esecuzione delle prove</i>	<b>68</b>
<b>Figura 46</b>	<i>SA adeguato - Anticipi all'accensione e relativi: posizionamento del baricentro di combustione, tempo di incubazione e durata della combustione</i>	<b>69</b>
<b>Figura 47</b>	<i>SA adeguato - Effetto del tasso di EGR sulla temperatura in camera di combustione per due condizioni di carico a 1100 rpm</i>	<b>70</b>
<b>Figura 48</b>	<i>SA adeguato - Effetto del tasso di EGR sulla temperatura a monte della turbina a 1100 rpm</i>	<b>70</b>
<b>Figura 49</b>	<i>SA adeguato - Temperatura media e massima della testa</i>	<b>71</b>
<b>Figura 50</b>	<i>SA adeguato - Rendimento attivo indicato e riduzione calore trasferito alle pareti</i>	<b>74</b>
<b>Figura 51</b>	<i>SA adeguato - Lavoro attivo indicato e peso del lavoro passivo</i>	<b>72</b>
<b>Figura 52</b>	<i>SA adeguato - Effetto dell'EGR sul lavoro di pompaggio a 1100 rpm 170 Nm e 640 Nm</i>	<b>73</b>
<b>Figura 53</b>	<i>SA adeguato - Rendimento attivo indicato e riduzione calore trasferito alle pareti</i>	<b>74</b>
<b>Figura 54</b>	<i>SA adeguato - Effetto del tasso di EGR sulla differenza tra la temperatura massima dei gas combusti e la temperatura media della testa motore</i>	<b>74</b>
<b>Figura 55</b>	<i>SA adeguato - Emissioni specifiche di HC, CO, NOx a monte e valle catalizzatore a 1100rpm con anticipo adeguato al tasso di EGR</i>	<b>76</b>

<b>Figura 56</b>	<i>SA adeguato - Efficienza di conversione di THC e andamento della temperatura a monte catalizzatore a 1100rpm ed anticipo variabile con l'EGR</i>	<b>77</b>
<b>Figura 57</b>	<i>Sistemi EGR considerati nello studio numerico</i>	<b>81</b>
<b>Figura 58</b>	<i>Schematizzazione del circuito di EGR</i>	<b>82</b>
<b>Figura 59</b>	<i>Circuito EGR: prelievo dei gas di scarico dal condotto di scarico</i>	<b>83</b>
<b>Figura 60</b>	<i>Sezione di ingresso dello scambiatore per i gas di scarico</i>	<b>83</b>
<b>Figura 61</b>	<i>Circuito EGR: immissione dei gas di scarico nel condotto di aspirazione</i>	<b>83</b>
<b>Figura 62</b>	<i>Circuito EGR: valvola per il controllo della portata di EGR</i>	<b>84</b>
<b>Figura 63</b>	<i>Coefficiente di efflusso (CD) della valvola EGR normalizzato rispetto al valore massimo</i>	<b>84</b>
<b>Figura 64</b>	<i>Schema del sistema di aspirazione (filtro aria-compressore)</i>	<b>85</b>
<b>Figura 65</b>	<i>Schema del sistema di aspirazione (compressore-intercooler)</i>	<b>85</b>
<b>Figura 66</b>	<i>Sezione di passaggio e lunghezza intercooler</i>	<b>85</b>
<b>Figura 67</b>	<i>Schema GT-Power del motore con sistema EGR di tipo LPR</i>	<b>86</b>
<b>Figura 68</b>	<i>Effetto dell'adeguamento dell'anticipo sulla differenza delle curve HR% con e senza EGR</i>	<b>87</b>
<b>Figura 69</b>	<i>Validazione del modello, a 1100 rpm, nel caso di funzionamento del motore con EGR (sistema LPR EGR)</i>	<b>88</b>
<b>Figura 70</b>	<i>Validazione del modello nel caso di funzionamento del motore senza EGR</i>	<b>89</b>
<b>Figura 71</b>	<i>Effetto dell'adeguamento dell'anticipo, al variare del tasso di EGR, sul coefficiente di variazione ciclica della pressione media indicata a 1100 rpm</i>	<b>90</b>
<b>Figura 72</b>	<i>Schema GT-Power del motore con sistema EGR di tipo HPR</i>	<b>91</b>
<b>Figura 73</b>	<i>Schema GT-Power del motore con sistema EGR di tipo HLPR</i>	<b>92</b>
<b>Figura 74</b>	<i>Curve isolivello del tasso di EGR e della pressione di sovralimentazione calcolate per il sistema LPR EGR</i>	<b>94</b>
<b>Figura 75</b>	<i>Curve isolivello del tasso di EGR e della pressione di sovralimentazione calcolate per il sistema HPR EGR controllando il carico con la valvola</i>	<b>94</b>
<b>Figura 76</b>	<i>Curve isolivello del tasso di EGR e della pressione di sovralimentazione calcolate per il sistema HLPR EGR controllando il carico con la valvola EGR</i>	<b>95</b>
<b>Figura 77</b>	<i>Curve isolivello della portata di gas alla turbina calcolate per i sistemi EGR LPR, HPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR</i>	<b>96</b>
<b>Figura 78</b>	<i>Curve isolivello della potenza erogata dalla turbina calcolate per i sistemi EGR LPR, HPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR</i>	<b>96</b>
<b>Figura 79</b>	<i>Curve isolivello della portata al compressore calcolate per i sistemi EGR LPR, HPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR</i>	<b>97</b>
<b>Figura 80</b>	<i>Consumo specifico calcolato per i sistemi EGR LPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR fin dove possibile e poi anche con la valvola a farfalla</i>	<b>99</b>
<b>Figura 81</b>	<i>Modalità di esecuzione delle simulazioni</i>	<b>100</b>
<b>Figura 82</b>	<i>Tasso di EGR attuato con il sistema LPR ed incremento della pressione di alimentazione del motore necessario</i>	<b>101</b>

<b>Figura 83</b>	<i>Incidenza del pompaggio e della riduzione degli scambi termici nella riduzione dei consumi con l'EGR</i>	<b>101</b>
<b>Figura 84</b>	<i>Energia meccanica ottenibile dalla conversione della biomassa in BTL, SCNG o LSNG</i>	<b>104</b>
<b>Figura 85</b>	<i>Isolamento di un serbatoio criogenico</i>	<b>105</b>
<b>Figura 86</b>	<i>Effetto della sottrazione di combustibile in fase liquida</i>	<b>106</b>
<b>Figura 87</b>	<i>Effetto della sottrazione di combustibile in fase vapore</i>	<b>106</b>
<b>Figura 88</b>	<i>Confronto tra serbatoi in termini di peso totale per ogni litro di gasolio equivalente trasportato</i>	<b>107</b>
<b>Figura 89</b>	<i>Confronto tra serbatoi in termini di ingombro per ogni litro di gasolio equivalente trasportato</i>	<b>108</b>
<b>Figura 90</b>	<i>Proprietà del metano (nelle condizioni di vapore saturo) al variare della temperatura di saturazione</i>	<b>109</b>
<b>Figura 91</b>	<i>Alimentazione nel collettore di aspirazione con GNL; (temperatura-densità)</i>	<b>111</b>
<b>Figura 92</b>	<i>Alimentazione nel collettore di aspirazione con GNL; (pressione-densità)</i>	<b>111</b>
<b>Figura 93</b>	<i>Lavoro necessario a comprimere il gas naturale allo stato gassoso, in dipendenza della pressione del serbatoio a confronto con lo stato liquido</i>	<b>112</b>
<b>Figura 94</b>	<i>Alimentazione diretta con GNL; (temperatura-densità)</i>	<b>114</b>
<b>Figura 95</b>	<i>Alimentazione diretta con GNL; (pressione-densità)</i>	<b>114</b>
<b>Figura 96</b>	<i>CWI: serbatoio del GNL, pompa, e componenti principali</i>	<b>115</b>
<b>Figura 97</b>	<i>CWI: dettagli della pompa alternativa per la compressione del GNL</i>	<b>116</b>

## TABELLE

<b>Tabella 1</b>	<i>Principali biocombustibili di prima generazione</i>	<b>29</b>
<b>Tabella 2</b>	<i>Principali biocombustibili di seconda generazione da materiale lignocellulosico</i>	<b>30</b>
<b>Tabella 3</b>	<i>Composizione tipica del biogas</i>	<b>32</b>
<b>Tabella 4</b>	<i>Rese in biogas da alcune materie prime (tep: tonnellate di petrolio equivalenti)</i>	<b>33</b>
<b>Tabella 5</b>	<i>Prestazioni energetiche dei biocombustibili di prima generazione da colture dedicate, [19] e [20]</i>	<b>36</b>
<b>Tabella 6</b>	<i>Principali caratteristiche del motore IVECO CURSOR 8 GNC</i>	<b>45</b>
<b>Tabella 7</b>	<i>Massimo tasso di EGR possibile in condizioni di massima potenza con i sistemi LPR, HPR e HLPR</i>	<b>98</b>
<b>Tabella 8</b>	<i>Confronto tra le proprietà del GN, del GNC, del GNL e del gasolio</i>	<b>107</b>

# CAPITOLO I

## INTRODUZIONE E OBIETTIVI

### 1.1 GAS NATURALE

Ad oggi il gas naturale (GN) è, ancora, considerato il combustibile alternativo di maggior interesse per i motori a combustione interna a basso impatto ambientale, grazie alla potenzialità di abbattere di circa il 25% le emissioni di anidride carbonica (CO<sub>2</sub>) rispetto a gasolio e benzina, sia per veicoli leggeri e pesanti (impieghi commerciali, trasporto pubblico e privato) che per le applicazioni stazionarie per la generazione distribuita di energia elettrica. Considerazioni sulla difficoltà di diffusione dei veicoli a GN su larga scala, per la loro ridotta autonomia e per la scarsa ramificazione della rete di rifornimento, hanno determinato un crescente interesse per i veicoli pesanti, specialmente quelli operanti in ambito urbano [1]. Per tali veicoli i suddetti condizionamenti risultano facilmente superabili, infatti essi, in genere, presentano minori problemi di alloggiamento dei serbatoi e, se appartenenti a flotte, il loro rifornimento può essere assicurato con pochi distributori ubicati opportunamente nei centri di stazionamento.

Essendo il gas naturale prevalentemente costituito da metano (CH<sub>4</sub>) che, in dipendenza delle fonti, può variare dall'85 al 99%, la riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>, è una diretta conseguenza del maggiore rapporto fra atomi di idrogeno e atomi di carbonio che per il CH<sub>4</sub> è il più alto tra tutti gli idrocarburi. Ciò, a parità di efficienza del motore, assicura corrispondenti minori emissioni di CO<sub>2</sub> con conseguenti minore contributo all'effetto serra. Inoltre, l'elevato numero di ottano consente di realizzare motori con alto rapporto volumetrico di compressione, e quindi elevata efficienza. La tossicità dello scarico dei motori alimentati a GN, in genere, risulta molto più bassa di quella degli altri combustibili. Infatti, le emissioni di particolato risultano pressoché nulle, e gli idrocarburi incombusti emessi sono costituiti essenzialmente da metano: gas inerte, considerato non tossico e che non contribuisce alla formazione di smog fotochimico, [2]. Inoltre, anche le emissioni non regolamentate (molto dannose per la salute umana) risultano drasticamente ridotte. In figura 1 si nota come la mutagenicità misurata allo scarico di un motore per autobus a gas naturale, ad alimentazione

stechiometrica e con catalizzatore a tre vie, sia inferiore di alcuni ordini di grandezza se confrontata con quella rilevata per un analogo motore EURO II, alimentato con gasolio puro o con una miscela al 20% di biodiesel (B20). Per raggiungere un risultato paragonabile, con il motore diesel, è necessario ricorrere a sistemi più complessi sia della gestione del motore (pressione iniezione, numero iniezioni, EGR) che di post trattamento dello scarico (filtro antiparticolato, catalizzatore ossidante, catalizzatore selettivo riducente).

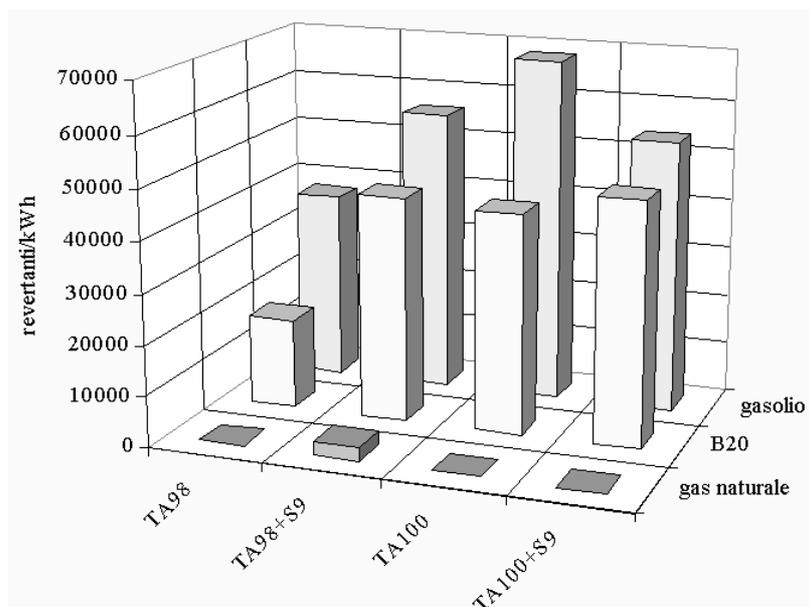


Figura 1. Mutagenicità delle emissioni del gas naturale, del gasolio e di una miscela di gasolio e biodiesel al 20% (B20), [3]

Il gas naturale risulta, quindi, essere la soluzione, a breve, più praticabile, per una significativa riduzione delle emissioni inquinanti e dell'anidride carbonica.

Per massimizzare i vantaggi sopra elencati è necessario fare riferimento a motori progettati e realizzati specificamente per l'alimentazione con gas naturale piuttosto che a motori derivati dagli esistenti sia ad accensione comandata che, ancor meno, diesel. Nonostante le implicite limitazioni, il ricorso alla conversione è una soluzione molto in uso, soprattutto per i motori heavy duty con i quali è possibile ottenere anche ulteriori vantaggi economici. Infatti, in occasione della revisione degli stessi, risultano agevolati gli interventi sul motore per la trasformazione da alimentazione a gasolio ad alimentazione a GN essendo i costi parzialmente coperti dalle spese da sostenere per il ripristino del corretto funzionamento a gasolio. In ogni caso la conversione da alimentazione a gasolio ad alimentazione a GN assicura una riduzione della tossicità e pericolosità dei gas di scarico che consente alle

aziende di trasporti di giustificare i maggiori investimenti necessari per dotarsi di veicoli a basso impatto ambientale alimentati a GN, soprattutto quelli da impiegare in ambito urbano.

Per l'abbattimento delle emissioni di idrocarburi incombusti allo scarico dei motori alimentati a gas naturale, essendo dette emissioni costituite principalmente da  $\text{CH}_4$  che, fra gli idrocarburi, ha la più alta stabilità ed è quindi più difficile da ossidare, è necessario prevedere più elevate quantità di metalli nobili, nel catalizzatore, unitamente a più alte temperature di scarico, e più basse velocità di attraversamento (space velocity). Fra i metalli nobili impiegabili, il palladio, allo stato attuale, risulta il più efficace. L'ossidazione del metano incombusto, nonostante la non tossicità, è necessaria dal momento che esso risulta essere un potente gas serra (circa 23 volte più della  $\text{CO}_2$ ).

E' possibile sviluppare due tipologie di propulsori heavy duty, alimentati a gas naturale:

- lean-burn, con o senza marmitta catalitica ossidante;
- stechiometrici con marmitta catalitica a tre vie.

La tipologia motore stechiometrico con marmitta catalitica trivalente permette di ottenere i migliori risultati per quanto riguarda le emissioni, mentre la tipologia lean-burn consente di conseguire i migliori rendimenti e quindi di massimizzare la riduzione di  $\text{CO}_2$  associata all'utilizzo di GN. I limiti, sempre più stringenti, imposti dalle normative sulle emissioni e soprattutto la necessità di garantire il minimo impatto ambientale per i veicoli destinati a circolare nelle aree urbane, hanno determinato il prevalere della tecnologia stechiometrica su quella lean-burn. Di conseguenza, ferma restando la necessità di migliorare i livelli di abbattimento delle emissioni allo scarico e soprattutto di mantenerli nel tempo, risulta estremamente utile mettere in atto tutti gli accorgimenti per migliorare il rendimento del motore stechiometrico a carica omogenea su tutto il campo di funzionamento, [4] [5].

Come noto, al fine di assicurare una sufficiente autonomia lo stoccaggio del GN a bordo del veicolo è effettuato in pressione in bombole a circa 220 bar. Per percorsi predefiniti e circoscritti (prevalentemente di mezzi pubblici in ambito urbano), la ridotta autonomia tipica dei veicoli a GNC, non costituisce una rilevante limitazione, ma ne ostacola la diffusione in impieghi su distanze maggiori. Inoltre, anche per la scarsa e non uniforme ramificazione sul territorio nazionale della rete di distribuzione, la frazione di utilizzo del gas naturale nei trasporti è, attualmente, inferiore all'1%, (figura 2).

Una più ampia diffusione dei veicoli a gas naturale potrebbe essere favorita dall'utilizzo del gas naturale liquido (GNL) che consentirebbe una maggiore autonomia. In particolare il suo impiego potrebbe essere esteso anche a mezzi operanti in ambito extra-urbano a medio/lungo raggio. sia leggeri che pesanti con eventuali vincoli sulla frequenza e durata della sosta.

La realizzazione di numerosi rigassificatori sul territorio nazionale, dovrebbe facilitare la disponibilità di GNL, indipendentemente dalla costruzione di impianti di liquefazione ad hoc. In sostanza la distribuzione del GNL potrebbe essere organizzata a partire direttamente dalle navi metaniere, con una consistente riduzione dei costi. Questo renderebbe fortemente competitivo l'utilizzo del GNL anche in settori tipicamente ad appannaggio della trazione diesel pesante.

Un massiccio ricorso al GNL è previsto in un futuro non molto lontano. Negli ultimi anni, infatti, il consumo di gas naturale in Italia è aumentato costantemente come illustrato in figura 3, grazie al suo largo uso in sostituzione di petrolio e carbone, nella produzione di energia elettrica e nel riscaldamento domestico. Nel contempo la produzione nazionale di GN che, in passato ha fatto dell'Italia il paese leader nel mondo per l'uso soprattutto nel settore dei trasporti, si è ridotta notevolmente a seguito del progressivo esaurimento dei giacimenti disponibili a partire dal 1994 (figura 4).

La necessità di integrare le differenze tra consumi e produzione con quote maggiori di importazione, ha determinato il crescente interesse nei confronti del GNL. Il GNL mentre da una parte offre la possibilità di approvvigionarsi di gas naturale anche da siti non raggiungibili con gasdotti, dall'altra implica la necessità di disporre di impianti di rigassificazione nei punti di immissione nel gasdotto, (figura 5).

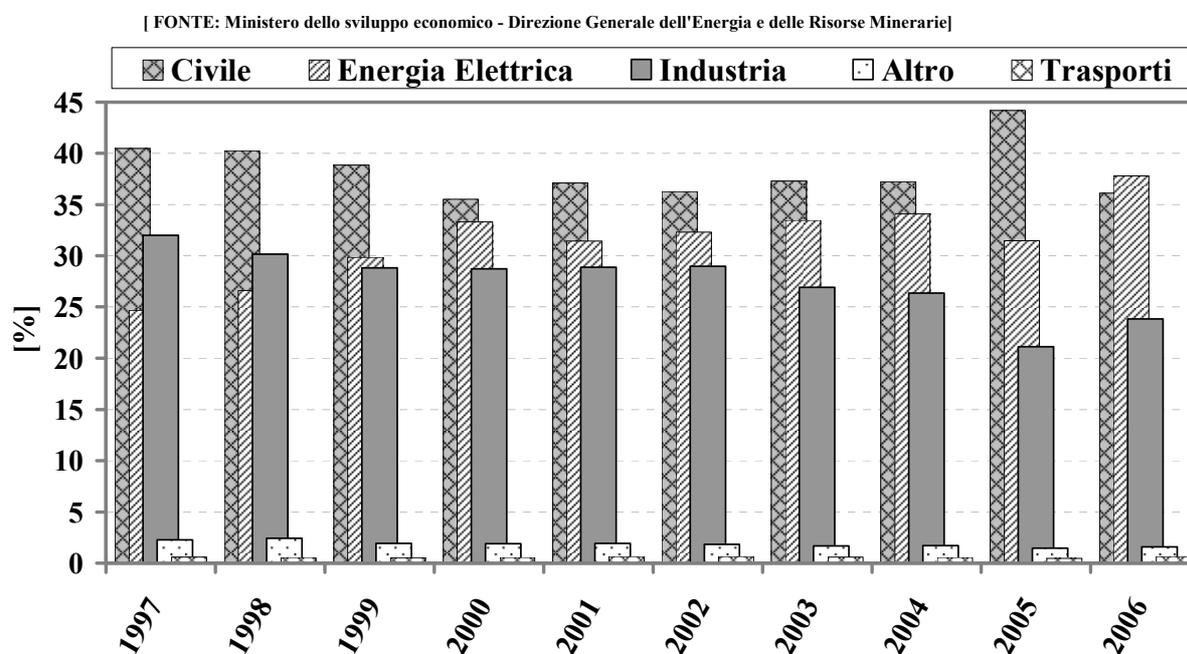


Figura 2. Consumo di GN in percentuale per settore in Italia

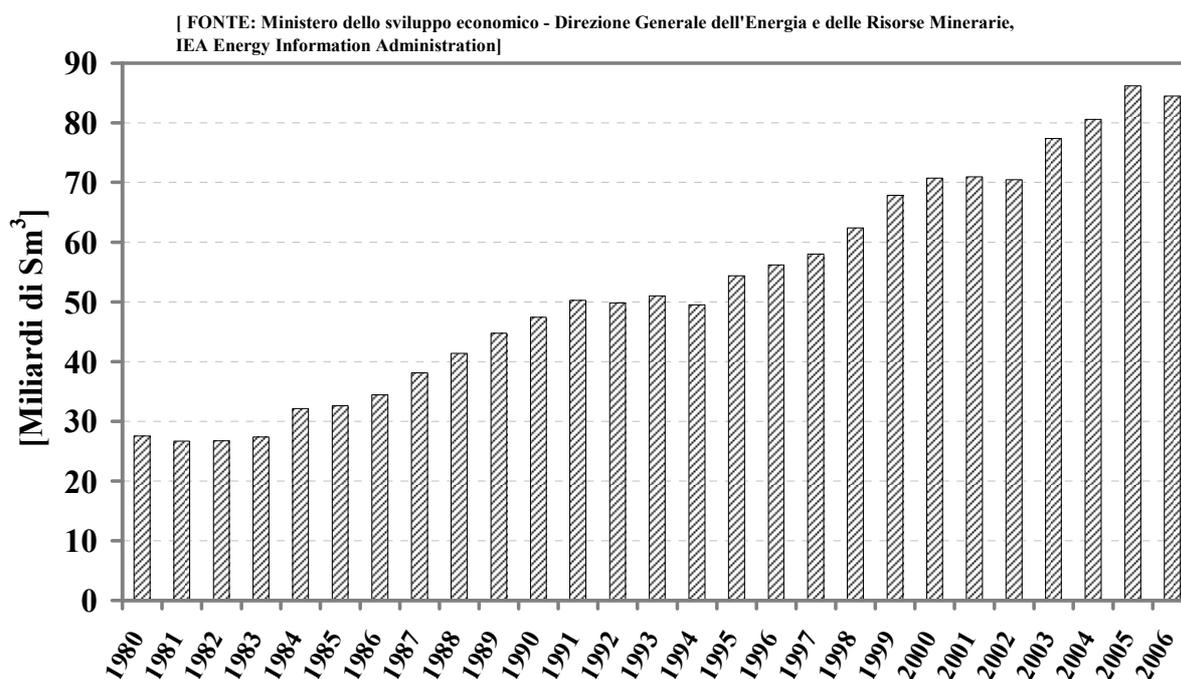


Figura 3. Consumo di GN in Italia

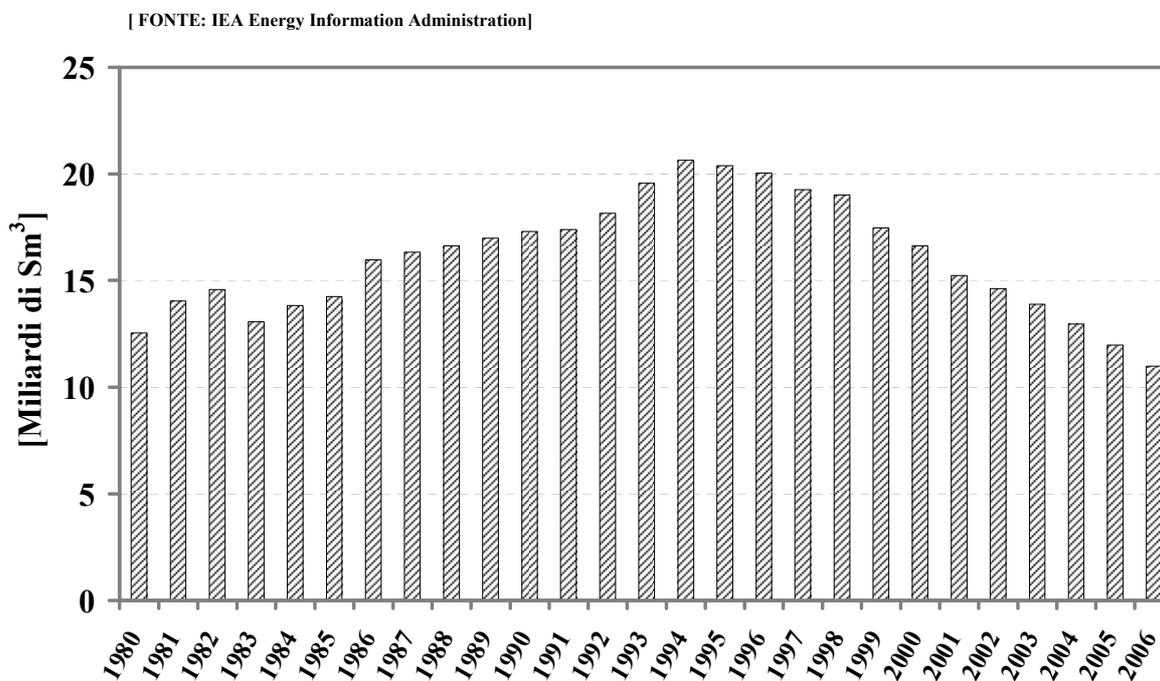


Figura 4. Produzione di gas naturale in Italia

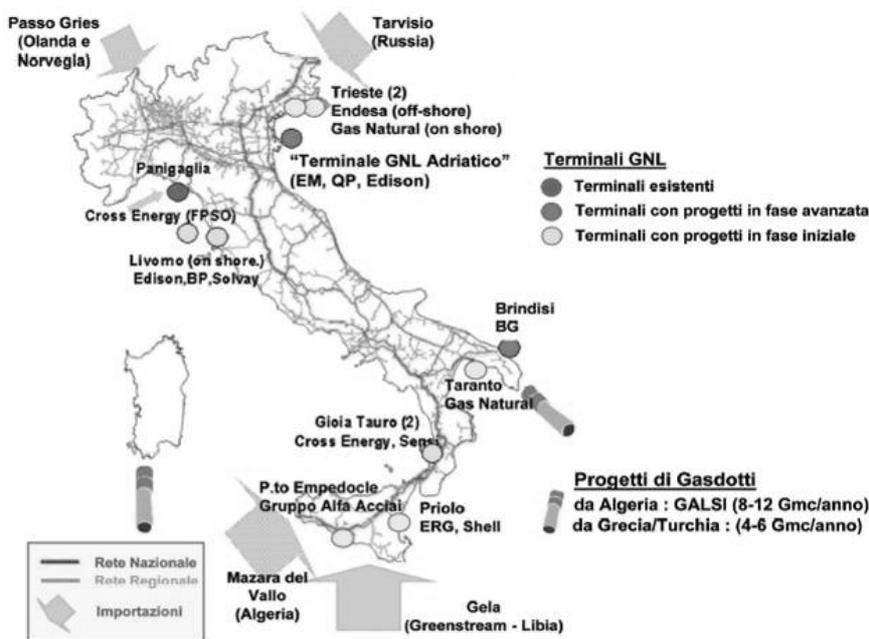


Figura 5. Rete di distribuzione del GN e pianificazione della localizzazione di impianti di rigassificazione del GNL importato in Italia, [38]

## 1.2 PROSPETTIVE FUTURE PER I COMBUSTIBILI GASSOSI

La necessità di ridurre le emissioni di gas ad effetto serra in atmosfera, e quindi la loro influenza sui cambiamenti climatici, impone da una parte un accorto uso delle risorse convenzionali e dall'altra un massiccio ricorso alle energie rinnovabili, le più promettenti per un uso sostenibile a basso impatto ambientale. Queste inoltre in quanto disponibili sulla base di cicli di produzione naturali, risultando praticamente inesauribili, anche se sembra poco probabile che da sole possano garantire il fabbisogno energetico totale.

Nel settore dei trasporti su strada, responsabile di più dell'80% delle emissioni di CO<sub>2</sub> di tutto il settore, la riduzione della CO<sub>2</sub> può essere conseguita attraverso l'uso dell'idrogeno e dei biocombustibili, oltre che attraverso tutti gli interventi volti ad aumentare l'efficienza del motore, o la riduzione di peso del veicolo. Pertanto le prospettive future per i combustibili gassosi sono rappresentate, dall'impiego del biometano negli attuali motori a GN ed eventualmente dell'idrogeno.

Per quanto riguarda le miscele metano-idrogeno, allo stato attuale esse sono viste come un passo intermedio per facilitare lo sviluppo della tecnologia per una maggiore diffusione dell'idrogeno (infrastrutture, serbatoi, sistemi di alimentazione, sicurezza, etc.) nell'eventualità di una sua futura applicazione su scala più ampia piuttosto che come un

combustibile specifico per l'autotrazione come molto probabilmente sarebbe più opportuno considerarle. I nuovi veicoli a metano-idrogeno potrebbero così utilizzare l'idrogeno, ove reso disponibile, ad esempio come sottoprodotto di processi industriali, generando un mercato parallelo a quello del gas naturale. L'idrogeno puro trova la sua ideale utilizzazione direttamente nelle celle a combustibile caratterizzate da un'elevata efficienza e dall'azzeramento delle emissioni. Nelle celle, infatti, una reazione elettrochimica di ricombinazione tra idrogeno e ossigeno genera come prodotto finale acqua ed un flusso di corrente elettrica continua. In realtà, i limiti imposti soprattutto da problemi di stoccaggio dell'energia a bordo del veicolo nonché, dalla resistenza dei materiali e dalla mancanza di una rete di distribuzione rendono l'uso dell'idrogeno in miscela con il metano un ottimo compromesso tra i costi ed i benefici ottenibili. Inoltre è opportuno tenere in debito conto anche l'evoluzione delle batterie che potrebbe rendere più conveniente l'uso diretto dell'energia elettrica, senza il passaggio intermedio della produzione di idrogeno. Nel breve periodo, l'utilizzo di tali miscele può contribuire ad incrementare l'efficienza del motore a gas e ridurre sensibilmente le emissioni di CO<sub>2</sub> nel caso in cui l'idrogeno sia prodotto da fonti non fossili (nucleare o energia rinnovabile).

Utilizzando biometano, da fermentazione o gassificazione di biomassa, in sostituzione di GN è possibile ridurre ulteriormente le emissioni di CO<sub>2</sub>. A tal proposito la Direttiva Europea 2009/28/CE, sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, fissa come obiettivo la sostituzione, nei trasporti, del 10% dei combustibili tradizionali entro il 2020 con quelli rinnovabili. La sostituzione dei combustibili di origine fossile, indipendentemente dal settore di applicazione (trasporti, domestico, centrali elettriche), con quelli derivati dalle biomasse contribuisce, infatti, alla riduzione dell'effetto serra, grazie ad un più favorevole bilancio sulla CO<sub>2</sub>, [6]. La quantità di anidride carbonica rilasciata con il loro utilizzo è data solo da quella derivante dalla manipolazione (raccolta e trasformazione dello scarto, distribuzione del biocombustibile), se effettuata con combustibili fossili, essendo la CO<sub>2</sub> liberata dalla combustione (del combustibile di derivazione biologica) proprio equivalente a quella fissata con la fotosintesi, oppure è addirittura nulla se tutte le fasi fossero eseguite con combustibili rinnovabili. Per i combustibili fossili, oltre alla CO<sub>2</sub> prodotta nelle fasi di estrazione, trasporto, raffinazione e distribuzione, deve essere considerata anche quella liberata durante la combustione, in quanto è quella fissata nelle passate ere geologiche e non fa parte quindi di un ciclo chiuso.

Sia l'idrogeno che i biocombustibili sono, di fatto, dei vettori energetici. E' quindi importante soppesare i benefici considerando l'intero ciclo di produzione e uso del combustibile. Produrre vettori energetici equivale a consumare risorse. Risorse che sono limitate anche nel

caso in cui siano rinnovabili. A tale proposito, infatti, la radiazione solare, che in pratica comprende tutte le risorse rinnovabili disponibili, è limitata, giorno per giorno. Alcuni autori, [7], hanno valutato ad esempio la quantità di energia elettrica producibile ogni anno tramite pannelli fotovoltaici (con un'efficienza di circa il 10% nella conversione dell'energia solare incidente in energia elettrica) installati in tutti i terreni idonei e disponibili. Questi non includono i terreni destinati a scopi alimentari, almeno per il livello attuale di popolazione mondiale. Nel calcolo, oltre ai limiti imposti dalle zone disponibili e adatte, sono stati considerati svariati fattori di attenuazione. Il totale mondiale di energia elettrica è risultato di circa 300 milioni di GWh l'anno. Se si confronta tale valore con quelle che si prevedono essere le richieste mondiali di energia elettrica nei prossimi anni (figura 6a) si vede come queste ultime siano circa un ordine di grandezza inferiori nel 2030.

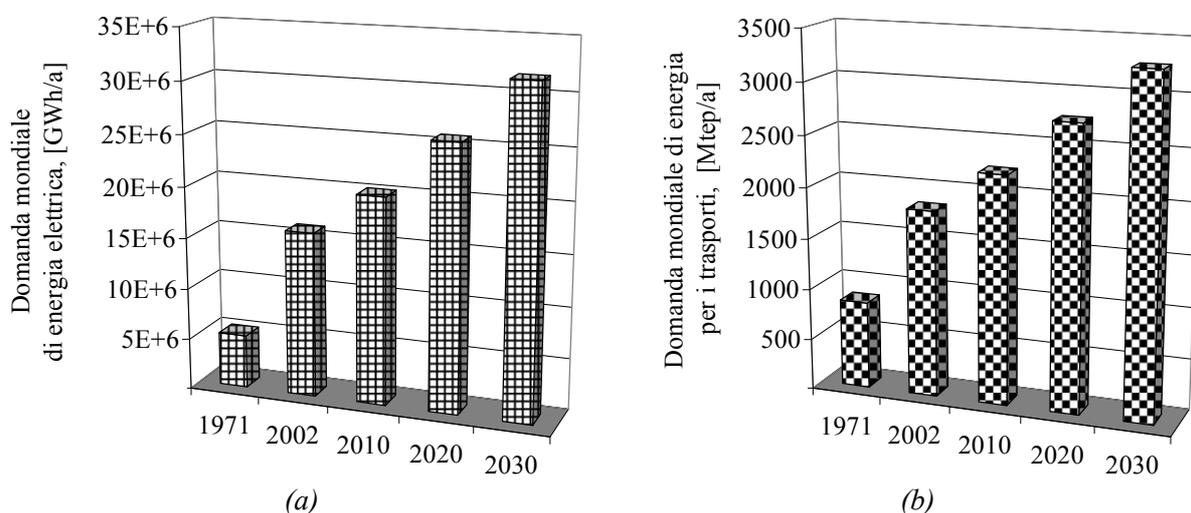


Figura 6. Domanda annuale mondiale di energia elettrica ed energia per i trasporti.  
Fonte: IEA World Energy Outlook 2004

Se la stessa energia elettrica fosse usata per produrre idrogeno tramite elettrolisi dell'acqua (rendimento attuale attorno al 60%) si potrebbero produrre circa 180 GWh di energia primaria sotto forma di idrogeno equivalenti a 15500 Mtep abbondantemente sufficienti anche per soddisfare la domanda di energia primaria per i trasporti (figura 6b). Il tutto senza neanche considerare l'elevata efficienza di veicoli a celle di combustibile (qualitativamente 50% rispetto al 30% del motore a combustione interna) che comporterebbe una riduzione della domanda di energia primaria. Nell'ipotesi di utilizzo diretto dell'energia elettrica prodotta con il fotovoltaico, tramite lo stoccaggio in batterie, oltre a ridurre ulteriormente la domanda di energia primaria (il motore elettrico convertirebbe circa il 90% di questa energia direttamente

in energia meccanica) non sarebbe necessario produrre un vettore energetico di passaggio e quindi considerare il relativo l'aggravio energetico. Pertanto detto utilizzo della fonte primaria sarebbe la soluzione migliore qualora fossero disponibili, batterie in grado di stoccare quantità di energia con densità se non uguali, almeno paragonabili con quelle offerte dai combustibili. Va però osservato che sarebbe impensabile, se pure ci fosse in natura tutto il materiale necessario per produrre i pannelli solari (fotovoltaici o per caldaie a concentrazione), ricoprire tutti i terreni idonei e disponibili con essi a causa del conseguente inaridimento.

La produzione di biocombustibili, che in ultima analisi rappresentano un modo di stoccare l'energia solare, appare, invece, nel medio e breve periodo una soluzione più semplice da realizzare. In questo caso, però, si è abbastanza lontani da riuscire a soddisfare la domanda di energia mondiale. E' difficile quantificare con esattezza il potenziale totale annuo di biomassa riscontrando una grande variabilità dei dati nella letteratura tecnica (2000-100000 Mtep). Per avere comunque un'idea, in questo lavoro di tesi, viene proposta una stima approssimativa del limite superiore della disponibilità di energia da biomassa valutabile sulla base della stessa superficie disponibile per la produzione di energia fotovoltaica. Infatti nell'ipotesi di utilizzare, per la produzione di biomassa, la stessa superficie, essendo l'efficienza di conversione dell'energia solare pari all'1% (efficienza della fotosintesi, [8]), la quantità di energia immagazzinata sotto forma di biomassa per anno sarebbe di circa un ordine di grandezza inferiore alla quantità di energia elettrica producibile per via fotovoltaica, ossia 30 milioni di GWh l'anno, quasi 2.500 Mtep l'anno. Pertanto, per questa strada, neanche la sola domanda di energia per i trasporti, al 2030, potrebbe essere soddisfatta. Ma la situazione è anche meno favorevole dal momento che solo una parte (40-70%) del contenuto di energia della biomassa sarà disponibile come biocarburanti (liquidi e gassosi) dovendo impegnare la restante parte per produrre l'energia necessaria per i processi di produzione.

Nelle precedenti argomentazioni non è stato considerato l'incremento della popolazione mondiale previsto nei prossimi decenni che determinerà una riduzione della superficie utilizzabile.

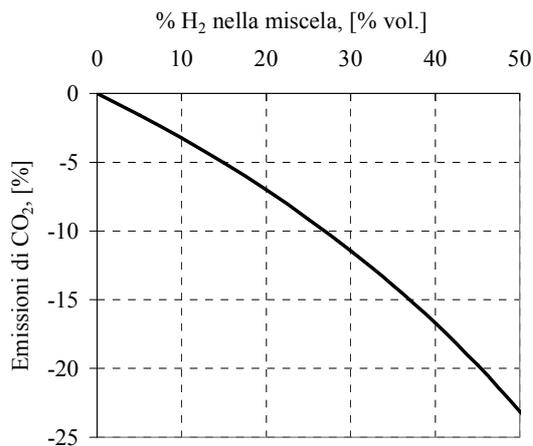
Da quanto sopra ne consegue, soprattutto per i biocombustibili, la necessità di favorire le strategie più efficienti, per minimizzare la competizione dell'utilizzo del suolo con altri bisogni (alimentare, tessile, etc.) ed aumentare la resa energetica. Da quest'ultimo punto di vista il biometano, con la sua migliore resa per ettaro e per anno [9], risulterebbe la scelta migliore fra tutti i biocombustibili.

### 1.3 MISCELE METANO IDROGENO

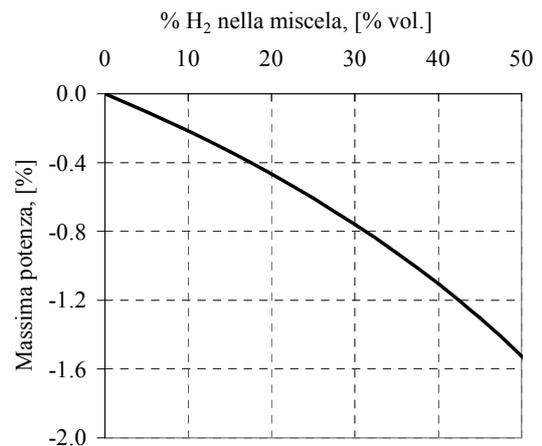
La realizzazione di motori a combustione interna alimentati con idrogeno ( $H_2$ ) puro implica oltre al problema dell'autonomia del veicolo anche altri problemi. Infatti, a causa della bassa densità del combustibile l'energia stoccata a bordo del veicolo, a parità di pressione delle bombole, si ridurrebbe di circa il 70% rispetto a quella relativa al metano. Inoltre, la bassa energia di ignizione in aria (pari allo stechiometrico a 0.02 mJ per  $H_2$ , rispetto a 0.29 per  $CH_4$ , [10]) se da un lato consente di assicurare la combustione anche con miscele molto magre, dall'altro rende la miscela soggetta a fenomeni di preaccensione dovuta al contatto con punti caldi o con gas residui. La preaccensione, a differenza del battito in testa (knock), non può essere controllata soltanto mediante il ritardo dell'istante di accensione, ma richiede modifiche sostanziali al motore.

L'utilizzo di miscele metano-idrogeno con tenore di  $H_2$  variabile tra il 10 e il 30% in volume offre, invece, l'opportunità di sfruttare gli aspetti positivi legati alla presenza dell'idrogeno già con gli attuali motori a gas naturale, eventualmente con la necessità di piccoli accorgimenti tecnici, evitando gli inconvenienti legati all'utilizzo del solo idrogeno

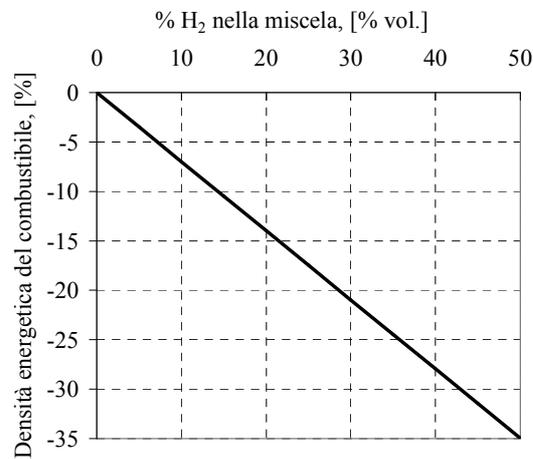
Le prestazioni, le emissioni e l'efficienza di un motore ad accensione comandata sono fortemente influenzate dall'utilizzo di miscela GN- $H_2$ . Essendo l'idrogeno un combustibile privo di carbonio, è conseguente una riduzione delle emissioni di  $CO_2$ , a parità di efficienza del motore, funzione del tenore di  $H_2$  nella miscela figura 7a. Per miscele contenenti un 30% in volume di  $H_2$  (pari a circa un 5% in massa, figura 7f), è prevista una riduzione di  $CO_2$  di oltre il 10%. Per quanto riguarda l'effetto sullo stoccaggio del combustibile e sui tempi di iniezione, al crescere del contenuto di idrogeno, la densità energetica della miscela ( $MJ/Nm^3$ ) si riduce rispetto al metano puro, figura 7c. Come conseguenza a parità di volume del serbatoio, una minore quantità di energia è stoccata a bordo. Per miscele al 30% di  $H_2$  l'autonomia del veicolo risulta ancora soddisfacente essendosi ridotta solo di circa il 20%, figura 7c. Per lo stesso motivo è necessario incrementare la portata volumetrica degli iniettori (agendo ad esempio sui tempi di iniezione o sulla pressione) al fine di mantenere le prestazioni. L'  $H_2$  ha, invece, un effetto positivo sul peso del combustibile da stoccare a parità di energia, figura 7d. Tuttavia la riduzione del peso totale (bombole di acciaio + carburante) è trascurabile in quanto il combustibile influenza solo circa 1/5 del peso totale. Nel caso dei moderni serbatoi in materiale composito, in cui il carburante incide per circa la metà del peso totale, la riduzione è in proporzione più elevata.



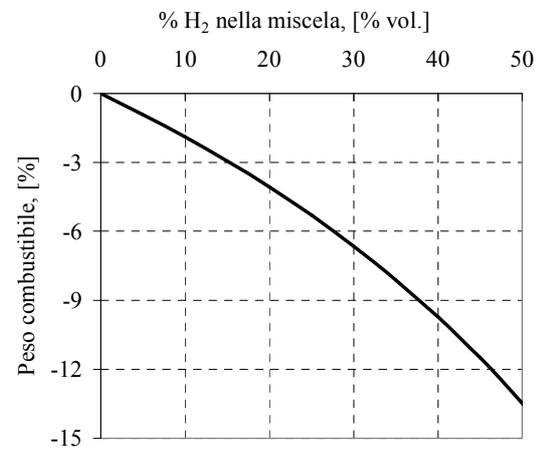
(a)



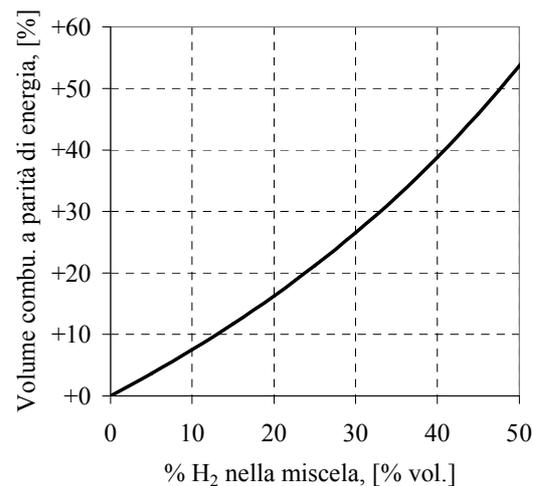
(b)



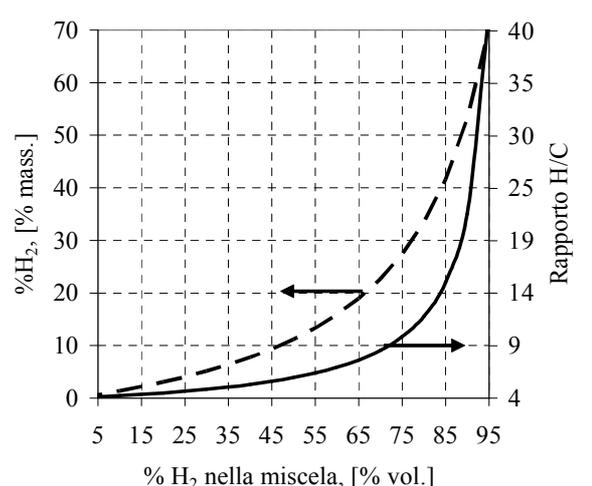
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 7. Effetto della percentuale di idrogeno, in una miscela CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub>, su alcuni parametri di interesse motoristico, rispetto al caso di CH<sub>4</sub> puro

L'influenza sulle massime prestazioni del motore, valutata attraverso il calcolo della tonalità termica della miscela stechiometrica ( $T_{ts}$ ) aria-combustibile:

$$T_{ts} = \rho_{mix,st} \frac{H_i}{(1 + \alpha_{st})} \quad [\text{MJ}/\text{Nm}^3]$$

$\rho_{mix,st}$ : densità della miscela stechiometrica aria-combustibile,  $\text{kg}/\text{Nm}^3$   
 $\alpha_{st}$ : rapporto stechiometrico aria/combustibile della miscela  $\text{CH}_4\text{-H}_2$ ,  $\text{kg}/\text{kg}$   
 $H_i$ : potere calorifico inferiore,  $\text{MJ}/\text{kg}$

che rappresenta il contenuto di energia per unità di volume associato alla miscela stechiometrica di aria e combustibile ( $\text{CH}_4\text{-H}_2$ ), è trascurabile, figura 7b, anche per elevate percentuali di idrogeno. Infatti, nel caso delle miscele  $\text{CH}_4\text{-H}_2$ , rispetto al caso di solo metano, la minore densità della miscela stechiometrica aria-combustibile, ed il maggiore rapporto di miscela sono bilanciati dal maggiore potere calorifico. Con idrogeno puro, e a parità di efficienza, la perdita di potenza rispetto ad un motore a metano sarebbe di circa il 6%.

Dati bibliografici, [11] e [12], evidenziano inoltre una riduzione delle emissioni di monossido di carbonio (CO) e idrocarburi incombusti (HC), per effetto di una combustione più completa, che ha effetti benefici anche sul rendimento termodinamico. Inoltre, la maggiore velocità di propagazione del fronte di fiamma dovuta alla presenza dell'idrogeno (allo stechiometrico la velocità laminare nel caso di  $\text{H}_2$  è circa 1.9 m/s mentre per il  $\text{CH}_4$  è circa 0.38 m/s, [10]) implica una fase di combustione più breve e quindi più vicina a quella del ciclo limite, ossia a volume costante, di massima efficienza. Per contro le emissioni di ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ) potrebbero essere superiori per la temperatura più elevata in condizioni stechiometriche.

I benefici sull'efficienza della combustione connessi alle miscele metano-idrogeno, potrebbero essere particolarmente rilevanti in caso di alimentazione con miscele magre, ma anche nel caso dei motori stechiometrici ligh-duty bi-fuel, con alimentazione benzina-GN.

In particolare, nei motori bi-fuel è nota la necessità di incrementare l'angolo di anticipo di accensione quando si passa dal funzionamento a benzina a quello a gas, a causa di una più lenta propagazione del fronte di fiamma. Nonostante il metano, tranne che per miscele molto ricche, abbia una velocità di combustione laminare superiore alla benzina (figura 8), lo stesso non accade per il confronto benzina gas naturale basato su dati motoristici di funzionamento reale. Nella camera di combustione del motore, infatti, il fronte di fiamma avanza con velocità di propagazione turbolenta pari a circa 5÷10 m/s all'inizio della combustione fino a 40÷50 m/s e più quando la combustione si è ormai sviluppata, [13]. Detti valori sono da uno a due ordini di grandezza maggiori rispetto a quelli laminari proprio a causa della forte influenza che la turbolenza ha sulla velocità finale di propagazione del fronte di fiamma. Pertanto nella pratica si registra una minore velocità di combustione con il GN rispetto alla benzina per i motori bi-fuel, e quindi anche una minore efficienza dal momento che tali motori non sono

ottimizzati per sfruttare le migliori caratteristiche antidetonanti del GN rispetto alla benzina (il rapporto di compressione è lo stesso).

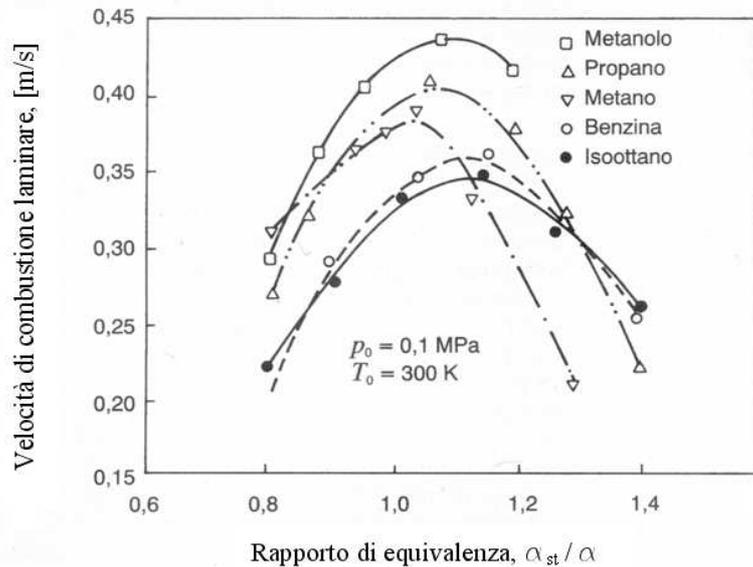


Figura 8. Velocità laminare di combustione per diversi combustibili in funzione del rapporto di equivalenza, [13]

Sulla base di dati ricavati dall'analisi dei cicli di pressione rilevati con un motore lith-duty alimentato con benzina e GN (FIAT Torque 1.6 l), installato al banco prova nei laboratori dell'Istituto Motori, è stato possibile confermare quanto noto. In figura 9 è riportata la durata complessiva della combustione per il motore alimentato con benzina e con GN, senza intervenire sull'anticipo, in diverse condizioni di regime e carico. Come è possibile vedere, la combustione risulta sempre più veloce nel caso della benzina. In, figura 10a, si riporta il confronto tra il ciclo di pressione rilevato nel funzionamento a benzina e alcuni cicli di pressione con motore alimentato a GN al variare dell'angolo di anticipo (SA spark advance). Dall'esame della figura 10b si evince come la velocità di rilascio del calore sia maggiore per la benzina, non solo a parità di anticipo, ma anche con anticipi all'accensione maggiori nel caso di GN. In sostanza, con l'incremento dell'angolo di anticipo è possibile avere un picco di pressione maggiore, ma non è possibile velocizzare la combustione. L'uso di miscele GN-H2 potrebbe, invece, consentire di migliorare le prestazioni del motore biofuel, nel funzionamento a gas, dal momento che l'idrogeno, soprattutto se aggiunto in tenori abbastanza elevati, dovrebbe avere un sensibile effetto sulla riduzione della durata della combustione.

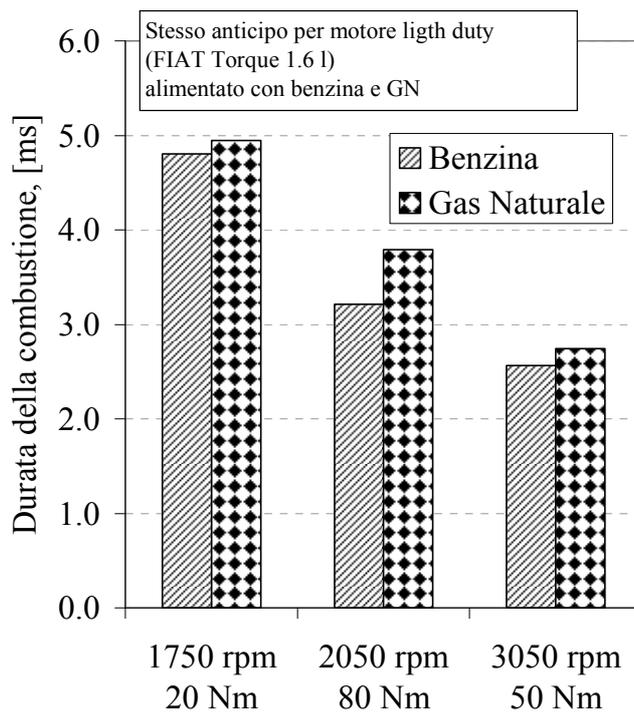


Figura 9. Durata della combustione in diverse condizioni di regime e carico per il motore FIAT Torque 1.6 l alimentato con GN e con benzina

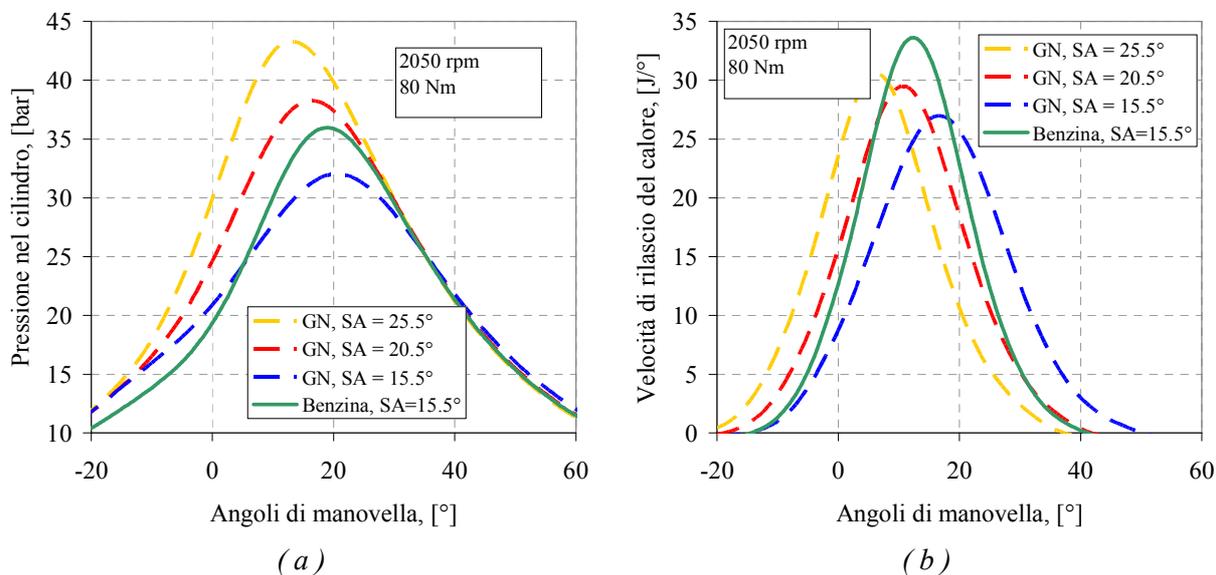


Figura 10. Cicli di pressione e velocità di rilascio del calore per il motore FIAT Torque 1.6 l alimentato con benzina e con GN

## 1.4 IL BIOMETANO

### 1.4.1 PRODUZIONE DI BIOCOMBUSTIBILI

La biomassa sta acquisendo sempre maggiore interesse per la produzione di combustibili comunemente denominati “biocombustibili”, in particolare per il trasporto, come alternativa al petrolio. I biocombustibili possono essere considerati, dal punto di vista energetico, come un modo per utilizzare e stoccare l'energia solare, quindi per la loro produzione deve essere tenuta in debita considerazione la bassa efficienza di conversione del processo globale. Infatti, solo meno dell'1% dell'energia solare è convertita in biomassa (da cui sono poi ottenuti i biocarburanti), e quindi la necessità di disporre di grandi estensioni di terreno può comportare una forte competizione con altri settori (alimentare, tessile, etc.). Da questa considerazione deriva che le colture energetiche dedicate, non sono il modo migliore per risolvere i problemi energetici. Al contrario la produzione di biocombustibili diventa estremamente interessante quando ottenuti da rifiuti o residui di altre attività umane.

In ogni caso i biocombustibili possono essere suddivisi in due categorie: la prima e la seconda generazione. La prima generazione di biocombustibili utilizza tecnologie oggi disponibili e già consolidate, e richiede materie prime diverse secondo il prodotto finale. Le materie prime devono anche avere una determinata composizione e ciò spesso obbliga ad utilizzare solo la parte commestibile della pianta, per cui si ha una diretta competizione con l'uso alimentare.

I principali biocombustibili di prima generazione sono (tabella 1):

- il bioetanolo da fermentazione alcolica;
- il biodiesel da transesterificazione;
- il biometano da fermentazione anaerobica.

La *fermentazione alcolica* è un processo biochimico mediante il quale gli zuccheri sono trasformati in alcol etilico e anidride carbonica. Per scindere l'amido in zuccheri, il processo di fermentazione è preceduto da un processo enzimatico o tramite idrolisi con acqua. La parte fibrosa del materiale di partenza rappresenta un sottoprodotto del processo (lignina, usato come combustibile solido).

La *transesterificazione* è un processo chimico che porta alla trasformazione delle molecole oleose (trigliceridi) in acidi metil-esteri e glicerolo per reazione con alcol metilico. La glicerina è il più importante sottoprodotto della produzione di biodiesel. A monte del processo, nel caso di colture dedicate, occorre una spremitura meccanica di semi ad alto contenuto di olio. Il residuo dei semi spremuti (pannelli grassi) costituisce un sottoprodotto da destinare all'industria mangimistica. L'estrazione chimica può incrementare le rese in olio.

La *fermentazione anaerobica* è un processo biochimico di decomposizione biologica in assenza di ossigeno ad opera di micro-organismi, e si utilizza per produrre biogas in impianti specifici denominati digestori. Il biogas è costituito da metano per il 40% ÷ 80% ed anidride carbonica per la restante parte. Per ottenere il biometano è necessario raffinare il biogas rimuovendo la CO<sub>2</sub>. La frazione non degradabile (compost) costituisce un sottoprodotto utilizzabile come concime.

Tabella 1: *Principali biocombustibili di prima generazione*

Biocombustibile	Materie prime	Processo di produzione
Bioetanolo	- Colture Zucchero-Amidacee (barbabietola, canna, cereali...)	- Idrolisi - Fermentazione alcolica
Biodiesel	- Colture oleaginose (colza, girasole, soia, palma...) - Oli di scarto (alimentari o industriali)	- Spremitura/Estrazione - Transesterificazione
Biometano	- Colture Zucchero-Cellulosiche (mais, erba...) - Residui organici	- Fermentazione anaerobica - Upgrading

I biocombustibili di seconda generazione possono essere prodotti con l'utilizzazione di quasi tutte le parti della pianta ovvero in generale da qualsiasi materiale lignocellulosico. La lignocellulosa è composta da tre polimeri: la cellulosa (circa 45% del peso secco), l'emicellulosa (circa il 30% del peso secco) e la lignina (circa il 25% del peso secco), [19]. La potenzialità, in termini di sfruttamento della materia prima, è molto alta, ma le tecnologie di produzione sono ancora in via di sviluppo in special modo sia per quanto riguarda il processo di "idrolisi avanzata" che di gassificazione. L'*idrolisi avanzata* è un processo di idrolisi che utilizza un acido come catalizzatore e mediante il quale si ricavano gli zuccheri a partire dalla cellulosa e dall'emicellulosa. Non è possibile, invece, ricavare zuccheri dalla lignina, [19].

La *gassificazione* consiste nell'ossidazione incompleta di una sostanza, solida, liquida o gassosa, in ambiente ad elevata temperatura (900÷1.100°C), ottenuta dosando la quantità di aria o di ossigeno immessa. Il processo nel complesso è formato concettualmente da tre fasi: una prima di combustione fortemente esotermica, una seconda di pirolisi ed infine la conversione del carbonio in gas. In tal modo si ottiene la produzione del syngas, una miscela costituita da idrogeno, monossido di carbonio ed idrocarburi leggeri come il metano, oltre che da polveri, catrami ed altri componenti inerti quali azoto, anidride carbonica, vapor d'acqua. Il potere calorifico superiore è piuttosto basso e varia tra i 4 e i 7 MJ/Nm<sup>3</sup>, nel caso più diffuso dei gassificatori ad aria, e tra i 10 e i 18 MJ/Nm<sup>3</sup>, nel caso dei gassificatori ad ossigeno, [14].

Aspetti tipici di questa tecnologia, ancora in fase di sperimentazione, sono legati principalmente alla necessità di alimentare il gassificatore con materiale omogeneo (per aumentare l'efficienza del processo) ed alle successive fasi di purificazione.

I principali biocombustibili di seconda generazione sono (tabella 2):

- il bioetanolo da idrolisi avanzata e fermentazione;
- il biodiesel di sintesi;
- il biometano di sintesi;
- l'idrogeno di sintesi.

Tabella 2: *Principali biocombustibili di seconda generazione da materiale lignocellulosico*

Biocombustibile	Processo di produzione
Bioetanolo	- Idrolisi Avanzata - Fermentazione alcolica
Biodiesel	- Gassificazione - Sintetizzazione - Post-trattamento (separazione/distillazione)
Biometano	- Gassificazione - Metanizzazione - Post-trattamento (rimozione H <sub>2</sub> O, CO <sub>2</sub> )
Idrogeno di sintesi	- Gassificazione - Reazioni di separazione del gas d'acqua - Purificazione

Per una larga produzione di questi combustibili in futuro si prevede di utilizzare, oltre a rifiuti e residui agroforestali in genere, anche coltivazioni dedicate (SRF: short rotation forestry).

La produzione di *bioetanolo di seconda generazione* include un pretrattamento della biomassa per ottenere il rilascio di cellulosa ed emicellulosa, un'idrolisi per liberare glucosio e altri zuccheri, la fermentazione vera e propria, la separazione dei solidi residui e della cellulosa non idrolizzata ed infine la distillazione.

Il *biodiesel di seconda generazione*, (detto anche *BTL: biomass to liquid*) è ottenuto tramite un processo di Fischer&Tropsch applicato al gas di sintesi generato dalla gassificazione della biomassa. Nel processo Fischer&Tropsch il monossido di carbonio e l'idrogeno contenuti nel syngas sono convertiti in idrocarburi liquidi di varie forme.

Il *biometano di seconda generazione*, *synthetic natural gas (SNG)* è ottenuto dalla metanizzazione e successivo upgrading (rimozione della CO<sub>2</sub> e della H<sub>2</sub>O) del gas di sintesi

(syngas). L'upgrading può essere effettuata con diverse tecniche. Ad esempio mediante l'utilizzo di membrane di separazione, di tecniche di adsorbimento con o senza reazioni chimiche, oppure mediante separazione per liquefazione della CO<sub>2</sub> con tecniche criogeniche. Nel caso di upgrading mediante rimozione criogenica della CO<sub>2</sub>, il processo potrebbe essere spinto fino ad avere anche la liquefazione criogenica del metano. Il maggior dispendio energetico necessario potrebbe essere compensato dal fatto di avere il biometano allo stato di liquido criogenico senza ulteriori aggravii energetici.

L'*idrogeno di sintesi* è ottenuto favorendo la scissione della molecola di acqua attraverso una reazione con il monossido di carbonio, in modo da incrementare la percentuale di H<sub>2</sub> nel gas di sintesi. Successivamente è necessaria una purificazione della miscela ottenuta.

Il confronto tra biocombustibili di prima e seconda generazione può schematizzarsi come mostrato di seguito.

Prima Generazione	Seconda Generazione
<i>Sistemi di colture dedicate in diretta concorrenza con l'utilizzo della terra e della coltura per fini alimentari.</i>	<i>Materia prima generalmente non commestibile e bassa competizione per l'utilizzo del terreno a scopi alimentari.</i>
<i>Solo parte della pianta può essere convertita in biocarburanti.</i>	<i>Tutte le parti della pianta possono essere convertite in biocarburanti.</i>
<i>La vendita dei sottoprodotti è essenziale per l'economia del processo; tecnologie di produzione consolidate.</i>	<i>Grandi varietà di combustibili ottenibili; tecnologia in via di sviluppo.</i>

Dallo schema appare chiaro il principale vantaggio dei biocombustibili di seconda generazione, costituito dalla capacità di utilizzare tutte le parti della pianta e non solo la parte commestibile, come avviene per quelli di prima generazione. In tal modo sarebbe possibile un più razionale e sostenibile sfruttamento del terreno, limitando così in maniera significativa la competizione con il bisogno primario dell'alimentazione. Inoltre, la seconda generazione di biocombustibili offre la possibilità di produrre idrogeno di sintesi, da utilizzare puro o in miscele con il metano, a partire dalla medesima materia prima e senza eccessivi aggravii energetici. Ad ogni modo, per entrambe le generazioni di biocombustibili, la produzione di biometano, come si vedrà nel seguito, risulta essere la più conveniente.

## 1.4.2 BIOMETANO DA RIFIUTI

La fermentazione anaerobica (detta anche digestione), che consiste in una scomposizione biologica delle sostanze organiche mediante microrganismi (batteri) in assenza di ossigeno, porta alla produzione di una miscela di sostanze gassose collettivamente denominate biogas. I materiali organici biodegradabili sono convertiti in una miscela di metano, anidride carbonica e piccole quantità di solfuro di idrogeno ( $H_2S$ ). Tracce di idrogeno, azoto, ammoniaca, e ossigeno possono essere presenti nel biogas (tabella 3). Di solito, la miscela è satura di vapore acqueo e può contenere particelle di polvere e silicio, sotto forma di siloxani.

Tabella 3: Composizione tipica del biogas

Composti	Percentuale volumetrica, [%]
$CH_4$	55÷70
$CO_2$	30÷45
$H_2S$	0.02÷0.2
Punto di rugiada	saturo
$H_2, NH_3, O_2, N_2$	tracce

In figura 11 sono riportate le proprietà del biogas, come combustibile, al variare del contenuto di  $CH_4$ .

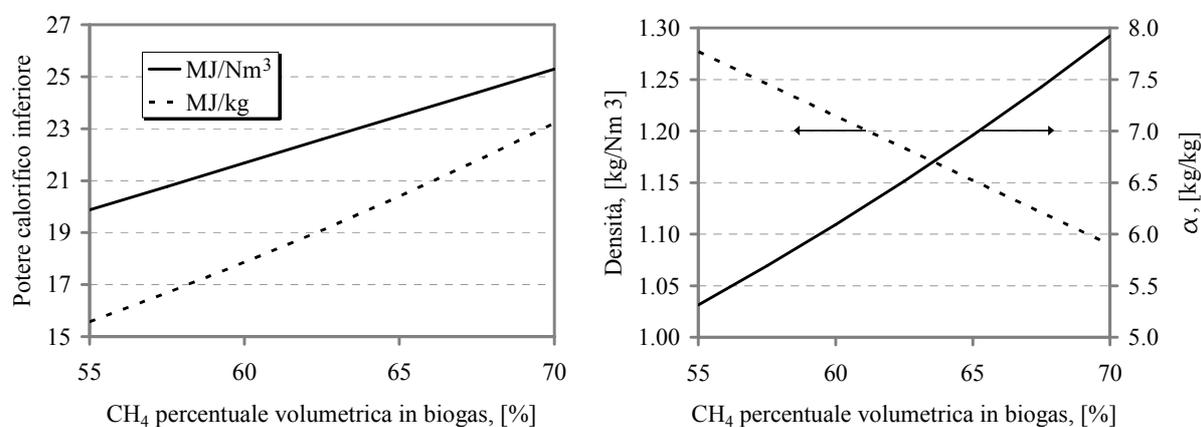


Figura 11. Proprietà del biogas come combustibile

La decomposizione biologica del materiale organico in assenza di ossigeno è un processo che avviene spontaneamente in natura ed in particolare in vecchie discariche a temperatura ambiente. Discariche non attrezzate sono responsabili di rilascio di biogas in atmosfera. Dal momento che il metano ha un effetto serra superiore a quello del biossido di carbonio (a causa della sua stabilità il  $CH_4$  ha una durata di vita che è di circa 23 volte superiore alla  $CO_2$ ) la

cattura e l'utilizzo del  $\text{CH}_4$  contribuiscono alla riduzione del riscaldamento globale del pianeta. In discariche controllate è possibile catturare parte del biogas generato. L'utilizzo di reattori chiusi (digestori), per produrre biogas, con la possibilità di ottimizzare tutti i fattori coinvolti nei processi biologici (temperatura, pH, materie prime, tempo di ritenzione nel sistema, contenuto solido...), porta ad un rendimento più elevato di metano nel biogas e ad una drastica riduzione del rilascio in atmosfera. Per mantenere la temperatura del digestore ai livelli ottimali per la produzione del biogas è necessario immettere una adeguata quantità di calore. Questa può essere generata dalla combustione di parte del biogas prodotto. In particolare la quota di biogas consumata per la sua produzione negli impianti convenzionali è circa il 25%.

Tutto il materiale putrescibile è idoneo alla produzione di biogas: biomassa, letame o liquami, frazione organica dei rifiuti solidi urbani (RSU), e le colture energetiche, tenendo conto che maggiore è il contenuto di lignina minore è la quantità di biogas ottenibile. Nella tabella 4 è riportata la quantità di gas prodotto (dopo circa due settimane nel digestore) da fermentazione anaerobica di materie prime diverse. La resa in biogas, espressa come percentuale in massa del materiale secco o umido con cui si alimenta l'impianto, è stata ricavata sulla base di dati bibliografici, [15], disponibili sotto forma di resa energetica, considerando per il biogas un potere calorifico inferiore pari a 19 MJ/kg (per convertire le *tep* in *kg* di biogas).

Tabella 4: Rese in biogas da alcune materie prime (*tep*: tonnellate di petrolio equivalenti)

Materia prima	Contenuto stimato di sostanza secca, [15] (%),	Resa in biogas <i>1 tep = 42GJ</i> ( <i>tep</i> / <i>t</i> secca), [15]	Resa in biogas <i>Potere calorifico inferiore <math>\cong 19 \text{ MJ/kg}</math></i> (% in massa della materia prima secca)	Resa in biogas (% in massa della materia prima umida)
Letame (mucca-maiale)	8	0.16	35	3
Paglia	82	0.17	38	31
Scarti di macellazione	17	0.23	51	9
Cime e foglie delle barbabietole da zucchero	19	0.25	55	11
Erba	23	0.25	55	13
RSU, frazione organica	30	0.30	66	20

Il biogas può essere utilizzato direttamente per la produzione combinata di energia elettrica e calore ottenendo la massima efficienza. Quando la cogenerazione non è praticabile, e solo l'energia elettrica viene prodotta, la produzione di biometano, mediante un processo di

“upgrading” del biogas, è l'alternativa migliore. Infatti, il processo aumenta il contenuto energetico mediante la rimozione della  $\text{CO}_2$ , e contribuisce alla pulizia del gas ottenuto da un lato, eliminando particelle di polvere,  $\text{H}_2\text{S}$ , silossani e altre impurità, e a prevenire la formazione di composti pericolosi durante la combustione dall'altro. La miscela combustibile ottenuta è composta in prevalenza di  $\text{CH}_4$  (95-98%) e può quindi essere usata come combustibile nei trasporti o miscelato al gas naturale nella rete esistente. La spesa per l'upgrading, ossia il consumo energetico associato al processo, è circa il 10% del metano prodotto, [16].

Le tre principali fonti di rifiuti organici sono rappresentati dalla frazione organica umida dei rifiuti solidi urbani, escrementi e lettiere per bovini e residui provenienti dal sistema alimentare. Per quanto riguarda l'ultima, la maggior parte di questi residui sono già attualmente utilizzati come mangime o come concime per i terreni coltivati. Inoltre, spesso sono dislocati su vaste aree per le quali è difficile organizzare un'efficiente filiera per la conversione in energia. Per questi motivi il loro utilizzo potrebbe diventare anche non conveniente per la produzione di biocarburanti, [17].

In figura 12 è riportato, lo schema di calcolo, usato in questa tesi, per stimare, la quantità di biometano producibile dalla frazione organica dei rifiuti solidi urbani, assumendo come produzione pro capite giornaliera di rifiuti solidi urbani un valore plausibile di 1500 g, di cui il 30% costituito da umido organico.

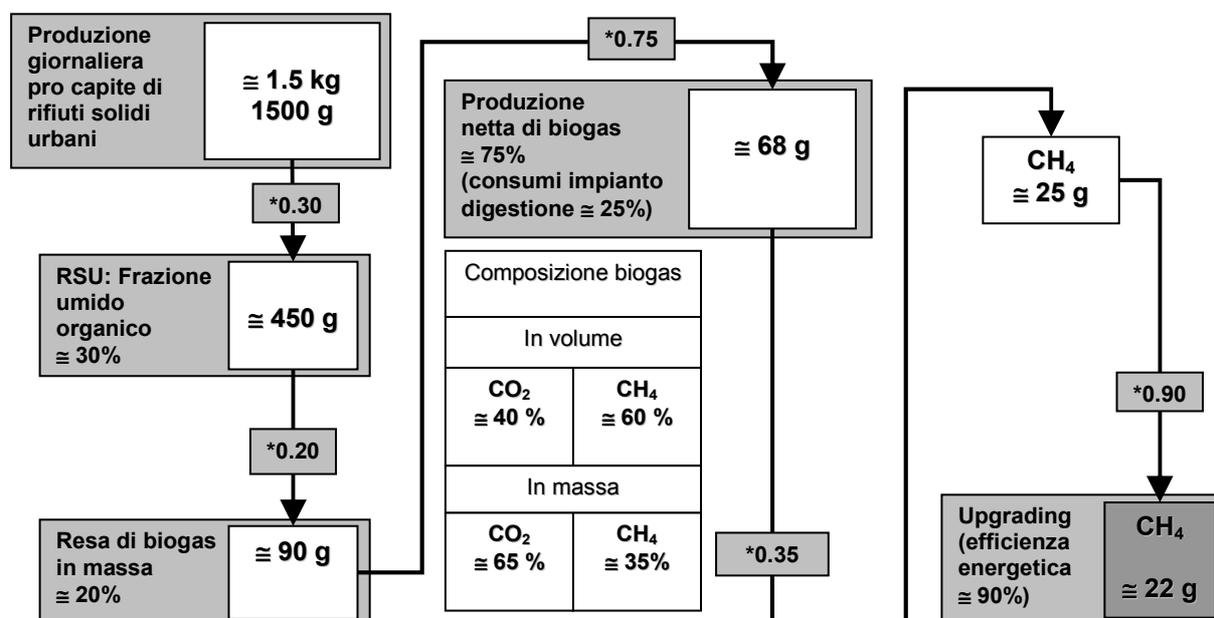


Figura 12. Produzione potenziale giornaliera pro capite di biometano da fermentazione anaerobica della frazione umida organica dei rifiuti solidi urbani

Sulla base delle ipotesi riportate nello schema, circa 22 g di biometano possono essere ottenuti, tutti i giorni, dai rifiuti prodotti da ciascun individuo. Supponendo che il consumo di carburante tipico di un autobus a metano sia di circa 50 kg/100 km, (equivalente su base energetica a circa 70 l di gasolio ogni 100 km), e che di solito un autobus percorre 60000 km l'anno), il consumo di gas di un autobus è di circa 85 kg al giorno (170 km al giorno). Mediamente, il rapporto tra il numero di autobus (urbani e suburbani) e la popolazione è di 1:1000 nelle aree urbane. Quindi considerando che sarebbe possibile produrre 22 kg al giorno di biometano dai rifiuti solidi urbani, ogni 1000 persone, il 25% dei consumi (22/85) potrebbe essere coperto. In altre parole, con biometano da RSU sarebbe possibile alimentare quasi il 25% di una flotta urbana (e suburbana) di autobus. Considerando anche il biometano ottenibile da escrementi e lettiere questa frazione potrebbe superare il 50% essendo stato stimato che il potenziale energetico di questi ultimi è il più importante tra tutti gli altri residui reperibili sul territorio Europeo, [18].

### 1.4.3 BIOMETANO DA COLTURE ENERGETICHE

Per le colture energetiche dedicate, diversamente dal caso in cui scarti di produzione o rifiuti sono utilizzati per produrre biocombustibili, è opportuno considerare anche l'energia utilizzata per la produzione della materia prima e tenere nella dovuta considerazione l'eventuale competizione con l'uso del terreno per altri scopi.

Nel caso dei biocombustibili di prima generazione, poiché si considerano colture diverse per ogni biocombustibile, è importante sia la resa per ettaro, che il bilancio energetico complessivo, determinato dal rapporto tra il totale dell'energia prodotta (stoccata nel combustibile e nei sottoprodotti) e il quantitativo totale di energia immessa nell'intero ciclo di produzione. La resa energetica per ettaro è indicativa delle superfici di terreno da impegnare a parità di energia stoccata nel biocombustibile prodotto. Il bilancio energetico, invece, è un indice di convenienza energetica, della produzione del biocombustibile.

Per i biocombustibili di seconda generazione, assodato il fatto che sono in ogni caso più convenienti di quelli di prima generazione, poiché indipendentemente dal biocombustibile che si intende produrre il materiale di partenza è sempre lo stesso (qualunque materiale lignocelluloso), ai fini di un confronto fra i diversi biocombustibili è indifferente l'incidenza dell'energia per produrre la materia prima. Pertanto, solitamente, per efficienza del processo di produzione si intende il rapporto tra il contenuto energetico del combustibile e il contenuto energetico della biomassa, trascurando l'energia necessaria alla produzione e raccolto della biomassa stessa, in quanto non dipendente da biocombustibile prodotto. In sostanza, una

maggiore efficienza di produzione implica un migliore sfruttamento energetico della biomassa, con cui è alimentato l'impianto.

In tabella 5 sono riportati indicativamente alcuni parametri utili per confrontare le prestazioni in termini energetici dei combustibili di prima generazione ottenuti da colture dedicate. Per quanto riguarda il bilancio energetico, si riportano i valori più alti trovati in letteratura.

Tra i biocarburanti di prima generazione, il biometano prodotto da mais mostra le migliori rese per ettaro a parità di bilancio energetico con il biodiesel. Per il bioetanolo, invece, il bilancio energetico (almeno nell'Unione Europea) è minore. Risultano evidenti le migliori prestazioni relative al biometano (140-180 MJ/ha) rispetto al biodiesel (30-50 MJ/ha) e bioetanolo (60-110 MJ/ha), con una quantità di energia prodotta per ettaro circa 3-4 volte superiore. In tabella sono riportati anche due esempi applicativi (produzione di energia elettrica e trasporti). A titolo di esempio, ipotizzando un loro utilizzo in impianti a ciclo combinato e considerando un consumo medio giornaliero di 10 kWh di energia elettrica per utenza, appare chiaro il maggior numero di utenze che si possono soddisfare con il biometano. Con riferimento al settore trasporti, un analogo risultato positivo per il biometano è palese in termini di maggiore percorrenza chilometrica (60000÷70000 km) di un'automobile di media cilindrata, nonostante la più alta efficienza del motore diesel (che copre 20000÷30000 km).

Tabella 5: Prestazioni energetiche dei biocombustibili di prima generazione da colture dedicate, [19] e [20]

	Bioetanolo	Biodiesel	Biometano
Resa Media per ettaro	da Barbabietola da Zucchero:(UE) 2900÷5500 l/ha da Canna da Zucchero : (Brasile) 6500 l/ha	da Colza: 1200÷1500 l/ha da Girasole: 1000÷1200 l/ha	da Mais: 3000÷3600 kg/ha (4300÷5000 Nm <sup>3</sup> /ha, con $\rho=0.7$ kg/Nm <sup>3</sup> )
Hi [MJ/kg]	21	33	49
Energia lorda prodotta [GJ/ha]	60÷110 (UE)	30÷50	140÷180
Bilancio Energetico	2 : 1	3 : 1	3 : 1
N utenze	≈ 30÷60 (10kWh/d/utenza; $\eta_{Ecomb}=0.55$ )	≈ 20÷25 (10kWh/d/utenza; $\eta_{Ecomb}=0.55$ )	≈ 75÷100 (10kWh/d/utenza; $\eta_{Ecomb}=0.55$ )
Percorrenza [km/ha]	20000÷40000 (7 km/l)	20000÷30000 (20 km/l)	60000÷70000 (20 km/kg)

Per una più vasta produzione di biocombustibili, le tecnologie di seconda generazione consentiranno di utilizzare rifiuti o residui agro-forestali in genere nonché materiali lignocellulosici provenienti da colture dedicate, a bassa richiesta di cura, e a ciclo breve. In

figura 13 si riportano i valori orientativi (essendo la tecnologia ancora in via di sviluppo) dei rendimenti di produzione dei diversi biocombustibili di seconda generazione. Anche per i combustibili di seconda generazione, come già visto per quelli di prima generazione, i combustibili gassosi permettono una maggiore efficienza, con il metano favorito rispetto all'idrogeno, mentre a gasolio ed etanolo, tra di loro equivalenti, sono associati rendimenti di produzione più bassi.

Il maggiore rendimento di produzione, in sostanza, implica una minore estensione di terreno necessaria a parità di energia stoccata nel biocombustibile. Ai valori riportati in figura vanno aggiunti i contenuti energetici indiretti derivanti dai sottoprodotti dei processi di lavorazione dei vari biocombustibili. In particolare, nel caso di bioetanolo si ottiene la lignina, per un contributo energetico pari a circa il 30%, anche se tale sostanza non costituisce un combustibile pregiato, né usabile come combustibile nel settore dei trasporti, ma potrebbe essere gassificato per ottenere biometano o biodiesel, con complicazione però dell'impianto di produzione. Nel caso di biodiesel sarebbe possibile incrementare l'efficienza energetica a valori simili a quella riscontrabile per il biometano, ma realizzando la coproduzione biodiesel/biometano, [23]. Questo tipo di impianto risulta notevolmente più complesso e costoso, in quanto necessita di due linee di produzione, una per il biodiesel tramite Fischer&Tropsch e l'altra per metanizzare il gas di scarto.

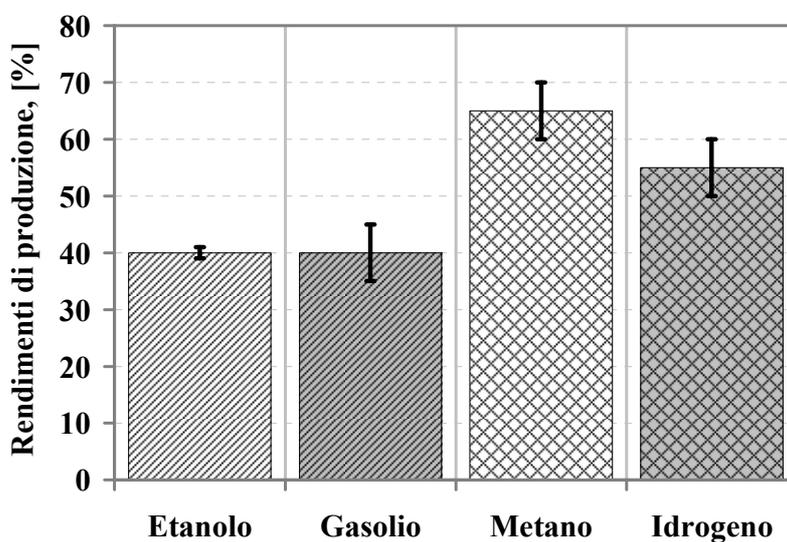


Figura 13. Rendimenti di produzione di alcuni combustibili di seconda generazione, [21], [22], [23], [24] e [25]

## 1.5 OBIETTIVI

I biocombustibili liquidi sembrano essere preferiti, nel breve periodo, infatti, la miscela con i combustibili tradizionali non richiede sostanziali modifiche al sistema di distribuzione ed al parco veicolare circolante. I biocombustibili gassosi, ed in particolare il biometano, sia di prima che di seconda generazione, avrebbero invece, rendimenti di produzione più alti. La produzione di biocombustibili è legata allo sfruttamento di parte del terreno coltivabile, in misura maggiore per quelli di prima generazione, in misura minore per quelli di seconda. Aumentare la resa energetica della loro produzione consente di minimizzare la competizione con altri settori (alimentazione, tessile, etc.), a parità di energia prodotta. Sia dal punto di vista della riduzione di CO<sub>2</sub>, a parità di terreno impegnato, che da quello della riduzione della tossicità dello scarico l'utilizzo di biocombustibili gassosi sarebbe, quindi, da preferire. Resta il problema, però, della scarsa percentuale dei veicoli a gas esistenti, come immediatamente deducibile dalla figura 14.

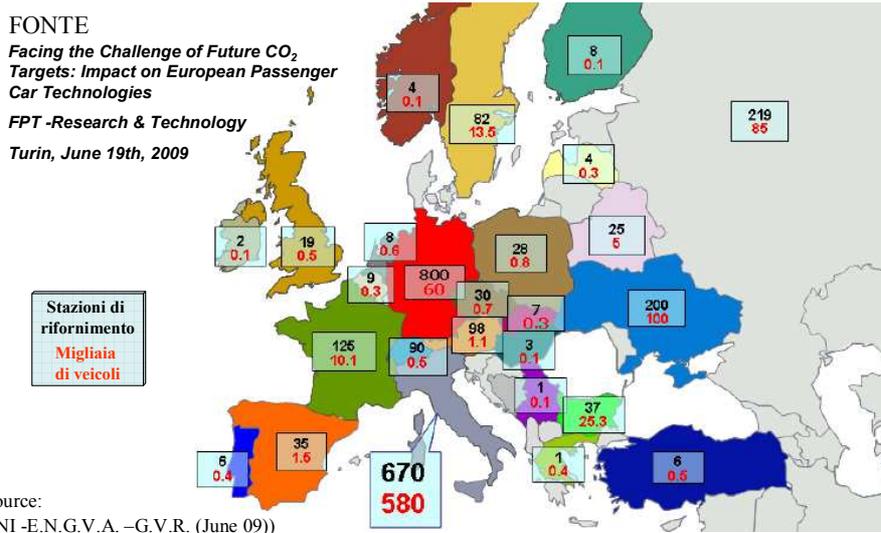


Figura 14. GNC in UE, stazioni di rifornimento e numero di veicoli

L'ostacolo principale alla diffusione di tali veicoli è rappresentato dalla bassa densità di energia stoccata a bordo, con effetti negativi sull'autonomia del veicolo. Gli inconvenienti connessi alla limitata autonomia sono poi amplificati dalla scarsa ramificazione della rete di distribuzione del prodotto che non consente di effettuare agevolmente i più frequenti rifornimenti. Ad ogni modo permane l'interesse per applicazioni di nicchia quali i veicoli pesanti, specialmente se operanti in ambito urbano. I motori diesel, in genere, installati su tali veicoli assicurano elevate prestazioni con consumi ridotti, ma a causa dell'inseverimento delle

normative sulle emissioni devono essere corredati da sistemi di gestione elettronica sempre più sofisticati abbinati a complessi sistemi di post trattamento dei gas di scarico. L'utilizzo di un motore ad accensione comandata, alimentato con combustibile gassoso, consente invece un controllo delle emissioni con soluzioni meno complesse, ma con consumi più elevati dei motori a gasolio. Nel caso di utilizzo del GN, il minore costo rispetto al gasolio, consente di avere un notevole margine di convenienza economica, anche con i maggiori consumi, e comunque i minori consumi del diesel non sono tali da vanificare i vantaggi sulle emissioni di CO<sub>2</sub> connessi al maggiore rapporto H/C del GN. Il problema dei maggiori consumi incide, però, sulla convenienza della produzione di biocombustibili gassosi rispetto ai liquidi (nella fattispecie biometano e biodiesel), almeno per quanto riguarda il bilancio della CO<sub>2</sub> nell'intero ciclo dal "pozzo alla ruota". Infatti, come mostrato in figura 15, l'efficienza di produzione del BTL è inferiore a quella dell'SNG. Questo vuol dire che partendo da un certo quantitativo di biomassa si ottiene, su base energetica, più SNG che BTL, e quindi un potenziale maggiore di sostituzione di combustibili fossili (riduzione di CO<sub>2</sub>) con l'SNG a parità di biomassa convertita. L'SNG deve però essere compresso in bombole (SCNG, Synthetic Compressed Natural Gas) per potere essere usato come combustibile nei trasporti. Inoltre l'SCNG sarà utilizzato in un motore ad accensione comandata (SI spark ignition) con un'efficienza minore di un motore ad accensione per compressione (CI compression ignition) in cui sarà usato il BTL. Considerando, quindi, tutto il processo di conversione dalla biomassa all'energia meccanica disponibile all'albero motore, si riduce il forte margine di vantaggio dell'SNG sul BTL acquisito in fase di produzione del biocombustibile, e quindi il vantaggio sulla CO<sub>2</sub> risparmiata (a parità di energia meccanica netta ottenuta).

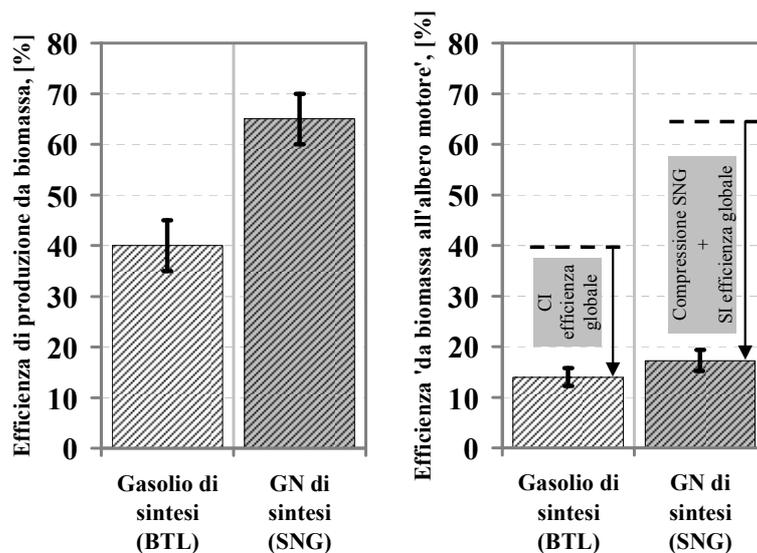


Figura 15. Energia meccanica ottenibile dalla conversione della biomassa in BTL e SCNG in percentuale rispetto al contenuto energetico della stessa

Diverse tecnologie possono essere utilizzate per migliorare l'efficienza dei motori ad accensione comandata e quindi assicurare minori emissioni di CO<sub>2</sub> (sia nel caso di GN che nel caso di biometano e miscele con idrogeno da fonti rinnovabili) fermo restando il vantaggio sulle emissioni di particolato (critico, insieme agli NO<sub>x</sub>, per i motori diesel) e degli inquinanti gassosi regolamentati, nonché sulle emissioni non regolamentate, molto tossiche, quali IPA e composti carbonilici. Alcune di queste come la realizzazione del ciclo Miller, sono già oggi messe in atto, mentre altre come il controllo elettronico della fasatura e dell'apertura delle valvole o il downsizing, sono in fase di studio o perfezionamento con notevole impegno nelle attività di ricerca da parte di tutti i maggiori costruttori di motori.

Nel ciclo Miller si riduce il lavoro di compressione (e quindi il rapporto di compressione), in favore del lavoro di espansione, anticipando la chiusura delle valvole di aspirazione durante la relativa fase, oppure ritardandola durante la fase di compressione. La fase di espansione resta invece invariata. In questo modo è possibile ottenere dei vantaggi sul rendimento termodinamico ma si riduce la potenza specifica del motore a causa del minore riempimento. Attualmente è utilizzato dalla Toyota sulla vettura ibrida.

Entrambe le altre due strategie coinvolgono, invece, notevoli modifiche ai motori che, nel caso del VVA (Variable Valve Actuation), sono confinate al sistema di distribuzione ed al potenziamento dell'unità elettronica di controllo, mentre nel caso del downsizing implicano un completo rifacimento del motore.

Nel presente lavoro di tesi è stata analizzata la possibilità di incrementare la massima potenza erogabile e ridurre i consumi su tutto il piano di funzionamento, mediante il ricircolo dei gas di scarico (EGR, Exhaust Gas Recycling), in un motore heavy duty alimentato con GN. La scelta di studiare tale strategia è dovuta alla relativa semplicità di implementazione anche su motori esistenti. Spesso, infatti, i motori a gas heavy duty sono derivati da equivalenti diesel mediante modifiche alle linee di produzione di quest'ultimi.

# CAPITOLO II

## ATTIVITA' SPERIMENTALE

### 2.1 INTRODUZIONE

L'alimentazione stechiometrica consente di realizzare motori heavy duty con bassissime emissioni, ma con un carico termico ed un consumo di carburante maggiori rispetto ai motori "lean-burn", a carica magra. Quest'ultima soluzione, però, comporta emissioni peggiori, [26]. In particolare, un catalizzatore a tre vie (three way catalyst, TWC) non è in grado di ridurre gli NO<sub>x</sub> in condizioni magre. Inoltre, ad oggi, non sono ancora disponibili sistemi di post-trattamento, semplici ed economici, per ridurre gli NO<sub>x</sub>. Sia il carico termico che il consumo specifico possono essere ridotti utilizzando il ricircolo dei gas di in un motore stechiometrico, [27, 28]. La diluizione della carica con gas inerti, invece che con eccesso d'aria, consente un funzionamento stechiometrico con controllo a ciclo chiuso tramite sonda lambda, necessario per il corretto funzionamento di un catalizzatore a tre vie. La riduzione della temperatura all'interno della camera di combustione è dovuta alla presenza dei gas inerti, e quindi ad una massa di fluido evolvente, in cui viene riversato il calore prodotto durante la combustione, maggiore rispetto a quella relativa alla combustione con sola aria stechiometrica. Mentre nei motori diesel e nei motori lean-burn tale massa aggiuntiva può essere anche l'aria in eccesso, con la penale del mancato conseguimento di una maggiore riduzione degli NO<sub>x</sub>, nei motori stechiometrici detta massa deve essere necessariamente costituita da gas inerte e quindi EGR. Nei motori a combustione interna alternativi il ricircolo dei gas di scarico può essere realizzato sia operando opportunamente sulla fasatura delle valvole sia prelevando dal condotto di scarico del motore il quantitativo di gas di scarico ottimale che, eventualmente raffreddato, viene reintrodotta nel cilindro, solitamente a monte del collettore d'aspirazione. L'EGR è stato introdotto originariamente nei motori ad accensione per compressione (ciclo Diesel) come strategia per l'abbattimento degli ossidi d'azoto, [29], [30], [31]. I processi di formazione degli NO<sub>x</sub> sono favoriti da condizioni di temperatura elevata (attorno ai 2000 K) e dalla disponibilità locale di ossigeno, condizioni che si realizzano in particolare nei motori diesel. L'elevato indice d'aria con il quale tali motori operano e il notevole miglioramento del processo di combustione che si ottiene attraverso l'adozione di sistemi di iniezione ad alta

pressione (Common Rail) contribuiscono ad un rapido rilascio di calore e, di conseguenza, ad un incremento della temperatura locale. La tecnica EGR consente quindi di agire su tale fenomeno contribuendo ad una riduzione della temperatura e riducendo la disponibilità locale di ossigeno.

Occorre subito distinguere tra il meccanismo di EGR naturale (o "interno"), dovuto al semplice intrappolamento dei gas combusti attraverso una opportuna azione sulla valvola di scarico ed un EGR "esterno" che prevede un sistema di ricircolo dei gas combusti dal sistema di scarico e la loro re-immissione nel collettore di aspirazione, dove i gas vengono miscelati con la carica fresca, in proporzioni variabili secondo la condizione operativa.

Nel primo caso è l'azione combinata delle pressioni in gioco durante la fase di ricambio della carica e della fase della valvola di scarico che determinano la possibilità e la quantità di gas di scarico intrappolati nel cilindro e, quindi, il livello di EGR interno. I motori sovralimentati, essendo caratterizzati da maggiori pressioni in aspirazione, offrono la possibilità di poter effettuare un minore ricircolo dei gas combusti. Viceversa, l'utilizzo di un corpo farfallato può, specialmente ai carichi parziali, instaurare nel condotto di aspirazione una depressione che consente di richiamare i gas combusti durante la fase di incrocio. Più recentemente sono stati sviluppati sistemi di EGR "interno", caratterizzati dall'apertura della valvola di scarico durante la fase attiva di aspirazione. L'effetto ottenuto è un ricircolo di gas di scarico molto semplice ed efficace, che ha il vantaggio di non modificare in maniera sostanziale il disegno dei motori, cosa altrimenti inevitabile, dovendo utilizzare dispositivi esterni quali attuatori EGR e turbo soffiati a geometria variabile. La tecnica dell'EGR interno, pilotato agendo sulla valvola di scarico o, comunque, impedendo la fuoriuscita di parte della massa combusta durante lo scarico viene utilizzata anche in soluzioni innovative quali i motori a miscela magra e carica stratificata o i motori a carica omogenea e ad accensione per compressione (HCCI). In questo caso, la funzione dell'EGR non è limitata al controllo della formazione di NOx, ma è estesa alla possibilità di controllare il carico del motore.

Più comunemente, invece, con EGR si indicano le tecniche di ricircolo "esterno" dei gas combusti, con percentuali in massa di gas combusti rispetto alla miscela fresca che variano nell'ordine del 10-30%, o anche più. In questo caso si ricorre ad un sistema di condotti esterni che mettono in comunicazione i condotti di scarico con quelli di alimentazione del motore. Secondo le configurazioni adottate si possono riconoscere diverse soluzioni.

La soluzione più semplice prevede il solo collegamento dei condotti attraverso una valvola controllata in modo pneumatico o elettronico, senza un raffreddamento dei gas. Per aumentare la portata di gas riciccolati e quindi l'effetto di riduzione della temperatura di combustione

senza andare ad influenzare negativamente il coefficiente di riempimento del motore è necessario procedere ad un raffreddamento dei gas di scarico prima del loro mescolamento con i gas freschi.

La tecnica dell'EGR è diffusamente applicata nei motori diesel sovralimentati per i quali si possono osservare due diverse configurazioni, che nei motori più recenti possono anche essere applicate in serie: l'EGR ad alta o a bassa pressione, con e senza raffreddamento.

Nella configurazione ad alta pressione (High pressure route, HPR) ci si riferisce ad una soluzione nella quale il loop di prelievo dei gas di scarico è collocato nella zona di alta pressione, a monte della turbina, con l'immissione dei gas riciclati che avviene a valle dell'intercooler e quindi in una sezione ad alta pressione del condotto di aspirazione, figura 16.

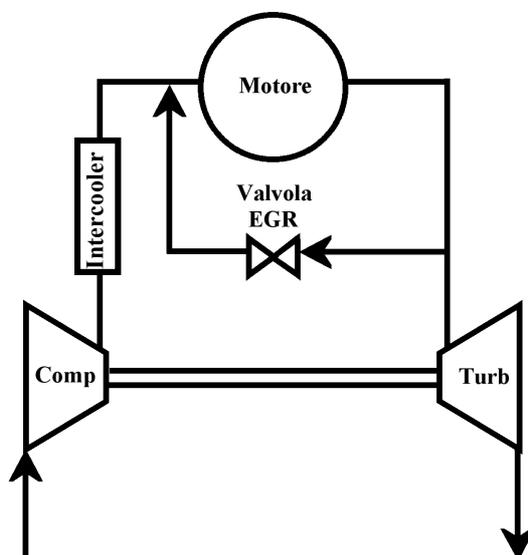


Figura 16. Impianto EGR di tipo High pressure route.

Nelle soluzioni di EGR a bassa pressione (Low Pressure Route, LPR) i gas combusti vengono prelevati a valle della turbina (figura 17), ed in genere a valle di un sistema di post-trattamento che comprende un filtro per particolato, per ottenere un gas pulito da immettere a monte del compressore.

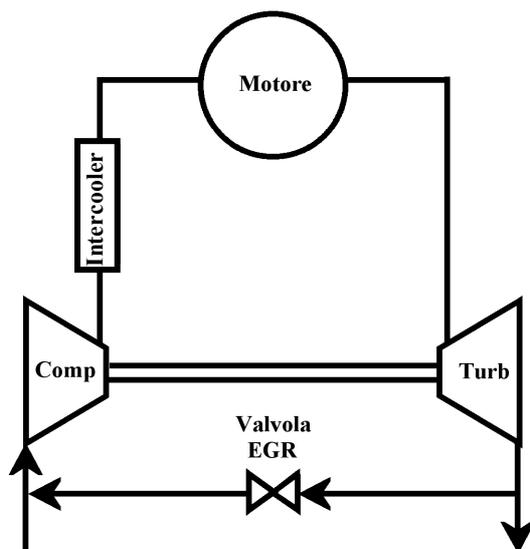


Figura 17. Impianto EGR di tipo Low pressure route

Ancora più recentemente, nel tentativo di evitare l'adozione di complessi sistemi di post trattamento degli ossidi di azoto in ambiente ossidante, nei motori diesel vengono realizzati sistemi con due loop di EGR integrati, in modo da poter ottimizzare il tasso di EGR in tutte le condizioni di funzionamento del motore. Lo schema di una soluzione dual-loop è riportato in figura 18, [32].

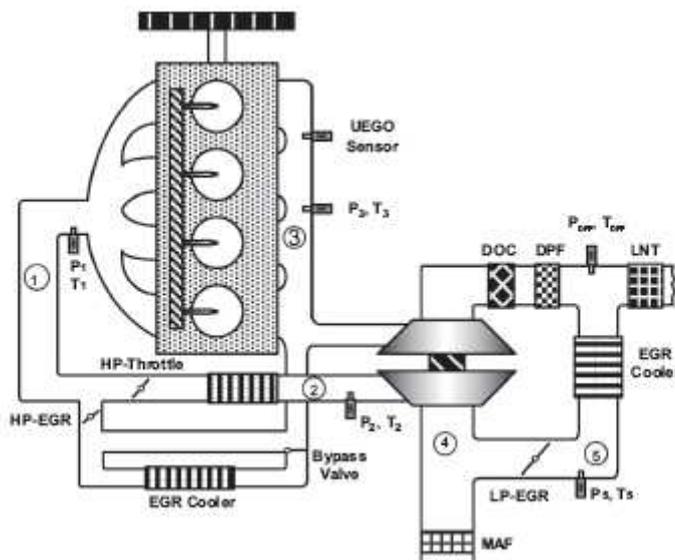


Figura 18. Sistema EGR dual loop

I parametri operativi fondamentali per il controllo dell'effetto dell'EGR sono la portata e la temperatura dei gas combusti ricircolati.

La massa di gas combusti ricircolati, determina la percentuale di massa inerte che viene introdotta nel cilindro e che non parteciperà alla combustione, ma assorbendo energia produrrà una diminuzione della temperatura in camera di combustione tanto più efficace quanto minore è la temperatura di immissione.

Al fine di aumentare la potenza specifica dei motori alimentati a gas naturale, la ricircolazione esterna dei gas di scarico raffreddati permetterebbe di ridurre le temperature massime in camera di combustione e quindi contenere le sollecitazioni termomeccaniche. Tale riduzione è di vitale importanza per alcuni punti critici della testata del motore quali le sedi delle valvole di scarico e la sede della candela di accensione, pertanto sarebbe estremamente interessante utilizzare tale tecnologia per poter realizzare propulsori con elevate potenze specifiche più adatti all'attuale esigenza dei veicoli su cui tali motori sono impiegati. Per i motori heavy duty a gas naturale, essendo essi generalmente derivati dagli equivalenti diesel caratterizzati da un eccesso d'aria notevole rispetto alle condizioni stechiometriche, il conseguimento di una elevata potenza specifica risulta relativamente agevole. Infatti nella realizzazione della versione a gas naturale tale eccesso d'aria può essere in parte o tutto sostituito da gas di scarico ricircolati con i conseguenti benefici sulle temperature massime di combustione e quindi su indesiderate combustioni anomale e sulle sollecitazioni termomeccaniche.

## 2.2 APPARATO SPERIMENTALE

L'attività sperimentale è stata svolta su un motore heavy duty IVECO CURSOR8, alimentato a GN, presso i laboratori dell'Istituto Motori del CNR. Le caratteristiche del motore sono riportate in Tabella 6.

*Tabella 6: Principali caratteristiche del motore IVECO CURSOR 8 GNC*

6 cilindri in linea, sovralimentato, 24 valvole	
Cilindrata	7.8 l
Alesaggio x corsa	115 x 125 mm
Rapporto di compressione	11 : 1
Potenza massima	200 kW @ 2100 rpm
Coppia massima	1100 Nm @ 1100÷1650 rpm

In figura 19 è mostrato il motore installato al banco dinamico.



Figura 19. IVECO CURSOR 8 GNC al banco dinamico presso l'Istituto Motori del CNR

Il banco dinamico usato nei test è dotato di una macchina elettrica asincrona (315 kW da 2000 a 3500 rpm) adeguata alla taglia dei motori per autobus.

Sul motore è stato installato un sistema di ricircolo dei gas di scarico di tipo LPR con i gas di scarico prelevati a valle della turbina e introdotti a monte del compressore, figura 20. I componenti dell'impianto ed il controllo elettronico della valvola per la portata di EGR sono stati realizzati in Istituto Motori.

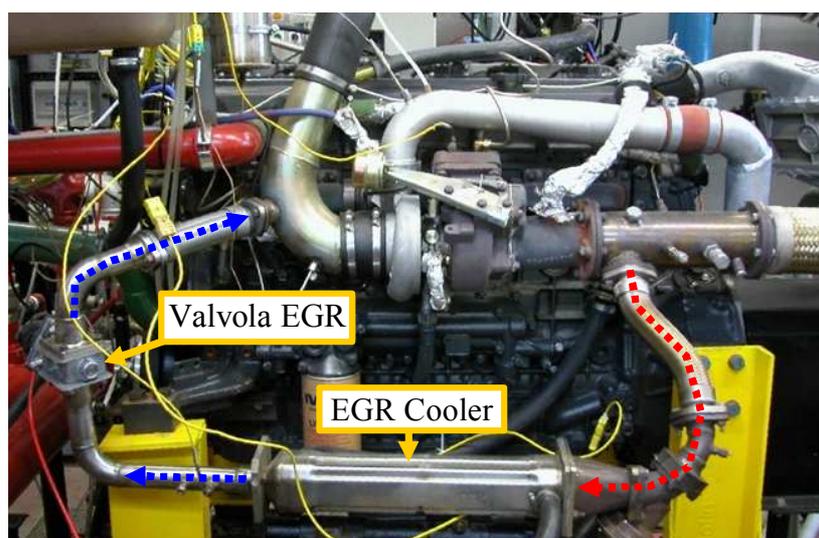


Figura 20. Impianto EGR Cooled Low Pressure Route

Sul motore in prova è possibile immettere EGR sia a basso che ad alto carico. Infatti, il turbo è controllato con una valvola di by-pass di parte dei gas di scarico (wastegate, WG). Quando la valvola è chiusa, tutto il gas di scarico espande in turbina. Quando è aperta, parte dei gas non espande e quindi si riduce il livello di sovralimentazione. La gestione della valvola wastegate è descritta qualitativamente in figura 21. Per immettere EGR è necessario incrementare il riempimento del motore a parità di carico. E' quindi possibile, ad esempio, immettere EGR in condizioni di massima potenza (2100 rpm e 900 Nm) chiudendo la wastegate. In questo modo si incrementa la pressione di sovralimentazione e quindi il riempimento.

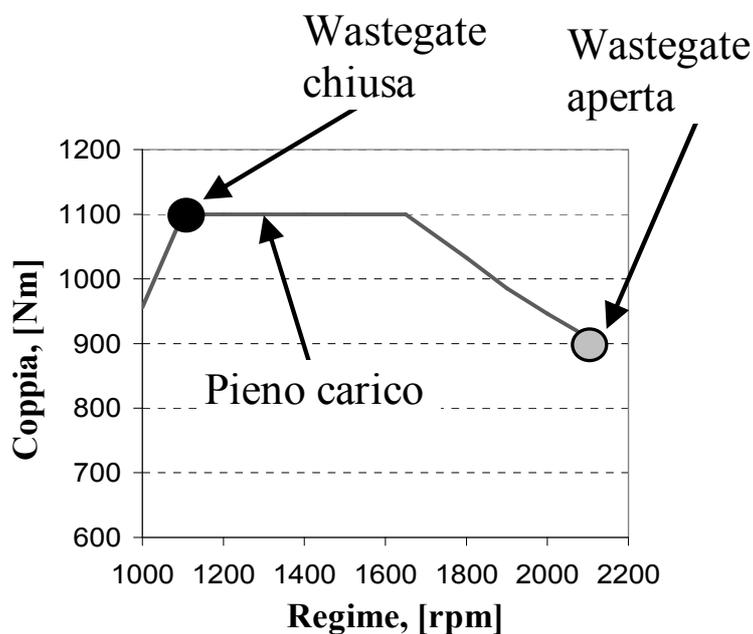


Figura 21. Gestione della wastegate in condizioni di pieno carico per il motore CURSOR8

Il sistema di controllo del banco è un AVL PUMA 5.6 in grado di gestire il motore in prova e rilevare simultaneamente prestazioni ed emissioni inquinanti. In figura 21 si riporta lo schema di controllo e acquisizione dati creato con il software AVL PUMA Operator Interface 5.6.

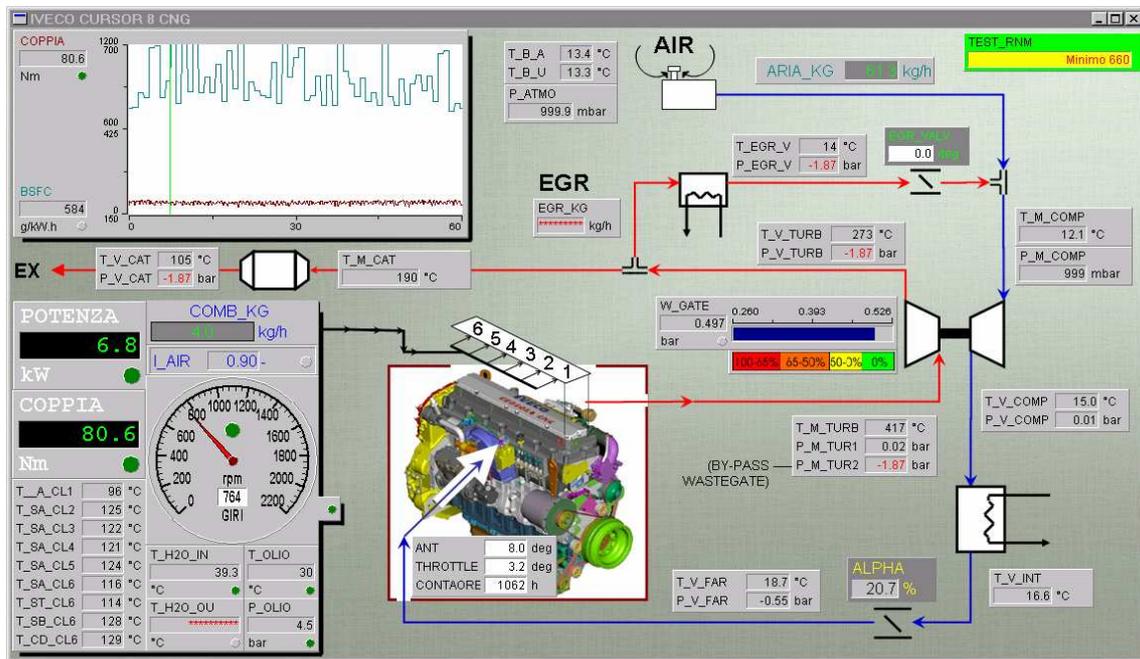


Figura 22. Schema di controllo e acquisizione dati per il motore in prova

Lo studio dell'effetto dell'EGR su carico termico e consumi è stato condotto mediante il rilievo ed il processamento dei cicli di pressione in camera di combustione ed il rilievo diretto delle temperature in punti critici della testa del motore. A tale scopo è stata attrezzata una testata con nove termocoppie miniaturizzate e con un trasduttore di pressione al quarzo abbinato ad una ruota ottica per il rilievo della posizione angolare della manovella. Sulla base di rilievi delle concentrazioni delle specie inquinanti a monte ed a valle del catalizzatore è stata anche analizzata l'influenza dell'EGR sull'efficienza di conversione del catalizzatore.

Nel seguito, con *tasso di EGR*,  $EGR\%$ , si intende la percentuale in massa del gas di scarico ricircolato sulla massa totale immessa:

$$EGR\% = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Air}} \times 100 \quad [\%]$$

$\dot{m}_{EGR}$  : portata di EGR, kg/h  
 $\dot{m}_{Air}$  : portata di aria, kg/h

Con *tempo di incubazione*, si intende il tempo che intercorre tra l'anticipo all'accensione (SA) e l'inizio della combustione. L'angolo di ignizione SOC (Start Of Combustion) viene individuato nel punto in cui la curva di rilascio del calore normalizzato (HR%) raggiunge il 10% (angolo di manovella denominato con HR10).

Con *durata della combustione* si intende, invece, il tempo intercorrente tra il punto di SOC (HR10) e l'angolo di fine combustione EOC (End Of Combustion) determinato nel punto in cui è stato rilasciato il 90%, del calore (HR90).

Con *baricentro di combustione*,  $G$ , definito da:

$$G = \frac{1}{\int_{SOC}^{EOC} RHR d\theta} \int_{SOC}^{EOC} (\theta - SOC) RHR d\theta \quad [\text{gradi}]$$

$\theta$ : angolo di manovella

dove RHR (Rate of Heat Release) rappresenta la velocità angolare di rilascio del calore, si intende, grosso modo (nel caso di un motore ad accensione comandata), la distanza, in gradi, del punto HR50 (50% del calore rilasciato, centro della combustione) dal punto HR10.

Inoltre, per avere una stima dell'effetto dell'EGR sugli scambi termici con le pareti, si è valuta la *massima quantità di calore fornita al fluido* ( $Q_{f, \max}$  definita in figura 23), rispetto a quella immessa nel cilindro per ciclo con il combustibile ( $m_c H_i$ ):

$$100 \times \left( \frac{Q_{f, \max}}{m_c H_i} \right) \quad [\%]$$

con e senza EGR, a parità di condizioni di funzionamento.

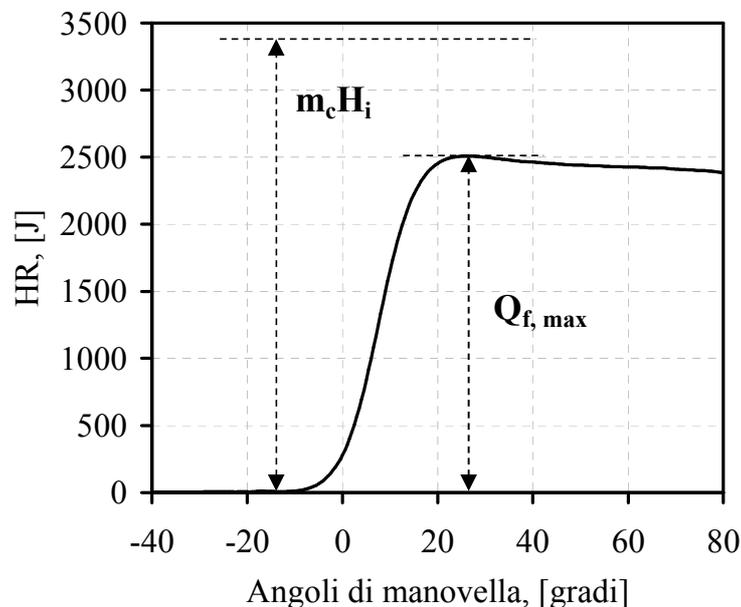


Figura 23. Definizione della massima quantità di calore fornita al fluido

## 2.3 PROVE SPERIMENTALI A DIVERSI TASSI DI EGR SENZA ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO ALL'ACCENSIONE

### 2.3.1 MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE PROVE

Il sistema di controllo del carico erogato dal motore è di tipo “drive by wire”. La posizione dell'acceleratore è letta dalla centralina ed interpretata come una richiesta di coppia. La centralina calcola poi le posizioni della valvola a farfalla e della valvola wastegate necessarie per ottenere la coppia richiesta ad un determinato regime. Quindi sia la posizione della valvola a farfalla che della valvola wastegate sono controllate dalla centralina in funzione del carico richiesto al motore tramite il potenziometro collegato all'acceleratore. Il ricircolo dei gas di scarico, non previsto sul motore originario, è implementato con un circuito a “bassa pressione”, è stato controllato con una valvola EGR attuata attraverso un modulo esterno di gestione del segnale PWM (Pulse With Module) di comando.

Per controllare separatamente la posizione della wastegate e della farfalla durante le prove al banco, la wastegate è stata scollegata dalla centralina e comandata con un circuito pneumatico esterno completamente svincolato. Pertanto la centralina ha potuto rispondere alla richiesta di carico solo aumentando l'apertura della farfalla.

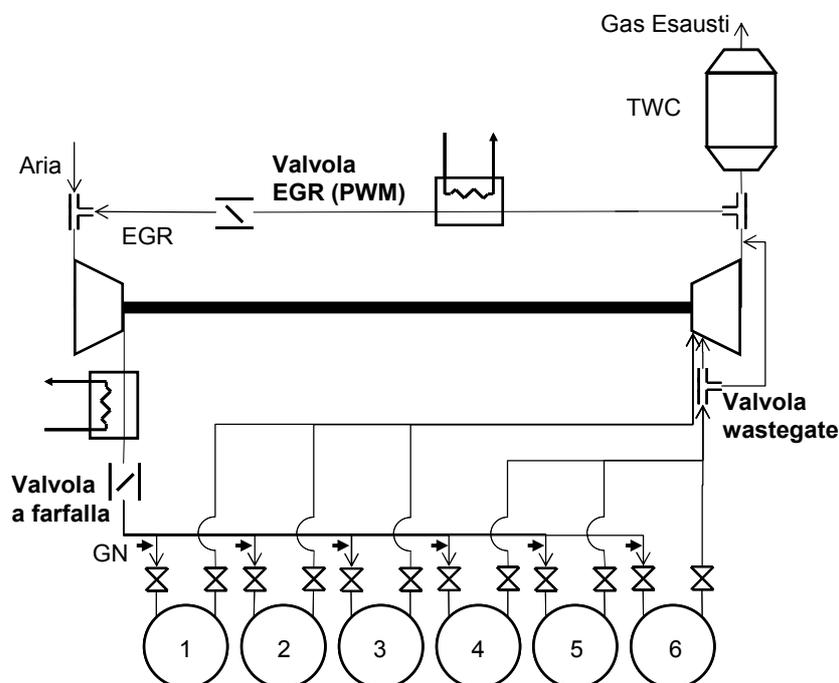


Figura 24. Schema del motore CURSOR 8 CNG con sistema di ricircolo dei gas di scarico di tipo LPR

Tale modalità operativa non ha introdotto sostanziali differenze sul comportamento del motore essendo essa analoga a quella attuata dalla centralina sulla base delle strategie implementate per il controllo del carico. Ad esempio, come evidenziato in figura 25 i consumi specifici sono comparabili nonostante nel caso di controllo manuale si tenda ad impostare un grado di apertura massimo della valvola a farfalla più alto.

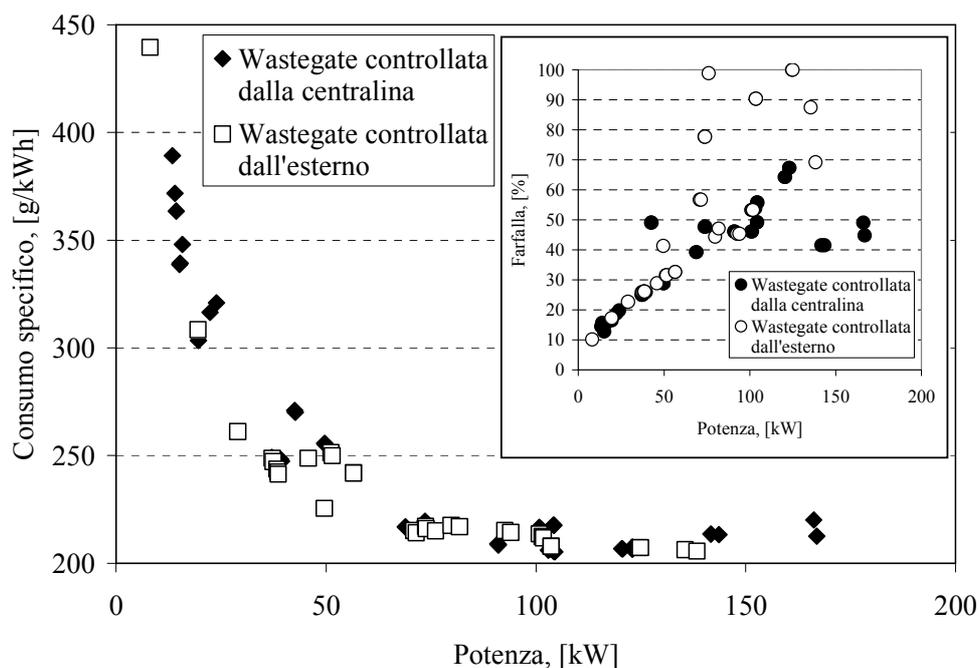


Figura 25. Consumo specifico misurato controllando dall'esterno e non la wastegate

Pertanto la compensazione della riduzione di coppia, conseguente all'immissione dell'EGR in camera di combustione, è stata effettuata fin dove possibile mediante l'apertura della valvola a farfalla del motore, comandata dal segnale dell'acceleratore, e poi, a valvola a farfalla completamente aperta, è stato attuato il necessario grado di chiusura della wastegate per generare la sovralimentazione sufficiente ad avere il carico richiesto.

In figura 26 sono riportati i valori di apertura della valvola a farfalla e del grado di chiusura della valvola wastegate impostati per le prove, al variare del tasso di EGR, del carico e del regime di rotazione.

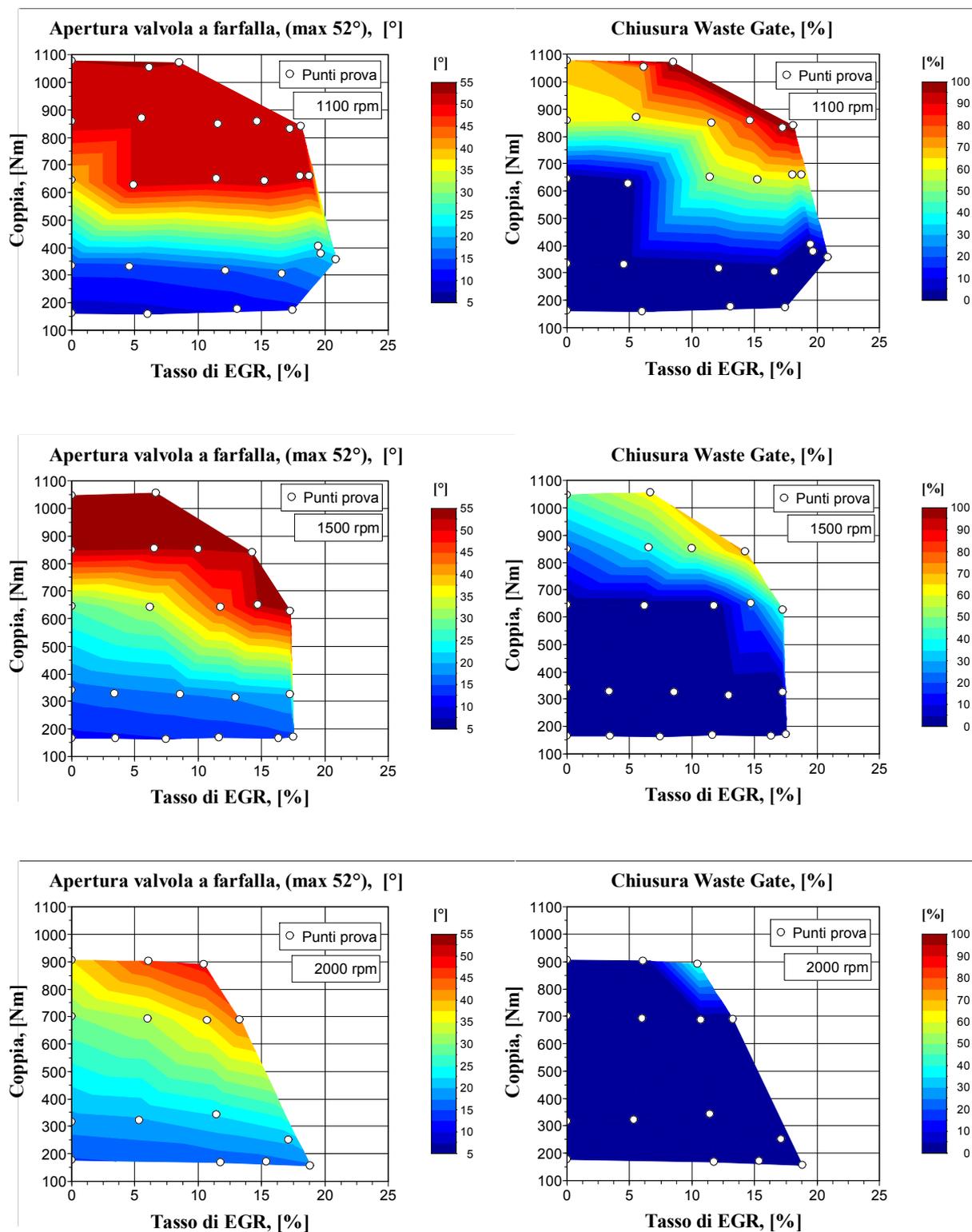


Figura 26. Modalità di esecuzione delle prove

### 2.3.2 EFFETTI DELL'EGR SULLA FASE DI COMBUSTIONE

Le prove sono state eseguite senza modificare l'angolo di anticipo, e valutando attraverso l'analisi dei cicli di pressione rilevati in camera i principali parametri della combustione. Nelle figure 27 e 28 si riporta un esempio a 1100 rpm ed a medio carico. Per mantenere costante la coppia, al crescere del tasso di EGR, è necessario aumentare il riempimento del cilindro. Sia le prime fasi della combustione (SA-HR10) che la parte principale (HR10-HR90) sono influenzate dal tasso di gas di scarico immessi. In figura 28 al crescere del tasso di EGR si evidenzia un aumento del tempo di incubazione (l'angolo in cui si ha il 10% di HR% si sposta verso destra) ed una progressiva riduzione della velocità di avanzamento del fronte di fiamma (la pendenza della zona pressoché lineare, tra il 10 e il 90% di HR%, si riduce).

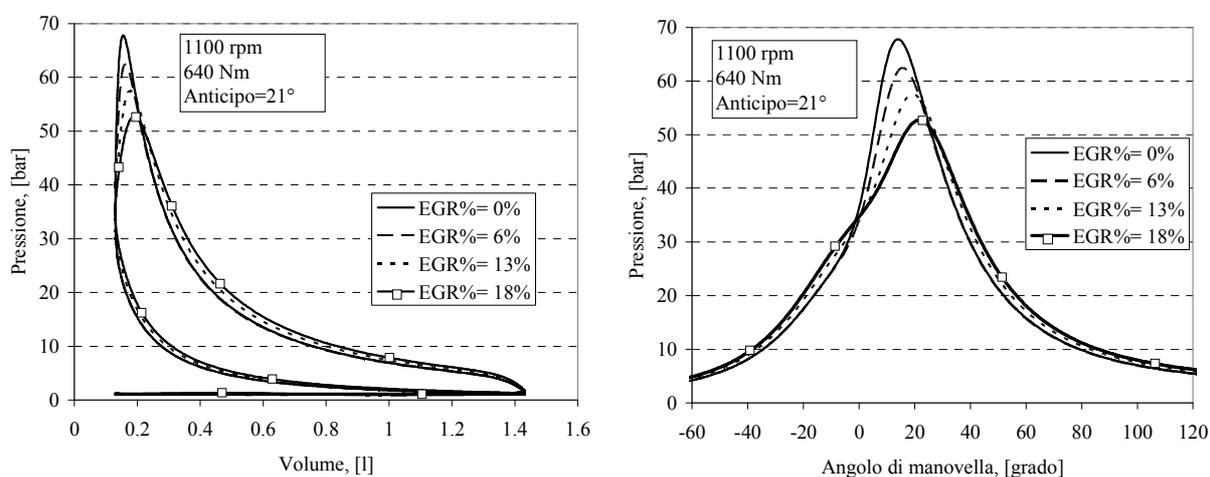


Figura 27. Ciclo di pressione al variare del tasso di EGR

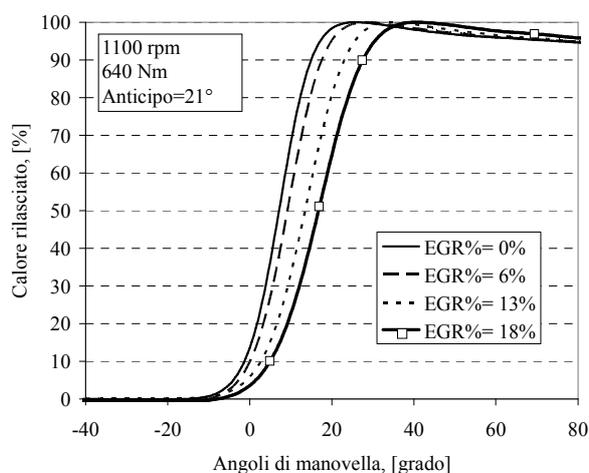


Figura 28. Andamento della combustione al variare del tasso di EGR

L'incremento di anticipo necessario a compensare la minore velocità di avanzamento del fronte di fiamma a causa dell'EGR e quindi la maggiore durata della fase di combustione può essere ritenuto uguale, in prima approssimazione, allo spostamento angolare del baricentro di combustione (angolo di manovella in cui è stato rilasciato il 50% del calore sviluppato durante la fase principale della combustione, e quindi durante l'intervallo angolare compreso tra il 10% e il 90% del calore rilasciato) figura 29.

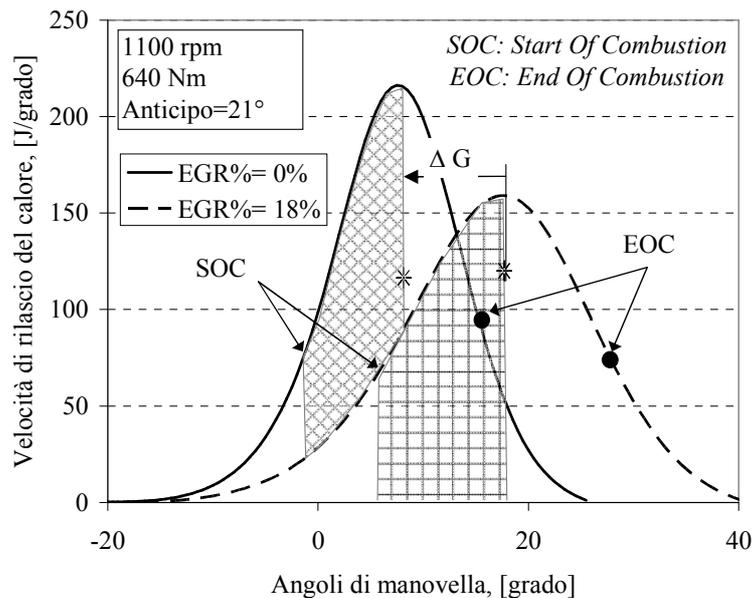


Figura 29. Procedura per la stima dell'incremento di anticipo ( $\Delta G$ )

Nella figura 30 sono riportati l'effetto dell'EGR sullo sviluppo della combustione in termini di:

- tempo di incubazione necessario per raggiungere il 10% di rilascio del calore
- incremento percentuale della durata della combustione con EGR rispetto alla durata senza EGR.

Nella figura 31 sono riportate le stime dei corrispondenti incrementi dell'anticipo, al variare del tasso di EGR, necessari per riposizionare il baricentro di combustione ossia l'intera fase di combustione.

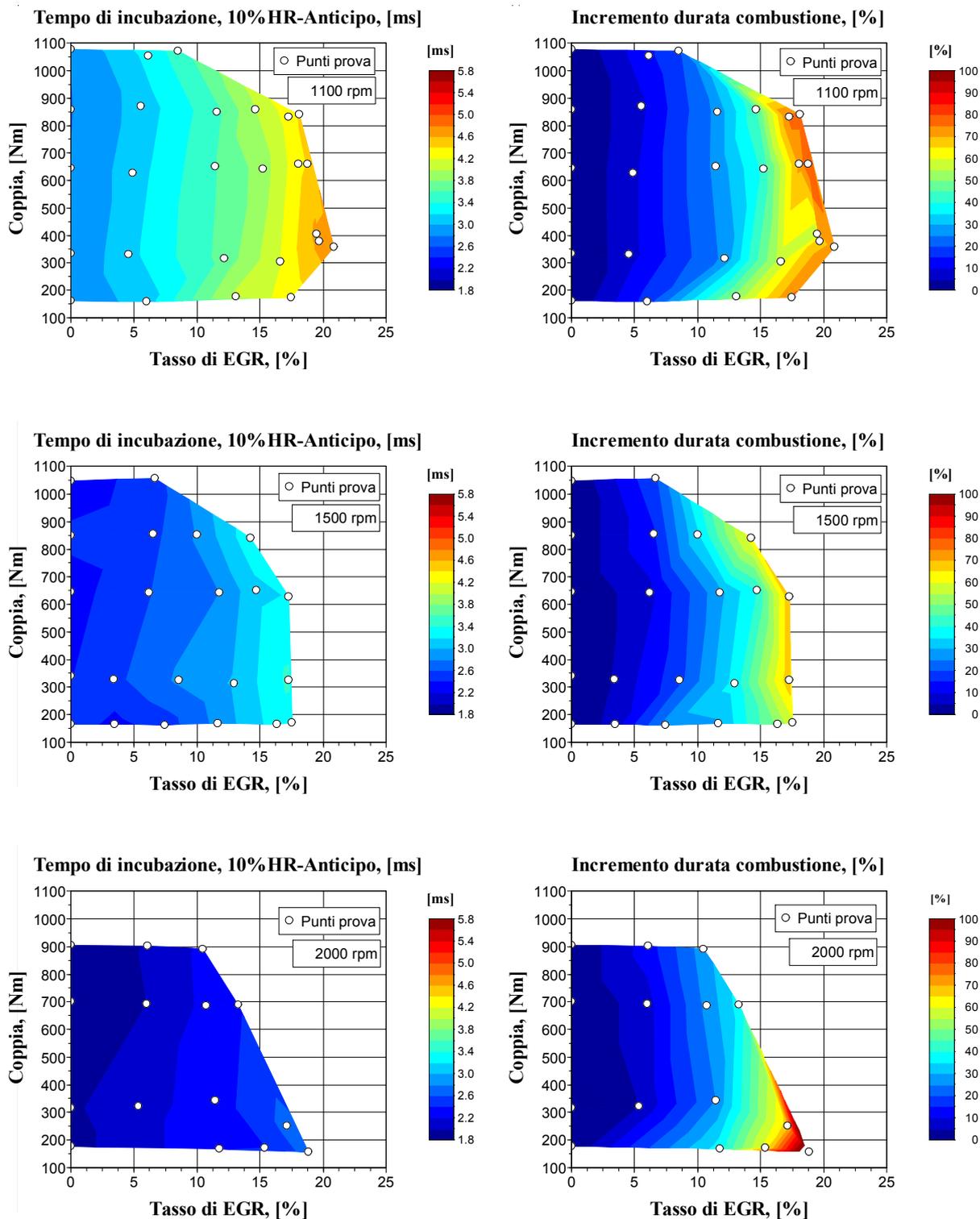


Figura 30. Tempo di incubazione valutato al 10% di HR (Heat Released) ed incremento della durata di combustione in % della durata senza EGR

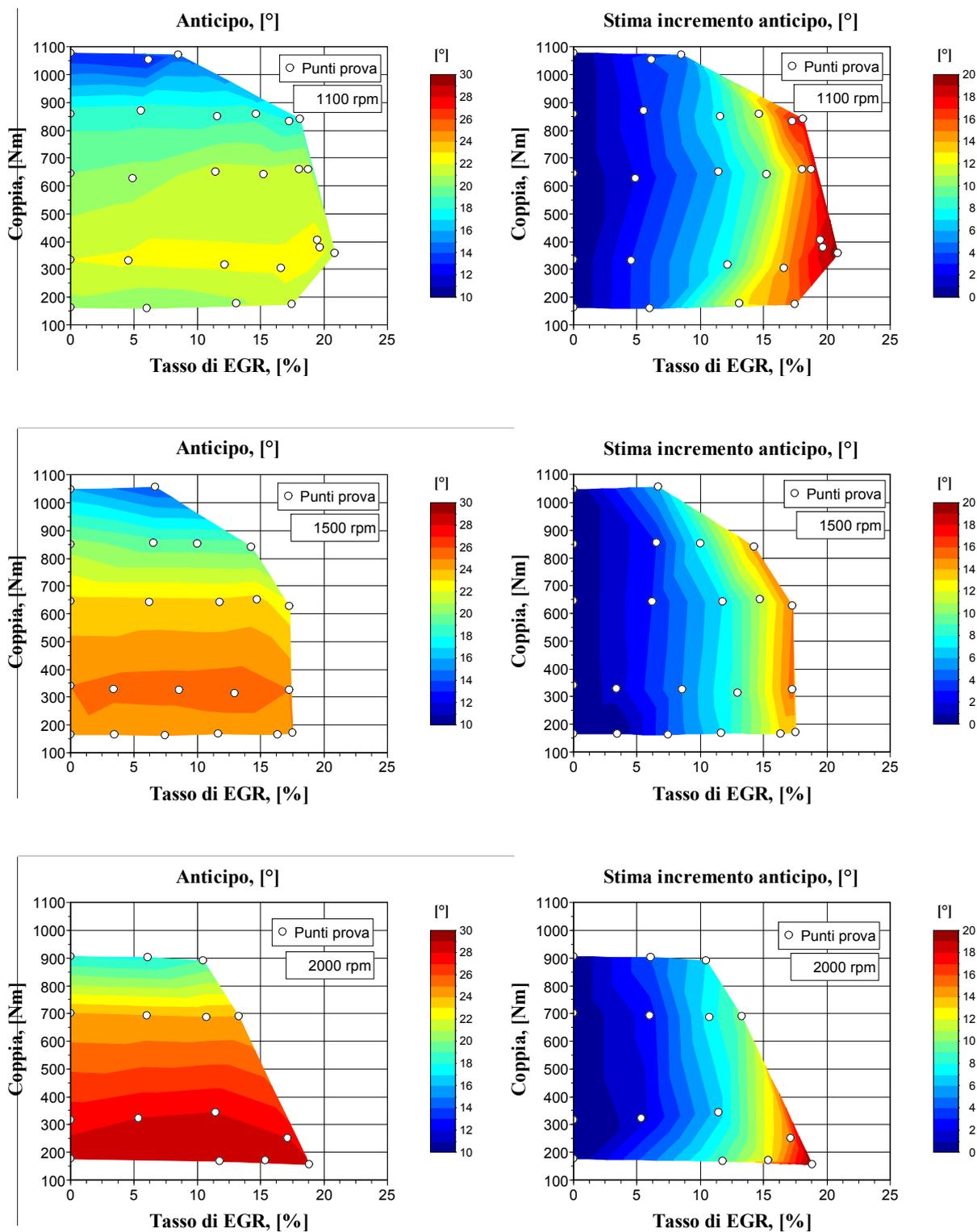


Figura 31. Stima dell'incremento dell'anticipo per lo stesso posizionamento del baricentro di combustione nel caso di immissione di EGR

### 2.3.3 EFFETTI DELL'EGR SULLA TEMPERATURA DELLA TESTA

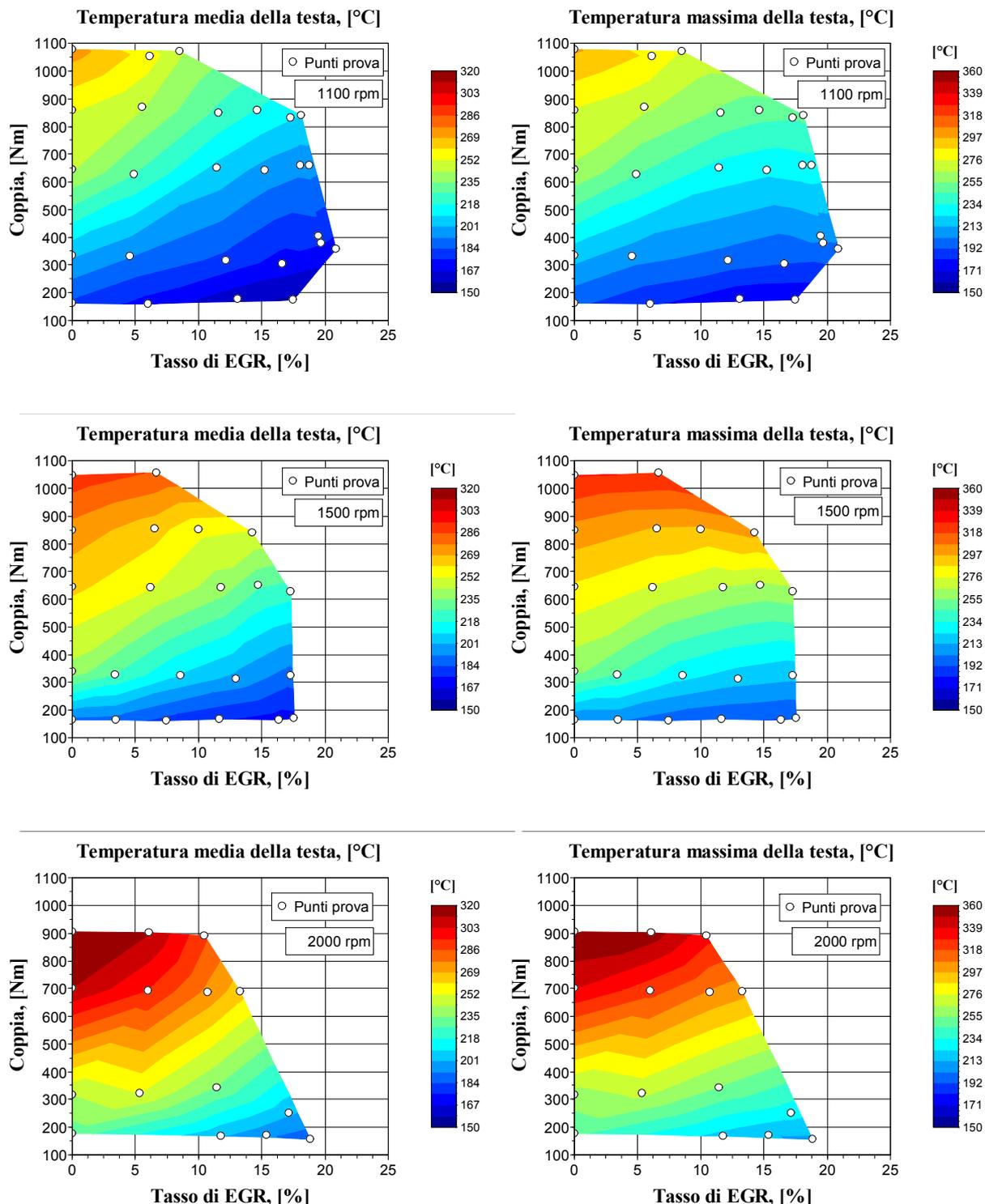


Figura 32. Effetto dell'EGR sulle temperatura media e massima della testa

L'effetto dell'EGR sulle temperature della testa è mostrato in figura 32. Al crescere del tasso di EGR si riduce sia la temperatura media della testa che quella massima (rilevata in prossimità della candela e del setto tra le due valvole di scarico) seppure in misura minore. Quest'ultima, inoltre, tende a ridursi di meno al crescere del tasso di EGR. Infatti, come si nota in figura 33, nonostante la forte riduzione della temperatura massima di combustione che si ha con l'EGR, la temperatura dei gas di scarico, non si riduce, agli alti carichi, mentre tende addirittura ad aumentare a quelli bassi. Ciò è dovuto essenzialmente al sensibile rallentamento della combustione.

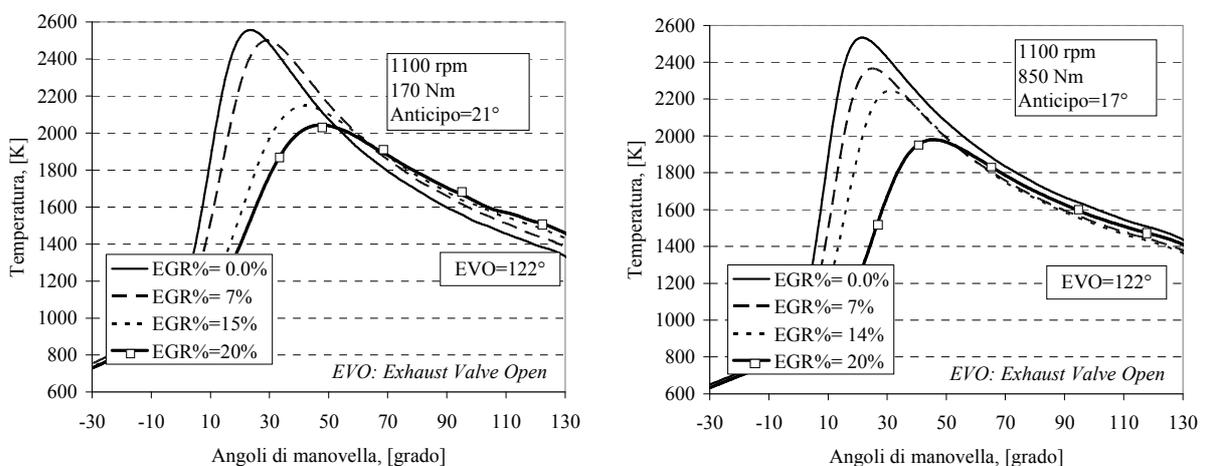


Figura 33. Effetto del tasso di EGR sulla temperatura in camera di combustione

Per ottenere i migliori risultati (riduzione della temperatura media del 15÷20%) occorre un elevato tasso di EGR associato ad un incremento dell'anticipo necessario per compensare il più lento rilascio del calore e ridurre la variazione ciclica. Ottimizzando l'anticipo, sarà possibile beneficiare anche di più basse temperature nella fase di scarico, e ridurre quindi la sollecitazione termica delle valvole di scarico.

#### 2.3.4 EFFETTI DELL'EGR SUL CONSUMO SPECIFICO

E' stato rilevato un effetto positivo dell'EGR sui consumi specifici ai carichi medio-bassi, ma, al crescere della frazione di gas ricircolati, la maggiore variazione ciclica, dovuta ad un anticipo non ottimizzato, compromette il normale funzionamento del motore, figura 34.

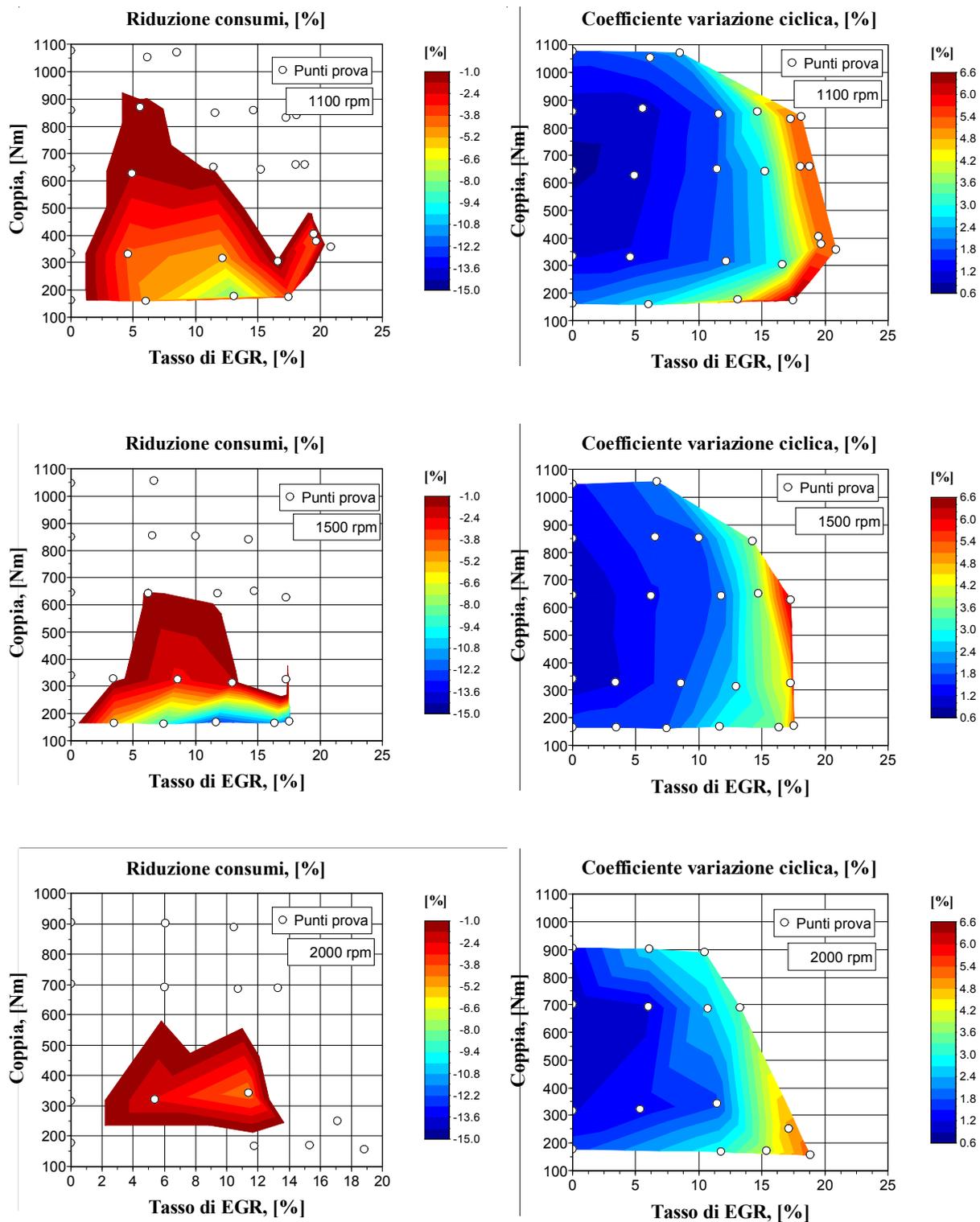


Figura 34. Effetto dell'EGR sul consumo specifico e sul coefficiente di variazione ciclica

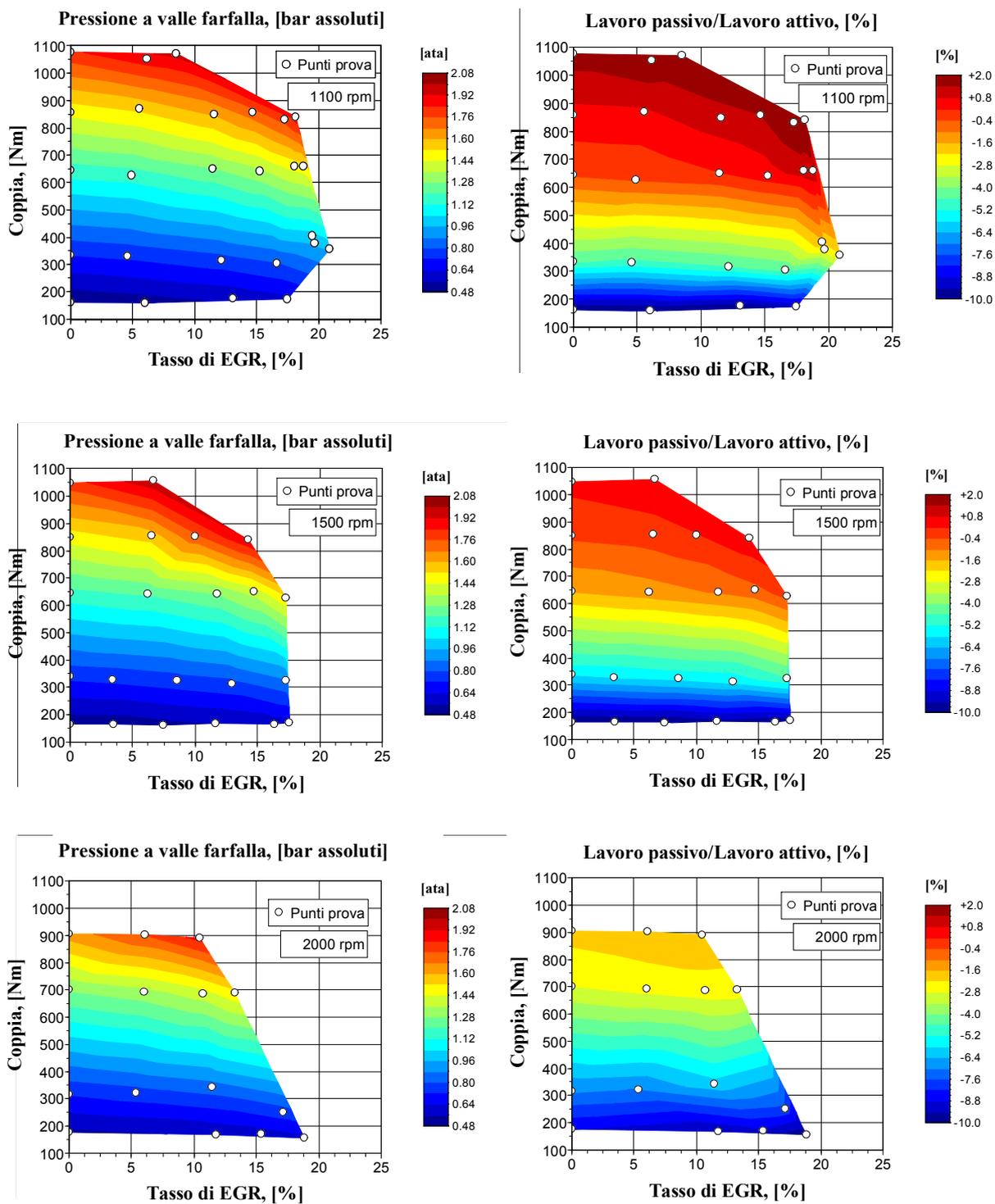


Figura 35. Pressione a valle farfalla e percentuale del lavoro di pompaggio rispetto al lavoro attivo con l'EGR

Di fatto il massimo tasso di EGR tollerabile dal motore, nel caso in cui non si modifichi l'anticipo all'accensione, è inferiore al 15%. L'incremento della pressione a valle farfalla è necessario per introdurre una frazione crescente di inerti in camera, ma i minori consumi specifici sono, solo in parte, giustificati da una riduzione del lavoro di pompaggio, figura 35. La riduzione dei consumi sembra essere anche dovuta ad una minore quantità di calore scambiata con le pareti grazie ad una diminuzione della differenza di temperatura tra i gas combusti e le pareti della camera di combustione, figura 36.

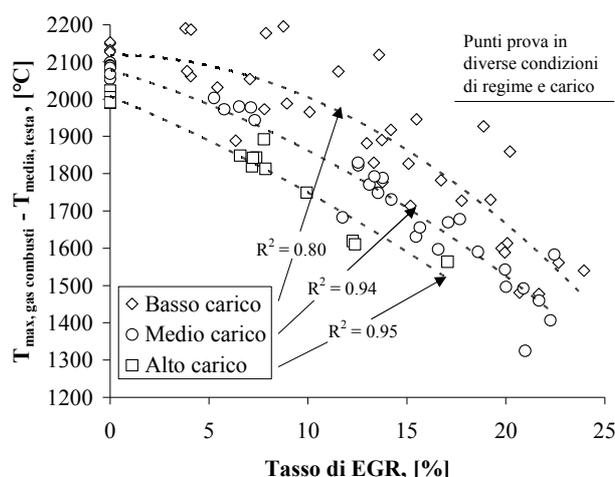


Figura 36. Effetto del tasso di EGR sulla differenza tra la temperatura massima dei gas combusti e la temperatura media della testa motore

### 2.3.5 EFFETTI DELL'EGR SULLE EMISSIONI

Nelle figure seguenti sono riportate le emissioni di HC, CO, NO<sub>x</sub> e le relative efficienze di conversione del catalizzatore.

Come è possibile rilevare dalle figure 37, 38, 39 e 40 esiste una tendenza contrapposta per quanto riguarda le emissioni di NO<sub>x</sub> e quelle di HC e CO. Infatti, gli NO<sub>x</sub> si riducono con l'EGR, indipendentemente dal carico, grazie ad una minore temperatura massima raggiunta in camera (figura 41), (tale riduzione per elevati tassi di EGR è dello stesso ordine di grandezza dell'efficienza di conversione del catalizzatore, per il quale non è stato riscontrata nessuna influenza da parte del tasso di EGR). Per contro HC e CO aumentano con l'EGR di pari passo con la maggiore irregolarità di funzionamento.

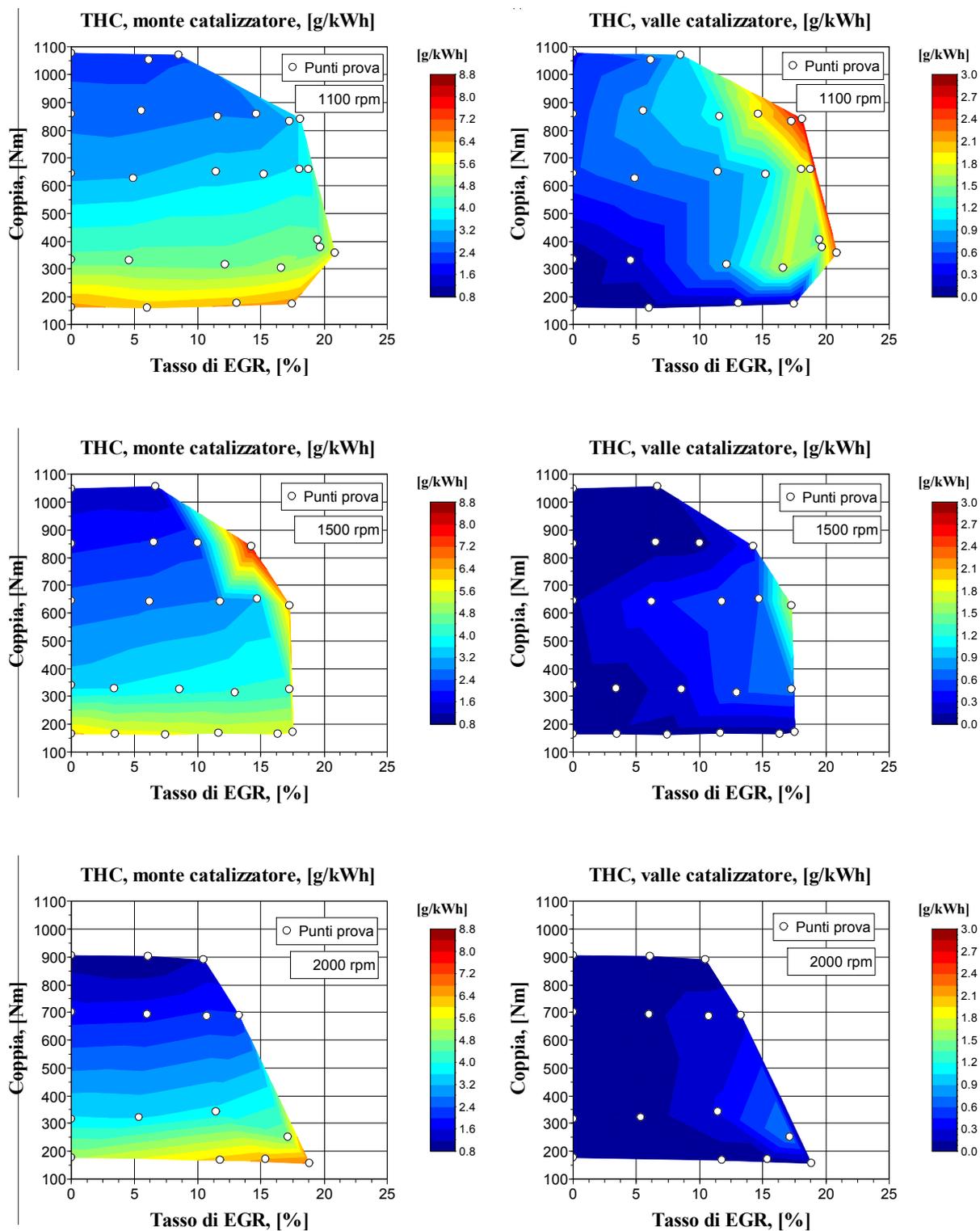


Figura 37. Emissioni specifiche di HC a monte e valle catalizzatore

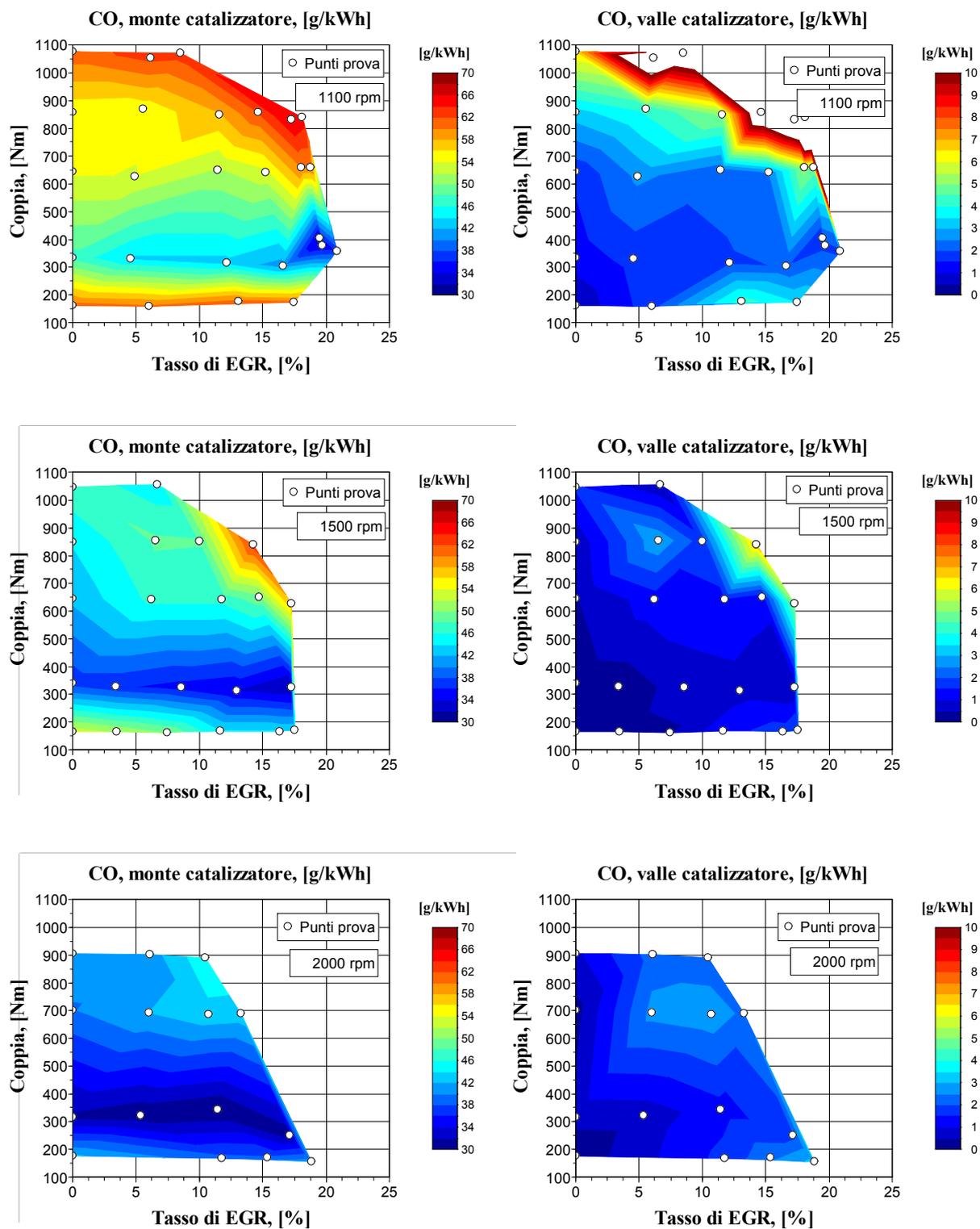


Figura 38. Emissioni specifiche di CO a monte e valle catalizzatore

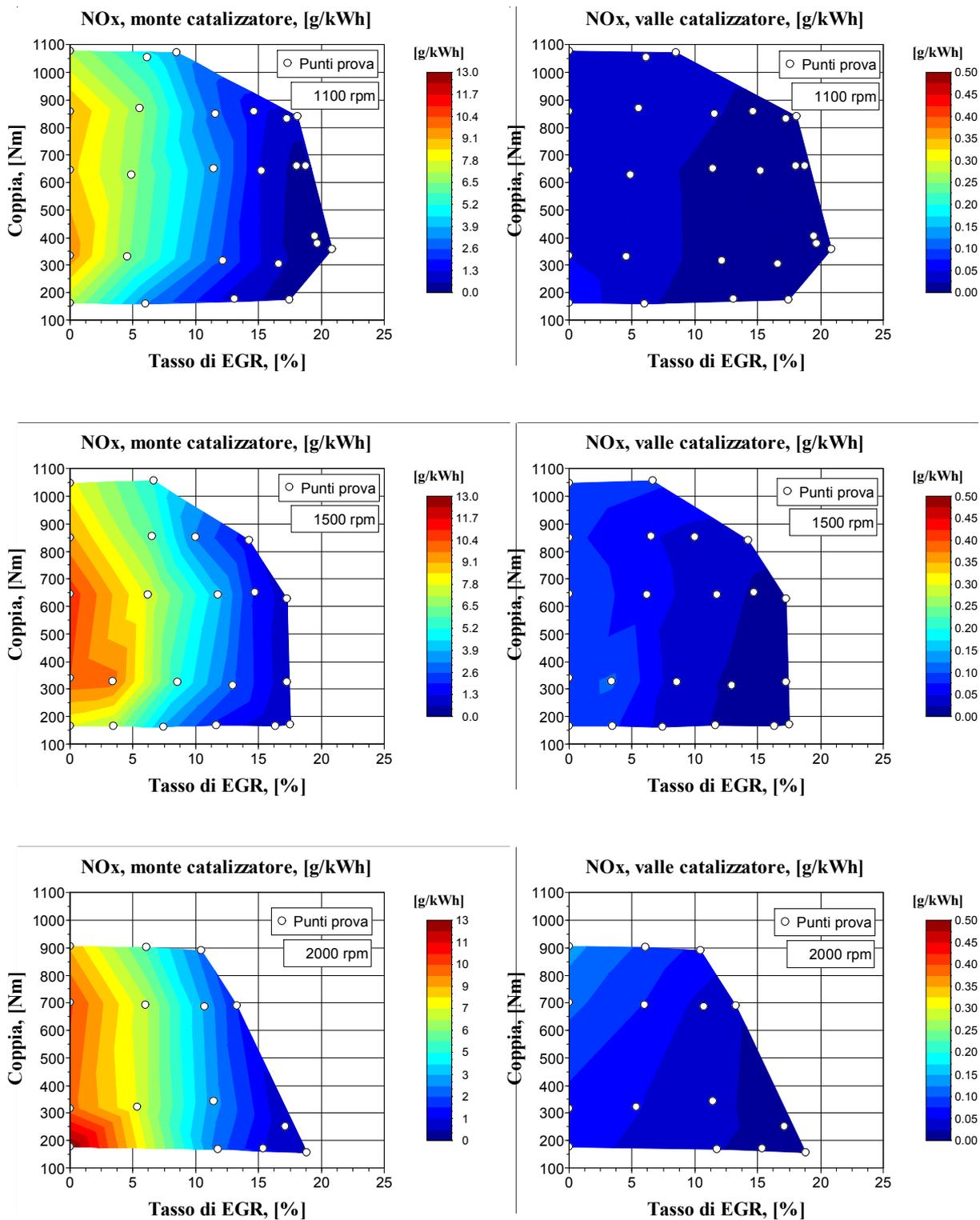


Figura 39. Emissioni specifiche di NOx a monte e valle catalizzatore

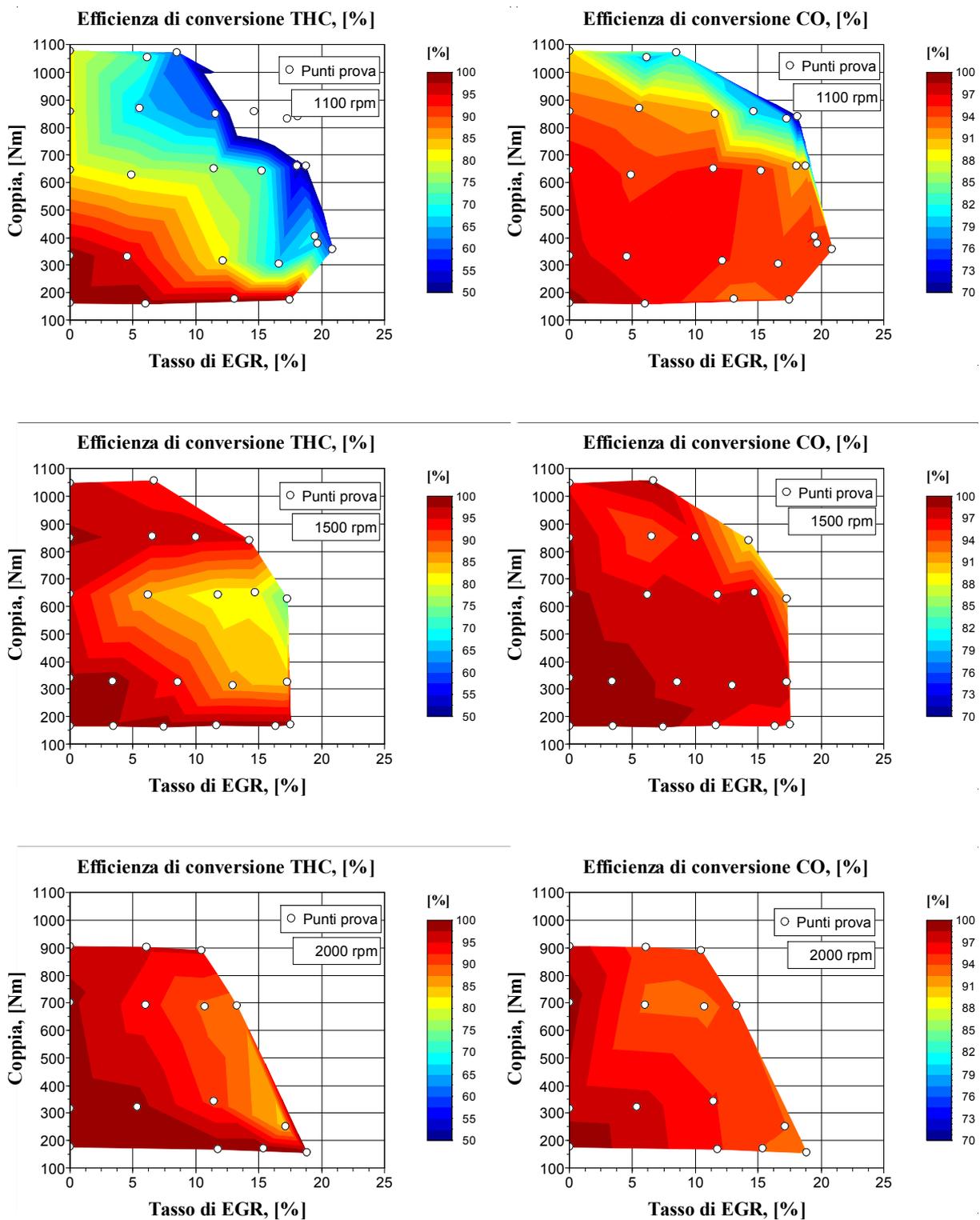


Figura 40. Efficienza di conversione di THC e CO

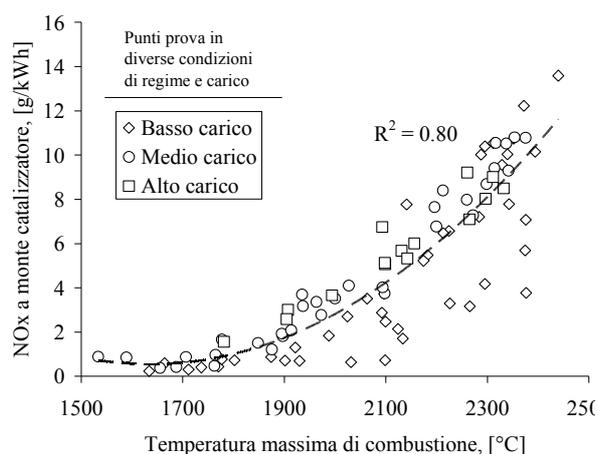


Figura 41. Effetto della temperatura massima dei gas combusti sull'emissione di NOx allo scarico

La forte variazione ciclica indotta con l'EGR, non contrasta da una opportuna variazione dell'anticipo, comporta, infatti, combustioni incomplete o vere e proprie mancate accensioni che si ripercuotono sulla formazione di idrocarburi incombusti e monossido di carbonio. Ma anche l'efficienza di conversione degli HC sembra essere influenzata dall'EGR. In realtà, come rilevabile dalla figura 42, non esiste una correlazione ben definita tra la perdita di efficienza nella conversione di HC ed il tasso di EGR, misurati in diverse condizioni di giri e carico.

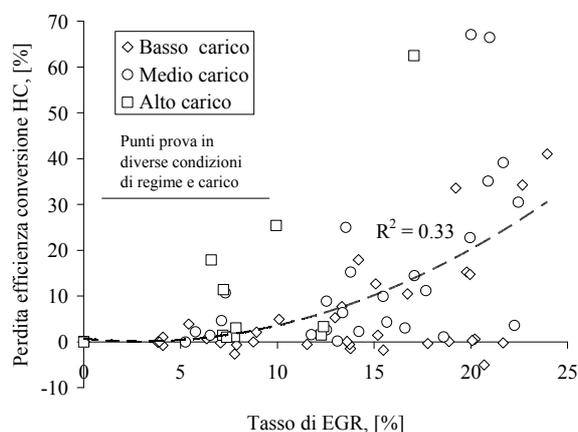


Figura 42. Tasso di EGR e perdita di efficienza di conversione degli HC

Quello che si nota è che all'aumentare del tasso di EGR si possono registrare valori maggiori della perdita di efficienza, in particolare per carichi medio-alti. Le cause di ciò risiedono nel cumularsi di diversi fattori. Infatti, non essendo state registrate né una riduzione della

temperatura a monte del catalizzatore, che al contrario tende ad aumentare a causa dello sviluppo ritardato della combustione, né una riduzione dell'ossigeno disponibile a monte catalizzatore, ma avendo rilevato da un lato l'incremento di HC e CO a monte e dall'altro un aumento della variazione ciclica con l'EGR (figura 43) si intuisce come il problema possa derivare da una non appropriata correlazione delle misure dei gas effettuate a monte e a valle del catalizzatore. Per superare tale difficoltà sarebbe stato necessario procedere ad una campagna di prove più estesa con opportune ripetizioni di ogni singolo punto per compensare l'aleatorietà delle misure indotte dall'eccessiva variazione ciclica.

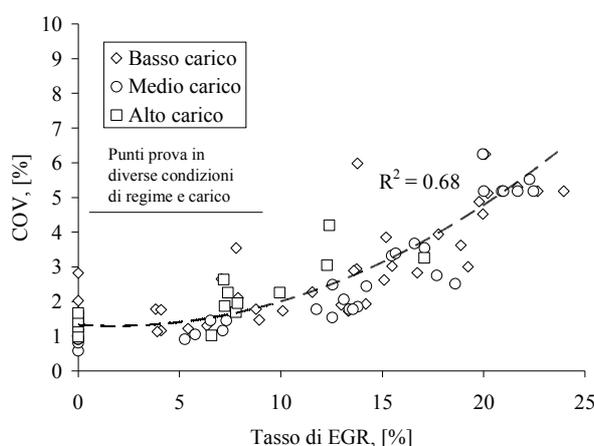


Figura 43. Tasso di EGR e coefficiente di variazione ciclica

## 2.4 PROVE SPERIMENTALI A DIVERSI TASSI DI EGR CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO ALL'ACCENSIONE

### 2.4.1 MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE PROVE ED EFFETTO SULLA FASE DI COMBUSTIONE

Una seconda serie di prove è stata eseguita, solo al regime di rotazione di 1100 rpm, adeguando l'anticipo in modo da assicurare un funzionamento regolare del motore. La migliore regolarità di funzionamento del motore, evidenziata da un minore coefficiente di variazione ciclica, ha consentito di estendere l'indagine anche a punti con maggiori tassi di EGR ai bassi carichi. L'adeguamento dell'anticipo è stato effettuato a partire da un valore di primo tentativo, sulla base delle stime riportate nella figura 31, corretto in base al posizionamento del baricentro di combustione. Tale adeguamento ha permesso di riposizionare la combustione in modo tale da riprodurre le stesse condizioni operative di

massimo rendimento del caso senza EGR, come testimoniato dai cicli indicati e dalle associate curve di rilascio del calore, figura 44.

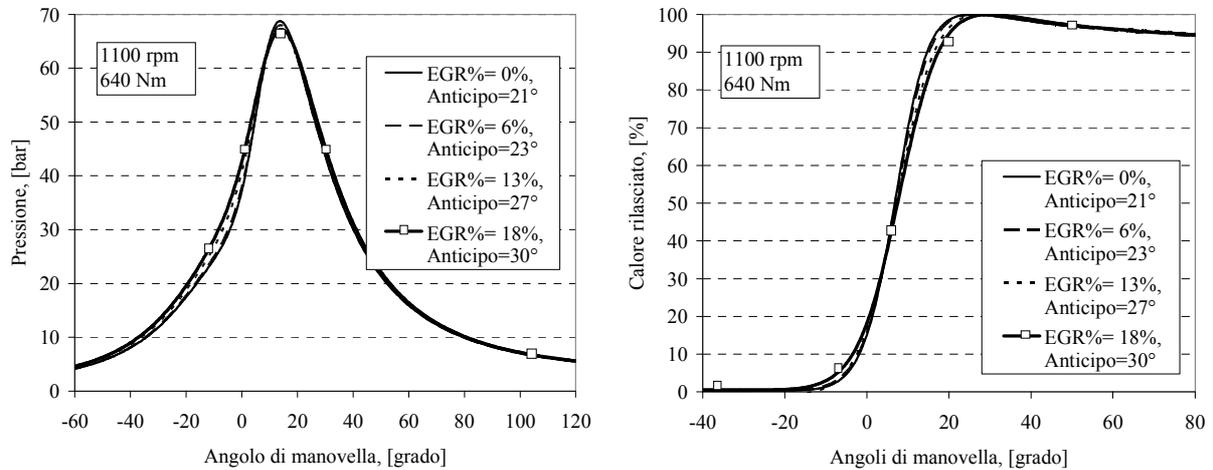


Figura 44. Cicli di pressione e curve di rilascio del calore al variare del tasso di EGR, dopo aver adeguato l'angolo di anticipo

In figura 45 si riportano le posizioni della valvola a farfalla e della valvola wastegate impostate durante le prove.

L'incremento dell'anticipo in funzione del tasso di EGR, come riportato nella figura 46, ha consentito di riposizionare il baricentro di combustione nella zona di massima efficienza compensando l'incremento del tempo di incubazione e della durata della combustione dovuti all'aumento di sostanze inerti in camera di combustione.

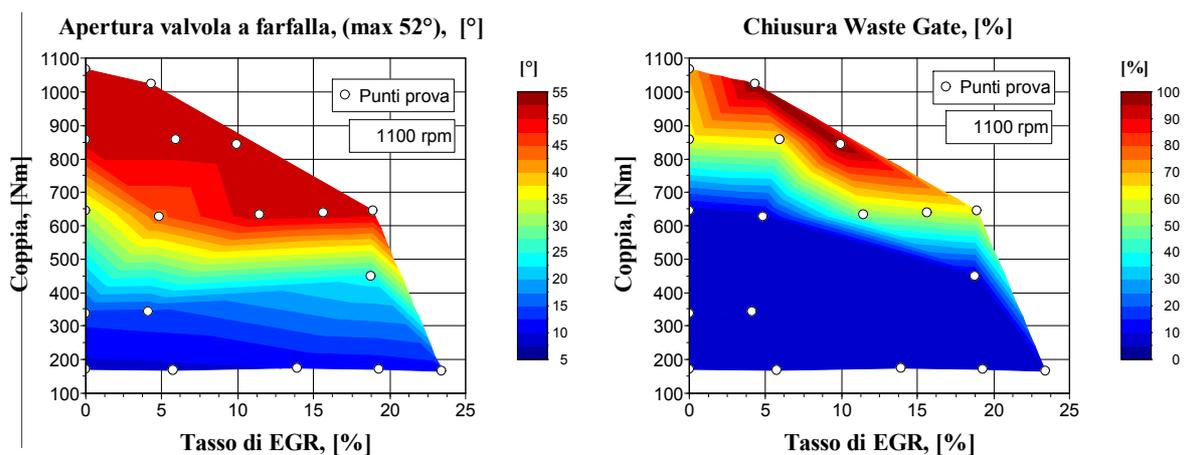


Figura 45. SA adeguato - Modalità di esecuzione delle prove

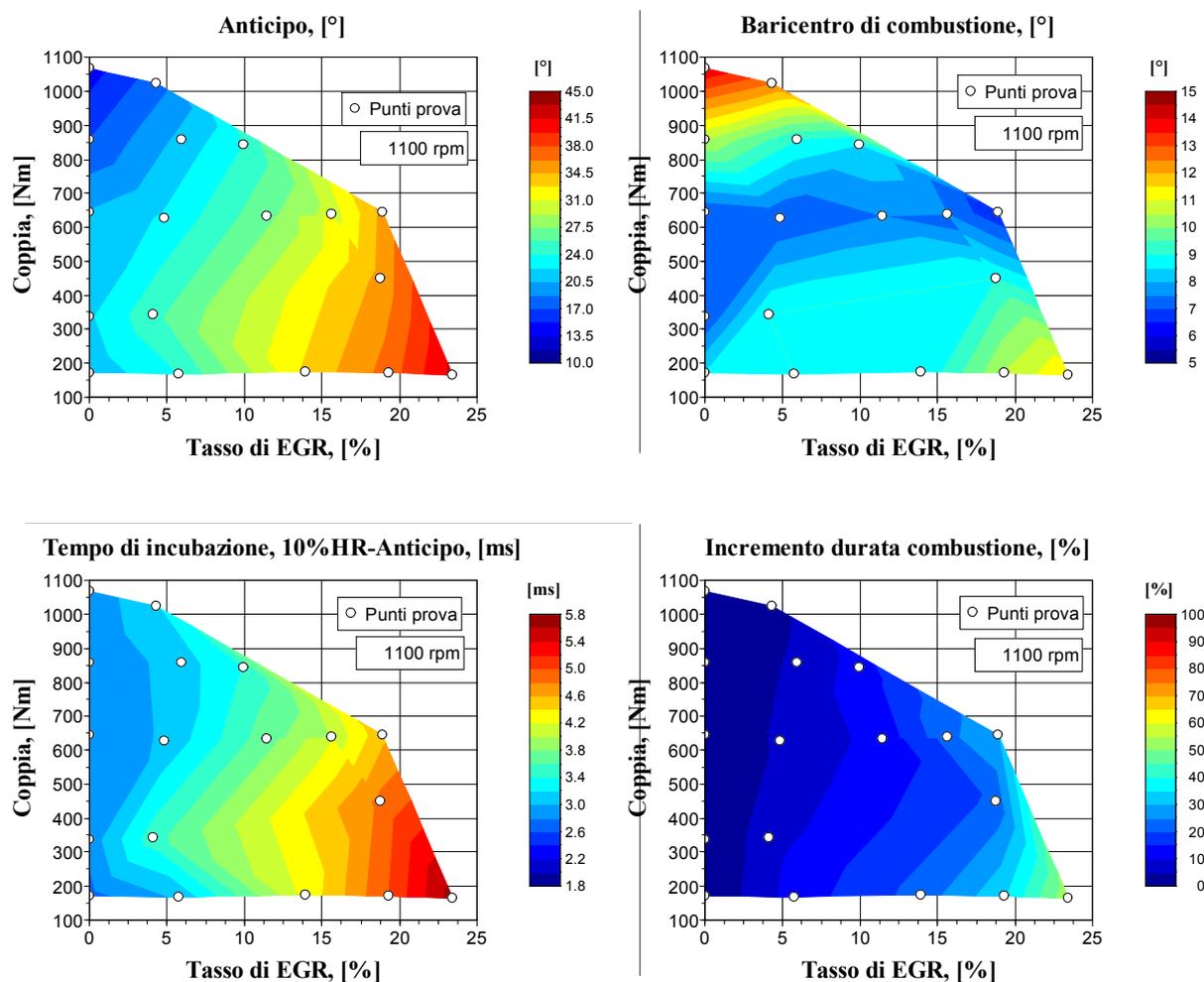


Figura 46. SA adeguato - Anticipi all'accensione e relativi: posizionamento del baricentro di combustione, tempo di incubazione e durata della combustione

## 2.4.2 EFFETTO DELL'EGR SULLA TEMPERATURA DELLA TESTA CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO

L'ottimizzazione dell'angolo di anticipo comporta da un lato una minore riduzione della temperatura massima raggiunta durante la combustione, e dall'altro una riduzione della temperatura allo scarico (figura 47 e 48), rispetto sia al caso di assenza di gas di ricircolo sia al caso di EGR senza variazione dell'anticipo.

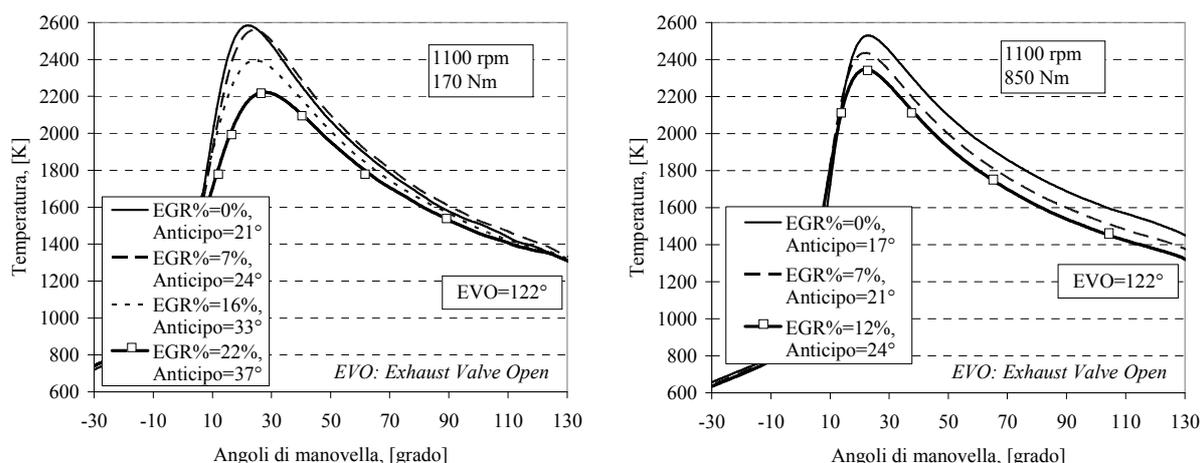


Figura 47. SA adeguato - Effetto del tasso di EGR sulla temperatura in camera di combustione per due condizioni di carico a 1100 rpm

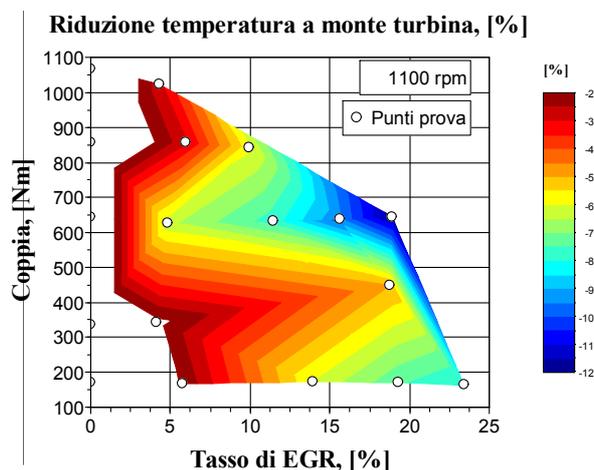


Figura 48. SA adeguato - Effetto del tasso di EGR sulla temperatura a monte della turbina a 1100 rpm

La possibilità di riciclare elevate percentuali di gas di scarico, grazie all'effetto positivo dell'anticipo sul coefficiente di variazione ciclica, consente di ottenere una riduzione del 10÷15% sia della temperatura media che di quella massima, figura 49. Come è ovvio, a causa dei raggiunti limiti di riempimento non è possibile riciclare sensibili portate di gas di scarico nelle condizioni di coppia massima a 1100 rpm. Anzi, l'ottimizzazione dell'anticipo, riducendo la temperatura allo scarico e quindi la portata entalpica in ingresso alla turbina, riduce ulteriormente il tasso di EGR riciclabile a coppia massima a 1100 rpm. Invece nelle condizioni di massima potenza, dove si hanno le maggiori temperature della testa, sarà

comunque possibile raggiungere un tasso di EGR vicino al 20% ed ottenere, quindi, un 10÷15 di riduzione delle temperature della testa.

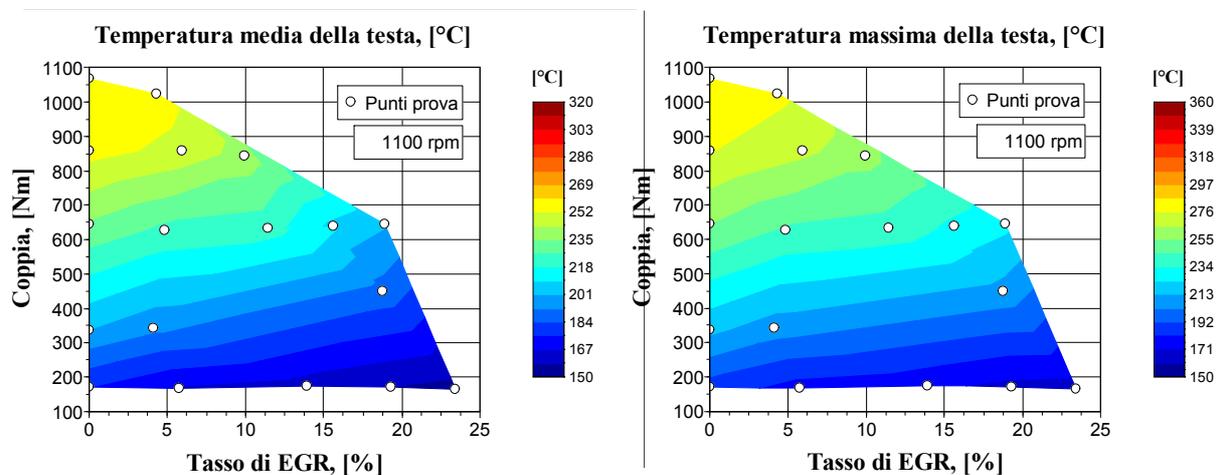


Figura 49. SA adeguato - Temperatura media e massima della testa

### 2.4.3 EFFETTI DELL'EGR SUL CONSUMO SPECIFICO CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO

L'adeguamento dell'anticipo consente di ridurre l'incidenza del tasso di EGR sull'aumento del coefficiente di variazione ciclica. Inoltre si è notato come piccole percentuali di EGR possano determinare una stabilizzazione del processo di combustione riducendo il coefficiente di variazione ciclica. Una volta adeguato l'anticipo ed eliminato il problema delle instabilità cicliche è stato possibile ottenere una riduzione dei consumi generalizzata con l'utilizzo di EGR, figura 50.

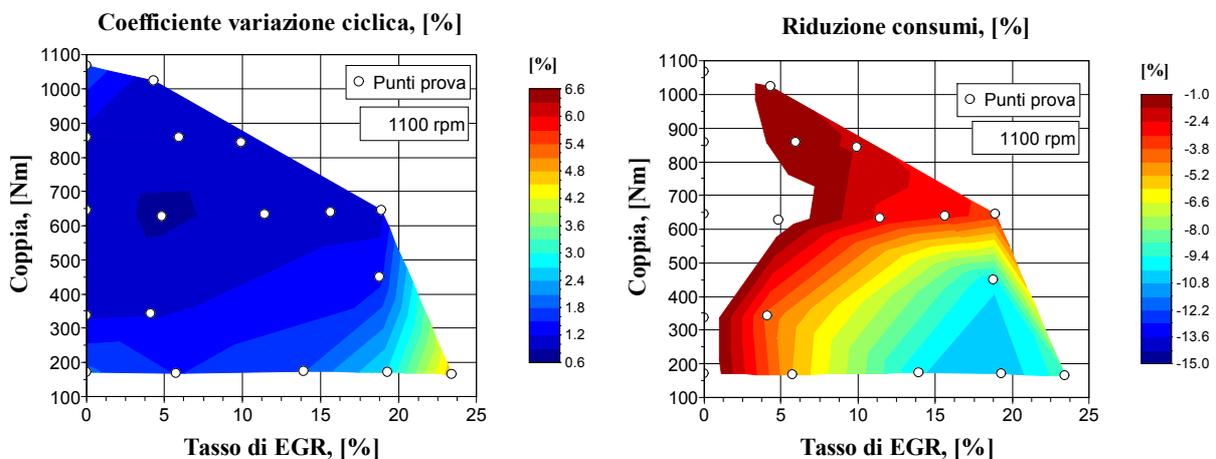


Figura 50. SA adeguato - Consumo specifico e coefficiente di variazione ciclica

La riduzione dei consumi può essere imputata sia ad un minore lavoro di pompaggio che a minori perdite di calore (scambi termici con le pareti, calore sensibile nei gas di scarico).

Per quanto riguarda l'eventuale quota imputabile al lavoro di pompaggio, questa potrebbe anche essere molto piccola o trascurabile. Infatti considerando il lavoro indicato ( $L_i$ ), questo può essere espresso come:

$$L_i = L_a + L_p$$

dove  $L_a$  è il lavoro del ciclo attivo ( $L_a > 0$ ) ed  $L_p$  il lavoro del ciclo passivo (o di pompaggio,  $L_p < 0$  in generale, anche se in condizioni di pieno carico, con sovralimentazione, si può avere anche  $L_p > 0$ ). Un effetto positivo dell'EGR sul pompaggio porterebbe ad una riduzione di  $|L_p|$ , per  $L_p < 0$ , altrimenti ad un incremento di  $L_p$  per  $L_p > 0$ . A parità di condizioni di funzionamento e quindi di  $L_i$  un effetto positivo dell'EGR su  $L_p$  farebbe registrare una riduzione di  $L_a$ . A tale riduzione percentuale di  $L_a$  è ipotizzabile che corrisponda circa la stessa riduzione percentuale dei consumi, ritenendo trascurabili gli effetti di un diverso posizionamento del ciclo analizzando punti prova con anticipo adeguato. Dal momento che dal confronto della figura 51 con la figura 50, si evince che la riduzione del lavoro attivo non è della stessa entità della riduzione dei consumi, detta riduzione è da imputare principalmente a minori scambi termici. In particolare, in figura 51 si riporta l'effetto del tasso di EGR sulla riduzione del lavoro attivo nonché l'effetto sul lavoro passivo (espresso come percentuale del lavoro attivo). Si nota innanzitutto che l'effetto sulla riduzione del lavoro attivo, non solo è di entità minore rispetto a quello sui consumi (figura 50), ma in alcune zone l'EGR potrebbe avere addirittura un effetto negativo sul pompaggio con conseguente incremento del lavoro attivo.

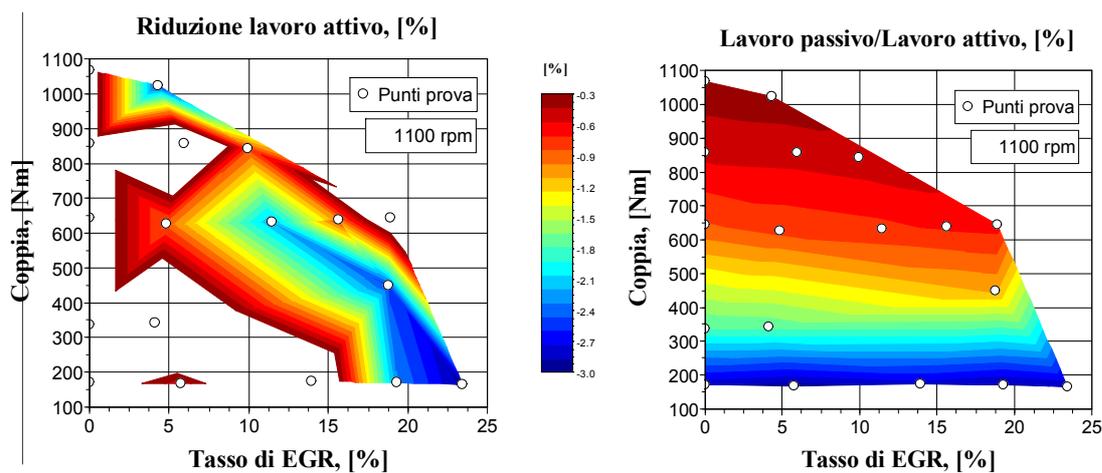


Figura 51. SA adeguato - Lavoro attivo indicato e peso del lavoro passivo

La figura 52 mostra nel dettaglio quanto affermato. Si nota come a basso carico (*a* e *b*) non ci sia alcun effetto del ricircolo dei gas di scarico sul lavoro di pompaggio, mentre a medio carico (*c* e *d*) seppure il lavoro di pompaggio passa da valori negativi a valori positivi, in conseguenza di un maggior grado di sovralimentazione, esso è di entità trascurabile (circa +0.5%) rispetto al lavoro attivo.

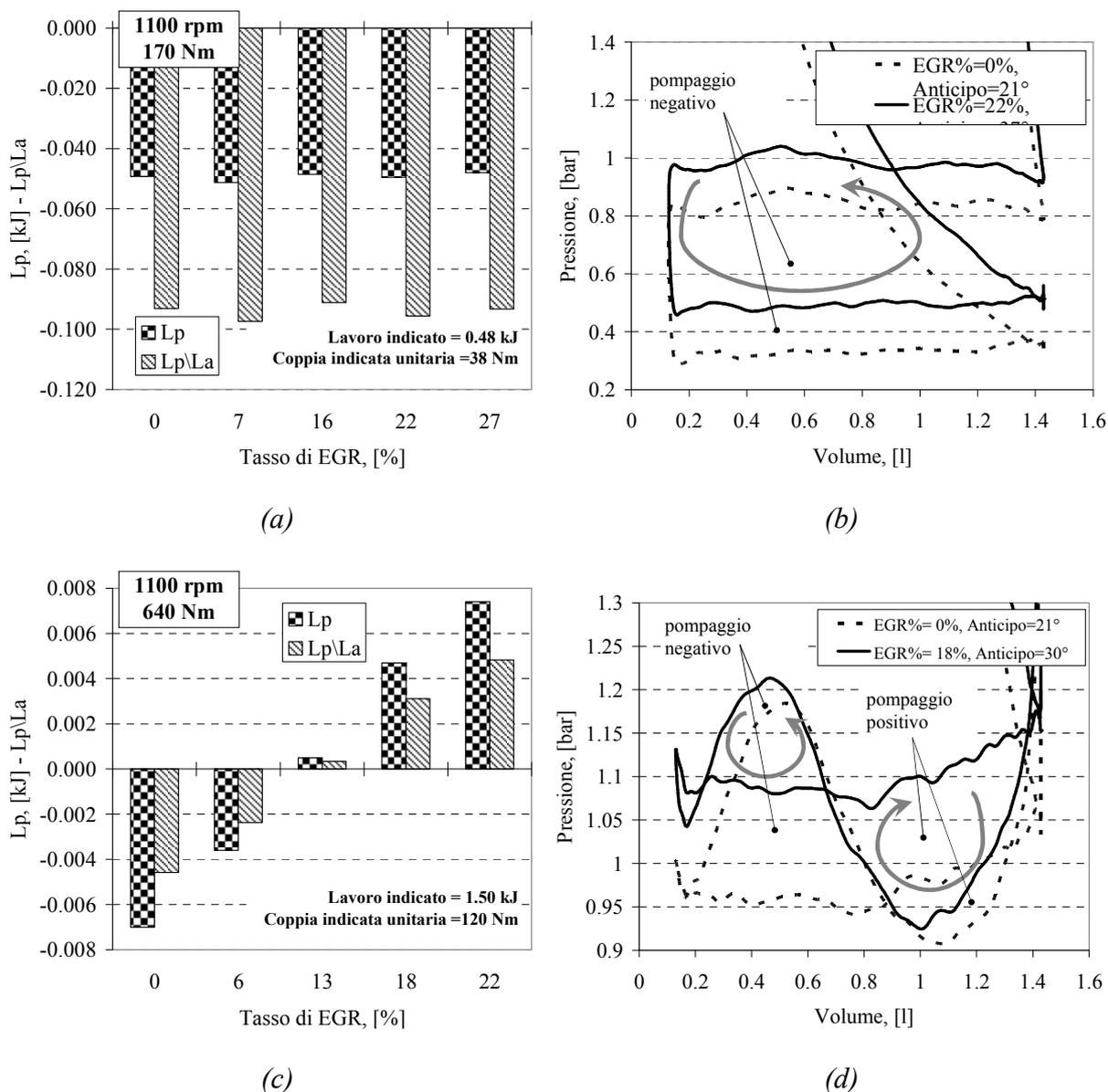


Figura 52. SA adeguato – Effetto dell’EGR sul lavoro di pompaggio a 1100 rpm 170 Nm e 640 Nm

Pertanto è ragionevole pensare che il minor consumo di combustibile riscontrato nel caso di ricircolo dei gas di scarico EGR sia dovuto principalmente alla riduzione degli scambi termici. Detta riduzione è sempre presente con l'EGR e consente di incrementare il rendimento attivo indicato e quindi di ridurre la quantità di gas naturale per ciclo necessaria per l'erogazione della coppia indicata richiesta, figura 53.

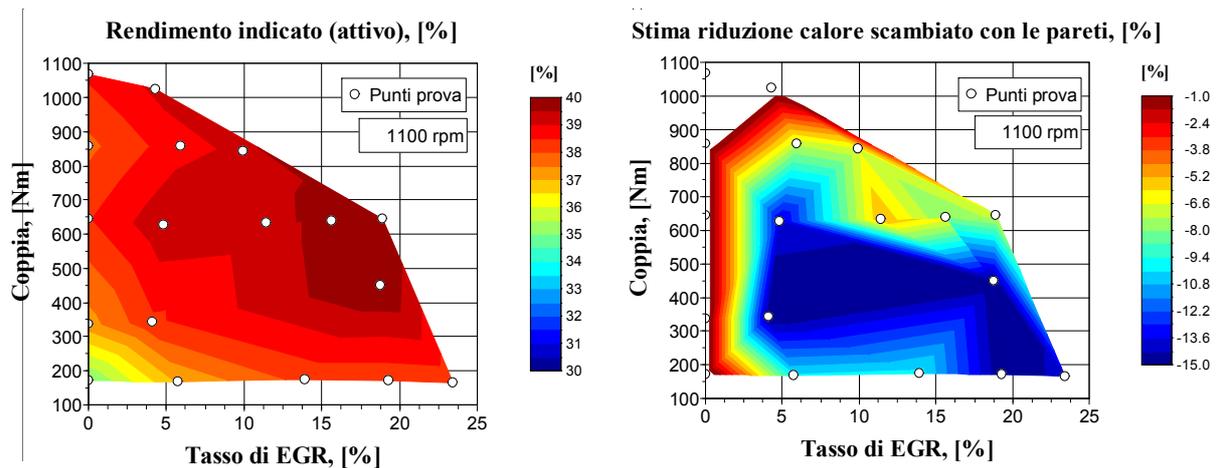


Figura 53. SA adeguato - Rendimento attivo indicato e riduzione calore trasferito alle pareti

La riduzione di scambio termico con le pareti è, come nel caso di anticipo non adeguato, dovuta ad una riduzione della differenza di temperatura tra i gas nella camera di combustione e le pareti, figura 54.

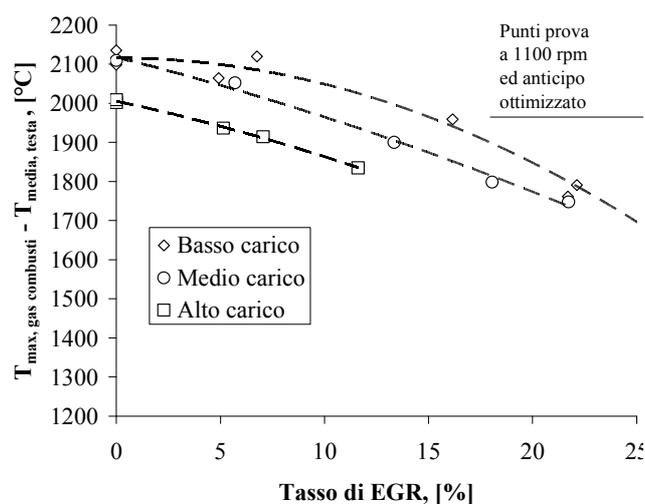


Figura 54. SA adeguato - Effetto del tasso di EGR sulla differenza tra la temperatura massima dei gas combusti e la temperatura media della testa motore

Nel prossimo capitolo si cercherà di quantificare attraverso i risultati di simulazioni monodimensionali gli effetti del pompaggio e degli scambi termici sulla riduzione dei consumi ottenuta con il ricircolo dei gas di scarico.

#### 2.4.4 EFFETTI DELL'EGR SULLE EMISSIONI CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO

Nella figura 55 sono riportate le emissioni specifiche a monte e valle del catalizzatore di HC, CO ed NO<sub>x</sub>. per i punti prova a 1100 rpm nel caso di anticipo adeguato.

Si riscontra ancora un effetto negativo dell'EGR sulle emissioni di CO ed HC anche se più attenuato rispetto al caso senza adeguamento dell'anticipo, molto probabilmente in conseguenza della minore influenza sulla stabilità di combustione come testimoniato dalla minore crescita della coefficiente di variazione ciclica.

Per quanto riguarda gli NO<sub>x</sub>, anche adeguando l'anticipo, dal momento che comunque la temperatura massima di combustione risulta minore proporzionalmente al tasso di EGR è possibile riscontrare una riduzione delle emissioni a monte catalizzatore molto consistente, fino al 90÷95% rispetto a quelle misurate in assenza di gas ricircolati.

In figura 56 sono riportate l'efficienza di conversione e le relative temperature a monte del catalizzatore solo per gli HC, non essendoci influenza sull'efficienza di conversione di CO ed NO<sub>x</sub>. Dopo aver ottimizzato l'anticipo, si nota come la perdita di efficienza nella conversione degli idrocarburi incombusti nel caso di ricircolo dei gas di scarico sia imputabile ad una riduzione della temperatura a monte del catalizzatore. L'aumento, a causa dell'EGR, degli idrocarburi incombusti a monte del catalizzatore non è compensato da una maggiore reattività all'interno del convertitore.

Ai bassi carichi invece, dove la velocità di attraversamento del catalizzatore si riduce, la minore temperatura dei gas di scarico non comporta un calo vistoso dell'efficienza di conversione degli idrocarburi incombusti.

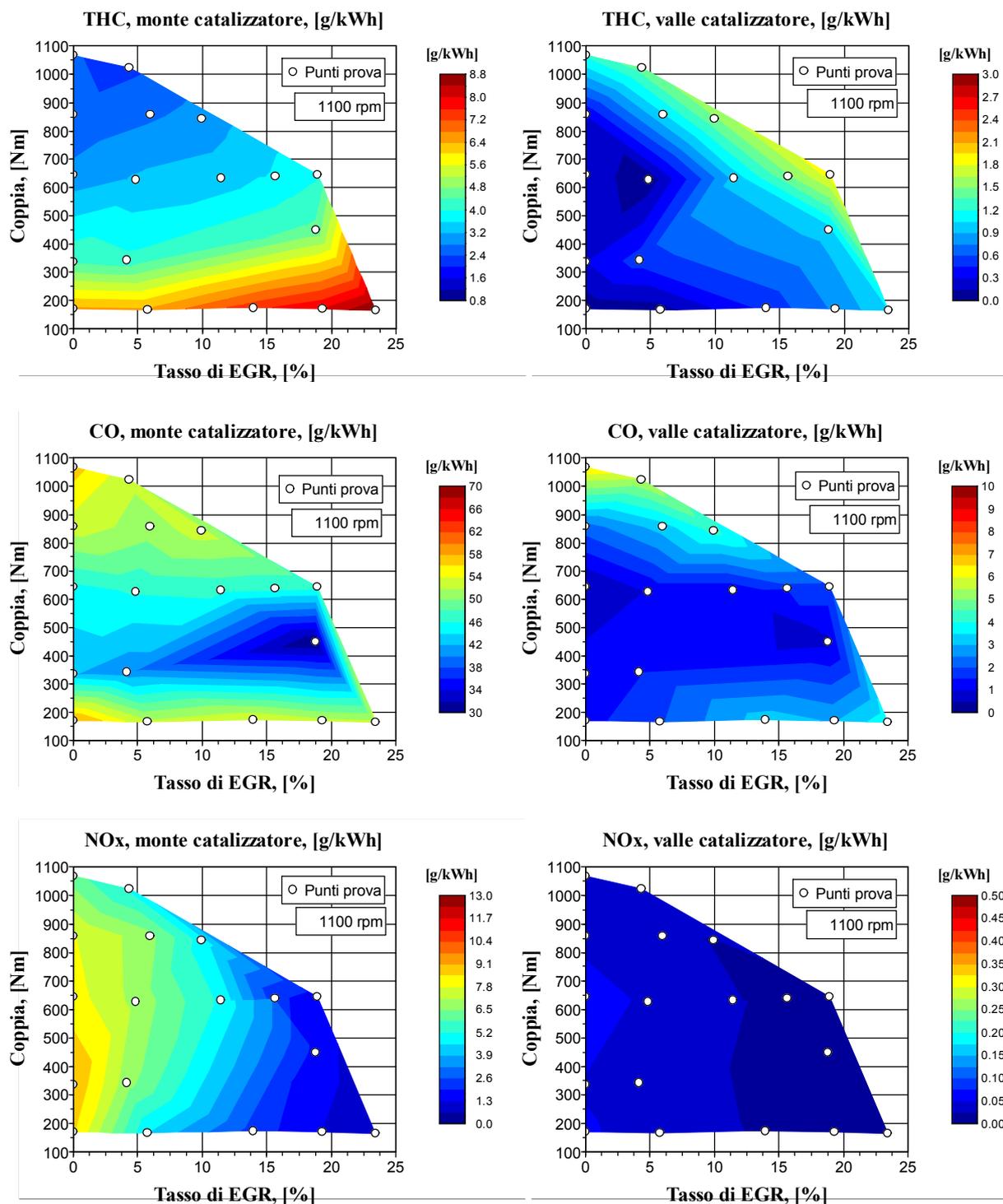


Figura 55. SA adeguato - Emissioni specifiche di HC, CO, NOx a monte e valle catalizzatore a 1100rpm con anticipo adeguato al tasso di EGR

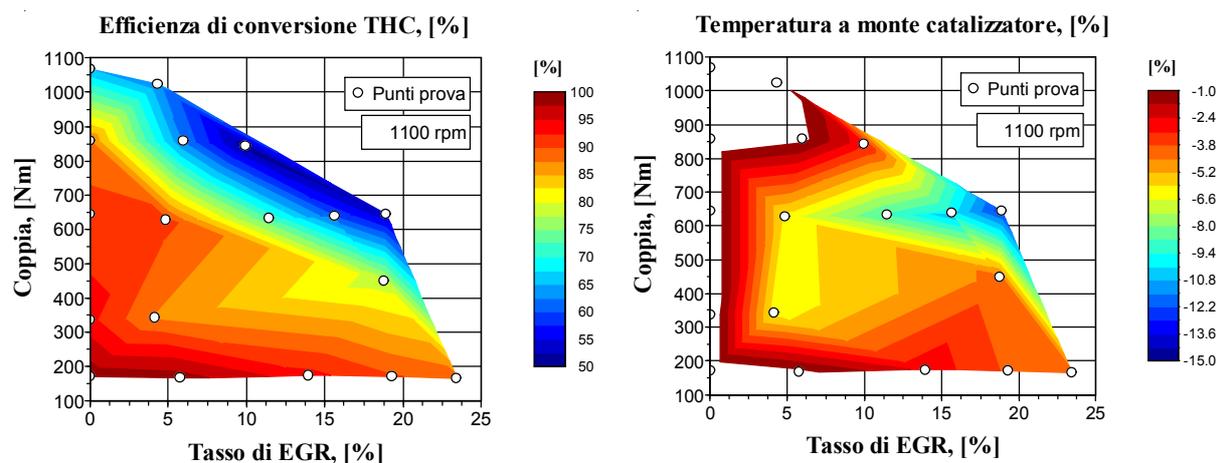


Figura 56. SA adeguato - Efficienza di conversione di THC e andamento della temperatura a monte catalizzatore a 1100rpm ed anticipo variabile con l'EGR

## 2.5 CONCLUSIONI

### 2.5.1 RISULTATI NELLE PROVE EFFETTUATE A TASSO DI EGR VARIABILE SENZA OTTIMIZZAZIONE DELL'ANTICIPO

Sulla base dei risultati acquisiti con l'attività sperimentale effettuata è possibile confermare che la ricircolazione esterna dei gas di scarico raffreddati permette di ridurre le temperature massime in camera di combustione e quindi contenere le sollecitazioni termomeccaniche, pertanto è possibile aumentare la potenza specifica dei motori alimentati a gas naturale per renderli più adatti all'attuale esigenza dei veicoli su cui tali motori sono installati. La riduzione delle temperature massima è di vitale importanza per alcuni punti critici della testata del motore quali le sedi delle valvole di scarico e la sede della candela di accensione. Tale riduzione è direttamente legata alla riduzione della temperatura massima di combustione valutata sulla base dei rilievi del ciclo di pressione in camera di combustione. Essendo il motore heavy duty a gas naturale in prova derivato dall'equivalente diesel, caratterizzato da un eccesso d'aria notevole rispetto alle condizioni stechiometriche, è stato possibile mantenere gli stessi livelli di potenza della versione senza EGR anche con considerevoli tassi di ricircolazione dei gas di scarico aumentando il grado di sovralimentazione. Infatti nella realizzazione della versione a gas naturale con EGR la potenzialità di introdurre un forte eccesso d'aria è stata in parte o tutta impegnata per introdurre più o meno gas di scarico ricircolato con i conseguenti benefici sulle temperature massime di combustione e quindi non

solo sulle sollecitazioni termomeccaniche ma anche su indesiderate combustioni anomale che potrebbero presentarsi nell'ipotesi di aumentare la potenza specifica.

E' stato rilevato un effetto positivo dell'EGR sui consumi specifici ai carichi medio-bassi, ma, al crescere della frazione di gas riciccolati, la maggiore variazione ciclica, più evidente nel caso di assenza di adeguamento dell'anticipo, limita la quantità massima che è opportuno ricircolare.

Per quanto riguarda le emissioni è stata riscontrata una tendenza contrapposta per le emissioni di NO<sub>x</sub> da una parte e quelle di HC e CO dall'altra. Infatti gli NO<sub>x</sub> si sono ridotti sistematicamente con l'EGR, indipendentemente dal carico, in conseguenza della minore temperatura massima raggiunta in camera, mentre HC e CO sono aumentati con l'EGR per la maggiore irregolarità di funzionamento oltre che per la maggiore presenza di inerti. L'efficienza di conversione del catalizzatore non è influenzata dal tasso di EGR per quanto riguarda gli NO<sub>x</sub>, mentre, tendenzialmente è stata riscontrata un'influenza negativa per quanto attiene HC e CO.

## 2.5.2 RISULTATI NELLE PROVE EFFETTUATE A TASSO DI EGR VARIABILE CON ADEGUAMENTO DELL'ANTICIPO

L'adeguamento dell'anticipo all'accensione consente di regolarizzare drasticamente il funzionamento del motore anche con più elevati tassi di EGR con cicli di pressione più prossimi a quelli ottimali. Ciò consente di ricircolare elevate percentuali di gas di scarico e quindi ridurre le temperature media e massima (rilevata nei pressi delle valvole di scarico) della testa di circa il 10÷15%. E' da notare che, nel caso di EGR senza adeguamento dell'anticipo, è stata riscontrata la riduzione della temperatura media della testa, ma non è stato riscontrato lo stesso livello di riduzione dalle temperatura massima, rilevata sempre nei pressi delle valvole di scarico. Ciò è giustificato dalle più basse temperature dei gas combusti al momento dell'apertura della valvola di scarico riscontrate nel caso di utilizzo dell'EGR con adeguamento dell'anticipo. Per ottenere i migliori risultati (riduzione della temperatura media del 15÷20%) è necessario fare uso di un elevato tasso di EGR, ed è quindi necessario attuare una più consistente variazione dell'anticipo per compensare il più lento rilascio del calore e la tendenza all'aumento della variazione ciclica.

Una volta adeguato l'anticipo ed eliminato il problema delle instabilità cicliche è stata riscontrata una riduzione dei consumi generalizzata su tutto il piano di funzionamento relativo all'unico regime indagato, 1100 rpm, sebbene percentualmente rilevante solo ai bassi carichi. La riduzione del lavoro di pompaggio ed, in misura maggiore, delle perdite di calore alle

pareti hanno determinato l'aumento del rendimento attivo indicato e quindi la riduzione della quantità di gas naturale per ciclo necessaria.

Per quanto riguarda le emissioni a monte catalizzatore è stata riscontrata una consistente riduzione per gli NOx ed un incremento per HC e CO. A valle del catalizzatore invece è stato riscontrato solo un incremento degli HC più difficili da ossidare rispetto al CO per la riduzione della temperatura a monte del catalizzatore con la presenza dell'EGR.

# CAPITOLO III

## ATTIVITA' NUMERICA

### 3.1 INTRODUZIONE

Come visto nel capitolo precedente, il ricircolo dei gas di scarico è una strategia utile per ottimizzare i motori heavy duty a gas al fine di incrementare la potenza specifica, grazie ad un minore stress termico, ma anche per incrementare l'efficienza del motore. Inoltre, l'EGR in particolare se raffreddato può ridurre la tendenza della combustione a detonare, [33].

L'alimentazione con combustibili gassosi consente una grande flessibilità nella progettazione dell'impianto EGR, [34]. Infatti, a causa dell'assenza in pratica di particolato nei gas di scarico, l'EGR può essere prelevato prima o dopo la turbina, non essendoci la necessità, in nessuna condizione di funzionamento, di prelevare i gas di scarico a valle di un filtro per il particolato. L'EGR può, inoltre, essere immesso nel collettore di aspirazione, prima o dopo il compressore o l'intercooler, non essendoci il problema della formazione di incrostazioni.

Per studiare circuiti di ricircolo dei gas di scarico alternativi a quello sperimentale (LPR), in questo lavoro di tesi è stato creato un modello fluidodinamico monodimensionale (1D) del motore e del circuito LPR EGR. Il modello 1D è stato quindi convalidato sulla base dei dati sperimentali e poi utilizzato per studiare numericamente altri due sistemi di ricircolo dei gas di scarico: il sistema ad alta pressione, HPR, ed il sistema a pressione mista, High Low Pressure Route (HLPR), dove il gas di scarico è prelevato ad alta pressione (monte turbina) ed immesso a bassa pressione (monte compressore). In figura 57 si riportano schematicamente i tre sistemi EGR studiati numericamente. I sistemi analizzati potrebbero essere ulteriormente ampliati, infatti, sarebbe lecito immettere l'EGR anche a valle della valvola a farfalla. Questa soluzione, però, non è di interesse per il motore in esame, in quanto richiederebbe maggiori complicazioni costruttive per essere implementata.

Il software commerciale usato per la simulazione fluidodinamica 1D è il GT-Power<sup>®</sup> della Gamma Technologies.

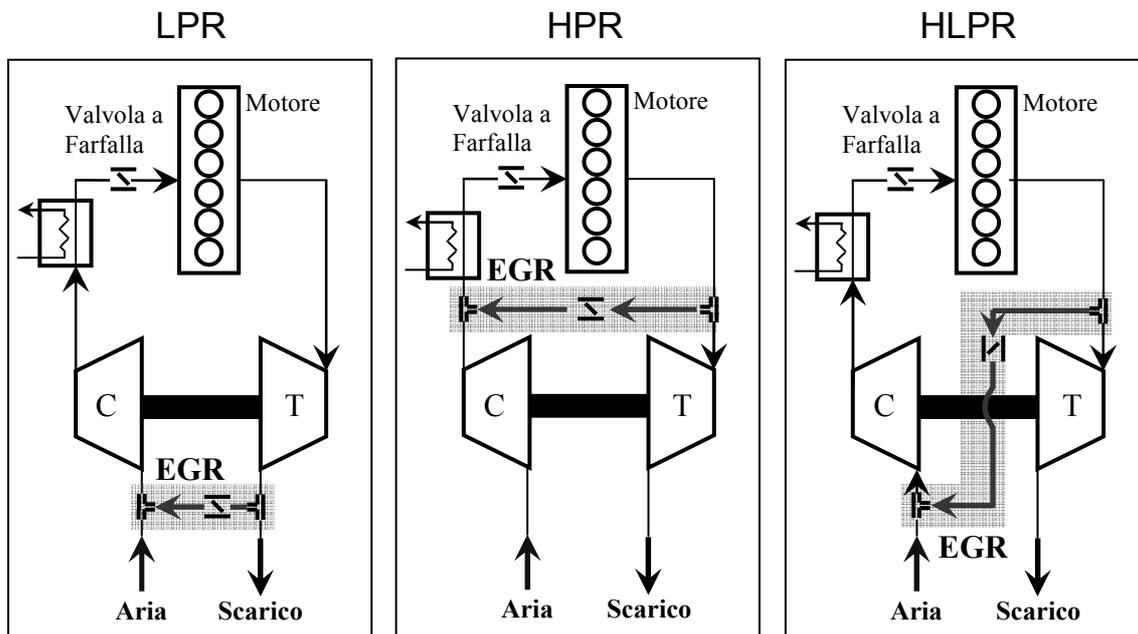


Figura 57. Sistemi EGR considerati nello studio numerico

### 3.2 COSTRUZIONE DEL MODELLO 1D

Il modello è stato sviluppato sulla base di un'applicazione realizzata dal Centro Ricerche Fiat (CRF) per un motore IVECO CURSOR 8 analogo a quello oggetto dello studio, [35]. Al modello base sono stati aggiunti tutti i componenti del sistema LPR EGR modificando la geometria dei sistemi di aspirazione e scarico, in accordo con la configurazione sperimentale. Le modifiche sono state apportate sulla base delle misure eseguite presso l'Istituto Motori ed hanno interessato prevalentemente il circuito di ricircolo dei gas di scarico EGR (scambiatore, condotti di prelievo ed immissione, valvola di controllo), ed i condotti a monte dell'intercooler ed a valle della turbina, come riportato in dettaglio nel seguito.

#### Condotti di prelievo EGR

I gas di scarico sono spillati attraverso un condotto flessibile di lunghezza pari a 310 mm e diametro di 38 mm, schematizzato con l'elemento EGR\_1 in figura 58 ed illustrato in Figura 59.

### Scambiatore EGR

Lo scambiatore (elemento EGRcooler in figura 58) è schematizzabile come 40 condotti a sezione rettangolare (5 mm x 11.5 mm) lunghi 425 mm. La flangia di ingresso allo scambiatore ha una sezione di passaggio rettangolare (86mm x 78mm) con angoli smussati (figura 60). Il raccordo (I\_EGRcooler in figura 58) all'ingresso è lungo 107 mm e porta il diametro da quello di ingresso allo scambiatore a 45mm. All'uscita dello scambiatore un raccordo tronco conico (O\_EGRcooler in figura 58) (L=38 mm) porta la sezione da quella dello scambiatore a quella del condotto di immissione al motore (D=38 mm).

### Condotti di immissione EGR

I condotti di immissione del circuito di EGR al motore sono schematizzati con gli elementi EGR\_3, EGR\_4, EGR\_5, ed EGR\_6 in figura 58 e presentano un diametro interno di 38 mm ed una lunghezza, rispettivamente, di 235, 107, 107 e 315 mm. I condotti sono illustrati in Figura 61. Per i condotti curvilinei si è proceduto come di seguito.

La curva a 90° tra i condotti EGR\_3 ed EGR\_4 ha un raggio medio di circa:

$$R_{EGR_{3-4}} = 285 - L_{EGR_3} = 285 - 235 = 50 \text{ mm, per una lunghezza media di } 2\pi R_{EGR_{3-4}}/4 = 78.5 \text{ mm.}$$

La curva a 90° tra i condotti EGR\_5 ed EGR\_6 ha un raggio medio di circa:

$$R_{EGR_{5-6}} = 375 - L_{EGR_6} = 375 - 315 = 60 \text{ mm, per una lunghezza media di } 2\pi R_{EGR_{5-6}}/4 = 94.2 \text{ mm.}$$

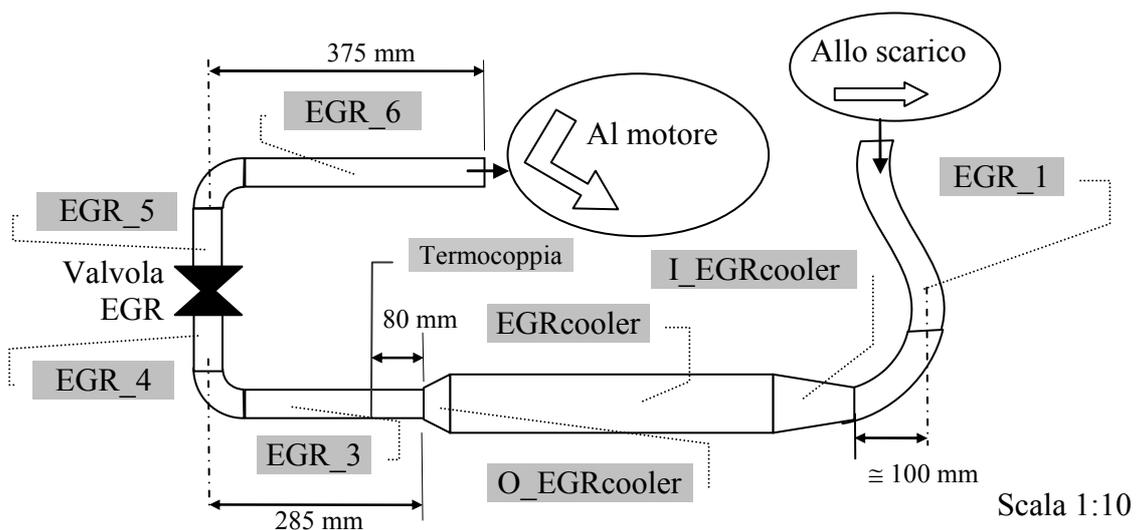
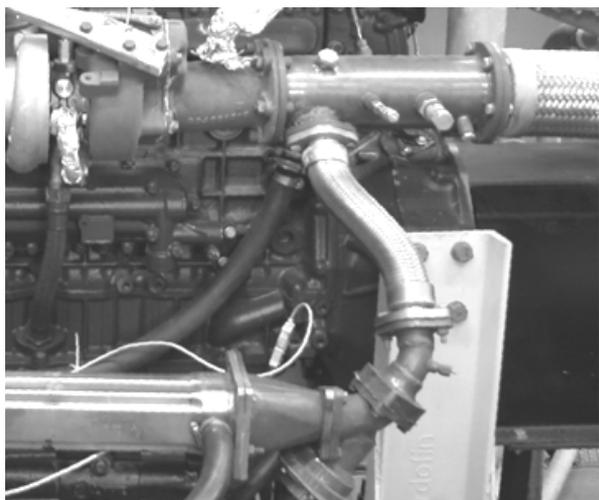
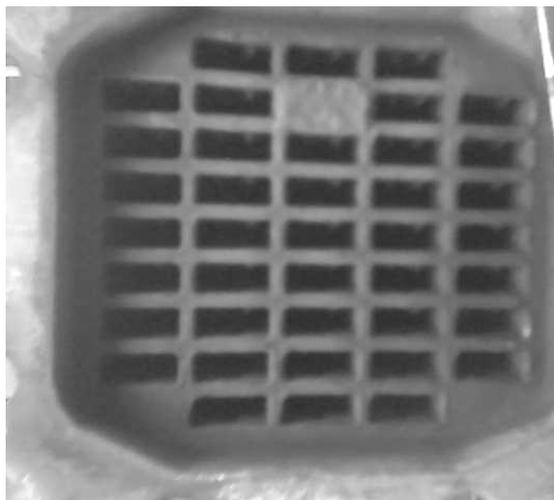


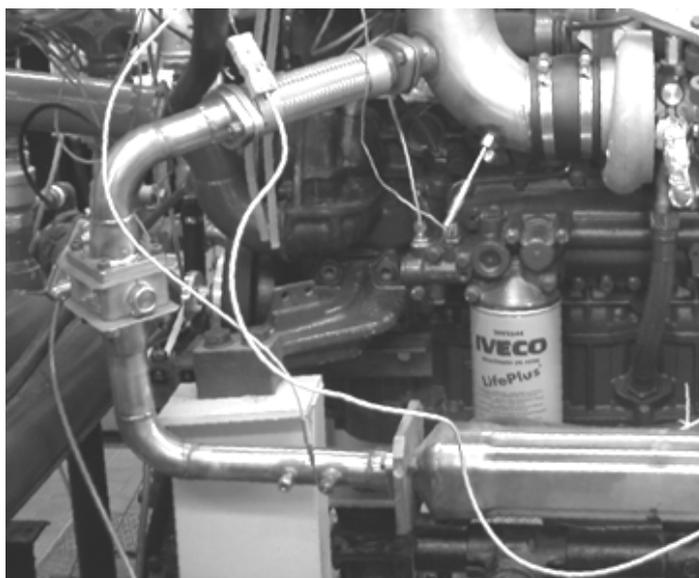
Figura 58. Schematizzazione del circuito di EGR



*Figura 59. Circuito EGR: prelievo dei gas di scarico dal condotto di scarico*



*Figura 60. Sezione di ingresso dello scambiatore per i gas di scarico*



*Figura 61. Circuito EGR: immissione dei gas di scarico nel condotto di aspirazione*

### Valvola di controllo EGR

La valvola per il controllo della portata di gas di ricircolo (figura 62) presenta un diametro del condotto pari a 47mm ed un diametro dell'alberino pari a 12 mm. E' posizionata tra gli elementi EGR\_4 e EGR\_5 e presenta un ingombro assiale di 40 mm. Il coefficiente di

efflusso (figura 63) della valvola EGR, è stato valutato a partire da curve caratteristiche di flussaggio della valvola.

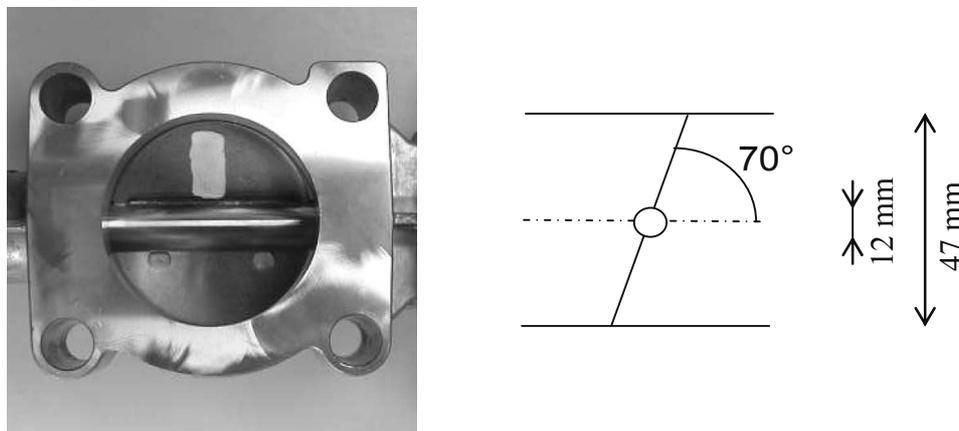


Figura 62. Circuito EGR: valvola per il controllo della portata di EGR

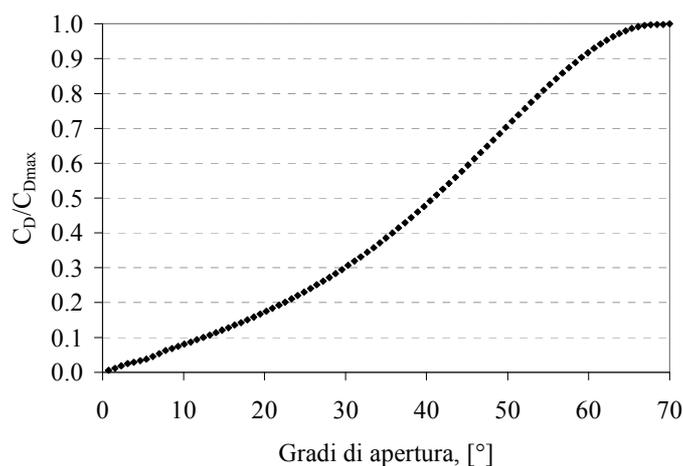


Figura 63. Coefficiente di efflusso ( $C_D$ ) della valvola EGR normalizzato rispetto al valore massimo

### Aspirazione aria

Il sistema di aspirazione è schematizzato, nei suoi diversi componenti, nelle Figure 64 e 65. Nella prima figura sono rappresentati i condotti IN\_1, IN\_2, IN\_3, IN\_4 che raccordano il filtro con il compressore e presentano, rispettivamente, le seguenti dimensioni: lunghezza: 2720, 150, 320, 100 mm; diametro : 115, 90, 90, 90 mm. In figura 65 è invece schematizzata la geometria dei condotti che raccordano il compressore con l'intercooler. In analogia con lo scambiatore EGR, quest'ultimo (figura 66), avente una sezione di ingresso di 250x90 mm è

stato modellato come un insieme di 600 condotti paralleli aventi diametro di circa 7 mm e lunghezza di 160 mm.

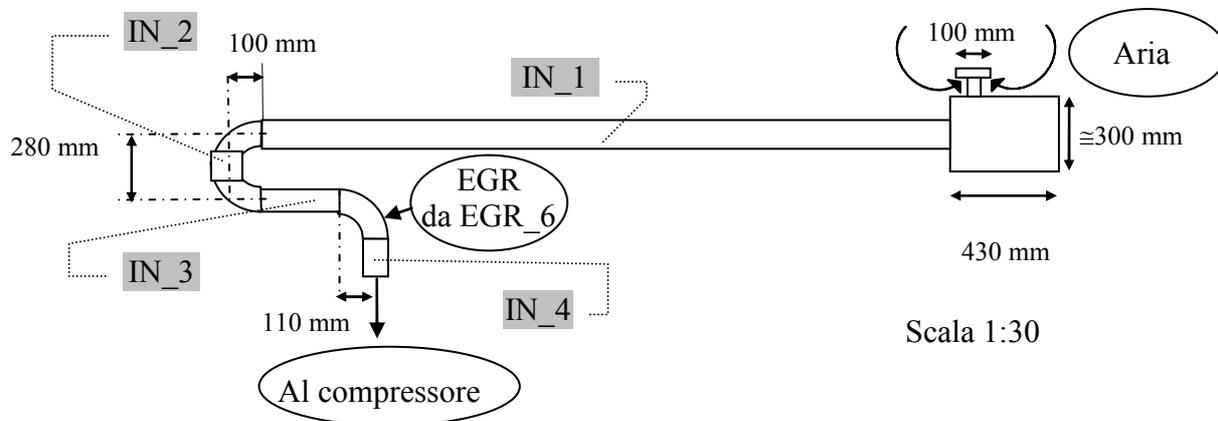


Figura 64. Schema del sistema di aspirazione (filtro aria-compressore)

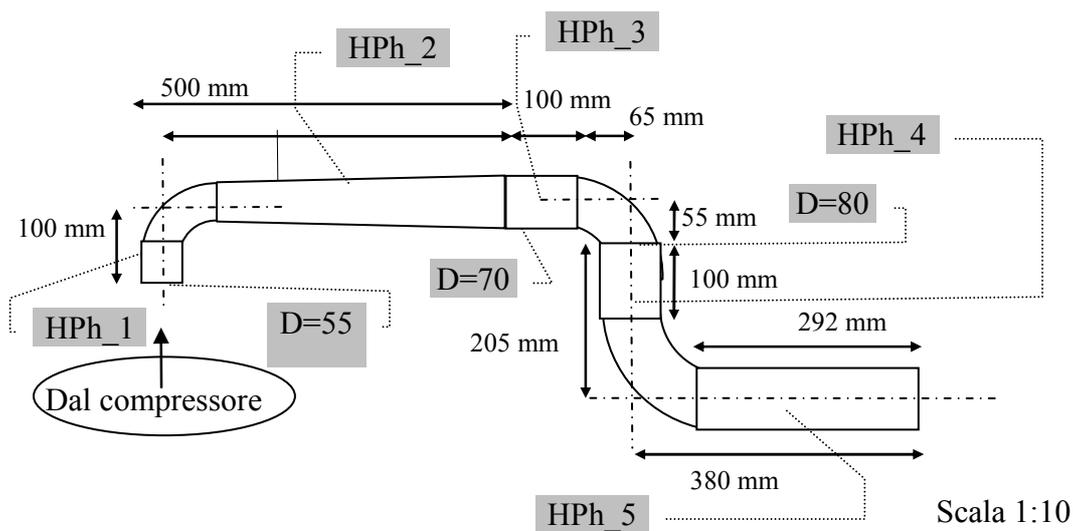


Figura 65. Schema del sistema di aspirazione (compressore-intercooler)

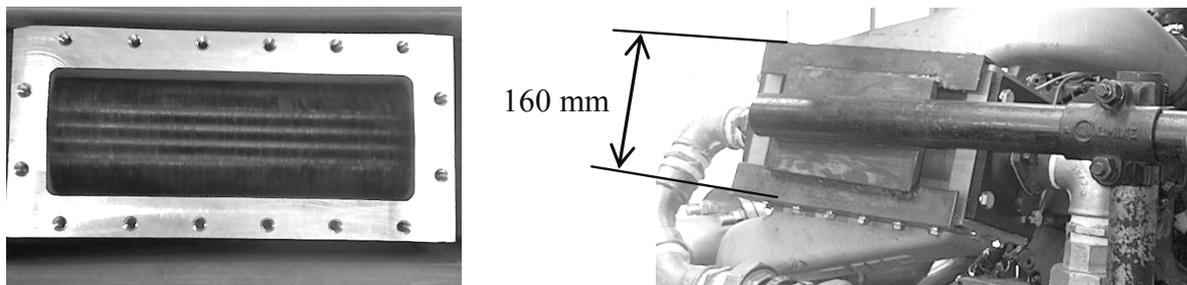


Figura 66. Sezione di passaggio e lunghezza intercooler

La figura 67 illustra lo schema complessivo del motore e dei sistemi di aspirazione e scarico implementato nel codice di calcolo fluidodinamico.

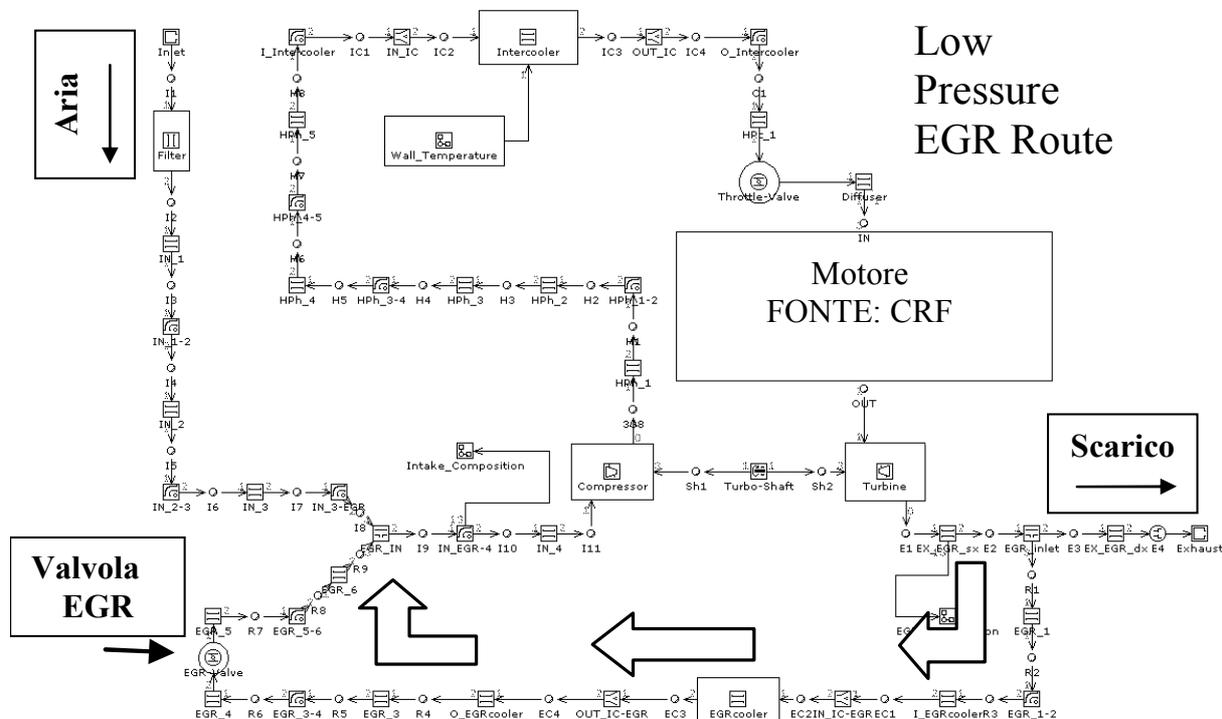


Figura 67. Schema GT-Power del motore con sistema EGR di tipo LPR

### 3.3 CRITERI DI CALCOLO E VALIDAZIONE DEL MODELLO

La simulazione numerica monodimensionale è ampiamente utilizzata, nell'industria motoristica, per definire le caratteristiche preliminari del motore in termini di fasatura, geometrie dei collettori di aspirazione e scarico, scelta del sistema di sovralimentazione, oltre che per sviluppare strategie di controllo (ottimizzazione anticipo, regolazione farfalla, regolazione dei sistemi di fasatura variabile, regolazione di un sistema EGR, regolazione di una turbina a geometria variabile, etc.).

Il software commerciale utilizzato per la simulazione termofluidodinamica monodimensionale del motore CURSOR 8 in prova è il GT-Power® v6.2 della Gamma Technologies.

Il solutore risolve le equazioni di Navier-Stokes, ovvero la conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia, in una dimensione, discretizzando ogni volume (tubo) in più sottovolumi, il che significa che tutte le quantità sono mediate nella sezione e variano lungo la direzione del flusso. Tutte le caratteristiche che il solutore non può calcolare possono essere

fornite tramite costanti, tabelle, correlazioni, sottomodelli, etc.. In particolare, il modello creato, utilizza una correlazione di tipo Woschni per la valutazione degli scambi termici con le pareti all'interno della camera di combustione, mentre la frazione in massa di combustibile bruciato (MFB, Mass Fraction Burned) è un valore in ingresso necessario per il calcolo della pressione nel cilindro. Il ricircolo dei gas di scarico ha, come visto nel secondo capitolo, l'effetto di ridurre la velocità di propagazione di fiamma e quindi ci si aspetterebbe un cambiamento di forma per la curva di MFB. Tuttavia, come visto nelle figure 44 e 28, che qui si riportano in figura 68 per comodità, la marcata differenza tra la curva HR% (che può approssimare la curva MFB) con e senza EGR nel caso di anticipo di accensione non adeguato si riduce notevolmente quando l'anticipo di accensione è incrementato con il tasso di EGR. Pertanto in prima approssimazione, a parità di velocità e carico del motore, le curve MFB calcolate dai cicli di pressione sperimentali misurati senza EGR, sono state utilizzate come input nel modello anche in caso di presenza di EGR. Quindi nei calcoli eseguiti si è trascurato l'effetto del ricircolo dei gas di scarico sullo sviluppo della combustione. Ne consegue che, nel caso di EGR, i risultati del calcolo possono essere considerati attendibili, ma a patto di adeguare l'angolo di anticipo.

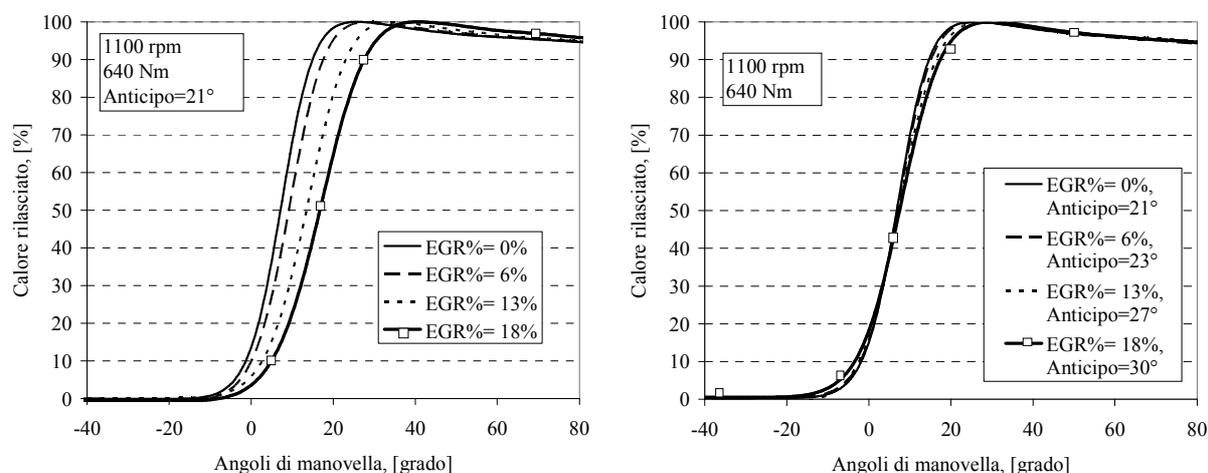


Figura 68. Effetto dell'adeguamento dell'anticipo sulla differenza delle curve HR% con e senza EGR

Proprio per questo la validazione del modello del motore, corredato con l'impianto EGR di tipo LPR, è stata effettuata solo a 1100 rpm, dove erano disponibili dati sperimentali ottenuti con l'adeguamento dell'anticipo, figura 69. Il massimo tasso di EGR è stato impostato nelle simulazioni, così come nelle prove sperimentali pari al 25%. Ovviamente, a differenza del caso numerico in cui è semplice ottenere il tasso di EGR voluto, nelle prove sperimentali ci si

è accontentati di una minore precisione. Dove l'EGR% è minore del 25% vuol dire che, nonostante la totale apertura della valvola a farfalla e la totale chiusura della valvola wastegate, un maggiore tasso di EGR avrebbe causato una riduzione della coppia erogata. Ed infatti, per mantenere, ad esempio, la massima coppia del motore a 1100 rpm, in pratica occorre eliminare il ricircolo dei gas di scarico.

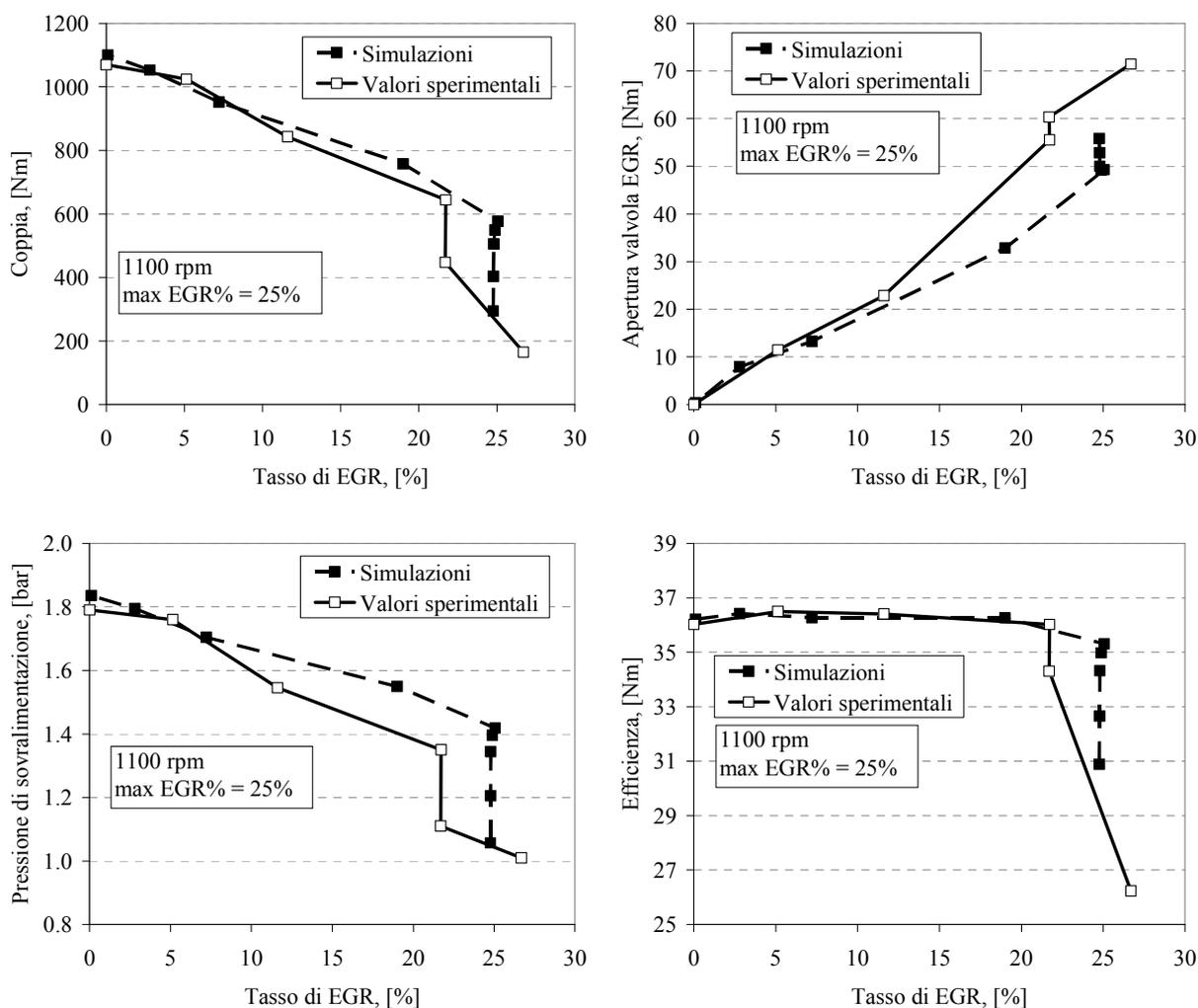


Figura 69. Validazione del modello, a 1100 rpm, nel caso di funzionamento del motore con EGR (sistema LPR EGR)

In figura 70, invece, è riportata la validazione del modello del motore nel caso di funzionamento senza EGR, in questo caso i dati sperimentali era disponibili su tutto il piano di funzionamento.

In entrambi i casi si nota un buon accordo tra i risultati sperimentali ed il modello.

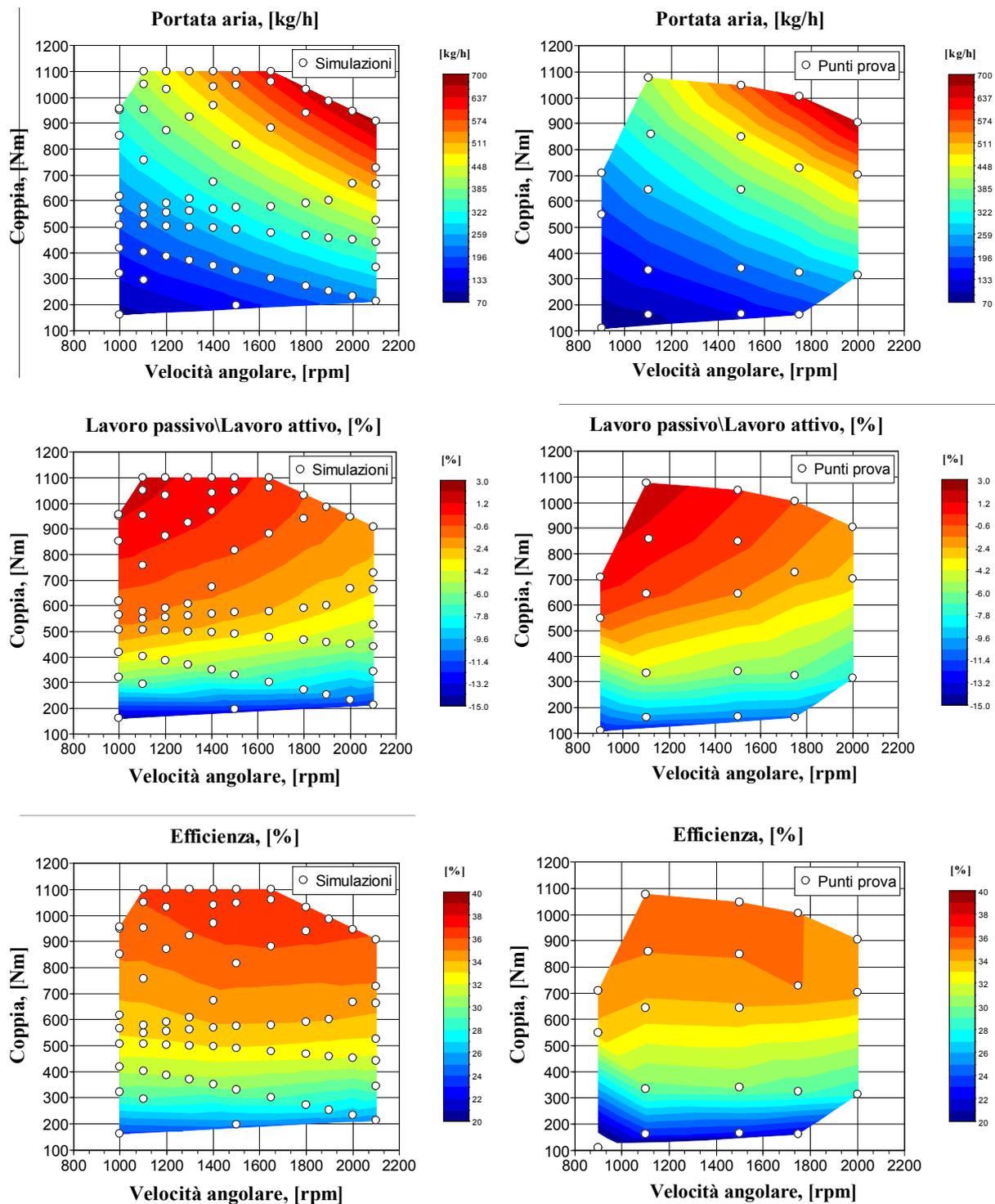


Figura 70. Validazione del modello nel caso di funzionamento del motore senza EGR

Il massimo tasso EGR tollerabile dal motore dipende oltre che da problemi di condensazione dell'acqua contenuta nei gas di scarico, e di peggioramento delle emissioni, anche dall'incremento della variabilità ciclica del motore. Il coefficiente di variazione ciclica (COV, Coefficient Of Variation) della pressione media indicata (pmi), è un parametro che indica la stabilità operativa del motore. Un aumento del COV è correlato ad una peggiore guidabilità del veicolo, [36]. In figura 71 si riporta l'effetto dell'adeguamento dell'anticipo, al variare del tasso di EGR, sul COV a 1100 rpm. In particolare, senza adeguamento dell'anticipo, come visto anche nel secondo capitolo, il COV aumenta anche per bassi tassi di EGR: già con  $EGR\% = 10\div 15\%$  il COV è circa due volte superiore rispetto al caso senza EGR. Invece con l'adeguamento dell'anticipo, è possibile raggiungere tassi di EGR del  $20\div 25\%$  con valori di COV molto bassi ai carichi alti ed al disotto del  $3\div 4\%$  (che rappresenta la soglia da non superare per un motore al banco) ai carichi bassi.

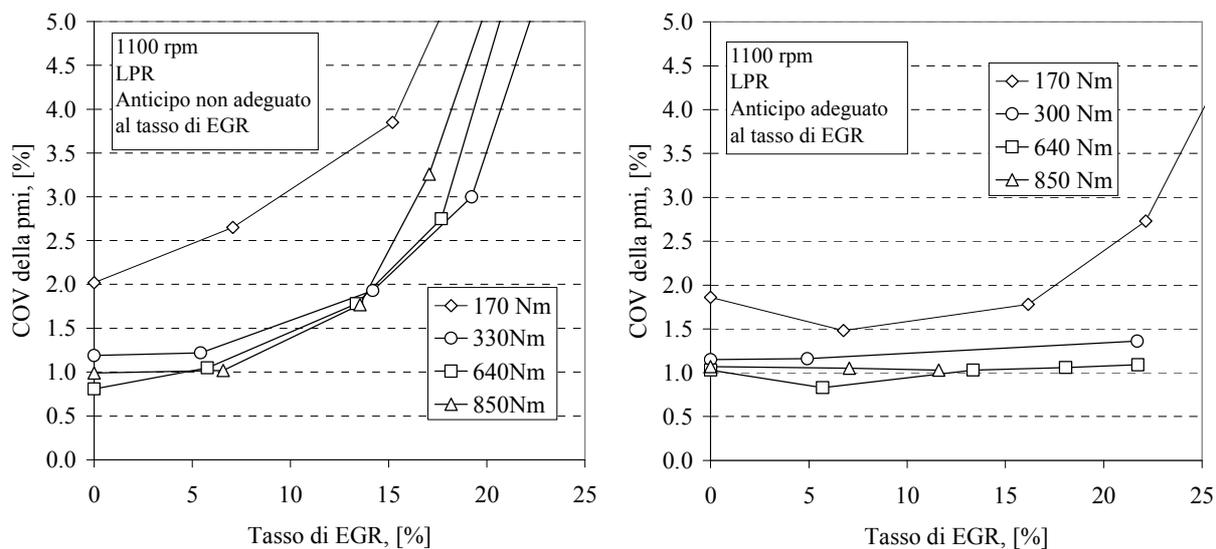


Figura 71. Effetto dell'adeguamento dell'anticipo, al variare del tasso di EGR, sul coefficiente di variazione ciclica della pressione media indicata a 1100 rpm

### 3.4 STUDIO NUMERICO DEL SISTEMA LPR EGR E DEGLI ALTRI DUE SISTEMI EGR CONSIDERATI

L'obiettivo principale dell'attività numerica è stato quello di trovare le condizioni per introdurre la più alta quantità di EGR a potenza nominale, in modo da ridurre il carico termico e quindi avere la possibilità di incrementare la massima potenza erogabile.

Il modello sviluppato con il codice fluidodinamico, per il sistema LPR sperimentale, è stato quindi impiegato per valutare la percentuale di gas di scarico riciclabile nelle varie condizioni

di funzionamento del motore ed in particolare a pieno carico al variare del regime. Infatti, per mantenere le prestazioni nominali, non si può andare oltre una determinata quantità di EGR che dipende dal regime, oltre che dal tipo di sistema usato per ricircolare i gas combusti. Il percorso seguito dai gas, dallo scarico all'aspirazione, influenza le condizioni operative della turbina e del compressore, e quindi la pressione di sovralimentazione. Quest'ultima è il parametro principale su cui agire per incrementare il riempimento del motore ed ottenere la massima coppia, ad un dato regime, anche in presenza di EGR.

Quindi, il modello è stato utilizzato per studiare anche altri due sistemi alternativi di ricircolo dei gas: il sistema HPR ed il sistema HLPR.

I modelli fluidodinamici dei due sistemi, HPR ed HLPR, ottenuti apportando alcune modifiche al modello base (LPR) sono riportati rispettivamente nelle figure 72 e 73.

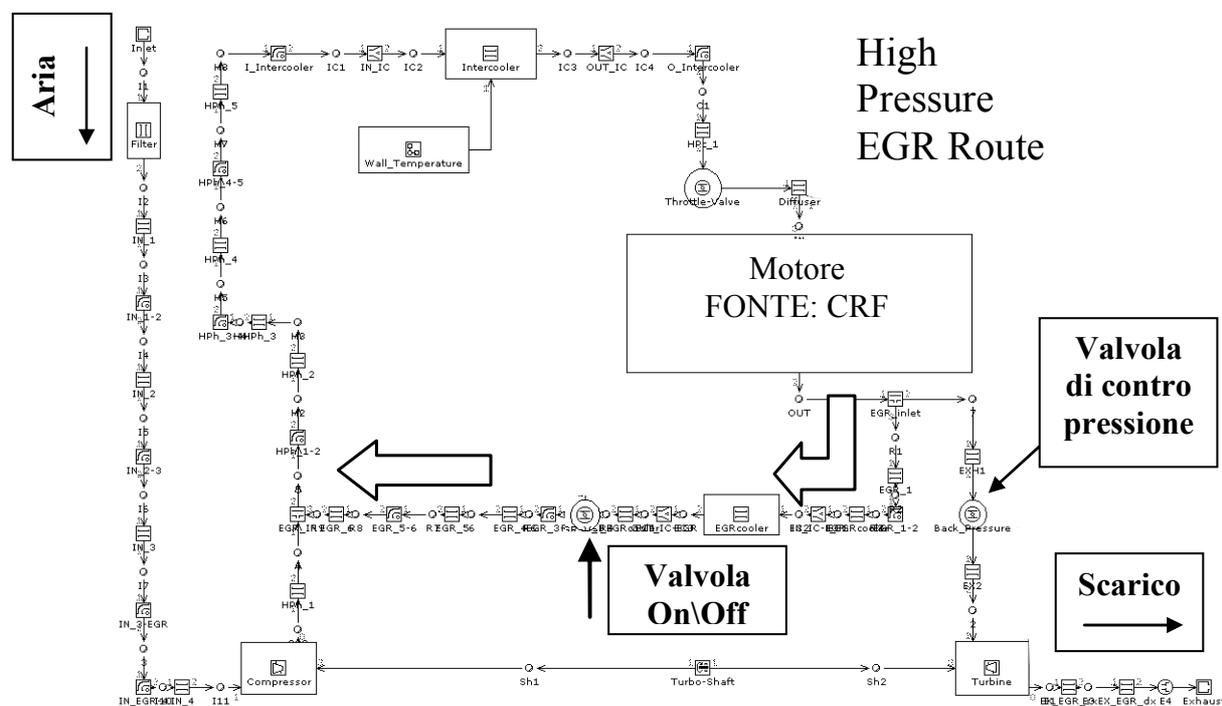


Figura 72. Schema GT-Power del motore con sistema EGR di tipo HPR

Simulazioni con il sistema HPR EGR, hanno evidenziato la necessità di incrementare la pressione all'imbocco del condotto di ricircolo per ricircolare i gas di scarico ad alto carico. Quindi la valvola di controllo della portata di EGR è stato posizionata dopo la turbina per aumentare la contro-pressione allo scarico (valvola di contro pressione). La valvola di contropressione potrebbe essere sostituita da una turbina a geometria variabile. Inoltre, è stato necessario aggiungere una valvola ulteriore, unidirezionale (valvola on/off) per evitare il

riflusso dell'aria a carico elevato senza EGR (ad esempio in condizione di massima coppia a 1100 rpm) e per consentire il funzionamento del motore senza EGR.

Per il sistema HLPR, come per il LPR, essendo la pressione del gas di scarico sempre superiore a quella a monte del compressore è necessaria una sola valvola posizionata sul condotto di ricircolo per controllare la portata di EGR.

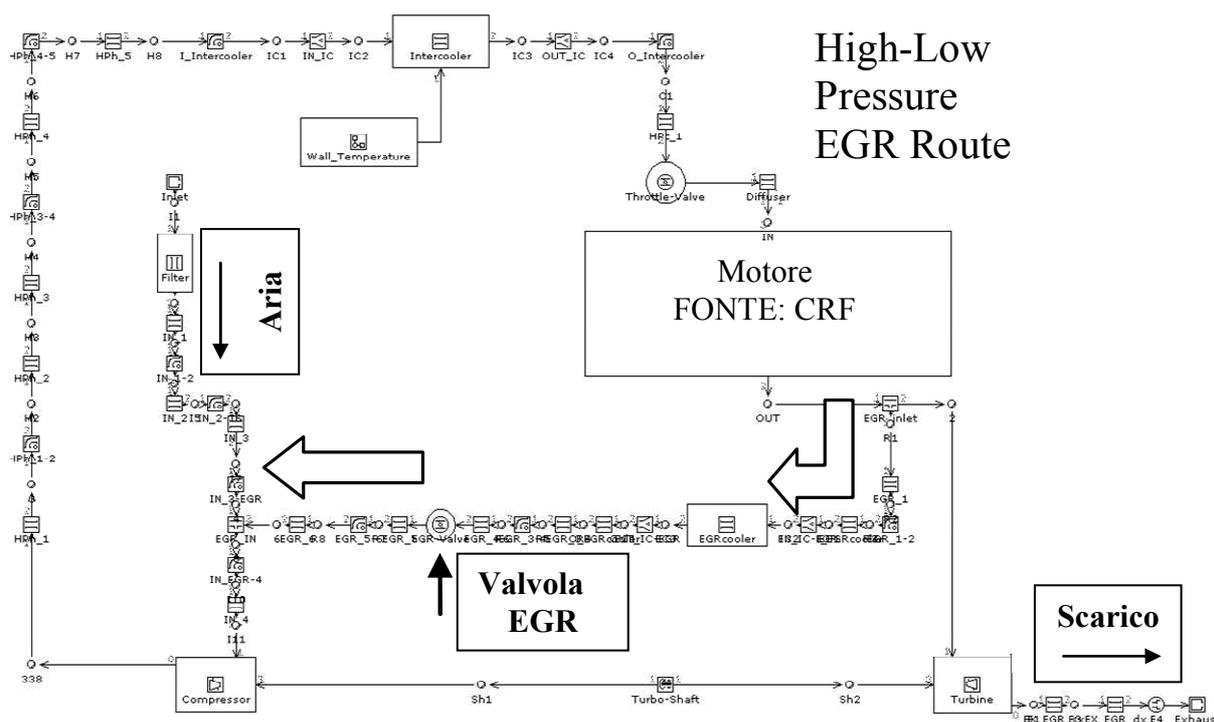


Figura 73. Schema GT-Power del motore con sistema EGR di tipo HLPR

### 3.5 RISULTATI

#### 3.5.1 INCREMENTO DELLA POTENZA SPECIFICA

Nelle figure 74, 75 e 76 sono riportati i risultati della simulazione espressi come curve di coppia in funzione della velocità a diversi tassi di EGR possibile (curve tratteggiate). Inoltre sono riportati le curve isolivello della pressione di sovralimentazione (curve continue “boost”). Essendo interessati a ottenere la massima portata di gas di ricircolo le simulazioni sono state condotte in condizioni di piena ammissione, con farfalla tutta aperta e wastegate tutta chiusa, variando soltanto la posizione della valvola EGR (per i sistemi LPR e HLPR) o della valvola di contro pressione allo scarico (per HPR). Riportando la curva di coppia

nominale del motore (linea continua e spessa, con i simboli quadrati), è stato determinato il massimo tasso di EGR possibile ad ogni regime, che risulta anche quello necessario, una volta fissate le posizioni di farfalla e wastegate, per erogare la coppia voluta. Infatti, in un motore turbocompresso stechiometrico, senza EGR, la curva di coppia obiettivo a pieno carico, è realizzata in condizioni di farfalla tutta aperta modulando la pressione di sovralimentazione, e quindi il riempimento, attraverso la wastegate. Al crescere del regime, una frazione sempre maggiore dei gas di scarico non espande in turbina. Infatti per avere una coppia elevata a basso regime è necessario sfruttare il massimo della sovralimentazione. Al crescere del regime, però, occorre ridurre la coppia erogata, e quindi aprire la valvola wastegate per ridurre il riempimento e non superare la massima potenza erogabile dal motore restando in condizioni stechiometriche.

In particolare, alla potenza nominale (200 kW a 2100 rpm con circa 900 Nm) il sistema LPR EGR (Figura 74) permette il più alto tasso di EGR tra i tre sistemi: circa il 25%, contro il 22% per l'HPR (Figura 75) e solo il 17% per l'HLPR (Figura 76).

Con la valvola wastegate completamente chiusa ed in assenza di EGR (curva tratteggiata  $EGR\%=0\%$  nelle figure 74, 75 e 76) è possibile calcolare la curva di coppia massima del motore (farfalla tutta aperta) in condizioni stechiometriche, anche se puramente teorica, a causa delle limitazioni imposte dalla resistenza (termica e meccanica) dei componenti del motore.

Con un sistema EGR, invece, è possibile ottenere la curva di coppia obiettivo in condizioni di farfalla tutta aperta e anche di wastegate completamente chiusa, agendo questa volta sul tasso di EGR e quindi sulla valvola EGR. Tutto il gas di scarico espande in turbina e quindi il livello di sovralimentazione del motore aumenta, ma solo al fine di introdurre l'EGR oltre all'aria necessaria alla combustione stechiometrica del combustibile. Quindi la coppia erogata resta la stessa di quella del motore base senza EGR, sebbene la pressione di sovralimentazione debba crescere.

La pressione di sovralimentazione, e quindi il tasso di EGR, sono influenzati dal sistema EGR utilizzato, infatti, il percorso EGR modifica i punti di funzionamento della turbina e del compressore.

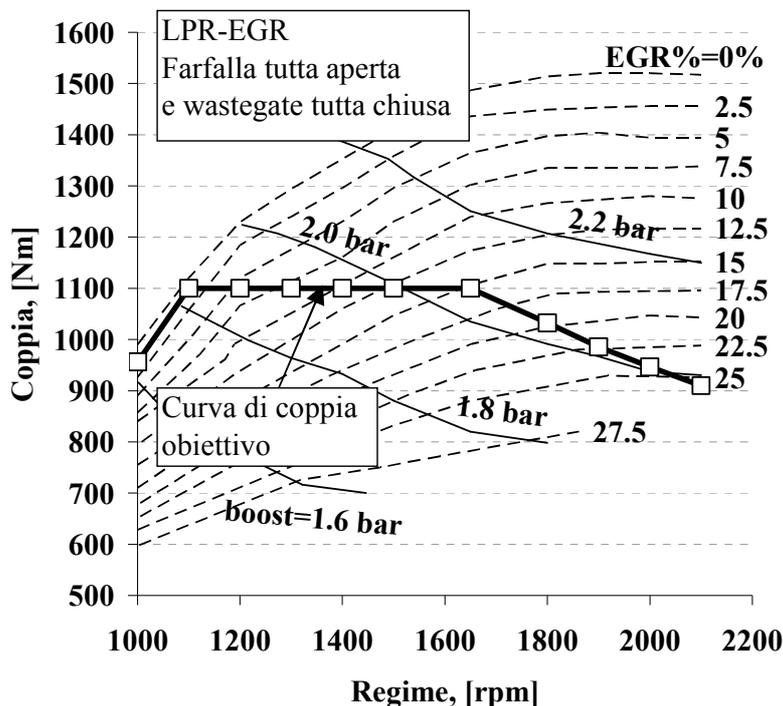


Figura 74. Curve isolivello del tasso di EGR e della pressione di sovralimentazione calcolate per il sistema LPR EGR, controllando il carico con la valvola EGR

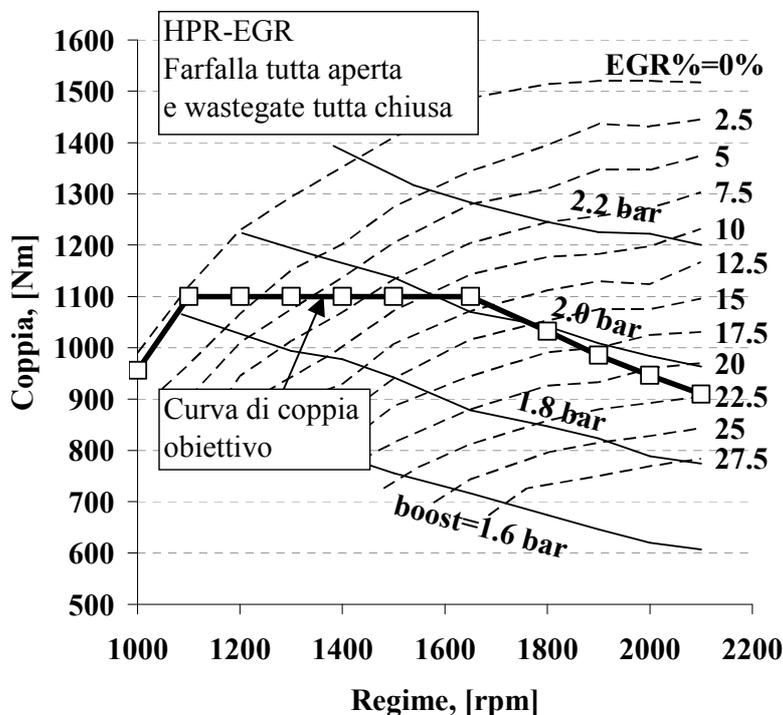


Figura 75. Curve isolivello del tasso di EGR e della pressione di sovralimentazione calcolate per il sistema HPR EGR controllando il carico con la valvola EGR

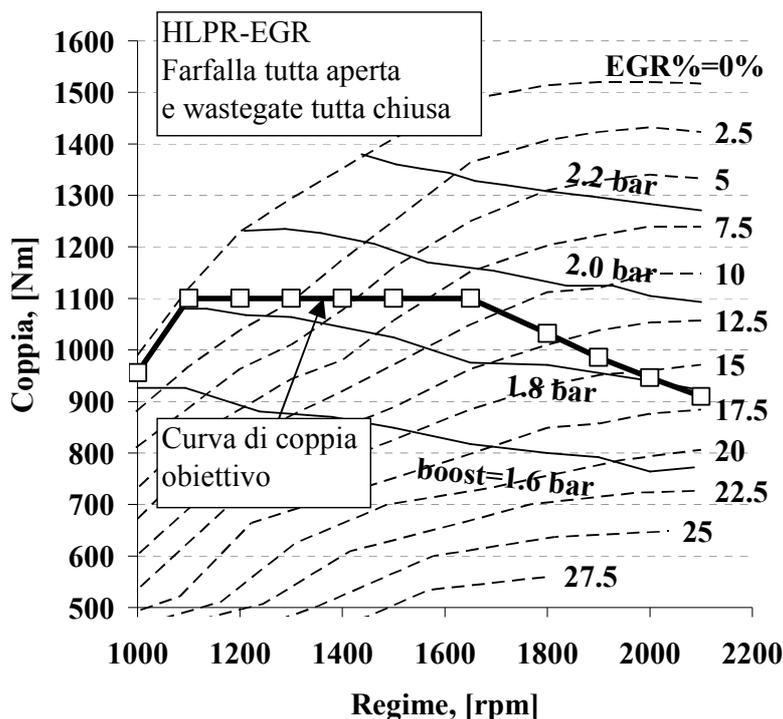


Figura 76. Curve isolivello del tasso di EGR e della pressione di sovralimentazione calcolate per il sistema HLPR EGR controllando il carico con la valvola EGR

Nelle figure 77, 78 e 79 sono riportati alcuni parametri della turbina e del compressore. La curva tratto e punto rappresenta la curva di coppia massima teorica calcolata in condizioni di farfalla tutta aperta e wastegate tutta chiusa, senza EGR: valvola on/off chiusa per HPR e valvola EGR tutta chiusa per LPR e HLPR. In questa condizione, ovviamente, non ci sono differenze tra i tre sistemi EGR infatti i gas di scarico non sono riciccolati. A partire da un punto situato su tale curva, l'immissione di EGR (ottenuta agendo sulle valvole di controllo), porta ad una riduzione della coppia, ad ogni regime, infatti si riduce la quantità di aria immessa in favore dei gas inerti. Inoltre, il ricircolo dei gas scaricati provoca una variazione punto di funzionamento del turbocompressore diverso secondo il sistema di EGR.

La figura 77 in cui sono riportate le curve isolivello della portata di gas alla turbina chiarisce il motivo per cui il sistema LPR dà la possibilità di ottenere il più alto tasso di EGR per ciascun punto della curva di coppia obiettivo. In effetti, è l'unico dei tre sistemi in cui anche il gas di scarico riciccolato espande in turbina, essendo l'EGR prelevato a valle della turbina. Questo consente di ottenere più elevate pressioni di sovralimentazione come è possibile vedere anche confrontando le curve isolivello "boost" nelle figure 74, 75 e 76.

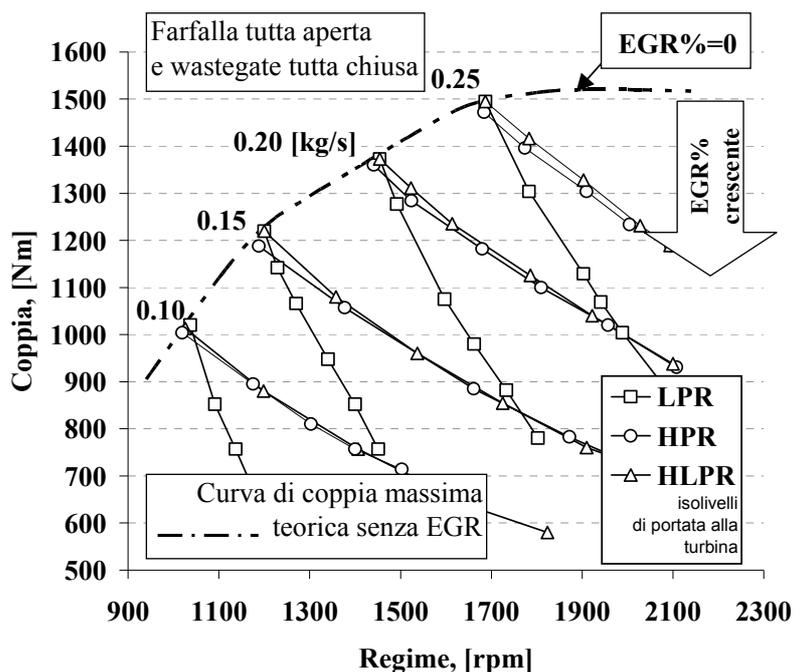


Figura 77. Curve isolivello della portata di gas alla turbina calcolate per i sistemi EGR LPR, HPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR

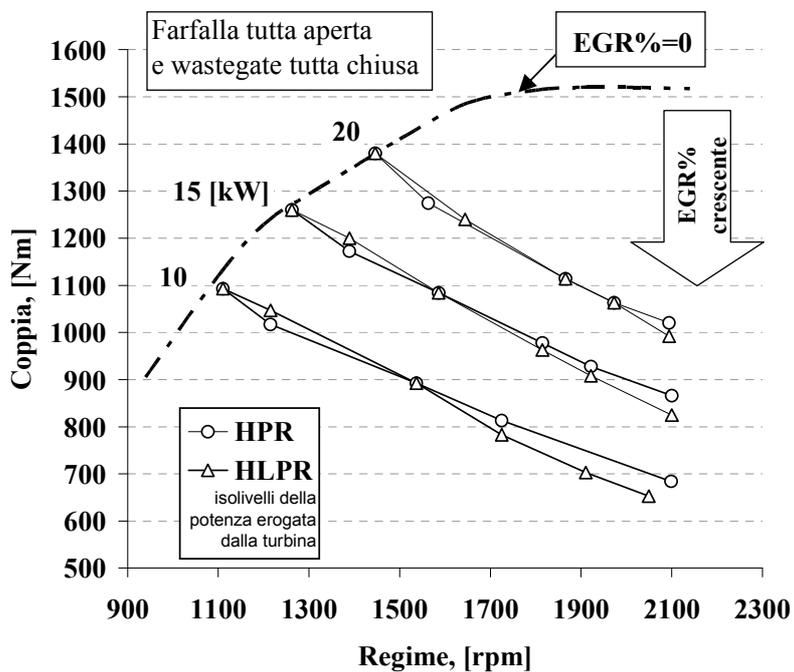


Figura 78. Curve isolivello della potenza erogata dalla turbina calcolate per i sistemi EGR LPR, HPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR

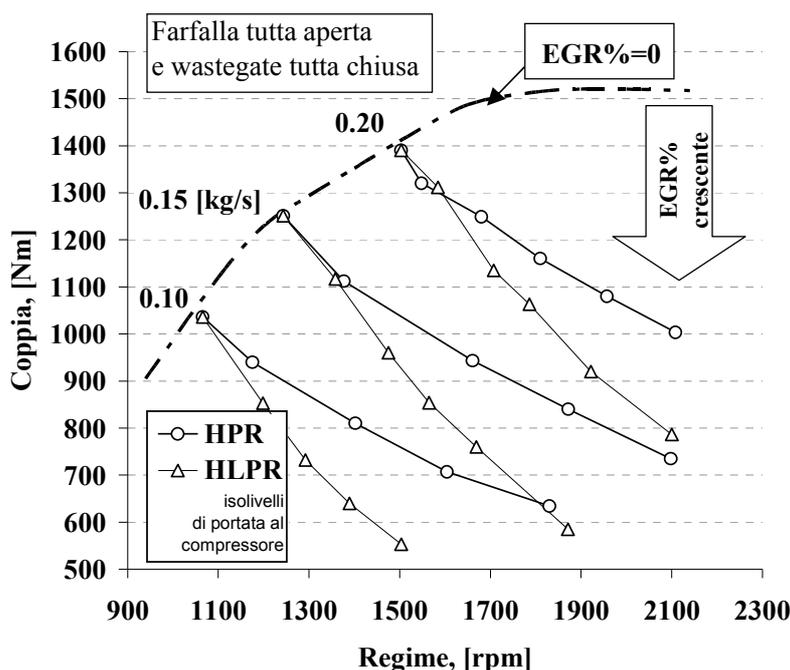


Figura 79. Curve isolivello della portata al compressore calcolate per i sistemi EGR LPR, HPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR

Concentrandosi sul punto a massima potenza (2100 rpm e 900 Nm nella figura 77) la portata massica alla turbina è di circa 0,25 kg/s per il sistema LPR contro circa 0,20 kg/s dei sistemi HPR e HLPR.

Per quanto riguarda i sistemi HPR e HLPR, nonostante la stessa portata massica alla turbina (figura 77), l'HPR permette un più elevato tasso di EGR, in particolare a potenza nominale. In questo caso la differenza è dovuta alla portata massica in ingresso al compressore. Infatti, dalla figura 78, è possibile vedere che la potenza fornita dalla turbina al compressore è la stessa sia per l'HPR che per il LPR, ma il compressore lavora su una portata massica ridotta nel caso di HPR (figura 79). Ciò è dovuto al fatto che, nel sistema HPR, l'EGR non passa attraverso il compressore, ma è compresso alla pressione di alimentazione del motore (sezione a valle del compressore) a scapito di una maggiore contro pressione allo scarico. Invece nel sistema HLPR, rispetto all'HPR, a parità di potenza fornita dalla turbina il compressore deve lavorare sulla portata complessiva di ingresso al motore (aria + gas di scarico riciclati) fornendo quindi un minor rapporto di compressione.

In tabella 7 si evidenzia, nel punto di massima potenza, il legame tra la pressione di sovralimentazione raggiunta ed il tasso di EGR per i tre diversi sistemi di ricircolo e per il motore base senza EGR, controllato con la wastegate (WG).

	<b>Boost, [bar]</b>	<b>EGR% a massima potenza, [%]</b>
<b>WG</b>	1.65	0
<b>HLPR</b>	1.80	17
<b>HPR</b>	1.95	22
<b>LPR</b>	2.00	25

*Tabella 7: Massimo tasso di EGR possibile in condizioni di massima potenza con i sistemi LPR, HPR e HLPR*

Per avere un incremento della potenza specifica erogabile dal motore, è da preferire il sistema EGR di tipo LPR (o in modo equivalente il sistema HPR) in grado di assicurare il più alto tasso di EGR nelle condizione di massimo carico termico (massima potenza), al fine di avere temperature di esercizio minori.

### 3.5.2 RIDUZIONE DEI CONSUMI SPECIFICI

Lo studio dell'effetto dell'EGR sui consumi specifici è stato effettuato solo per i sistemi LPR e HLPR. Le simulazioni condotte per il sistema HPR hanno evidenziato, infatti, difficoltà nel controllo dell'EGR a basso carico con una valvola di tipo on/off sul condotto di ricircolo. Occorrerebbe una valvola del tipo a farfalla regolabile come quella di contro pressione. Per confrontare i sistemi LPR e HLPR su tutto il piano di funzionamento si è scelto di controllare il motore nel modo seguente:

- wastegate della turbina sempre chiusa,
- massimo tasso di EGR tollerabile dal motore 25%,
- controllo del carico ai carichi alti con farfalla tutta aperta, variando il tasso di EGR con la valvola EGR,
- controllo del carico ai carichi bassi con la a farfalla e con la valvola EGR,

I sistemi LPR ed HLPR sono risultati grosso modo equivalenti dal punto di vista della riduzione dei consumi rispetto al caso senza EGR ai bassi carichi. Invece, grazie alla maggiore pressione di sovralimentazione, e quindi al maggior tasso di EGR attuabile, il sistema LPR presenta dei consumi leggermente minori, rispetto all'HLPR ai carichi medio alti. Rispetto al funzionamento senza EGR (controllo della coppia a massima ammissione con wastegate, WG) la riduzione dei consumi è pari mediamente al 6÷7% ai bassi carichi e vicino al 4% a massima potenza (figura 80).

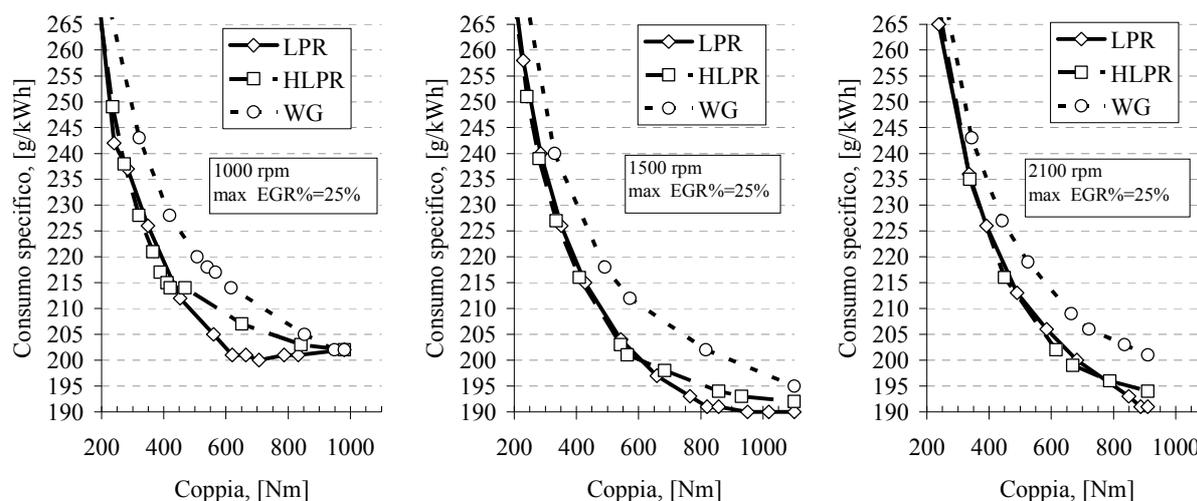


Figura 80. Consumo specifico calcolato per i sistemi EGR LPR e HLPR, controllando il carico con la valvola EGR fin dove possibile e poi anche con la valvola a farfalla

Il ricircolo dei gas di scarico ha un effetto benefico sui consumi. Questo risultato era stato ottenuto anche sperimentalmente. Già dai dati sperimentali, però, si era intuito che l'effetto sulla riduzione dei consumi era causato principalmente da una riduzione degli scambi termici più che da una riduzione del lavoro di pompaggio, conseguente ad una maggiore massa immessa nel cilindro. Nel seguito si analizzerà, attraverso il modello, l'effetto dell'EGR sui consumi, considerando il motore base (senza EGR e con controllo del carico massimo attraverso la wastegate: denominato WG) ed il motore con impianto di tipo LPR EGR (con wastegate sempre chiusa e controllo del carico massimo con l'EGR: denominato LPR). I punti per il confronto, in termini di coppia e numero di giri, sono stati scelti in tutto il piano di funzionamento del motore.

In figura 81, si riportano le regolazioni della valvola a farfalla e della wastegate, per il caso WG, e della valvola a farfalla e di quella EGR per il caso LPR, impostate per le simulazioni in analogia a quanto fatto nell'attività sperimentale. Nel caso WG si è operato privilegiando il controllo con la farfalla ai bassi carichi e quello con la wastegate (a farfalla tutta aperta) agli alti. Nel caso LPR, con la wastegate totalmente chiusa, si è operato vincolando il tasso di EGR al 25% ai carichi medio-bassi, agendo sia sulla valvola a farfalla che sulla valvola EGR. Al crescere del carico, invece, il tasso di EGR attuato mediante la valvola EGR è quello necessario ad avere il carico voluto con la farfalla tutta aperta e la wastegate tutta chiusa. In figura 82 si riporta il tasso di EGR attuato, su tutto il piano di funzionamento del motore, insieme all'incremento della pressione a valle farfalla necessario, rispetto al caso WG, per immettere oltre all'aria stechiometrica anche i gas combusti nel cilindro.

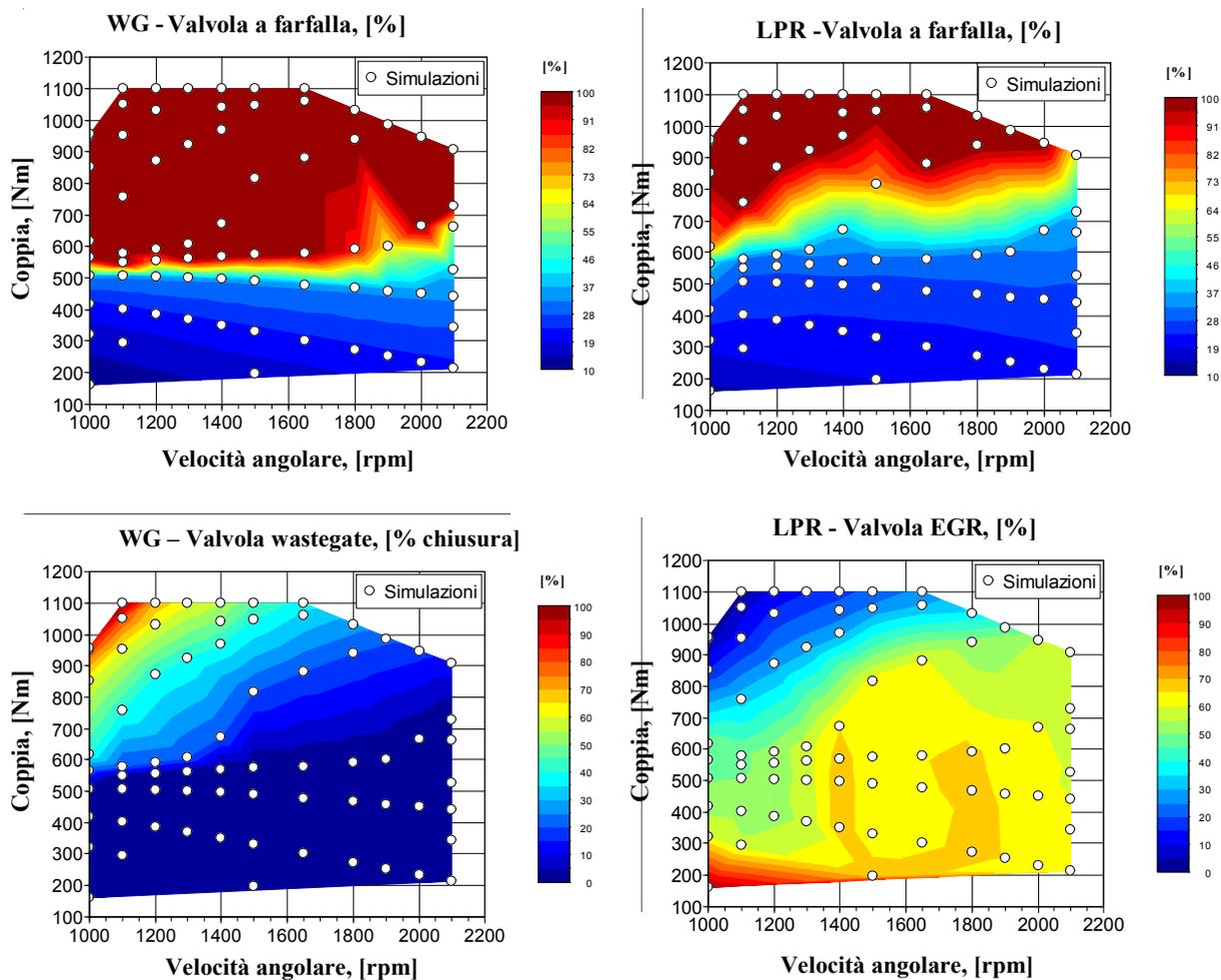


Figura 81. Modalità di esecuzione delle simulazioni

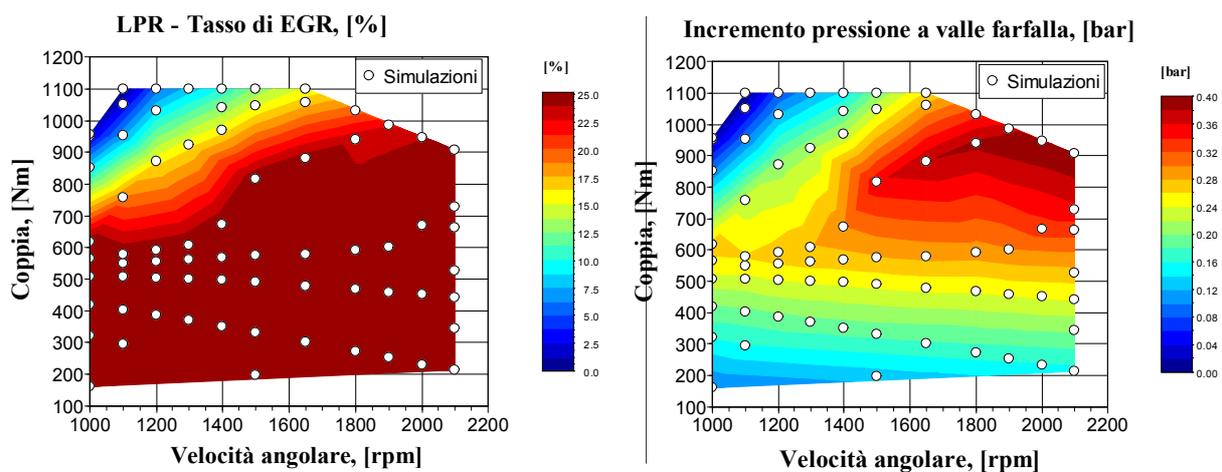


Figura 82. Tasso di EGR attuato con il sistema LPR ed incremento della pressione di alimentazione del motore necessario

La figura 83 mostra i risultati dell'analisi della riduzione dei consumi su tutto il piano di funzionamento.

L'incidenza del pompaggio sulla riduzione dei consumi ( $I_{Lp\backslash\Delta cs}$ ) è stata valutata come:

$$I_{Lp\backslash\Delta cs} = \frac{\Delta cs - \Delta La}{\Delta cs} \quad [\%]$$

dove  $\Delta cs$  rappresenta la riduzione in % dei consumi nel caso LPR rispetto a WG, ed  $\Delta La$  rappresenta la variazione in % del lavoro attivo nel caso LPR rispetto a WG. Infatti, come detto al paragrafo 2.4.3 si ipotizza che ad una determinata riduzione percentuale di  $L_a$  corrisponda circa la stessa riduzione percentuale dei consumi.

L'incidenza dei minori scambi termici sulla riduzione dei consumi ( $I_{Q\backslash\Delta cs}$ ) è valutata, invece, come complemento al 100%:

$$I_{Q\backslash\Delta cs} = 100 - I_{Lp\backslash\Delta cs} \quad [\%]$$

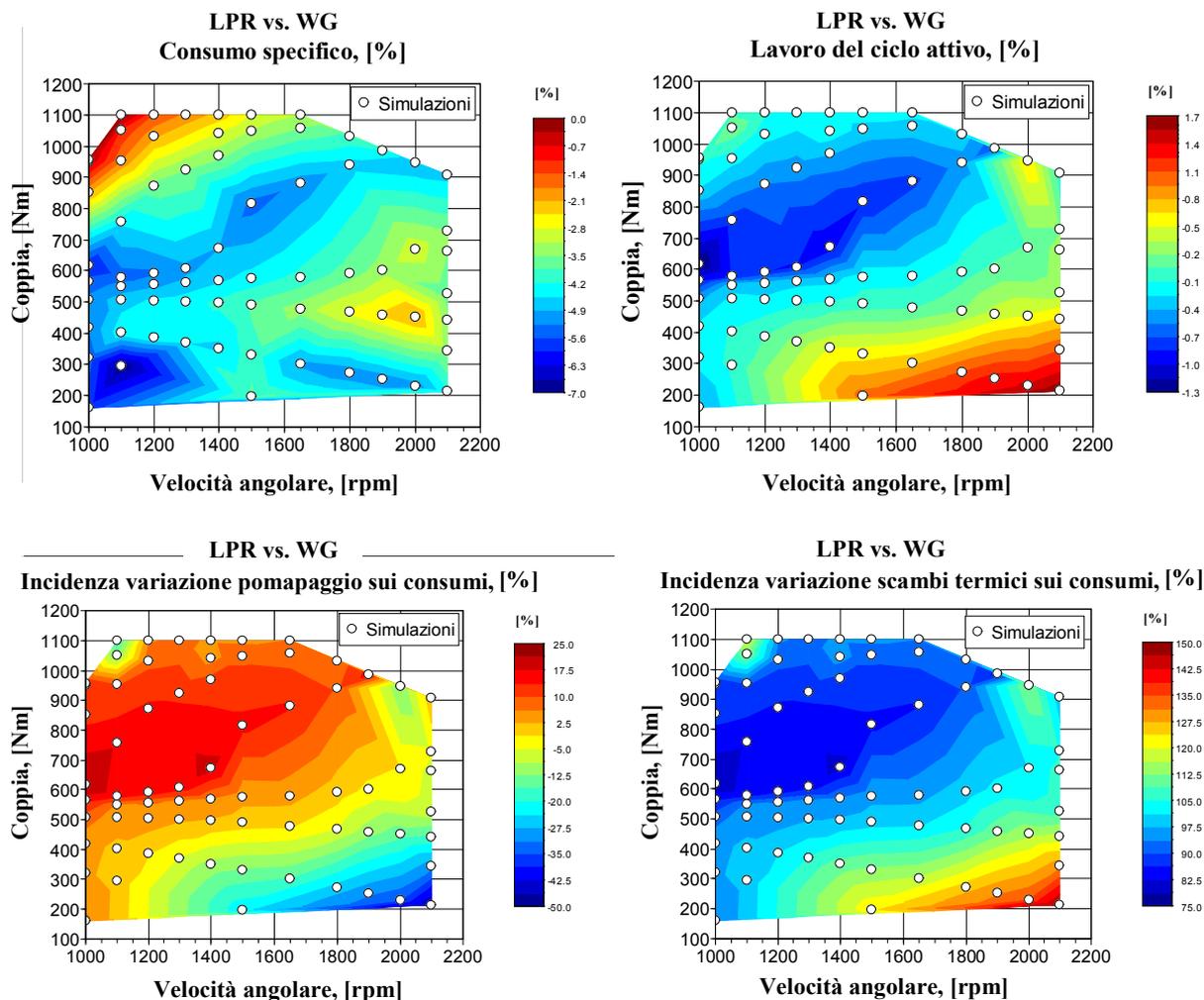


Figura 83. Incidenza del pompaggio e della riduzione degli scambi termici nella riduzione dei consumi con l'EGR

Dall'analisi della figura 83 si perviene alle stesse conclusioni evidenziate dallo studio dei dati sperimentali. Il minor consumo di combustibile calcolato con l'EGR è dovuto principalmente alla riduzione degli scambi termici con le pareti. Il peso dei minori scambi termici sulla riduzione dei consumi va dal 75% al 100% tranne che in alcune zone del piano di funzionamento. In particolare ai carichi bassi a velocità di rotazione medio-alte il lavoro di pompaggio cresce addirittura con l'EGR, e di conseguenza cresce il lavoro attivo necessario ad erogare un certa coppia ad un prestabilito numero di giri per cui l'incidenza del pompaggio sui consumi è negativa. Ma, in ogni caso, grazie a minori scambi termici si riesce ad avere una riduzione complessiva dei consumi. Per come definita l' $I_{Q_{\Delta cs}}$ , questa supera quindi il 100% nelle suddette zone del piano di funzionamento del motore.

### 3.6 CONCLUSIONI

Per avere elevata potenza specifica, un sistema di ricircolo dei gas di scarico può essere utilizzato al fine di ridurre le temperature in camera di combustione. Da questo punto di vista il sistema LPR EGR è la migliore soluzione in quanto consente il più alto tasso di ricircolo dei gas di scarico ai carichi elevati ed in particolare in condizioni di massima potenza. Il sistema LPR e l'HPR hanno permesso di impostare quasi lo stesso tasso di EGR (circa 25%) a potenza nominale e, pertanto, si possono considerare equivalenti ai fini della riduzione del carico termico. In ogni caso l'HPR EGR è un sistema più complesso a causa del necessario utilizzo di due valvole, invece che di una sola, per il controllo della portata dei gas di scarico ricircolati. Inoltre, la valvola a monte della turbina (valvola di contro pressione) deve lavorare ad alta temperatura.

Ai fini della riduzione dei consumi, l'HPR è un sistema che presenta difficoltà per il controllo del tasso di EGR ai bassi carichi, in presenza di una valvola di tipo on/off sul condotto di ricircolo. Ai bassi carichi anche la valvola sul condotto di ricircolo dovrebbe essere regolabile come quella di contropressione incrementando ulteriormente la complessità del sistema. Invece i sistemi LPR e l'HLPR consentono grosso modo la stessa riduzione dei consumi (pari mediamente al 6÷7% ai bassi carichi e vicino al 4% a massima potenza) su tutto il piano di funzionamento del motore. La riduzione dei consumi ottenuta con l'immissione di gas combusti in camera è principalmente (per il 75÷100%) dovuta alla riduzione degli scambi termici con le pareti.

# CAPITOLO IV

## IL GNL ED I POSSIBILI MOTORI DELFUTURO

### 4.1 INTRODUZIONE

L'impiego nei trasporti del gas naturale liquido, costituito da 95÷98% di metano, potrebbe ampliare il raggio di azione dei veicoli a gas naturale, oggi limitato dallo stato gassoso di stoccaggio nei serbatoi (gas naturale compresso a 200 bar). La disponibilità di GNL nei trasporti potrebbe essere favorita dal prevedibile aumento delle sue importazioni dovuto a vantaggi economici e geo-politici. Esso infatti riveste un ruolo di importanza strategica nell'integrazione del fabbisogno energetico e nella diversificazione dei siti di approvvigionamento grazie all'assenza del legame fisico (metanodotto) tra produttore e consumatore. Il GNL viene prodotto attraverso processi di liquefazione, basati sull'applicazione dell'effetto Joule-Thompson (con efficienze pari a circa il 90% del contenuto energetico), e successivamente trasportato via nave per essere poi rigassificato ed immesso nell'esistente rete nazionale di metanodotti, [37, 38].

Una fonte ulteriore potrebbe essere costituita dalla liquefazione del biometano di prima o seconda generazione. Infatti la produzione di LSNG (Liquefied Synthetic Natural Gas) potrebbe essere un modo per sostituire le fasi di upgrading successive ai processi di fermentazione anaerobica o gassificazione di biomassa e successiva metanizzazione.

La produzione dell'LSNG, invece che dell'SCNG (Synthetic Compressed Natural Gas) comporta un costo energetico maggiore (10-30%, nel caso di gas liquefatto, e 10-15%, nel caso di gas compresso a 220 bar, del contenuto energetico dell'SNG di partenza, [39]), ma in ogni caso non tale da portare l'efficienza globale, produzione del biometano e successivo utilizzo in un motore ad accensione comandata, al di sotto di quella relativa alla produzione di BTL nonostante il conseguente utilizzo in un motore ad accensione per compressione, figura 84.

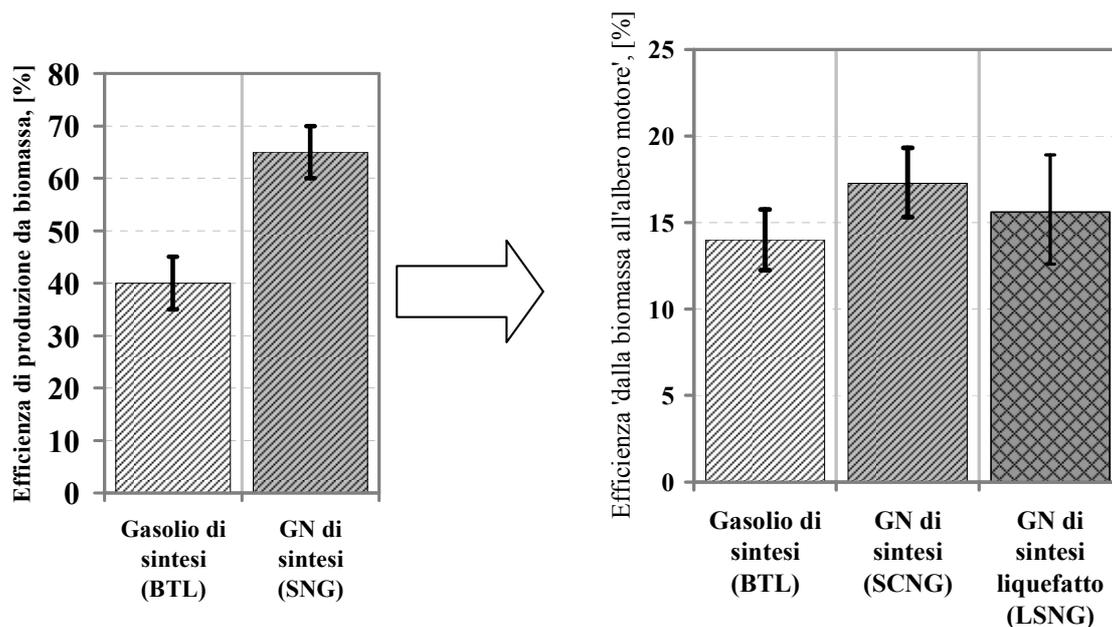


Figura 84. Energia meccanica ottenibile dalla conversione della biomassa in BTL, SCNG o LSNG in percentuale rispetto al contenuto energetico della stessa

Nel presente capitolo sono analizzati i possibili vantaggi ottenibili con l'utilizzo del GNL nel settore dei trasporti, sia in termini di autonomia dei veicoli che di sviluppo tecnologico dei sistemi di alimentazione.

#### 4.2 SISTEMI DI ACCUMULO PER GNL (LSNG) A BORDO

Per lo stoccaggio a bordo dei veicoli, il GNL necessita di serbatoi criogenici, in grado di mantenere il combustibile a temperature molto basse. Tali sistemi sono schematizzabili come in figura 85.

L'elevato isolamento del serbatoio è ottenuto realizzando un recipiente costituito da due pareti separate da uno strato di vuoto spinto. Il vuoto riduce drasticamente lo scambio termico per conduzione e convezione, mentre le pareti esposte al vuoto sono ricoperte di uno strato riflettente per ridurre gli scambi per irraggiamento. In tal modo si ottengono serbatoi in grado di conservare il GNL per 1÷2 settimane circa senza prelievo di combustibile e quindi drenaggio di calore. Dopo questo lasso di tempo è possibile mantenere le basse temperature necessarie per conservare ancora il gas naturale allo stato liquido, ma a spese dello spillamento di parte del vapore (boil-off). Infatti non essendo l'isolamento perfetto, una certa quantità di calore attraverserà comunque le pareti del recipiente causando un lento incremento della temperatura del combustibile.

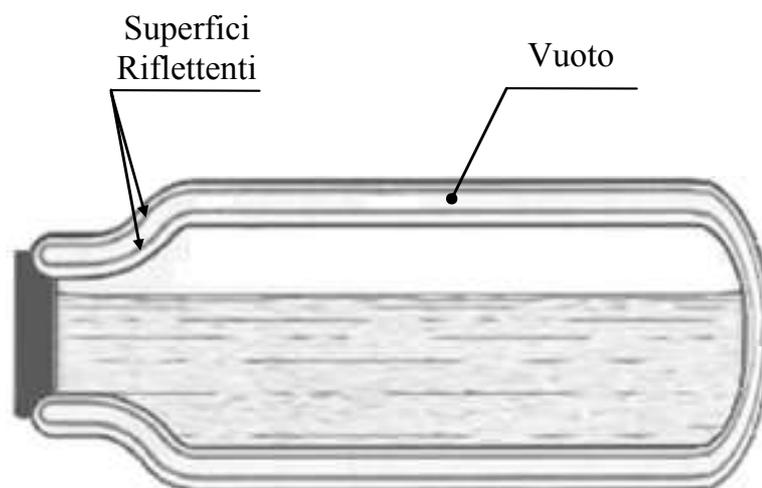


Figura 85. Isolamento di un serbatoio criogenico

Essendo il GNL nel serbatoio sotto forma di vapore saturo a temperature generalmente comprese tra  $-160$  e  $-130^{\circ}\text{C}$  (in funzione della pressione di stoccaggio) un incremento della temperatura è anche causa di un aumento di pressione. L'aumento di pressione è contrastato dalla fuoriuscita di una piccola quantità di vapore (boil-off). In questo modo si mantiene bassa la temperatura. Con veicolo in moto gli spillamenti del vapore non sono più necessari dal momento che il prelievo di combustibile può avvenire sia dalla fase liquida che da quella vapore (gas), con un differente effetto sulla riduzione di temperatura. Il prelievo in fase liquida, liberando nel serbatoio un piccolo volume per l'espansione del gas, determina l'evaporazione di una ridotta quantità di liquido e quindi una piccola sottrazione di calore, figura 86. Il prelievo in fase gassosa comporta invece, la disponibilità per l'evaporazione del liquido di un volume maggiore e quindi la sottrazione di una maggiore quantità di calore, figura 87.

I vincoli relativi al tempo massimo consentito per il fermo del veicolo, trascorso il quale si rende necessario scaricare piccole quantità di vapore, favorirebbero un impiego in veicoli destinati ad un utilizzo intensivo e costante come ad esempio si ha per autobus o veicoli appartenenti a flotte in genere e camion per trasporto su lunghe distanze.

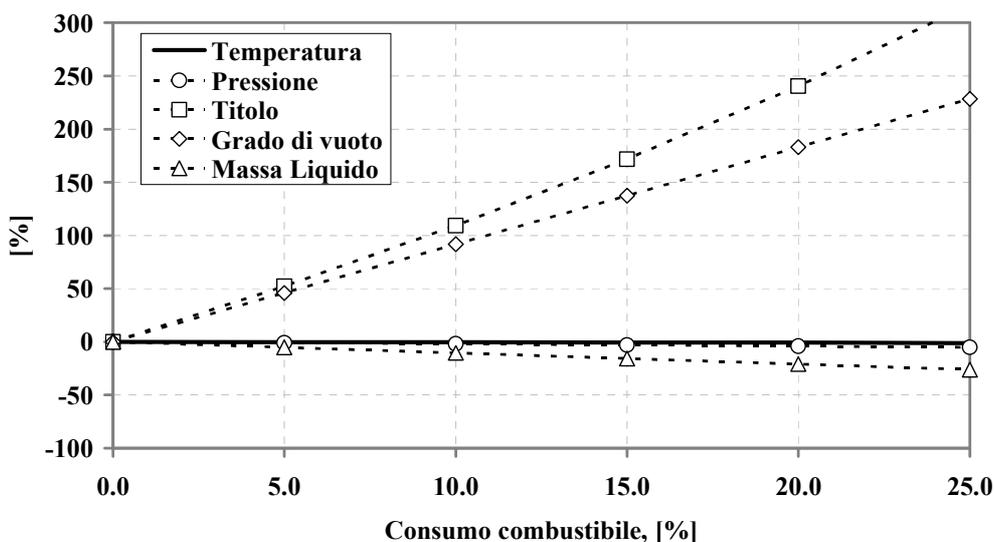


Figura 86. Effetto della sottrazione di combustibile in fase liquida

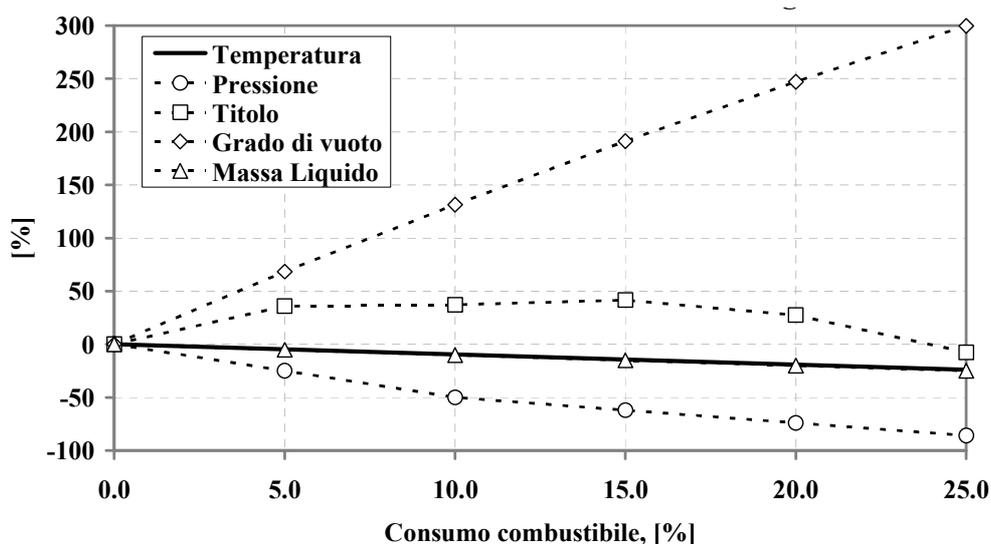


Figura 87. Effetto della sottrazione di combustibile in fase vapore

La possibilità di stoccare il gas naturale in forma liquida consente di ridurre peso ed ingombro del serbatoio, che diventano confrontabili con quelli per il gasolio. Dalle caratteristiche riportate in tabella 8 si vede ad esempio che 1 litro di gasolio è equivalente energeticamente a 3,8 litri di GNC (a 240 bar e 15°C) oppure a 1.6 litri di GNL (stoccato ad 1bar e -160°C). Per il GNL si ha quindi un valore circa il 60% inferiore a quello del GNC.

Tabella 8: Confronto tra le proprietà del GN, del GNC, del GNL e del gasolio

	GN	GNC	GNL	Gasolio
Densità [kg/l]	0,0007 (15 °C 1 bar)	0,180 (15°C, 240 bar)	0,423 (-160°C, 1 bar)	0,80
Pressione [bar]	1	240	1	1
Hi <sub>m</sub> [MJ/kg]	49	49	49	42
Hi <sub>v</sub> [MJ/l]	0,035	8,8	20,7	33,6
Limiti di accensione [%]	5÷15	5÷15	5÷15	1÷6
Rapporto di miscela stechiometrico [kg/kg]	17,2	17,2	17,2	14,7
Equivalenza volumetrica relativa al GN [Sm <sup>3</sup> <sub>GN</sub> /m <sup>3</sup> ]	1	≅ 250	≅ 600	≅ 1000
Equivalenza volumetrica rispetto al gasolio [l/gasolio equivalente]	≅1000	3,8	1,6	1

Le caratteristiche del GNL consentono di ottenere dei vantaggi sia in termini di peso che di ingombro dei serbatoi. Dai confronti di figura 88 emerge che la riduzione di peso ottenibile con il GNL dipende dal tipo di serbatoio impiegato per il GNC. In particolare, l'evoluzione della tecnologia di costruzione delle bombole per il GNC permette una diminuzione di oltre il 50% di peso passando dai serbatoi in acciaio a quelli in materiali compositi. Questi ultimi presentano pesi di poco superiori (circa 25%) rispetto ad un serbatoio criogenico per GNL.

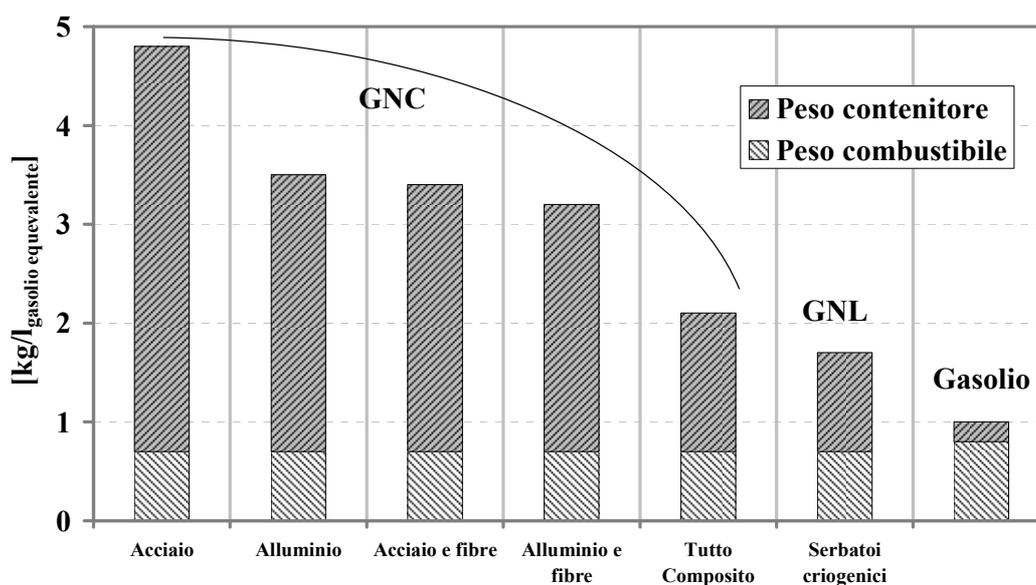


Figura 88. Confronto tra serbatoi in termini di peso totale per ogni litro di gasolio equivalente trasportato

L'ingombro per il GNC, anche considerando i moderni serbatoi in materiale composito, è invece più del doppio (figura 89) rispetto a quello del serbatoio criogenico del GNL. È da notare che tale rapporto rimane pressoché invariato anche considerando i serbatoi più vecchi tutti in acciaio, in quanto l'ingombro è principalmente determinato dallo stato gassoso del combustibile e dalla pressione di esercizio (200÷240 bar).

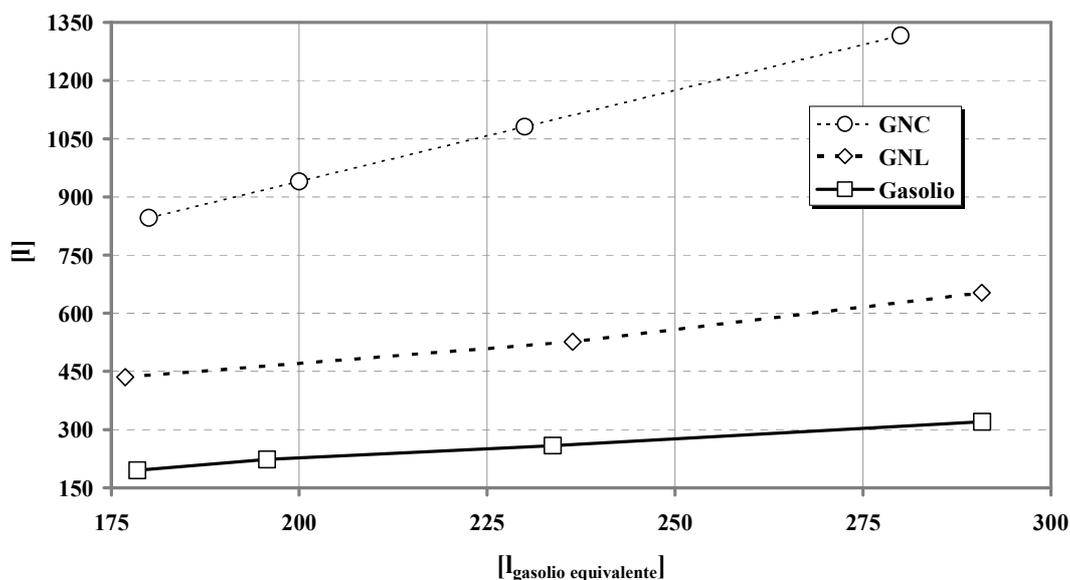


Figura 89. Confronto tra serbatoi in termini di ingombro per ogni litro di gasolio equivalente trasportato

Essendo il GNL in condizioni di vapore saturo, la quantità di combustibile immagazzinata nel serbatoio dipende dalla pressione di stoccaggio e quindi dalla correlata temperatura di saturazione.

In figura 90 sono riportate la pressione del vapore saturo, la densità della fase liquida e quella del vapore saturo secco al variare della temperatura di saturazione relative al metano puro ( $\text{CH}_4$ ). Dai diagrammi risulta evidente che al crescere della pressione di stoccaggio si riduce la densità del liquido, a causa del corrispondente incremento della temperatura di saturazione. Questo andamento è opposto a quello che si riscontra per lo stoccaggio in fase gassosa, dove chiaramente al crescere della pressione aumenta la densità e quindi la massa di GNC nel serbatoio.

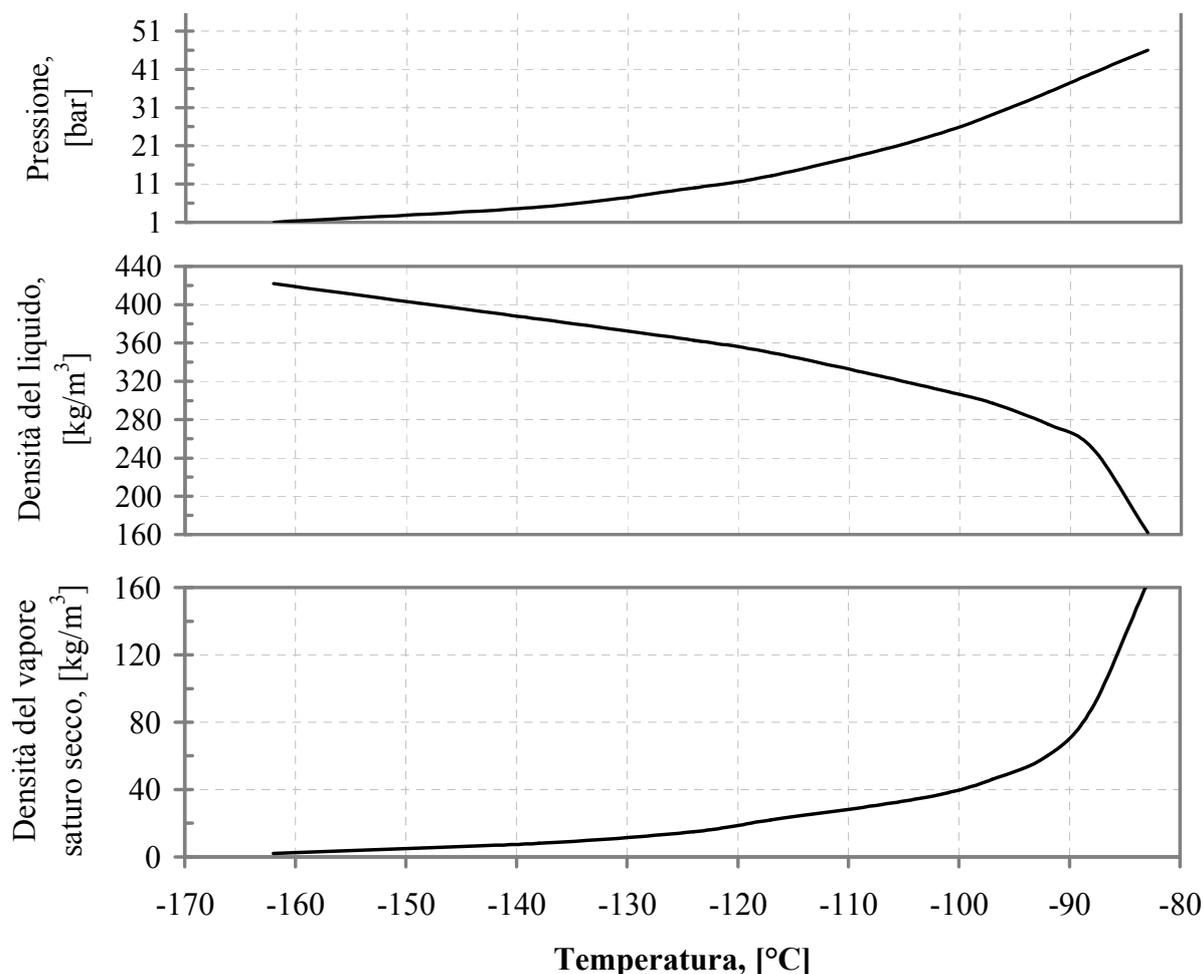


Figura 90. Proprietà del metano (nelle condizioni di vapore saturo) al variare della temperatura di saturazione

Per immagazzinare la massima quantità di GNL è necessario disporre di un sistema di distribuzione in grado di assicurare rifornimenti prossimi a  $-160^{\circ}\text{C}$  (circa 110 K). In tal caso la pressione di esercizio nel serbatoio sarebbe di un bar e sarebbe anche la pressione di alimentazione al motore. Qualora fosse necessario disporre di una maggiore pressione di alimentazione, in assenza di una pompa criogenia, diventa indispensabile aumentare la pressione (e quindi la temperatura) di stoccaggio. Ciò determinerà però una riduzione della densità e quindi della massa di GNL a bordo. Valori tipici della temperatura nel serbatoio sono compresi nell'intervallo  $-160 \div -130^{\circ}\text{C}$  cui corrisponde una pressione tra 1 e 7 bar, con densità della fase liquida che varia da 0.42 a 0.36 kg/l.

### 4.3 IL GNL (LSNG) E LA TECNOLOGIA MOTORISTICA ATTUALE

Il GNL può essere utilizzato con le stesse tecnologie sia per l'alimentazione di motori per autoveicoli leggeri che pesanti. Attualmente l'interesse preminente è per i veicoli pesanti potendo assicurare con il GNL le necessarie autonomie di esercizio con ingombri e pesi ragionevoli. Pertanto nel seguito si farà riferimento a questa classe di motori.

La possibilità di utilizzare GNL, permette di aumentare l'autonomia rispetto al GNC, fermi restanti i vantaggi in termini di emissioni rispetto ai motori diesel. Lo stato liquido consente, a parità di ingombro rispetto al GNC, una percorrenza circa doppia, mentre rispetto ad un analogo motore diesel questa è circa la metà. In sostanza il GNL permette un raggio di azione del veicolo grosso modo intermedio tra quello di un motore diesel ed uno a GNC ad accensione comandata.

L'uso del GNL non presuppone alcun cambiamento significativo delle modalità di combustione. Le differenze maggiori riguardano invece il sistema di stoccaggio in fase liquida ed il dispositivo di vaporizzazione del combustibile. Il serbatoio di tipo criogenico dispone di valvole automatiche che permettono di prelevare il combustibile sia in fase gassosa che liquida, subordinatamente alla priorità di tenere la pressione (e quindi la temperatura) leggermente al di sotto del valore di esercizio per evitare di attivare lo scarico di sicurezza del vapore verso l'esterno. Il dispositivo di vaporizzazione permette, alla pressione costante di alimentazione del motore, il passaggio di fase da liquido a gas (tratto AB in figura 91) ed il successivo riscaldamento a temperature superiori a 0°C per evitare formazione di ghiaccio (tratto BC in figura 13), grazie al calore reso disponibile dallo scambio termico con il liquido di raffreddamento del motore. La quantità di calore necessaria per la vaporizzazione del GNL (800÷900 kJ/kg, circa il 2% del potere calorifico del GN) potrebbe essere impiegata per raffreddare l'aria in ingresso in modo da incrementare l'efficienza volumetrica e quindi il rendimento del motore o per l'impianto di condizionamento, con risparmio dell'aliquota di consumo del relativo compressore.

Nel caso di impianti di alimentazione ad iniezione, in genere il gas naturale viene addotto agli iniettori ad una pressione di circa 6÷9 bar. Tale valore oltre che da una pompa criogenica di bassa pressione (che preleverebbe il GNL dal serbatoio alla pressione di 1 bar e quindi alla temperatura di -160°C) potrebbe essere assicurato anche da un innalzamento della temperatura di esercizio del serbatoio, (ad esempio -130°C in figura 91) e quindi della pressione (ad esempio circa 9 bar, figura 91). Chiaramente ciò comporta una minore densità di stoccaggio del liquido di circa il 10% rispetto a quella che si avrebbe ad -160 °C con conseguente riduzione dell'autonomia a pari volume del serbatoio.

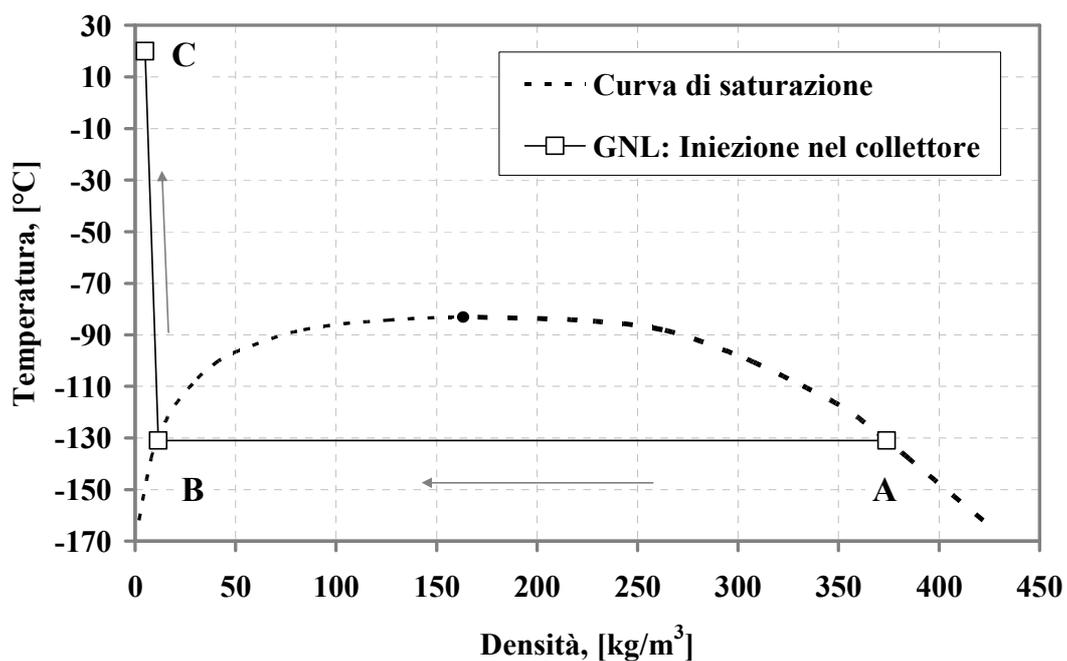


Figura 91. Alimentazione nel collettore di aspirazione con GNL; (temperatura-densità)

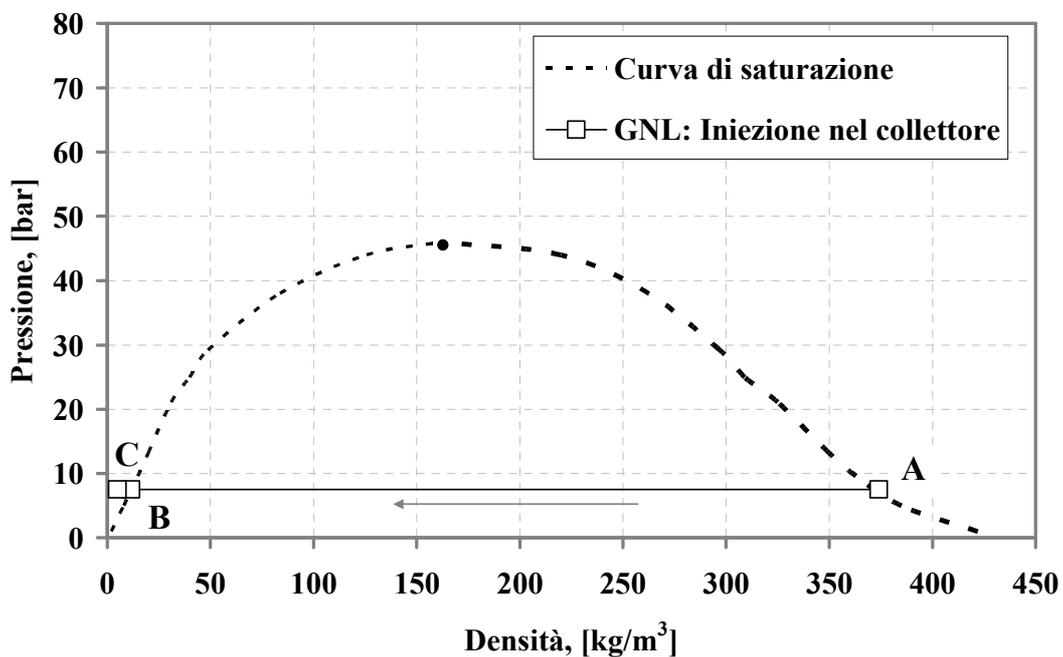


Figura 92. Alimentazione nel collettore di aspirazione con GNL; (pressione-densità)

#### 4.4 IL GNL (LSNG) E I POSSIBILI MOTORI DEL FUTURO

La disponibilità del GN allo stato liquido permette di innalzare notevolmente la pressione di iniezione a costi energetici relativamente contenuti rispetto allo stato gassoso. Nella figura 93 è riportato, a titolo di esempio, il confronto del lavoro di compressione teorico (adiabatico e reversibile) per innalzare a 200 bar il metano allo stato gassoso e quello liquido. La curva relativa allo stato liquido è notevolmente più bassa (circa 50 kJ/kg) e praticamente indipendente dalla pressione di stoccaggio nell'intervallo considerato da 1 a 20 bar. Il lavoro necessario alla compressione del gas naturale in forma gassosa è invece molto più elevato e fortemente dipendente dalla pressione nelle bombole, (circa 400÷50 kJ/kg, nel campo 30÷150 bar).

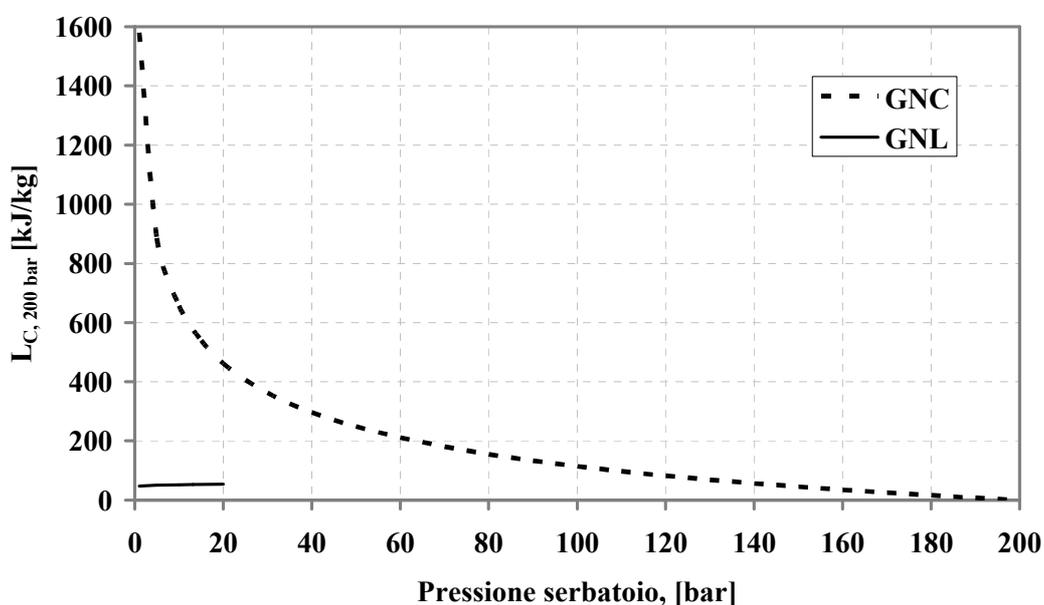


Figura 93. Lavoro necessario a comprimere il gas naturale allo stato gassoso, in dipendenza della pressione del serbatoio a confronto con lo stato liquido

Per effetto della compressione del GN allo stato gassoso si ha anche un notevole incremento di temperatura, che determina un corrispondente calo di densità massima raggiungibile. Ad esempio considerando nelle figure 94 e 95 una pressione di stoccaggio di 50 bar del GNC (punto A) la compressione teorica fino a 200 bar (punto B) determina un netto incremento della temperatura e diminuzione della densità rispetto al caso in cui il gas è già disponibile alla pressione di iniezione di 200 bar (punto C). Un raffreddamento del gas dopo la compressione risulterebbe in ogni caso superiore a quella del fluido di raffreddamento del

motore, e quindi comunque superiore a quella del punto C di figura 16 (temperatura ambiente del gas nelle bombole). Al contrario la compressione del liquido, sempre a 200 bar, avviene a temperatura sostanzialmente costante senza variazioni apprezzabili di densità, (punti A' e B' nelle figure 94 e 95).

Questo comporta il grande vantaggio di disporre del GNL a 200 bar sostanzialmente alle stesse temperature di stoccaggio. Il successivo riscaldamento all'esterno del serbatoio avviene a pressione costante (200 bar), e determina una temperatura molto più bassa (anche inferiore al punto C di figura 94) rispetto alla soluzione di comprimere il GN in fase gassosa (tratto AB in figura 94). Anche considerando un successivo raffreddamento del gas compresso (a partire dal punto B in figura 95), non sarà mai possibile scendere al di sotto della temperatura del liquido di raffreddamento del motore (mediamente intorno agli 80°C e quindi sempre superiore alla temperatura del punto C). Infatti nel caso di GNL il riscaldamento avviene dalla temperatura presente nel serbatoio fino ad un valore minore di quello del liquido di raffreddamento. Ovviamente in tale caso, se le condizioni operative lo rendessero conveniente, il riscaldamento del GNL (tratto a partire da B') può essere interrotto anche per temperature inferiori a quella ambiente (punto C in figura 95).

Ovviamente questa opportunità potrebbe consentire lo sviluppo di motori a GNL ad iniezione diretta sfruttando i vantaggi derivanti dal ridotto lavoro di compressione e dalla bassa temperatura a cui è reso disponibile il combustibile. Inoltre, data la necessità di una pompa criogenica per aumentare la pressione di alimentazione, è conveniente sfruttare la massima capacità dei serbatoio, stoccando il combustibile alla minima pressione possibile (circa 1 bar alla temperatura di -160°C) a cui corrisponde una densità di circa 420 kg/m<sup>3</sup>.

L'iniezione diretta permette l'immissione di combustibile a valvole chiuse, senza problemi di sovrapposizione con le fasi di ricambio della carica e quindi perdita di miscela fresca durante l'incrocio, come invece accade nel caso di iniezione nel collettore di aspirazione. Da ciò deriverebbe anche un miglioramento della fase di lavaggio del cilindro, con conseguenti benefici sull'efficienza globale. L'iniezione diretta permetterebbe inoltre di migliorare il coefficiente di riempimento del motore (riferito all'aria) e quindi di incrementare la potenza specifica. Con l'iniezione diretta si potrebbe inoltre sfruttare la bassa temperatura del gas iniettato per aumentare la resistenza alla detonazione e quindi incrementare il rapporto volumetrico di compressione, con miglioramento del rendimento. Un più accurato controllo dell'indice d'aria permetterebbe inoltre migliori condizioni operative del sistema di post trattamento dei gas di scarico.

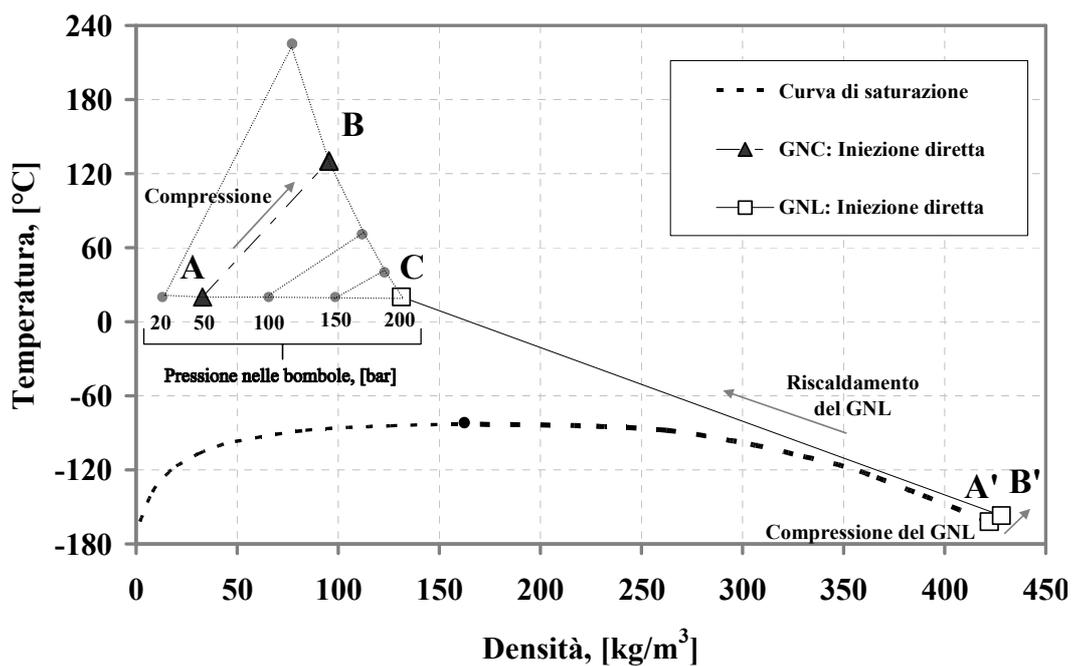


Figura 94. Alimentazione diretta con GNL; (temperatura-densità)

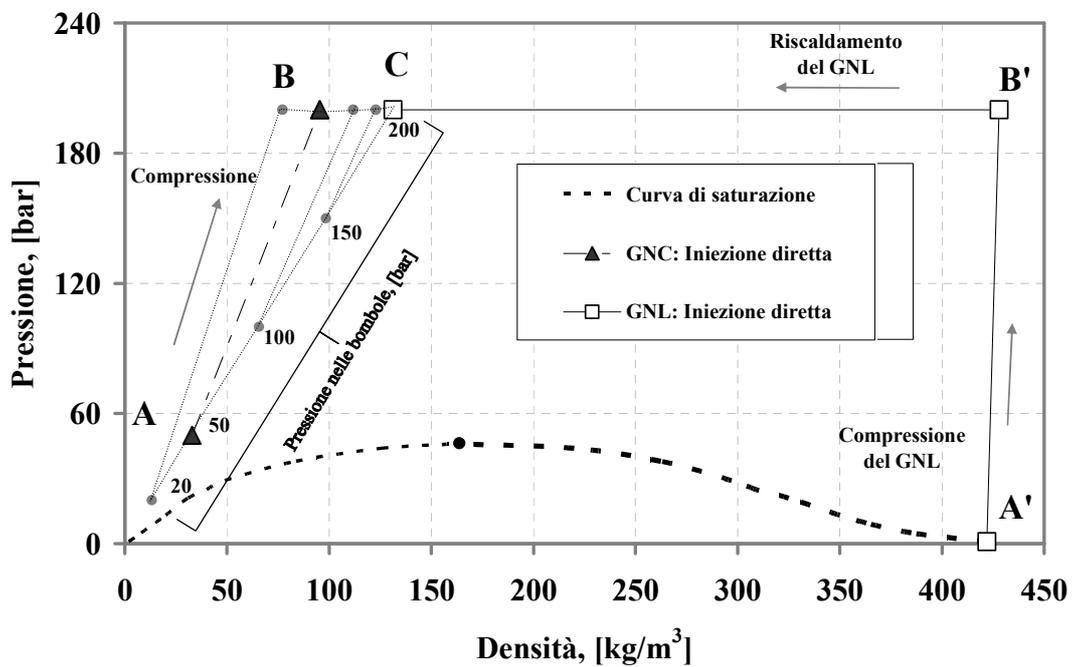


Figura 95. Alimentazione diretta con GNL; (pressione-densità)

Una potenzialità ulteriore dell'iniezione diretta sarebbe costituita dalla stratificazione della carica associata ad iniezioni multiple, volte ad avere una miscela più idonea alla combustione nella zona di innesco, degradante nel magro allontanandosi da questa.

Sistemi ad iniezione diretta di gas naturale liquido sono già allo studio. La Cummins Westport Incorporated (CWI), ad esempio, ha progettato e sviluppato un sistema di alimentazione del veicolo a GNL che comprende una pompa a pistone con la sezione di aspirazione immersa nella fase liquida del combustibile stoccato in un serbatoio criogenico, [40]. Il sistema è stato testato e analizzato presso l'US Department of Energy (DOE).

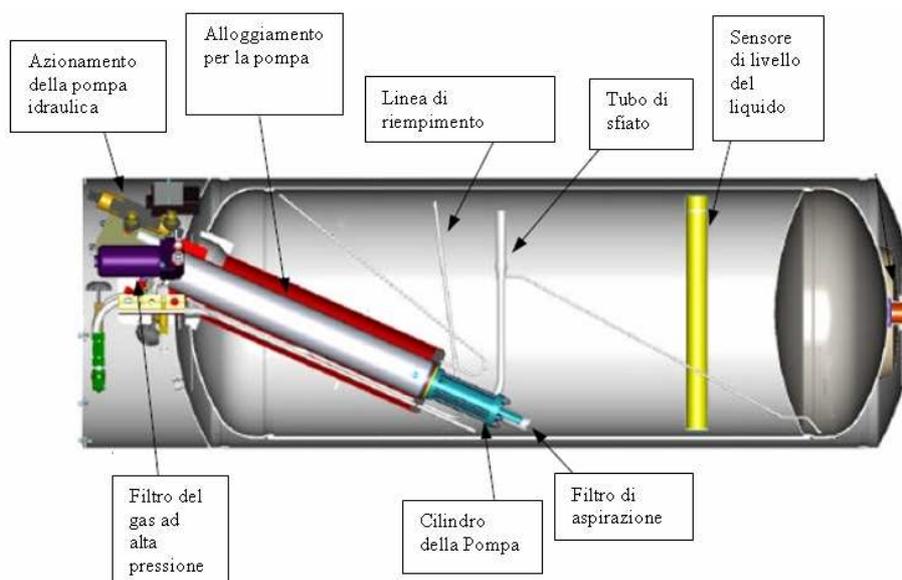


Figura 96. CWI: serbatoio del GNL, pompa, e componenti principali

Una caratteristica fondamentale del progetto è la pompa ad alta pressione, che è situata nel serbatoio di GNL come mostrato nella figura 96. La pompa è montata in modo da avere la sezione di aspirazione molto vicina al fondo, per risultare sempre immersa fino al quasi completo svuotamento del serbatoio.

La pompa del GNL opera nel modo seguente. Nella corsa di aspirazione del pistone (da destra verso sinistra in figura 97), il liquido viene risucchiato, attraverso il tubo di aspirazione, nella prima camera. Nella corsa di compressione (da sinistra verso destra,) il liquido viene spinto attraverso una prima valvola di controllo, situata nel pistone, nella seconda camera. Il diametro dell'asta di trasmissione è dimensionato in maniera tale da rendere il volume della seconda camera circa la metà del volume della prima camera. Pertanto, metà del volume di liquido aspirato nella prima camera e inviato nella seconda camera verrà riversato nella linea

di mandata ad alta pressione (200 bar) attraverso una seconda valvola di scarico unidirezionale, mentre la parte rimanente resterà nella seconda camera. Quest'ultima, poi, nella successiva corsa di aspirazione sarà riversata nel tubo di mandata. In altre parole, per ogni corsa del pistone, in entrambe le direzioni, pressoché la stessa quantità di combustibile fluisce verso la mandata. Questo tipo di funzionamento, con una corsa attiva di aspirazione e due di mandata, a detta della CWI, fornisce il vantaggio di un miglior funzionamento della pompa in termini di affidabilità e durata.

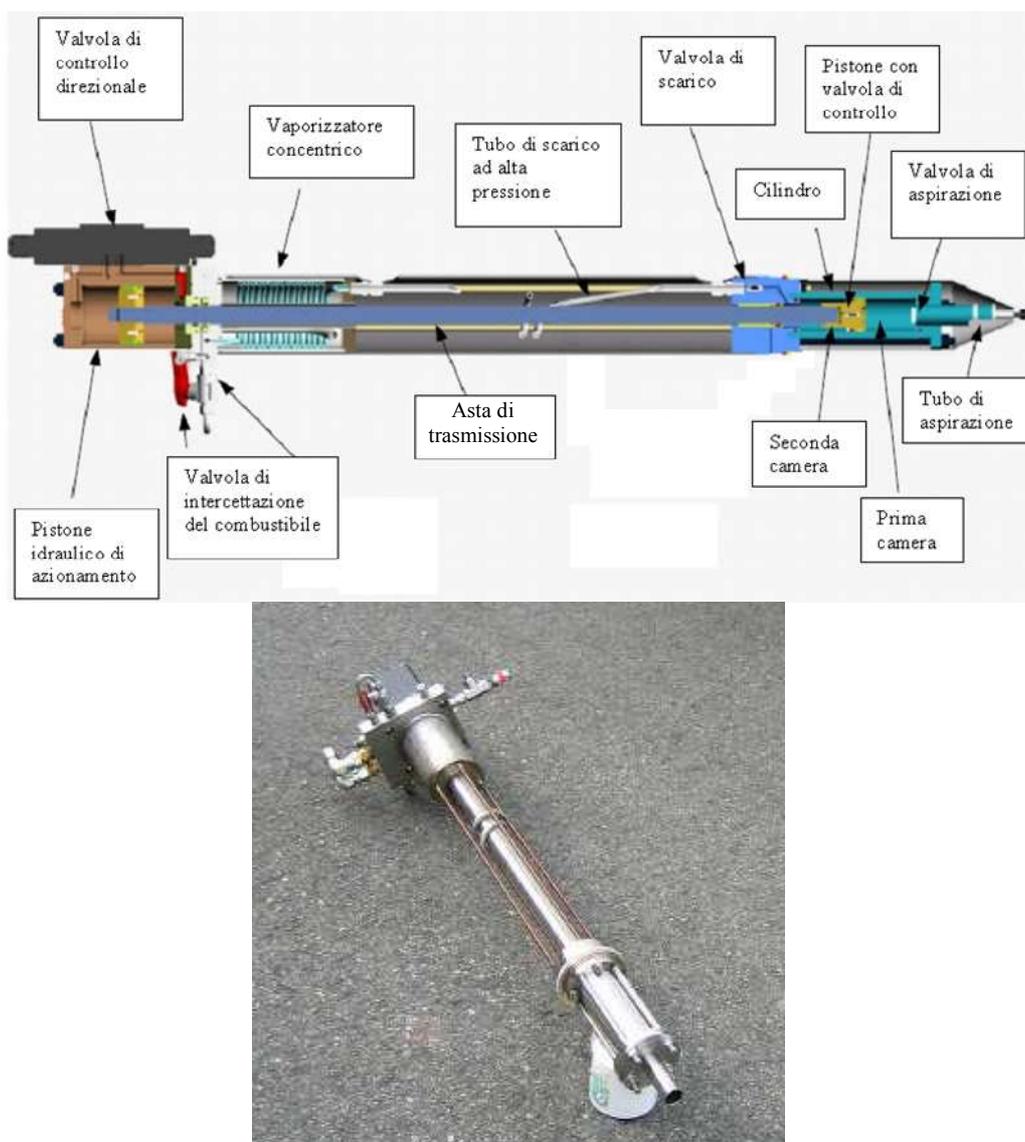


Figura 97. CWI: dettagli della pompa alternativa per la compressione del GNL

# CAPITOLO V

## CONCLUSIONI

### 5.1 CONCLUSIONI

I trasporti, per la specificità di avere disponibile l'energia primaria a bordo del veicolo, hanno dovuto prediligere sempre i combustibili liquidi. Pertanto, la necessità di ridurre nel breve periodo l'emissione in atmosfera di gas ad effetto serra spinge verso la produzione di biocombustibili liquidi in quanto la sostituzione parziale o totale dei combustibili tradizionali non richiederebbe sostanziali modifiche al sistema di distribuzione ed al parco veicolare circolante. Una maggiore diffusione dei biocombustibili gassosi, invece, a parità di riduzione di emissioni dei gas serra, oltre ad un minore impatto sul territorio per la produzione, permetterebbe di conseguire notevoli e accertati benefici sulle emissioni motore, sia regolamentate che non regolamentate, con conseguente minore impatto sulla salute. Fra l'altro è da tenere in debita considerazione la poca ragionevolezza nel ritenere che i biocombustibili possano soddisfare agevolmente tutto il fabbisogno mondiale di energia per i trasporti essendo essi, in ultima analisi, una forma di immagazzinamento dell'energia solare per giunta con bassa efficienza. E' pertanto quanto mai opportuno effettuare scelte orientate ad incrementare il più possibile la resa di produzione energetica della superficie di terreno impegnata. In questo senso il biometano, sia di prima che di seconda generazione, risulterebbe essere la scelta più efficiente consentendo di convertire biomasse e rifiuti con il minimo impegno del terreno coltivabile e quindi generando la minima competizione con altri settori a parità di energia disponibile.

La diffusione dell'utilizzo di veicoli equipaggiati con motori a gas passa attraverso la riduzione degli ingombri per lo stoccaggio del combustibile a bordo nonché il miglioramento delle prestazioni, in termini di potenza e consumi. Se per l'incremento dell'autonomia dei veicoli a gas occorrerà attendere la diffusione di una tecnologia, ormai consolidata, quale quella dei serbatoi criogenici a bassa pressione, diverse sono le possibilità per incrementare le prestazioni dei motori a gas ad accensione comandata.

In questo lavoro di tesi è stata analizzata alla luce di risultati sperimentali e modellistici la possibilità di incrementare la potenza e l'efficienza di un motore a gas mediante il ricircolo dei gas di scarico.

In particolare, un sistema di ricircolo dei gas di scarico può essere utilizzato per incrementare la potenza specifica dei motori alimentati con combustibili gassosi per renderli più adatti all'attuale esigenza dei veicoli su cui tali motori sono installati. I risultati sono stati ottenuti a valle di un lavoro sperimentale su un motore, per autobus urbano, installato al banco prova ed uno studio numerico modellistico per la messa a punto delle strategie di gestione ottimali di detto motore.

Sulla base dei risultati acquisiti con l'attività sperimentale è stato possibile: confermare che la ricircolazione esterna dei gas di scarico raffreddati permette di ridurre le temperature massime in camera di combustione e verificare che un adeguamento dell'anticipo all'accensione consente di regolarizzare il funzionamento del motore anche con più elevati tassi di EGR, con conseguenti cicli di pressione più prossimi a quelli ottimali. Fra i vari sistemi di ricircolo dei gas di scarico al fine di incrementare la potenza specifica erogabile dal motore, è da preferire il sistema in grado di assicurare il più alto tasso di EGR nella condizione di massimo carico termico (massima potenza), e quindi garantire minori temperature di esercizio. Sperimentalmente, infatti, è stato constatato che ricircolando percentuali di gas di scarico tra il 20 ed il 25% è possibile ridurre le temperature medie e massime (rilevate nei pressi delle valvole di scarico) della testa di circa il 10÷15%. La riduzione delle temperature medie, di vitale importanza per alcuni punti critici della testata del motore, è direttamente legata alla riduzione della temperatura massima di combustione valutata sulla base dei rilievi del ciclo di pressione in camera di combustione. Ai fini della riduzione della temperatura della testa, il sistema low pressure route (LPR) EGR, che prevede un cammino di bassa pressione con i gas di scarico prelevati a valle turbina e immessi a monte compressore, è risultato il migliore. Tale valutazione è stata effettuata sviluppando prima un modello fluidodinamico monodimensionale del motore e dell'impianto EGR LPR, validato sulla base dei dati sperimentali, e utilizzando poi il modello validato per studiare sistemi di ricircolo dei gas di scarico alternativi: HLPR, High Low Pressure Route e HPR, High Pressure Route. Il sistema di ricircolo LPR è risultato essere la migliore soluzione in quanto, consente il più alto tasso di ricircolo dei gas di scarico ai carichi elevati ed in particolare in condizioni di massima potenza (25%) unitamente ad una minore complessità impiantistica. Infatti, il sistema HLPR consente un tasso di EGR a massima potenza pari solo al 17%; mentre il sistema HPR sebbene permetterebbe di impostare quasi lo stesso tasso di EGR a potenza massima (22%) e, pertanto, potrebbe essere considerato equivalente ai fini della riduzione del carico termico, risulta un

sistema più complesso essendo necessario prevedere, invece che una sola valvola per il controllo della portata dei gas di scarico ricircolati, due valvole (una di tipo on\off sul condotto di ricircolo ed una di contropressione allo scarico sostituibile eventualmente con una turbina a geometria variabile). Nel caso di sistema HPR con valvola di contro pressione va considerato che detta valvola, essendo a monte della turbina, deve lavorare ad alta temperatura.

Ai fini della riduzione dei consumi ai carichi parziali mentre il sistema HPR è un sistema che presenta difficoltà per il controllo del tasso di EGR ai bassi carichi per la presenza della valvola di tipo on\off che sostituita con una regolabile come quella di contropressione implicherebbe una maggiore complessità del sistema di controllo, l'HLPR consente grosso modo la stessa riduzione dei consumi su tutto il piano di funzionamento del motore (mediamente: 6÷7% ai bassi carichi e vicino al 4% a massima potenza). La riduzione dei consumi ottenuta con l'immissione di gas combusti in camera, sulla base dei dati relativi al motore in prova è risultata principalmente (per il 75÷100%) dovuta alla riduzione degli scambi termici con le pareti. Questo è in accordo con quanto rilevato sperimentalmente sul motore nel funzionamento a 1100 giri\min con anticipo ottimizzato, dove è stata rilevata una sensibile riduzione dei consumi (circa il 10%) ai bassi carichi, non giustificabile con un minor lavoro di pompaggio.

Il sistema LPR rappresenta quindi la scelta migliore sia per quanto riguarda la possibilità di incrementare la potenza specifica che ridurre i consumi. Sul motore oggetto dello studio, in ogni caso, sia l'implementazione del sistema LPR che dell'HLPR non richiederebbe un potenziamento dell'unità elettronica di controllo. In pratica potrebbe essere possibile adattare l'attuale controllo elettronico della valvola wastegate con quello della valvola per l'EGR. Infatti, è stato mostrato con il modello, che con la valvola wastegate della turbina completamente chiusa su tutto il piano di funzionamento è possibile controllare il carico erogato dal motore con il solo tasso di EGR, ai carichi più alti, e anche con la farfalla ai carichi più bassi.

## 5.1 SVILUPPI FUTURI

Oltre che sugli attuali motori ad accensione comandata, per consentire l'ottenimento di elevate potenze specifiche, l'EGR potrebbe in futuro essere utilmente impiegato anche su motori dotati di controllo elettronico delle valvole, per una migliore ottimizzazione ai carichi parziali.

Infatti, l'EGR oltre a contribuire ad abbassare il carico termico e la probabilità di innesco della detonazione o di combustione anomale, per quanto riguarda la potenzialità di riduzione dei consumi potrebbe non essere considerato solo alternativo al controllo variabile delle valvole. Infatti, con un sistema elettronico avanzato di attuazione e di controllo delle valvole di aspirazione è possibile eliminare quasi totalmente le perdite di pompaggio con una riduzione del consumo di carburante pari al 10%, sia nei motori naturalmente aspirati, sia in quelli sovralimentati, [41]. Poiché, come mostrato dai risultati sia sperimentali che numerici precedenti, l'effetto dell'EGR sulla riduzione dei consumi è dovuto principalmente ad una riduzione degli scambi termici le due tecniche potrebbero essere utilizzate contemporaneamente con la possibilità di ottenere una maggiore riduzione dei consumi.

Inoltre la disponibilità dell'EGR potrebbe rendere compatibile il funzionamento del motore in condizioni magre con i vincoli sulle emissioni, almeno in alcune zone del piano di funzionamento, grazie alle bassissime emissioni di NO<sub>x</sub> allo scarico, con un conseguente ulteriore guadagno sul rendimento di combustione.

# SIMBOLI E NOMENCLATURA

---

1D	Monodimensionale
BTL	Biomass to Liquid
CH <sub>4</sub>	Metano
CI	Compression Ignition
CO	Monossido di Carbonio
CO <sub>2</sub>	Anidride Carbonica
COV	Coefficient of Variation
EGR	Exhaust Gas Recycling
EGR%	Tasso percentuale di EGR
EOC	End Of Combustion
GN	Gas Naturale
GNC	Gas Naturale Compresso
GNL	Gas Naturale Liquido
H <sub>2</sub>	Idrogeno
HC	Idrocarburi Incombusti
H <sub>i</sub>	Potere calorifico inferiore del combustibile
HLPR	High-Low Pressure Route
HPR	High Pressure Route
HR	Heat Release
HR10	Angolo di manovella in cui è stato rilasciato il 10% del calore
HR50	Angolo di manovella in cui è stato rilasciato il 50% del calore
HR90	Angolo di manovella in cui è stato rilasciato il 90% del calore
La	Lavoro indicato del ciclo attivo
Li	Lavoro indicato
Lp	Lavoro indicato del ciclo passivo
LPR	Low Pressure Route
LSNG	Liquefied Synthetic Natural Gas
MFB	Mass Fraction Burner

NO <sub>x</sub>	Ossidi di Azoto
PMS	Punto Morto Superiore
RHR	Rate of Heat Release
RSU	Rifiuti Solidi Urbani
SA	Spark Advance
SCNG	Synthetic Compressed Natural Gas
SI	Spark Ignition
SNG	Synthetic Natural Gas
SOC	Start Of Combustion
TWC	Three Way Catalyst
TWC	Three-Way Catalyst
WG	Wastegate

# BIBLIOGRAFIA

---

- [1] Bellini V., Gambino M., Melloni E., “Project For Ecological Transportation And Service Vehicles For City Of Florence”, XXV ISATA Firenze Giugno 1992, pp. 463-470
- [2] Gambino M., Migliaccio M., *Carburanti alternativi per l'autotrazione*, 1993, Liguori Editore
- [3] Baldassarri L., Battistelli C.L., Conti L., Crebelli R., De Berardis B., Gambino M., Iamiceli A.L., Iannaccone S., “Evaluation of emission toxicity of urban bus engines: Compressed natural gas and comparison with liquid fuels”, *The Science of the total environment* 2006; 355(1-3): pp. 64-77
- [4] Evans B., Blaszczyk J., Gambino M., Iannaccone S., Unich A., “High Efficiency Natural Gas Engines”. III International "Symposium Energy and Environment Towards the Year 2000", ATI, Capri, June 6<sup>th</sup> - 8<sup>th</sup>, 1996
- [5] Corbo P., Gambino M., Iannaccone S., Unich A., “Low Emission Stoichiometric CNG Engine with EGR”, ASME Spring Conference April 23<sup>rd</sup> - 26<sup>th</sup> 1995, Marietta, Ohio, USA
- [6] Evans R.L.,: “Fueling Our Future”, Cambridge University Press, 2007
- [7] Avanzini P., Scenari energetici per il XXI secolo, in *CNR Dipartimento Energia e Trasporti, Energia e Trasporti - Stato attuale e prospettive future della ricerca scientifica*, (Claudio Bertoli Editor), 2009 pp. 3-30
- [8] Vallentyne J., “Net primary productivity and photosynthetic efficiency in the biosphere”, *Primary Productivity in Aquatic Environments*, (pp 309-311). University of California Press, Berkeley, 1965
- [9] De Simio L., Gambino M., Iannaccone S., “Gaseous biofuels from waste: low environmental and toxicological impact with maximum benefit on the greenhouse effect”, Fourteenth International Conference on Urban Transport and the Environment in the 21st Century, Malta, 1<sup>st</sup> – 3<sup>rd</sup> September 2007, Wit Press, (ISBN 978-1-84564-123-8) pp. 313-324
- [10] Chapman K.S., Patil A., “Performance, Efficiency, and Emissions Characterization of Reciprocating Internal Combustion Engines Fuelled with Hydrogen/Natural Gas Blends”, Final Technical Report, March, 2008, DOE Award DE-FC26-04NT42234
- [11] Boulouchos K., Dimopoulos P., Hotz R., Rechsteiner C., Soltic P., “Combustion Characteristics of Hydrogen-Natural Gas Mixtures in Passenger Car Engines”, SAE paper 2007-24-0065
- [12] Andersson T., “Hydrogen Addition for Improved Lean Burn Capability on Natural Gas Engine”, Rapport SGC 134 ISSN 1102-7371, Lund Institute of Technology, 2002

- [13] Della Volpe R., Migliaccio M., *Motoria a Combustione Interna per Autotrazione*, 2000, Liguori Editore
- [14] Bridgwater A.V., "The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation", *Fuel* Vol 74 No 5 pp. 631-653 1995
- [15] Eriksson P., Olsson M., "The Potential of Biogas as Vehicle Fuel in Europe", Göteborg, Sweden, Report No. 2007:6, ISSN: 1404-8167, 2007
- [16] Jönsson O., Persson M., "Biogas as transportation fuel", Swedish Gas Centre, FVS Fachtagung, 2003
- [17] Nonhebel S., "Energy from agricultural residues and consequences for land requirements for food production", *Agricultural Systems* 94 pp. 586-592, Elsevier, 2007
- [18] Fritsche U.R., Fröhlich N., Henze A., Kaltschmitt M., Scheuermann A., Schweinle J., Thoro C., Thrän D., Weber M., Zeddies J., Jenseit W., Rausch L., Schmidt K., "Sustainable strategies for biomass use in the European context", Institut für Energetik und Umwelt GmbH (IE), Leipzig (Germany), 2006
- [19] Jassen R., Rutz D., *Biofuel technology handbook*, WIP Renewable Energies, 2007
- [20] Kemnitz D., Paul N., "Biofuels", FNR, 2006
- [21] Banerjee R., Manish S., "Comparison of biohydrogen production processes", Elsevier 2007
- [22] Aden A., Eggeman T., Jechura J., Ringer M., Spath P., Wallace B., "Biomass to Hydrogen Production Detailed Design and Economics Utilizing the Battelle Columbus Laboratory Indirectly-Heated Gasifier", Technical Report Biomass to Hydrogen NREL/TP-510-37408 Production, 2005
- [23] Boerrigter H., Zwart R.W.R., "High efficiency co-production of Fischer-Tropsch transportation fuel and substitute Natural Gas from biomass", ECN Biomass, 2004
- [24] Boerrigter H., Drift A., Meijden C.M., "Milena gasification technology for high efficient SNG production from biomass", ECN Biomass 2005, 14 the European Biomass Conference & Exhibition, Paris France, 17-21 October 2005
- [25] Beauchemin P. A., Bibeau E., Smith D., Tampier M., "Identifying Environmentally Preferable Uses For Biomass Resources", British Columbia Ministry of Forests and Range, Ministry of Energy, Mines & Petroleum, 2006
- [26] Corbo P., Gambino M., Iannaccone S., Unich A., "Comparison between Lean-Burn and Stoichiometric Technologies for CNG Heavy-Duty Engines", SAE Paper 950057, SAE, 1995 Transactions Journal of Fuels & Lubricants, Volume 104, Section 4, pp. 20-22
- [27] Bhargava S., Clark N., Hildebrand M., "Exhaust Gas Recirculation in a Lean-Burn Natural Gas Engine", SAE PAPER 981395

- [28] Boulouch K., Nellen C., “Natural Gas Engines for Cogeneration: Highest Efficiency and Near-Zero-Emissions through Turbocharging, EGR and 3-Way Catalytic Converter”, SAE, 2000-01-2825
- [29] Abdelhalim S.M., Hu Z., Ladommatos N., Zhao H., “The Dilution, Chemical, And Thermal Effects Of Exhaust Gas Recirculation On Diesel Engine Emission”, SAE PAPER 961167
- [30] Arcoumanis C., Bae C., Nagwaney A., Whitelaw J.H., “Effect Of EGR On Combustion Development In A 1.9l DI Diesel Optical Engine”, SAE PAPER 950850
- [31] Hakozaiki T., Kohketsu S., Mori K., Sakai K., “EGR Technologies For A Turbocharged And Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine”, SAE PAPER 970340
- [32] Wang J., “Air fraction estimation for multiple combustion mode diesel engines with dual-loop EGR systems”, *Control Engineering Practice* 16 (2008) pp. 1479– 1486
- [33] Bari S., Ibrahim A., “Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two –zone combustion model”, *Science Direct*, 2008, *Fuel* Volume 87, pp. 1824-1834
- [34] Chiu J., Reppert T., “Heavy-Duty Waste Hauler with Chemically Correct Natural Gas Engine Diluted with EGR and Using a Three-Way Catalyst”, Subcontract report NREL/SR-540-38222, September 2005
- [35] Ballario V., Lisbona M.G., Venezia C., "L'analisi fluidodinamica", Report Centro Ricerche Fiat (CRF), “Come progettare un motore ottimizzato”, N. 1-14/01/2005, pp. 5-7
- [36] Heywood, JB, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mc Graw-Hill International Editors, 1988, pp.415-418
- [37] Stazione sperimentale per i Combustibili, “GNL: domanda, costi e criticità. Indagine preliminare”, 2006
- [38] Lo Giudice Moncada G., Asdrubali F., “Il ruolo della rigassificazione nel mercato internazionale del gas naturale”, pp. 80-85 *La Termotecnica* • Luglio/Agosto 2006
- [39] Wegrzyn E., Litzke W., Gurevich M., “DOEIBNL Liquid Natural Gas Heavy Vehicle Program”, SAE Technical Paper 981919
- [40] Harper G., Powars C., *Advanced Liquid Natural Gas Onboard Storage System*, Final technical report for DOE, 2003
- [41] Comunicato stampa 04-03-2009; Multiair: la strategia innovativa per la gestione dell'aria. <<http://www.fiatpress.com>>, 2009