

POLITECNICO DI TORINO



FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in
INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di laurea

**Evoluzione Tecnologica dei Motori a Combustione Interna e
Analisi della Penetrazione dei Powertrain Ibridi**

Candidato:

Alessio Ferraro

Relatori:

Prof. Daniela Misul

Correlatori:

Prof. Ezio Spessa

Ing. Federico Miretti

ANNO SCOLASTICO 2018/2019

Alle mie Nonne

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare la mia relatrice Prof. Daniela Misul e i correlatori Prof. Ezio Spessa e Ing. Federico Miretti che mi hanno seguito ed aiutato nella realizzazione di questa tesi.

Inoltre vorrei ringraziare la mia famiglia e i miei amici con cui ho condiviso questo percorso di studi, in particolar modo i miei genitori, senza il cui sostegno non avrei potuto raggiungere questo traguardo.

Abstract

Una grande sfida che ci attende in futuro riguarda la riduzione delle emissioni di inquinanti e di gas serra provenienti dal trasporto su strada. Le normative mondiali, ed in particolare europee, diventeranno sempre più stringenti e punteranno a ridurre sostanzialmente le emissioni entro il 2030, e a essere pronti ad una mobilità a zero emissioni per il 2050. Molte organizzazioni sono nate allo scopo di raggiungere questi obiettivi, nel corso del nostro lavoro di tesi analizzeremo il lavoro di alcune di queste e cercheremo di capire, tramite le loro previsioni, come evolverà il trasporto su strada in Europa.

Un punto fondamentale per la riduzione delle emissioni riguarda sicuramente l'evoluzione dei motori a combustione interna, quindi nel nostro percorso di tesi ricercheremo ed analizzeremo tre fra le tecnologie che risultano essere più promettenti in questo campo: *Cylinder Deactivation*, *D-EGR*, *Homogeneous Lean Combustion*.

Sarà però necessario, per raggiungere gli obiettivi prefissati sulle emissioni, elettrificare la flotta di veicoli che circolerà quotidianamente sulle nostre strade. Per questo ci occuperemo di analizzare gli effetti dell'elettrificazione su due veicoli convenzionali (un Suv con motore a benzina e una Compatta con motore diesel), cercando di identificare la migliore configurazione ibrida in termini di costi, performance ed emissioni su diversi cicli guida. Per svolgere questa analisi utilizzeremo un tool sviluppato su Matlab dal dipartimento di Energia del Politecnico di Torino.

Indice

Sommario

Abstract.....	4
1) CO ₂ da settore trasporti: Cause e Soluzioni.....	8
1.1) EGVI: Missione e Obiettivi.....	8
1.2) ERTRAC.....	10
1.3) Stima del potenziale di riduzione delle emissioni di CO ₂	11
2) Innovazioni Tecnologiche ICE.....	16
2.1) Disattivazione dei cilindri (CDA).....	16
2.1.1) Analisi su motori di piccola e media dimensione.....	17
2.1.2) Analisi su motori di grande cilindrata.....	20
2.1.3) Dynamic Skip Fire.....	24
2.2) D-EGR.....	26
2.3) Homogeneous Lean Combustion.....	33
2.3.1) Dati Motore per Prova.....	33
2.3.2) Risultati.....	34
2.3.3) Applicazione della tecnologia a motori per la produzione in massa.....	37
2.3.4) Homogeneous Lean Combustion e Dynamic Skip Fire.....	38
3) Tool di Ottimizzazione di un HEVs e Architetture Analizzate.....	42
3.1) Teoria e Metodo Computazionale.....	42
3.1.1) Input Variables.....	42
3.1.2) Control Variables.....	42
3.1.3) Sub-Control Variables.....	42
3.1.4) State Variables.....	43
3.1.5) Score Variables.....	43
3.1.6) Time Discretization.....	43
3.1.7) Configuration Definition.....	43
3.1.8) Configuration Matrices Approach.....	43
3.2) Inputs del Tool di Ottimizzazione.....	44
3.2.1) Simulation Characteristics Definition.....	44
3.3) Pre-Processing Phase.....	44
3.3.1) Componenti per la generazione delle mappe e il dimensionamento batterie.....	44
3.3.1.1) Componenti per la generazione delle mappe.....	44
3.3.1.2) Dimensionamento Batterie.....	45
3.3.2) Input Variables Acquisition.....	45
3.3.3) Control Variables Definition.....	46

3.3.4)	Configuration Matrices Generation.....	46
3.3.5)	Components Required Velocity and Feasibility Check	46
3.3.6)	Components Required Power and Feasibility Check.....	46
3.3.7)	Battery Required Power and Feasibility Check.....	47
3.4)	Ottimizzazione	47
3.4.1)	Dynamic Programming.....	47
3.4.2)	Risultati	49
3.5)	Autovetture	49
3.6)	Ibridi	53
3.6.1)	Ibrido p2.....	54
3.6.2)	Ibrido p2p4.....	55
3.6.3)	Ibrido p3.....	57
3.6.4)	Ibrido p3p4.....	57
3.6.5)	Ibrido p4.....	58
3.7)	Performance Index.....	59
3.8)	Calcolo Costi Totali di Proprietà (TCO)	61
3.9)	Calcolo Emissioni CO ₂ TTW	63
3.10)	Cicli Guida.....	64
3.10.1)	NEDC.....	64
3.10.2)	WLTP.....	65
3.10.3)	FTP.....	65
3.10.4)	Cicli Clust	66
4)	Risultati	69
4.1)	Tabelle.....	69
4.1.1)	Compatta	69
4.1.2)	Suv.....	75
4.2)	TCO	81
4.3)	Performance Index.....	81
4.3.1)	Compatta	81
4.3.2)	Suv.....	81
4.4)	CO ₂ Tank to Wheel	82
4.4.1)	NEDC.....	82
4.4.2)	WLTP.....	83
4.4.3)	FTP.....	84
4.4.4)	CLUST 2.....	85
4.4.5)	CLUST 4	86
4.4.6)	CLUST 7	86

4.4.7) CLUST 11.....	87
4.4.1) CLUST 12	88
5) Conclusioni	90
Bibliografia.....	91

1) CO₂ da settore trasporti: Cause e Soluzioni

1.1) EGVI: Missione e Obiettivi

La mobilità è una delle chiavi della crescita e dello sviluppo economico europeo. Dal 2012 in Europa il trasporto di persone e merci è in aumento e si prevede che lo sia ancora, in modo significativo, entro il 2030 (+10%) [1]. Significativo è il fatto che i trasporti, in Europa, rappresentino quasi un quarto delle emissioni di gas serra e siano una delle principali cause dell'inquinamento nelle città. Per conciliare l'urgente necessità di riduzione delle emissioni di gas serra con le crescenti esigenze della mobilità sociale l'Europa dovrebbe spostarsi velocemente e totalmente verso soluzioni di mobilità a basse emissioni.

Nel 2008 è stata fondata EGVI (European Green Vehicles Initiative), con lo scopo di supportare e finanziare progetti dedicati al raggiungimento di tale obiettivo. Coprendo molte aree diverse nel campo del miglioramento dell'efficienza energetica di molti tipi di veicoli, EGVI ne ha migliorato le prestazioni ed è stato fino ad ora un successo. Il dato fornito da EGVI che ci interessa sottolineare riguarda il potenziale di riduzione delle emissioni di CO₂, tramite diverse soluzioni tecniche, che è del 34% entro il 2030 rispetto ai migliori veicoli del 2015, di cui il 10% grazie all'elettificazione della flotta e il 24% è dovuto a miglioramenti tecnici dei veicoli e miglioramenti delle condizioni del traffico, questo grazie al contributo dei progetti EGVI.

Tuttavia sono presenti ancora numerose sfide per il trasporto stradale europeo; i futuri obiettivi di emissioni di CO₂ sono molto impegnativi e possono essere raggiunti solo analizzando tutte le opzioni tecniche disponibili, ad un livello di costo accettabile. Gli sforzi dell'EGVI hanno unito un gran numero di partecipanti ed hanno portato al finanziamento di numerosi progetti ed a molte pubblicazioni tra il 2014 e il 2017; Questo tipo di ricerca ha coperto tutti i tipi di veicoli "puliti" e la maggior parte dei temi relativi alla riduzione della CO₂. Per quanto riguarda i veicoli per passeggeri le principali soluzioni analizzate sono: *EVs, Plug-in Hybrids, Full Hybrids, Myld Hybrids*.

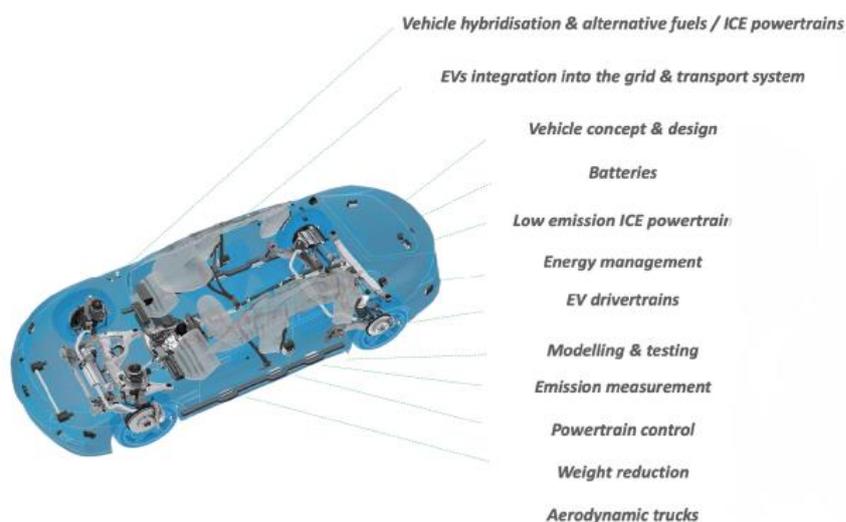


Fig.1 – Principali aree di ricerca dei progetti EGVI [1]

Come detto in precedenza i trasporti rappresentano quasi un quarto delle emissioni di gas serra in Europa e sono una delle cause principali dell'inquinamento atmosferico nelle città. Il settore dei trasporti non ha visto la stessa graduale diminuzione delle emissioni degli altri settori: le emissioni hanno iniziato a

diminuire solo nel 2007 e rimangono ancora superiori rispetto al 1990. All'interno di questo settore, il trasporto su strada è di gran lunga quello con il maggiore impatto, che rappresenta oltre il 70% di tutte le emissioni di gas serra derivanti dai trasporti nel 2014. Ha registrato solo una diminuzione tra il 2007 e il 2012 principalmente a causa di una diminuzione della mobilità stradale dovuta alla crisi economica del 2008.

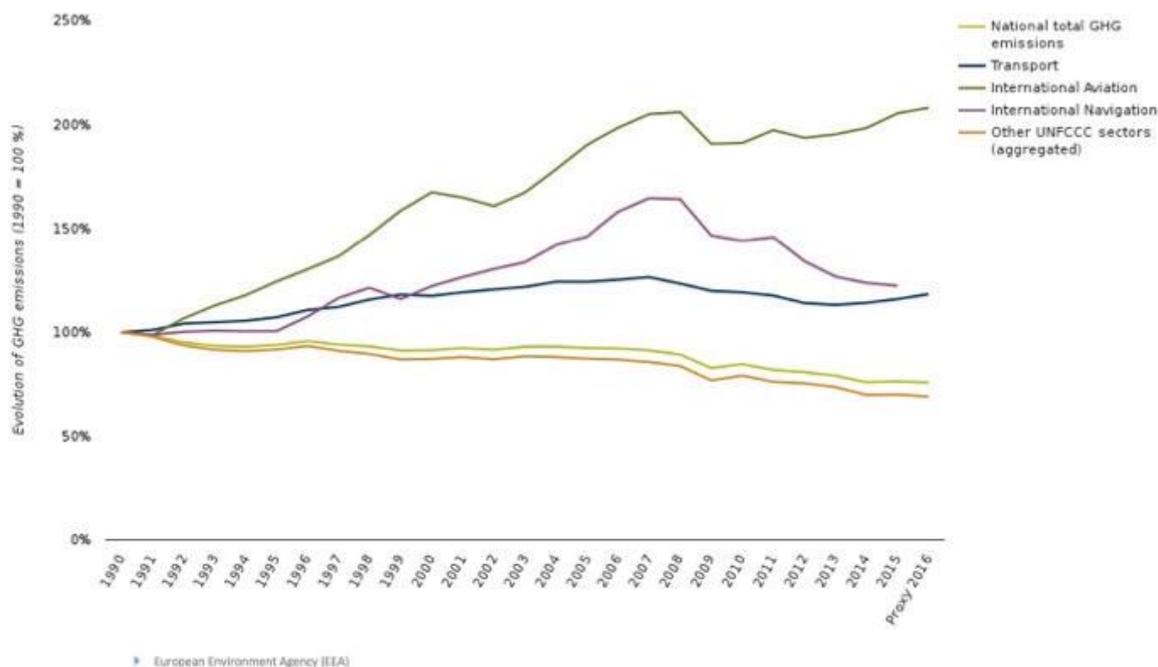


Fig.2 – Emissioni di GHG in Europa (rispetto al 1990) [1]

Le politiche adottate dall'Europa a partire dal 2016 mirano a garantirne la competitività e ad essere in grado di soddisfare le crescenti esigenze nel trasporto di beni e persone. L'obiettivo, da raggiungere entro metà secolo, è quello di avere emissioni di gas serra dal settore dei trasporti inferiori al 60% rispetto al 1990 ed essere saldamente sulla strada verso il trasporto a zero emissioni. Le emissioni di inquinanti atmosferici dai trasporti che danneggiano la salute dei cittadini dovranno essere drasticamente ridotte. La strategia andrà a beneficio dei cittadini e dei consumatori europei offrendo miglioramenti della qualità dell'aria, riduzioni del livello di rumore, minori livelli di congestione e maggiore sicurezza. I consumatori trarranno vantaggio da automobili che consumano meno energia, da migliori infrastrutture per carburanti alternativi, migliori collegamenti tra modalità di trasporto, maggiore sicurezza e minori ritardi grazie alla diffusione delle tecnologie digitali.

1.2) ERTRAC

L'European Road Transport Research Advisory Council (ERTRAC) [2] è la piattaforma tecnologica europea (ETP) per il trasporto stradale che è riconosciuto e supportato dalla commissione europea ed i suoi compiti sono:

- Fornire una visione strategica per la ricerca e l'innovazione nel settore dei trasporti su strada in Europa.
- Definire strategie e tabelle di marcia per raggiungere questa visione attraverso la definizione e l'aggiornamento di un'agenda strategica di ricerca (SRA) e di tabelle di marcia per la ricerca sull'implementazione.
- Stimolare investimenti pubblici e privati efficaci nella ricerca e nell'innovazione del trasporto stradale.
- Contribuire a migliorare il coordinamento tra le attività di ricerca e sviluppo (europee, nazionali, regionali e private) dedicate al trasporto su strada.
- Migliorare il collegamento in rete e il raggruppamento delle capacità di ricerca e innovazione dell'Europa.
- Promuovere l'impegno europeo per la ricerca e lo sviluppo tecnologico, assicurando che l'Europa rimanga una regione attraente per i ricercatori, accrescendo la competitività globale delle industrie dei trasporti.
- Sostenere l'attuazione di Horizon 20250, il programma strutturale europeo per la ricerca e l'innovazione.

Il settore del trasporto su strada svolge un ruolo fondamentale nell'economia e nella società europea, questo coinvolge una vasta gamma di industrie e servizi: dai produttori e fornitori di veicoli, ai fornitori di infrastrutture, alla gestione della mobilità, alle tecnologie di comunicazione, alle società energetiche e molti altri. Il trasporto su strada, integrato con gli altri modi di trasporto, consente la mobilità di persone e merci in tutta Europa:

- Nel complesso, le industrie legate al trasporto stradale forniscono lavoro a oltre 14 milioni di persone in Europa e contribuiscono direttamente all'11% del prodotto nazionale lordo europeo.
- Ha un forte impatto sulla nostra vita quotidiana, in quanto è uno dei principali mezzi di accesso all'occupazione, ai servizi e alle attività sociali.
- Il trasporto stradale crea collegamenti e questi collegamenti sono un fattore chiave per lo sviluppo della coesione sociale, regionale ed economica all'interno dell'Unione europea.
- Il trasporto su strada contribuisce alla qualità della vita di ogni cittadino europeo.

Data l'importanza del ruolo del trasporto stradale in Europa, è necessario uno sviluppo accelerato di soluzioni di trasporto integrate e sostenibili. La missione di ERTRAC è quella di fornire un quadro per concentrare gli sforzi coordinati di risorse pubbliche e private sulle attività di ricerca necessarie.

I gruppi di lavoro ERTRAC sono composti da esperti provenienti dai membri dell'ERTRAC. I documenti ERTRAC sono preparati all'interno di questi gruppi di lavoro, quali i vari Scenari, l'agenda di ricerca strategica e le tabelle di marcia della ricerca. Ogni gruppo di lavoro è gestito e presieduto da un capo gruppo, selezionato tra i membri di ERTRAC. I workshop sono organizzati su base regolare, con la possibilità di invitare esperti esterni. Attualmente ci sono 6 gruppi di lavoro:

- Mobilità urbana
- Trasporto merci a lunga distanza
- Energia e ambiente

- Sicurezza e sicurezza del trasporto stradale
- Competitività globale
- Connettività e guida automatizzata

Tutto questo è mirato ad attuare la strategia Europa 2020 per una crescita intelligente, sostenibile e inclusiva che comprende un obiettivo specifico per la decarbonizzazione, che consiste nel ridurre le emissioni di gas a effetto serra del 20% [3], aumentare la quota delle energie rinnovabili nel mix energetico dell'UE al 20% e raggiungere il 20 % di obiettivo di efficienza energetica entro il 2020 (Commissione europea, 2011). L'obiettivo è quello di ridurre le emissioni di gas a effetto serra nel settore dei trasporti del 20% entro il 2020 rispetto al 2008 e del 60% entro il 2050 rispetto ai livelli del 1990, ma già pienamente instradati verso un trasporto a zero emissioni.

1.3) Stima del potenziale di riduzione delle emissioni di CO₂

La riduzione di emissioni di CO₂ [1] è stata calcolata usando due distinti elementi:

- 1) La variazione nella composizione delle flotte
- 2) Varie misure tecniche, riguardanti il veicolo stesso, che possono ridurre le emissioni di CO₂

Per quanto riguarda la composizione della flotta, quanto riportato fa affidamento sugli scenari ERTRAC, i quali includono:

- Uno scenario altamente elettrificato che descrive una situazione in cui sia presente la massima diffusione sul mercato di veicoli ibridi plug-in (PHEV) e veicoli elettrici a batteria (BEV)
- Uno scenario parzialmente elettrificato che è più conservativo per quanto riguarda la diffusione sul mercato di PHEV e BEV
- Uno scenario misto che presuppone un'elettrificazione della flotta sostanzialmente inferiore, dimezzando le quote di BEV dello scenario parzialmente elettrificato

Per il calcolo dell'impatto dei progetti EGVI sulle emissioni di CO₂ della flotta si è utilizzato lo scenario misto di ERTRAC, applicato alle nuove immatricolazioni.

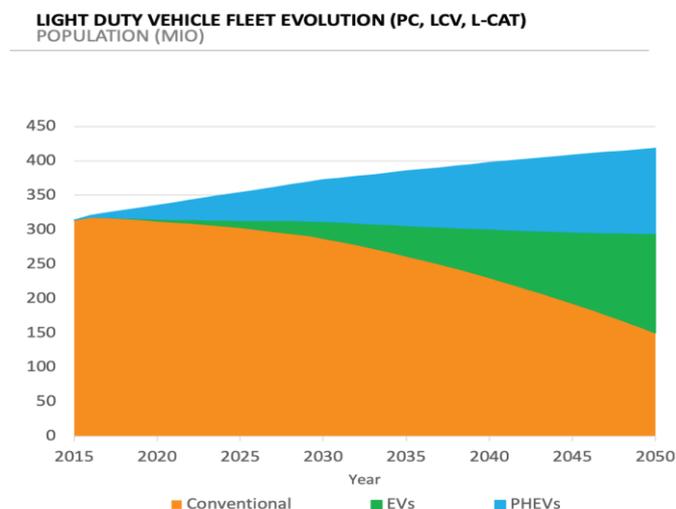


Fig.3 – Evoluzione flotta veicoli leggeri [1]

Le varie misure che possono ridurre l'emissione di CO₂ dei veicoli sono state raggruppate in base ai seguenti tipi:

- A) Miglioramenti del veicolo (Powertrain,...);
- B) Miglioramento delle condizioni del traffico;
- C) Tecnologie per la riduzione del traffico;

I calcoli per la valutazione dell'impatto di CO₂ sono stati eseguiti utilizzando lo scenario misto e solo le misure di tipo A e di tipo B. Per limitare l'incertezza, per ogni misura, per ogni tipo di veicolo e per ciascun profilo di guida (urbano, extraurbano, autostradale), sono stati sviluppati scenari ottimistici e pessimistici per il 2050. Il valore ottimistico rappresenta il limite superiore dell'effetto che una misura potrebbe avere, mentre il valore pessimistico fornisce una stima più prudente del potenziale che potrebbero avere tali misure. In secondo luogo le differenti misure tecniche sono state combinate per le diverse categorie e classi di veicolo per calcolare un miglioramento complessivo dell'efficienza dato dall'implementazione di tutte le misure di tipo A e B

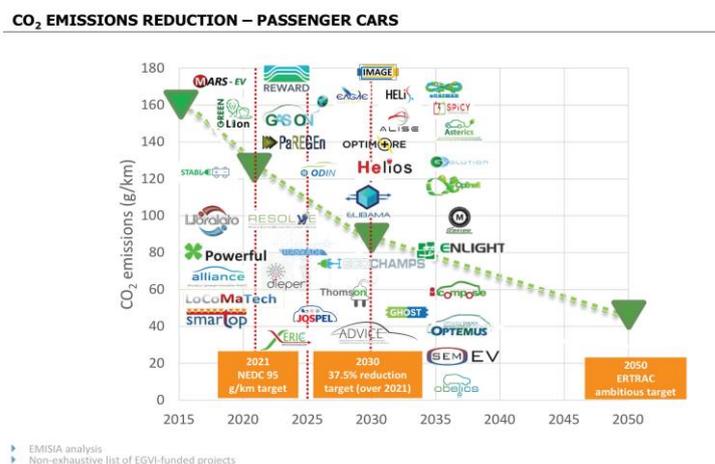


Fig.4 – Evoluzione delle emissioni di CO₂ per i nuovi veicoli in condizioni di guida reali [1]

Le riduzioni osservate nella figura 4 sono dovute all'effetto combinato della variazione della composizione della flotta (ad esempio l'effetto di elettrificazione) e dei miglioramenti complessivi di efficienza del veicolo portati dalle misure di tipo A e di tipo B (valori ottimistici).

Quanto riportato sostiene che esista il potenziale tecnologico per raggiungere gli obiettivi di riduzione delle emissioni del 15% [1] nel 2020 e del 37.5% nel 2030, fissati per le nuove autovetture vendute in Europa, a condizione che avvenga:

- Una forte elettrificazione della flotta;
- Un sostanziale miglioramento dei motori a combustione interna, possibilmente accoppiato ad una decarbonizzazione dei carburanti;

CO₂ EMISSIONS REDUCTION POTENTIAL (1/2) – ENTIRE FLEET (ALL VEHICLE CATEGORIES)
 TAILPIPE (TTW) ONLY, OPTIMISTIC SCENARIO, 2016-2050

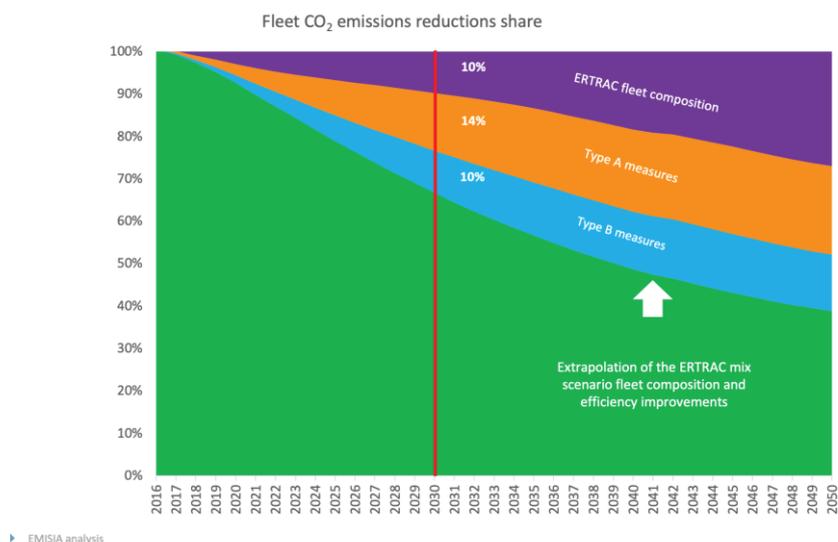


Fig.5 – Potenziale di riduzione della CO₂ relativa allo scenario ottimistico [1]

La figura 5 mostra il potenziale di riduzione totale delle emissioni di CO₂, per l'intera flotta di veicoli, dovuto al cambiamento nella composizione della flotta e all'implementazione di misure di tipo A e di tipo B, rispetto alle emissioni di riferimento. Questo potenziale di riduzione è presentato come una riduzione percentuale rispetto ai valori di CO₂ di riferimento, senza assumere drastici cambiamenti nella composizione della flotta e senza ulteriori miglioramenti nell'efficienza dei consumi dopo il 2020.

Nel 2030, il potenziale massimo di riduzione delle emissioni di CO₂ ammonta al 34%, di cui il 10% è dovuto all'elettrificazione della flotta e il 24% è dovuto alle misure di tipo A e di tipo B a cui i progetti EGVI stanno contribuendo.

CO₂ EMISSIONS REDUCTION POTENTIAL (2/2) – ENTIRE FLEET (ALL VEHICLE CATEGORIES)
 TAILPIPE (TTW) ONLY, OPTIMISTIC SCENARIO, 2020-2030

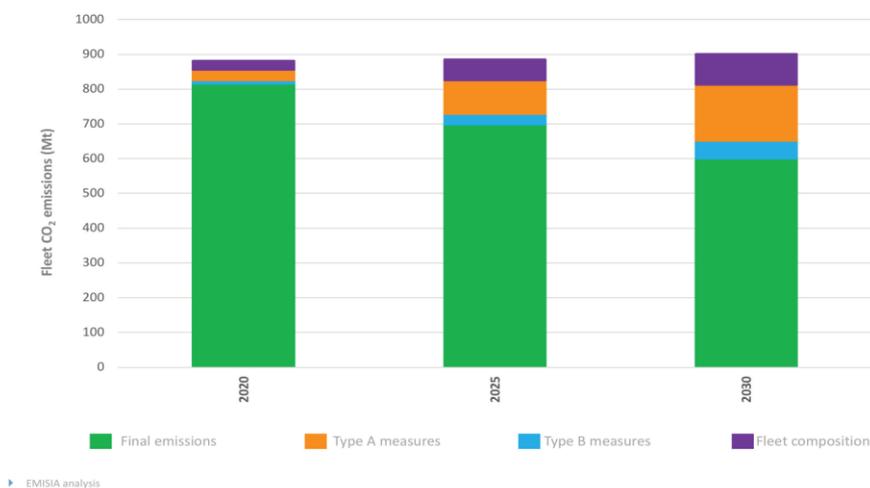


Fig.6 – Potenziale assoluto di riduzione della CO₂ [1]

La Figura 6 mostra i valori assoluti di emissione per tre anni (2020, 2025 e 2030) attribuiti al cambiamento della composizione della flotta e alle misure di tipo A e di tipo B. Questa figura completa le precedenti fornendo il potenziale di riduzione della CO₂ in termini assoluti per gli anni obiettivo 2025 e 2030.

Fino ad ora una parte importante della riduzione delle emissioni di CO₂ è stata raggiunta attraverso miglioramenti incrementali, ma ora rimane la necessità di ulteriori ricerche per raggiungere gli imminenti obiettivi. Dal 2002 al 2014 i miglioramenti in termini di CO₂ sono stati raggiunti seguendo un percorso lineare, ma ora abbiamo la necessità di accelerare e lavorare su nuove tecnologie. I prossimi obiettivi di emissioni di CO₂ sono molto impegnativi e possono essere raggiunti solo esaminando tutte le opzioni tecniche disponibili a un livello di costo accettabile.

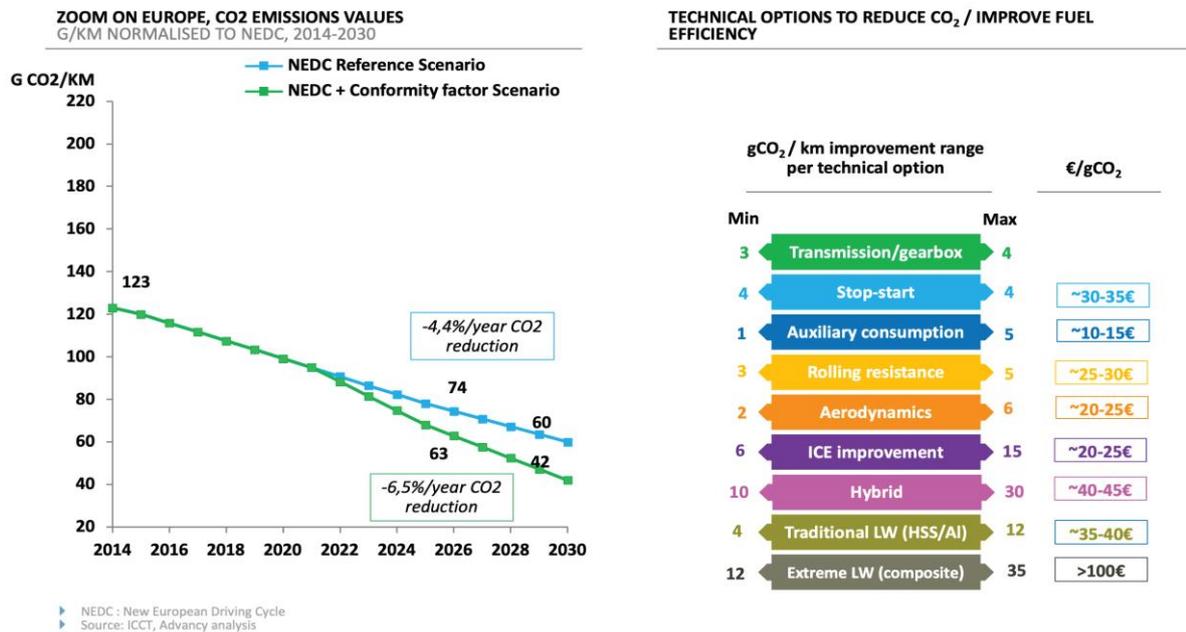
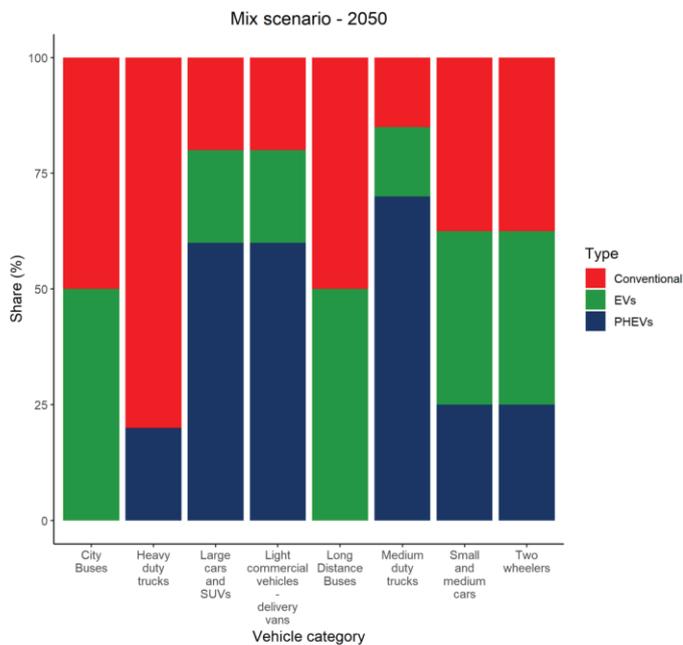


Fig.7 - Punto di inflessione degli obiettivi di emissione e leve disponibili per colmare il divario di emissioni [1]

In questo studio [1] è stato utilizzato per il calcolo lo scenario misto di ERTRAC che considera una moderata penetrazione di veicoli elettrici nella flotta del 2050, come mostrato nella figura seguente.



The ERTRAC Mix scenario assumes substantially lower fleet electrification, halving the shares of BEV of the partially electrified scenario

► Highly electrified and partially electrified scenario not considered

Fig.8 - Visione della composizione della flotta entro il 2050 secondo lo scenario misto di ERTRAC [1]

Partendo dall'analisi ERTRAC del 2050 e considerando gli obiettivi sulle emissioni da raggiungere entro il 2030, si è arrivati ad una ripartizione della flotta, nel 2030, come segue:

- Veicoli convenzionali (inclusi ibridi): 63.5%
- PHEV: 25%
- BEVs: 11.5%

Come mostrato, per raggiungere gli obiettivi di CO₂ della flotta, i miglioramenti al motore termico e alle tecnologie correlate sono assolutamente necessari, ma allo stesso tempo sono richiesti più del 30% di veicoli fortemente e totalmente elettrificati.

2) Innovazioni Tecnologiche ICE

Una parte importante per il raggiungimento degli obiettivi sulla riduzione delle emissioni di CO₂ e degli inquinanti sta nell'evoluzione dei motori a combustione interna. Di seguito vedremo alcune delle tecnologie più promettenti in grado di farci raggiungere questi obiettivi.

Engine Technology	CO ₂ Reduction	Challenges, Implications for Emissions	Status
Baseline: GDI, turbo, stoich.	0	PN	Implemented
Atkinson cycle (+ VVT)	3-5%	Reduction in peak power, torque	Implemented
Adv. start-stop	2-5%	Consumer acceptance PN at re-start?	Implemented
Dynamic cyl. Deactivation	2-10%	Noise, vibration	Implemented
Lean-burn GDI	10-20%	NOx, pSCR* controls	Implemented
Variable CR	10%	Reduced emissions	Implemented
Spark Plug contr. CI (SPCCI)	20-30%		Implemented
Water Injection	5-10%	Low exh. T, low NOx, high HC	Adv Eng/dev
Homog. Lean	15-20%	Low NOx, HC, but particulates	Development
Dedicated EGR	15-20%	Stability at high dilution HC traps needed	Adv. Eng.
RCCI*	20-30%	Operating load range, LT HC + CO	Adv Eng/Dev
2-stroke opp. Piston Diesel	25-35%	Conventional DPF + SCR	Adv Eng/Dev
GDCI*	15-25%	Low NOx, soot. Low ex. T (High HC, pre-turbo cat.)	Adv. Eng.

© SAE International

* GDCI = Gasoline direct injection compression ignition, RCCI = Reactivity controlled compression ignition, pSCR = passive SCR

Fig.9-Potenziale di riduzione CO₂ di diverse tecnologie, implicazioni per le emissioni e stato dello sviluppo [4]

2.1) Disattivazione dei cilindri (CDA)

È noto che nella maggior parte delle condizioni di guida nella vita reale, il motore viene azionato a carico parziale, dove la sua efficienza è molto inferiore rispetto al valore di picco. In tali condizioni, la disattivazione di uno o più cilindri può ridurre le perdite per pompaggio aumentando il carico, l'angolo della valvola a farfalla e la pressione del collettore di aspirazione dei cilindri operativi.

I principali problemi con la disattivazione dei cilindri sono legati a rumore, vibrazioni e ruvidità (NVH) in quanto questi possono limitare la velocità e il carico in cui è possibile attivare la CDA, nonché causare un aumento dei costi dovuto all'hardware aggiuntivo richiesto per la mitigazione degli NVH. Per quanto riguarda la riduzione della CO₂, gli autori del paper [4] forniscono un valore compreso tra il 2% e il 10%, a seconda delle dimensioni del motore e del ciclo guida considerato. Il report [5] indica che i miglioramenti nel risparmio di carburante sono significativi, e vanno da un massimo del 30-40% per un motore a benzina con carburatore 2.0l V6, quando si disattiva un banco di cilindri a bassi carichi, al 25% per un 1.4 l TSI a bassi carichi, e 6-10% per un motore turbo a quattro cilindri 1.4l con uno o due cilindri disattivati.

2.1.1) Analisi su motori di piccola e media dimensione

Gli autori del paper [5] hanno analizzato l'effetto della disattivazione dei cilindri su un motore di piccola cilindrata. Si è sviluppato un modello fisico basato su di un motore turbo a 3 cilindri da 1 litro. Gli autori sono stati in grado di prevedere un risparmio di carburante di circa il 3,5% sui cicli NEDC e FTP-75, principalmente a causa della riduzione del lavoro di pompaggio. Si prevede che questo beneficio diminuirà con cicli più dinamici o con carichi più elevati.

Ci si aspetta inoltre che il risparmio di carburante sia ridotto se la disattivazione dei cilindri non è direttamente consentita all'avvio del motore, in quanto ciò aumenta il tempo di riscaldamento con possibili effetti indesiderati. La figura 10 mostra che se la disattivazione dei cilindri è consentita solo quando la temperatura del refrigerante è calda, il risparmio di carburante rispetto al ciclo NEDC può ridursi all'1%.

Coolant Temperature at which deactivation enabled (°C)	20	30	40	50	60	70	90 (fully warm)
Time for coolant to reach 90°C	1130	1116	989	971	944	900	882
Oil temperature when coolant reaches 90°C	87	89	84	84	82	81	79
Fuel consumption reduction over NEDC (%)	3.6	3.44	3.18	2.94	2.55	2.15	0.66

Fig.10-Modello dei ritardi nel tempo di riscaldamento nel refrigerante e dell'olio su ciclo NEDC e associato deterioramento nei consumi [5]

Lo studio [6] si prefigge di analizzare gli effetti della disattivazione dei cilindri sul risparmio di carburante in condizioni di guida reale, confrontandole con le prestazioni ottenute sul ciclo NEDC. Una vasta gamma di test è stata eseguita su un veicolo di classe "A" con un motore ad accensione comandata e ad iniezione diretta da 1,4 litri e 4 cilindri. Si è riscontrato che nelle condizioni di guida reale, la disattivazione dei cilindri viene utilizzata per circa la metà del tempo rispetto al NEDC. Ciò è dovuto al funzionamento a bassa velocità e ai transitori. Di conseguenza, è stata osservata una riduzione del consumo di carburante di circa l'8% sul ciclo NEDC con avviamento a freddo, mentre nel ciclo RDE si riduce al 3%. L'aumento di efficienza rispetto al motore 1L 3 cilindri sul ciclo NEDC è attribuibile all'incremento delle dimensioni del motore.

Nel paper [7] il motore base utilizzato per le indagini è un motore VOLKSWAGEN del 2012, un 1.4 l TFSI 4 cilindri. In questo documento l'ISFC (consumo specifico indicato di combustibile) può essere confrontato per tre diversi concepts:

- Gruppo valvole in serie con ritorno dei gas residui interni (SVT)

- Disattivazione dei cilindri con ritorno dei gas residui interni (CDA)
- Disattivazione dei cilindri con gas residuo - Scavenging (CDA-S)

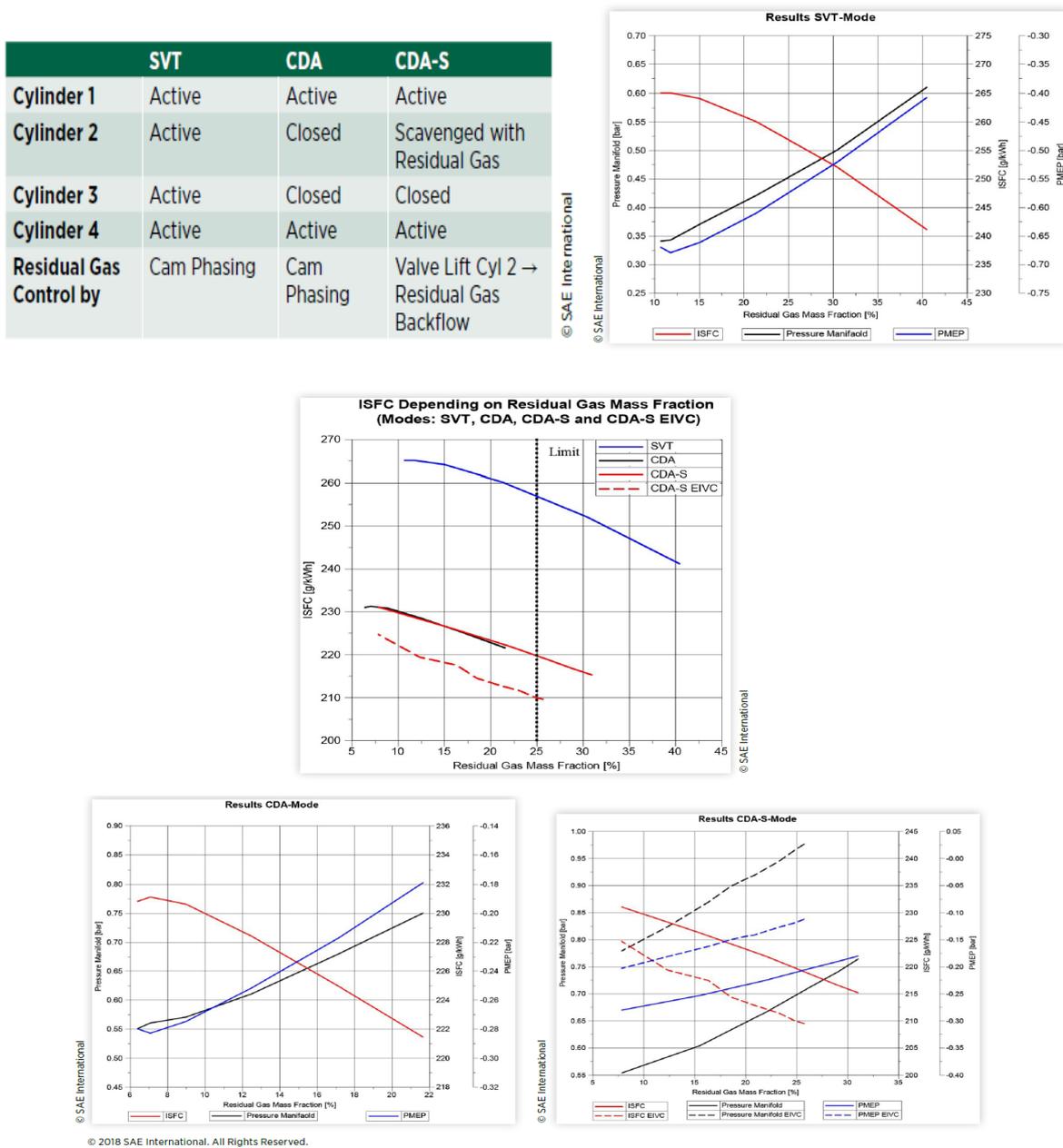


Fig.11-Concept del funzionamento della valvola/Risultati SVT-Mode/Dipendenza dell'ISFC dai gas residui/Risultati CDA-Mode/Risultati CDA-S-Mode (incluso EIVC) [7]

Dalla figura 11 possiamo vedere come combinando l'EIVC (Early Intake Valve Closing) con la disattivazione dei cilindri, si ottiene un ulteriore vantaggio sui consumi. Infine, confrontiamo la riduzione del consumo nel punto operativo mostrato nella figura12:

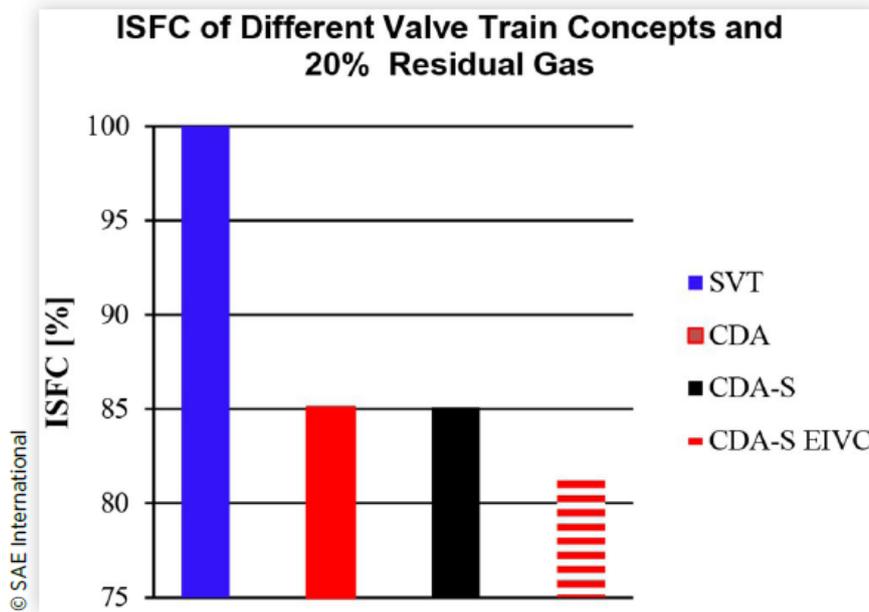


Fig.12-ISFC a 2.75 bar di IMEP₇₂₀, 2000 1/min, 20% gas residui [7]

Un ulteriore significativo aumento dell'efficienza si ottiene con il concetto di CDA-S EIVC (combinare la chiusura anticipata della valvola di aspirazione con la disattivazione dei cilindri). La riduzione complessiva con questa modalità operativa è del 18,7% sull'ISFC.

Un motore Honda 1.5 L L15B7 (4 cilindri) viene utilizzato per il test nel paper [8] gli autori utilizzano mappe motore derivate sperimentalmente da un motore prodotto in serie al fine di eseguire simulazioni con il modello ALPHA. Si è riscontrato che, utilizzando una tecnologia di disattivazione completa a cilindri continui (deacFC), è possibile ottenere una riduzione delle emissioni di CO₂ del 2,5% sui cicli EPA city/highway.

Boosted Engines	2016				2025			
	Sized Displ. (liters)	Combined Cycle Engine Efficiency (%)	Combined Cycle CO ₂ (gCO ₂ /ml)	CO ₂ Reduction from Honda L14B7 (%)	Sized Displ. (liters)	Combined Cycle Engine Efficiency (%)	Combined Cycle CO ₂ (gCO ₂ /ml)	CO ₂ Reduction from Honda L14B7 (%)
Honda L15B7	1.654 (I4)	27.8%	230.5	--	1.420 (I4)	28.6%	170.4	--
Honda L15B7 w/deacFC ¹ (est)	1.654 (I4)	28.5%	224.7	-2.5%	1.420 (I4)	29.4%	166.0	-2.6%
EPA/Ricardo EGRB24 1.2L ²	1.421 (I4)	29.4%	223.3	-3.1%	1.250 (I3)	30.5%	160.8	-5.6%

¹ - with Full Continuous cylinder deactivation (deacFC) ² - EPA Draft TAR

US Government / US Environmental Protection Agency

Fig.13-Simulazione del veicolo ALPHA con tecnologia turbo attuale e potenziale per il futuro [8]

Di seguito sono riportati i cicli guida NEDC e EPA city/highway. La differenza nella riduzione di CO₂ tra 1,4 L 4 cilindri (8% su NEDC) e 1,5L 4 cilindri (2,5% su EPA city/highway) è attribuibile ai diversi carichi.

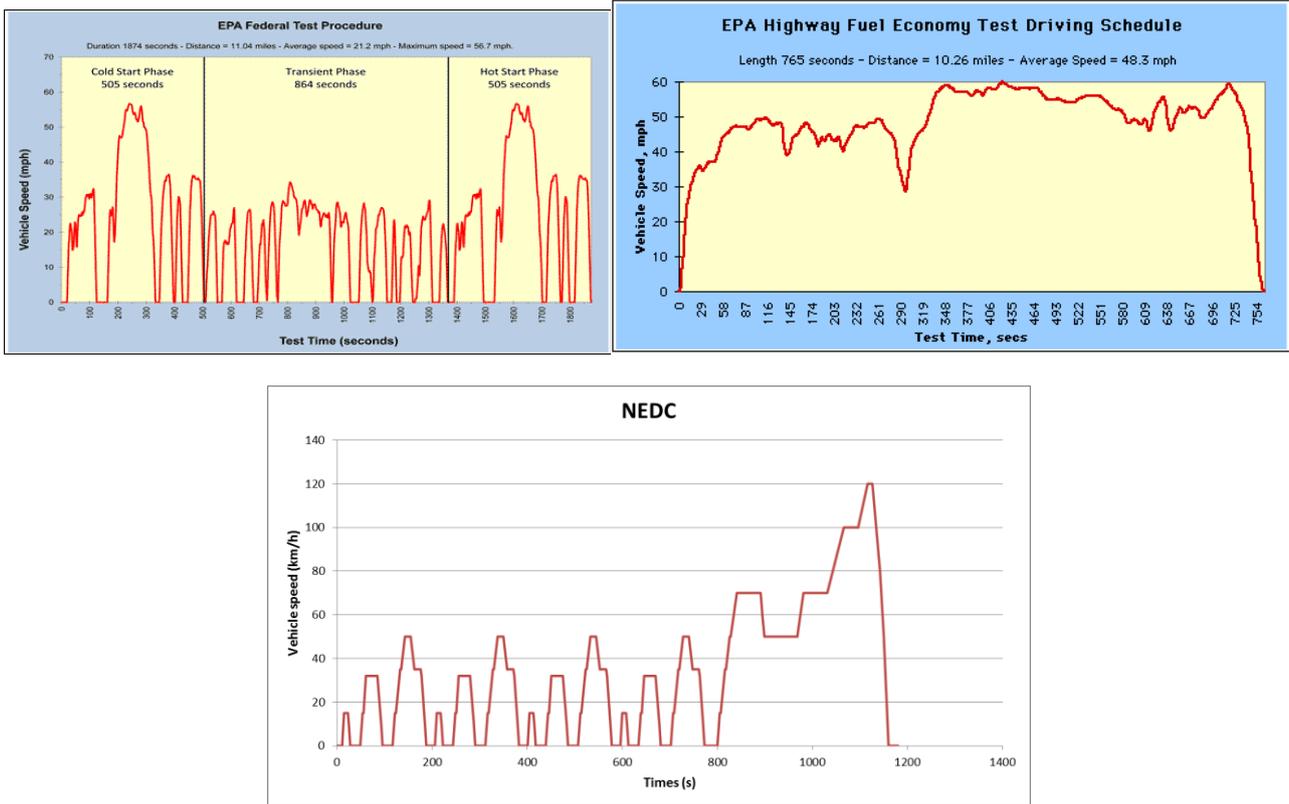


Fig.14-Cicli EPA city/highway e NEDC

2.1.2) Analisi su motori di grande cilindrata

Nel paper [9] la disattivazione dei cilindri viene analizzata come metodo per migliorare l'efficienza di un motore a ciclo Atkinson e quindi ridurre le emissioni di CO₂, soprattutto a carichi parziali. Il motore considerato è un 2.0 l Mazda 4 cilindri. Inoltre, al fine di aumentare l'efficienza a carichi elevati, nel motore testato viene implementato il ricircolo dei gas di scarico raffreddati (cEGR). Il cEGR riduce le temperature della carica del cilindro e riduce il lavoro di pompaggio, fornendo quindi importanti benefici in termini di consumo di carburante e di emissioni. Questo effetto di diluizione sulla miscela carburante/aria riduce la coppia erogata, ma anche la tendenza alla detonazione consentendo così un rapporto di compressione più elevato nei motori turbocompressi. Gli autori riportano che i miglioramenti della Break Thermal Efficiency (BTE) dati al motore quattro cilindri con CDA cEGR vanno da oltre il 25% sotto i 20 Nm fino ad uno svantaggio oltre i 50 Nm.

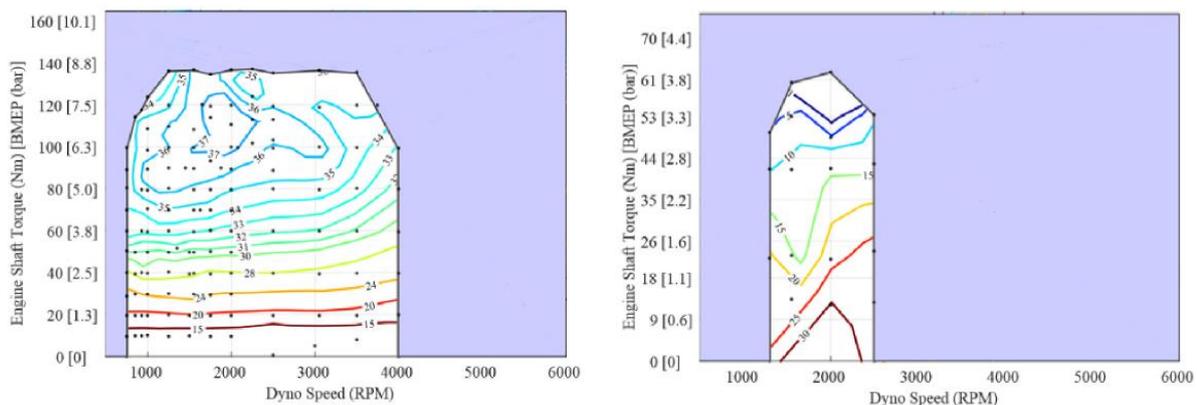


Fig.15-BTE (%) con cEGR/miglioramenti del CDA BTE (%) dalle operazioni cEGR nei quattro cilindri [9]

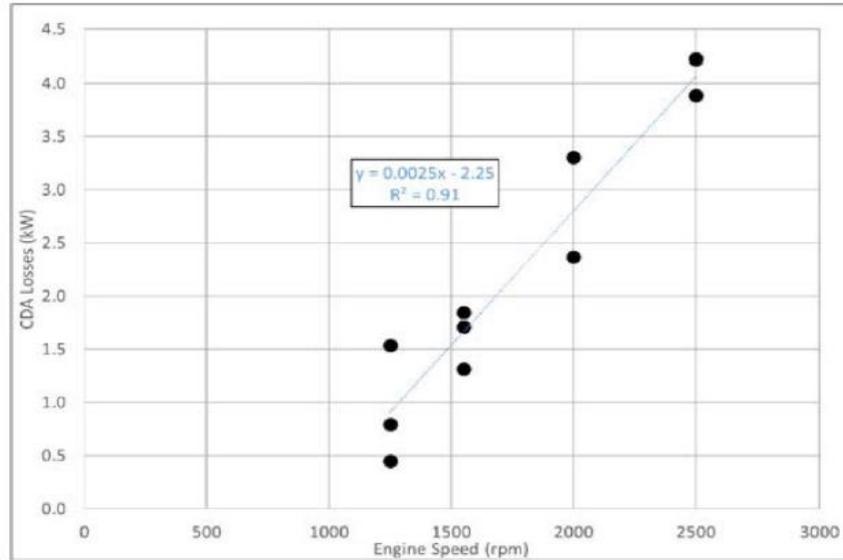


Fig.16-Stima perdite per la CDA (kW) [9]

Al fine di valutare le riduzioni di CO₂, gli autori utilizzano due metodi diversi su due cicli (regulatory weighted FTP/HwFET) per prevederne le emissioni. Il primo metodo consiste nel trovare le otto modalità operative a regime stazionario che hanno il maggiore impatto sulle emissioni di CO₂, e quindi valutare una media ponderata del consumo di combustibile. Il secondo metodo utilizza le mappe del combustibile misurate sperimentalmente come input per un modello simulativo chiamato ALPHA.

La seguente tabella mostra i risultati dei test eseguiti sulle otto modalità stazionarie. Due sugli otto modi sono stati trovati nel range della CDA. Pertanto, i dati per queste modalità sono stati calcolati utilizzando CDA + cEGR. Si ottiene così un miglioramento dei consumi, sui due cicli, rispetto al motore di riferimento, usando il cEGR, approssimativamente del 6%, mentre con l'aggiunta della CDA si ha un ulteriore miglioramento fino a circa l'8%.

Mode	Speed (rpm)	Torque (Nm)	Cycle Fuel (%)	cEGR BTE (%)	cEGR Improvement (%)	CDA + cEGR Improvement (%)
1	720	30	9	22.3	13.4	
2	1340	50	9	31.6	4.9	11.2
3	1450	90	6	37.1	4.1	
4	1550	30	4	25.5	8.2	21.0
5	1630	70	14	34.9	3.6	
6	1660	120	4	37.4	6.3	
7	1870	90	6	36.6	3.3	
8	2060	100	5	37.2	9.0	
Fuel weighted composite improvement:					6.4%	8.2%

Fig.17-Otto fattori di ponderazione in due cicli, BTE e miglioramenti al BTE su motore base 14:1 senza cEGR [9]

È dimostrato che l'aggiunta di cEGR al motore di riferimento determina un miglioramento stimato del 7,6%, mentre l'aggiunta della CDA porta il miglioramento fino al 9,5%.

Engine	FTP CO ₂ g/mi	HWFET CO ₂ g/mi	Combined CO ₂ g/mi	Improvement
OEM cal 14:1 CR	247.0	160.7	208.1	-
14:1 CR + cEGR	222.2	149.8	189.7	7.6%
14:1 CR + cEGR + CDA	217.5	147.2	185.8	9.5%

Fig.18-Simulazione emissioni CO₂ su due cicli per auto di medie dimensioni con miglioramenti addizionali al drivetrain [9]

Nel paper [10] vengono presentate le prospettive di miglioramento dell'efficienza di un motore a cilindrata variabile (VDE). Un motore a cilindrata variabile è in grado di disattivare metà dei cilindri a basso carico.

La sensibilità all'NVH può essere quantificata calcolando il risparmio di carburante con e senza disattivazione del cilindro in varie modalità operative: al minimo, a basse velocità di rotazione, 1° e 2° marcia e riscaldamento dopo l'avviamento a freddo. Disattivando la metà dei cilindri si ottengono pulsazioni di coppia sull'albero motore con una frequenza più bassa e una ampiezza più elevata (Figura 19), che potrebbero non essere accettabili in tutte le condizioni. Questo in genere limita l'applicazione della CDA a un intervallo di velocità limitato.

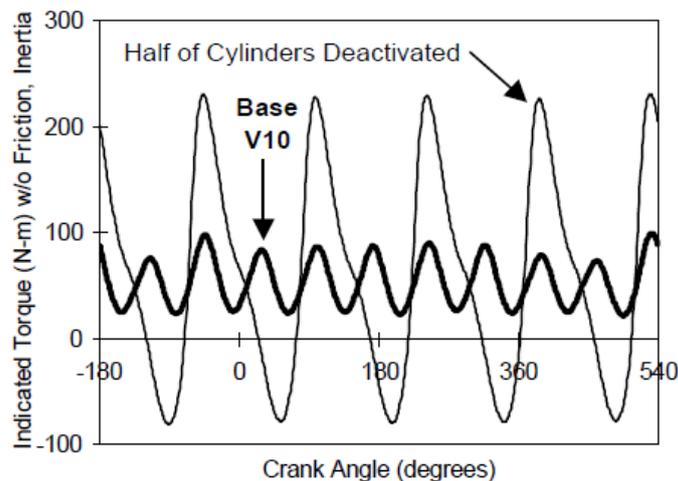


Fig.19-Pulsazioni di coppia con CDA per motore V10 2 valvole a 500rpm e 0.8 bar di BMEP [10]

Il vantaggio che la disattivazione dei cilindri porta al lavoro per pompaggio è molto elevato, fino al 15% a basso carico, come mostrato nella figura 20. Questa figura mostra anche un secondo vantaggio, cioè un miglioramento dell'ISFC (consumo specifico indicato di carburante).

L'ISFC è migliorato principalmente a causa della ridotta superficie per le perdite dovute al trasferimento di calore.

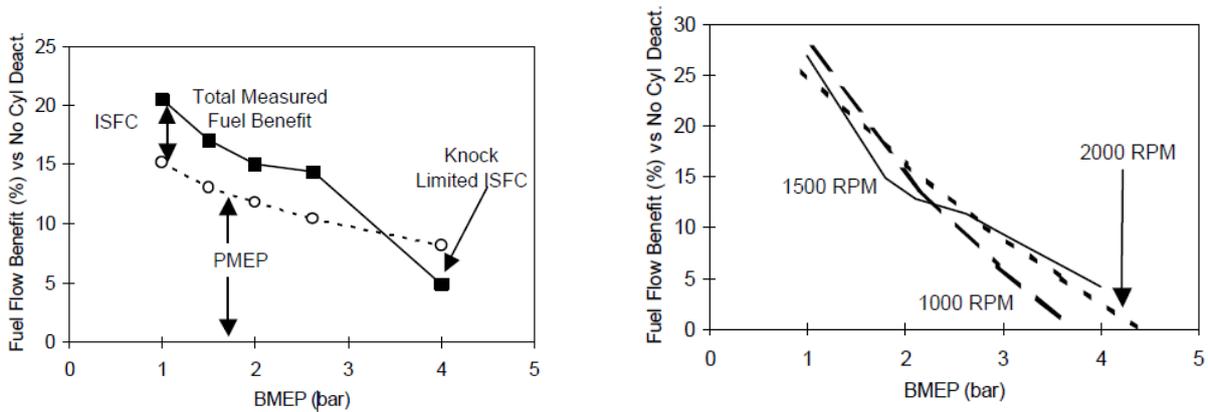


Fig.20-Benefici ai consumi per motore 2 valvole a 1500 rpm, combustibile 91 RON/Benefici al consumo vs rpm e carico per motore 2 valvole, combustibile 91 RON [10]

I vantaggi della disattivazione dei cilindri sono molto alti e sono principalmente una funzione della BMEP, con piccole variazioni dovute al numero di giri o ai diversi tipi di motori, come mostrato nelle figure 5 e 6 (Fig.20 e 21). I risultati mostrati si basano sui dati ottenuti dal test del dinamometro, abbinati a simulazione al computer, oltre a test effettuati sui cicli EPA, NEDC e ai cicli giapponesi 10-15.

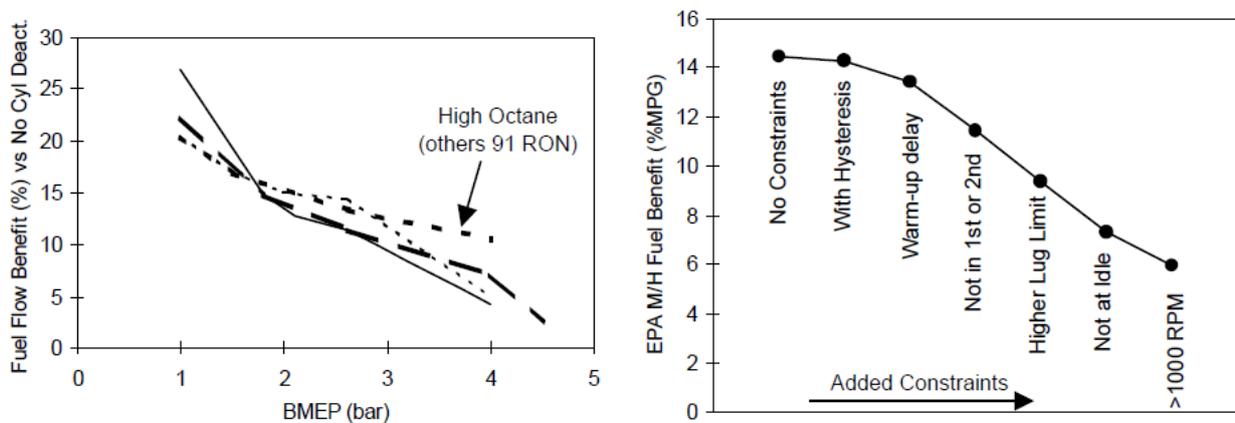
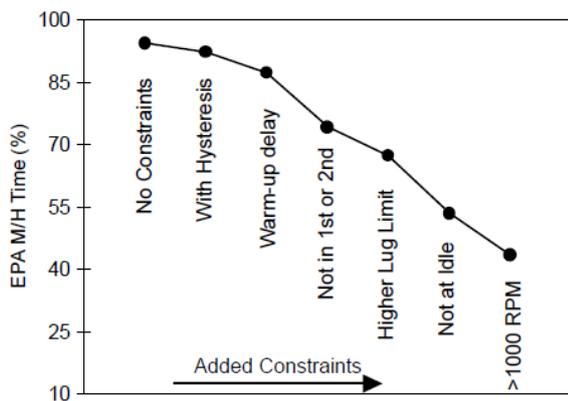


Fig.21-Benefici al consumo per diversi motori (2,3 e 4 valvole per cilindro), 1500 RPM/Sensibilità del risparmio di combustibile a diversi vincoli [10]

La figura 21 mostra l'effetto di questi vincoli sull'effettivo beneficio al consumo di carburante, simulando un motore V10 da 6,8 L in un veicolo leggero da 2722kg con una trasmissione automatica a 5 velocità sul ciclo di prova EPA.

I vincoli più severi sono il funzionamento al minimo e a basse velocità di rotazione (funzionamento a meno di 1000 giri/min). Queste condizioni, combinate con la disattivazione dei cilindri, portano a impulsi di accensione del motore di bassa frequenza e grande ampiezza. Seguono altri problemi relativi agli NVH; È dimostrato che nel ciclo EPA i benefici dell'efficienza possono variare dal 6% al 14%.

Inoltre, la figura 22 mostra l'effetto degli stessi vincoli sul tempo trascorso nel ciclo EPA con l'utilizzo della CDA.



Vehicle	Disp. (L)	EPA City	EPA Hwy	EPA M/H	NEDC	Jap. 10-15
A	5.4	8.8	5.2	7.5	7.6	8.9
A	6.8	11.7	9.9	11.0	10.2	11.4
B	4.6	9.9	7.8	9.1	9.5	7.3
B	5.4	11.6	10.7	11.3	10.6	9.1
C	5.4	8.0	2.9	5.9	7.0	7.1
C	6.8	11.5	7.8	10.0	9.8	10.1

Fig.22-Tempo in cui CDA è attiva con diversi vincoli/Benefici al consumo (%) per diversi veicoli, motori e cicli guida [10]

2.1.3) Dynamic Skip Fire

Gli autori del paper [11] riportano che sono in fase di sviluppo nuove tecnologie che consentono la disattivazione dinamica dei singoli cilindri.

Modificando continuamente i cilindri attivi, vengono risolti numerosi problemi della tradizionale CDA. Ad esempio, è possibile mantenere temperature di funzionamento uniformi del motore e i problemi di NVH possono essere gestiti con una strategia di disattivazione dinamica specifica, consentendo così la disattivazione dei cilindri anche ai regimi più bassi del motore. Questi sistemi saranno fondamentali per portare il CDA sui motori di piccola cilindrata a 3 cilindri.

Un esempio di questo nuovo sistema di disattivazione è il sistema DSF (Dynamic Skip Fire), descritto in [12], che afferma di ottenere un vantaggio di carburante tra il 10% e il 20%, rispetto ai convenzionali motori ad accensione comandata, a seconda del motore e delle condizioni di guida.

Nel report [13] viene mostrato che per i veicoli con un motore a 4 cilindri turbo di dimensioni ridotte, il DSF può ridurre il consumo di carburante dell'8% nel ciclo di guida WLTC (Classe 3). La DSF è una tecnologia di disattivazione dei cilindri per motori a combustione interna con valvola a farfalla concepita per minimizzare le perdite di efficienza termica nel funzionamento a carico parziale.

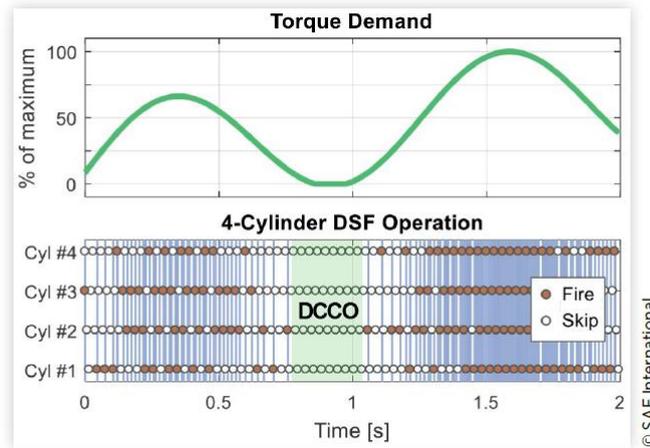


Fig.23-Tipica storia di accensione per DSF in un motore quattro cilindri [13]

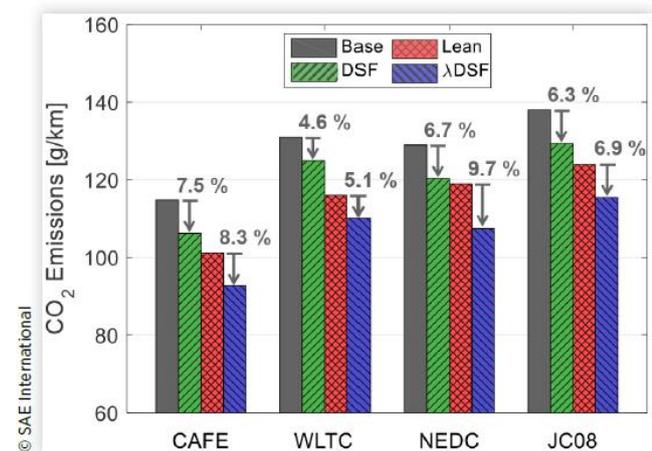
La tecnologia DSF è incentrata principalmente su alcuni software in cui algoritmi proprietari sono incorporati nella centralina del motore per selezionare la migliore densità di accensione per il minimo consumo di carburante, soddisfacendo allo stesso tempo i rigorosi obiettivi di rumore, vibrazione e ruvidità (NVH) richiesti dai produttori automobilistici. I motori con hardware e software DSF possono utilizzare la Deceleration Cylinder Cut-Off (DCCO), in cui tutti i cilindri sono disattivati (iniezione di carburante disabilitata e valvole chiuse).

I risultati delle emissioni di CO₂ sui vari cicli guida sono riportati nella figura 24. I risultati includono i benefici della DCCO combinati con quelli della DSF che consentono riduzioni del consumo di carburante tra il 4,6% e il 7,5% per il motore stechiometrico a ciclo Miller. Il massimo potenziale è raggiunto sui cicli CAFE city-highway, basato sui cicli FTP75 (55%) e HWFET (45%). L'NEDC e il JC08 mostrano benefici sul consumo di carburante del 6,7% e del 6,3%.

	WLTC		HWY		
	NEDC	Low	FTP75	FET	JC08
Curb weight, kg (w/o driver)	1449				
Test class, kg	1590	1615	1589	1589	1590
DCCO adjust.	0.5%	0.8%	1.7%	0.6%	1.3%
Assumed drive resistance coefficients ($F = A + B \times V + C \times V^2$)					
A, N	92.6	115.7	115.7	115.7	115.7
B, N/(km/h)	0.264	0.330	0.330	0.330	0.330
C, N/(km/h) ²	0.026	0.0268	0.0268	0.0268	0.0268
Transmission and final drive ratios					
Gear 1	4.459	Gear 4		1.142	
Gear 2	2.508	Gear 5		0.851	
Gear 3	1.556	Gear 6		0.672	
Final Drive	3.11				

© SAE International

© 2018 SAE International. All Rights Reserved.



© SAE International

Fig.24-Specifiche veicolo per simulazioni su diversi cicli guida/Emissioni CO₂ su diversi cicli guida, per diverse tecnologie. I risultati includono i benefici attesi dal DCCO [13]

2.2) D-EGR

Nel report [14] gli autori confrontano l'EGR raffreddato (LPL EGR) con l'EGR dedicato (D-EGR); Il D-EGR è stato inventato per superare la maggior parte delle carenze intrinseche dell'LPL EGR mantenendone o superandone i benefici all'efficienza. La tecnologia D-EGR è una configurazione del motore in cui lo scarico di un sottogruppo di cilindri viene indirizzato ai collettori di aspirazione di tutti gli altri, creando l'EGR per tutti i cilindri con i gas di scarico di pochi. Ciò riduce al minimo la necessità di un controllo attivo sull'EGR per i diversi carichi a diverse velocità del motore.

Questo studio è stato condotto su un motore 2.0 L a quattro cilindri in linea con turbocompressore e iniezione indiretta. La figura 25 fornisce una descrizione dei principali parametri fisici del motore nella sua configurazione di fabbrica. Per consentire un confronto diretto tra le configurazioni con LPL EGR e con D-EGR, si è deciso di utilizzare lo stesso blocco motore, lo stesso turbocompressore, lo stesso hardware per l'iniezione e lo stesso sistema di accensione. Le principali discrepanze si possono trovare nei collettori di aspirazione e scarico.

Displaced volume	1998 cc
Stroke	93 mm
Bore	82.7 mm
Connecting Rod	144 mm
Compression ratio	9.1:1
Number of cylinders / valves	4 in line / 16
Maximum power	180 hp @ 5500 rpm
Maximum torque	300 Nm @ 2250 rpm
Injection	Multipoint sequential

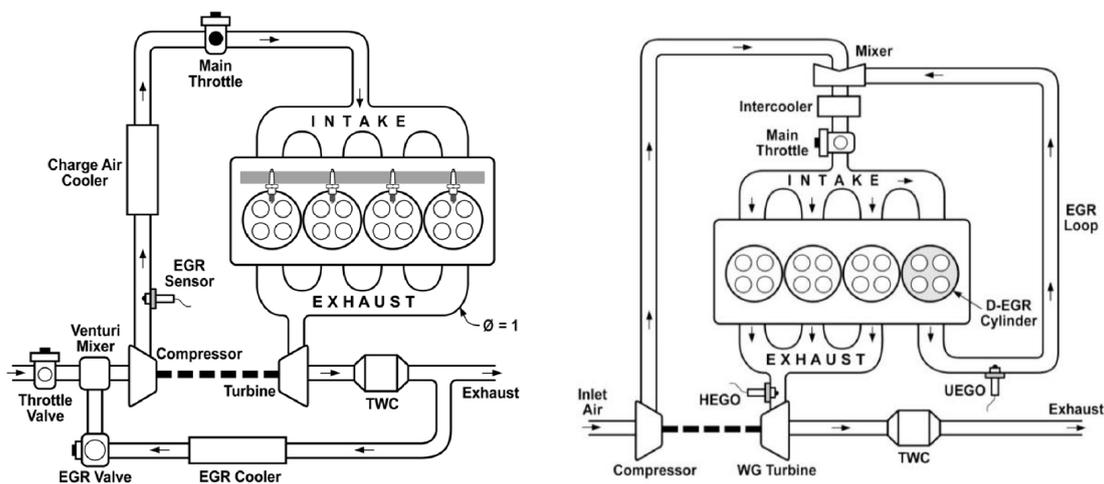


Fig.25-Specifiche del motore base/Schema motore turbocompresso in configurazione LPL EGR/Schema motore turbocompresso in configurazione D-EGR [14]

Tutti i confronti sono fatti nelle condizioni più simili possibili, tra cui il rapporto di compressione, l'energia di accensione, l'efficienza dell'intercooler, il sistema compressione e il rapporto tra combustibile ed aria del cilindro principale.

La linea base del motore è stata stabilita utilizzando la ECU aperta e le calibrazioni fornite dall'OEM (il produttore delle componenti originali). Il motore fornito era un prototipo e la calibrazione era solo per uso al banco prova (è sconosciuto lo sforzo che l'OEM ha posto nell'ottimizzazione della calibrazione). Tuttavia i risultati sono coerenti con un motore MPI (Multi point Injectors) diluito con efficienza ottimizzata, compressione e assenza di EGR.

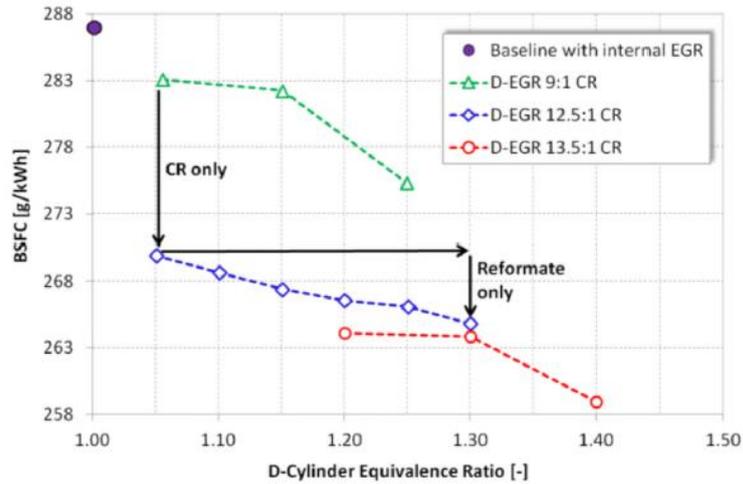


Fig.26-BSFC vs rapporto A/F nel cilindro dedicato per configurazione D-EGR per diversi rapporti di compressione a 1250 rpm e 3.5 bar di BMEP [14]

Il motore con D-EGR ha mostrato efficienze simili con i pistoni di produzione quando non è stata utilizzata la in-cylinder reformation (operando in modo stechiometrico su tutti i cilindri) come mostrato in figura 26. Una volta raggiunto il rapporto aria combustibile nel cilindro dedicato si sono raggiunti ulteriori miglioramenti alla BSFC. Durante le fasi iniziali del test, il rapporto di aria combustibile massimo nel cilindro dedicato era 1,3. È interessante notare che l'efficienza a basso carico del pistone con rapporto di compressione di 13,5:1 non differisce significativamente dai pistoni con rapporto di compressione di 12,5:1, indicando che esiste un certo limite pratico nel miglioramento dell'efficienza dovuto all'aumento del rapporto di compressione. In totale, è stata rilevata una riduzione del BSFC di 28 g / kWh [14] in queste condizioni.

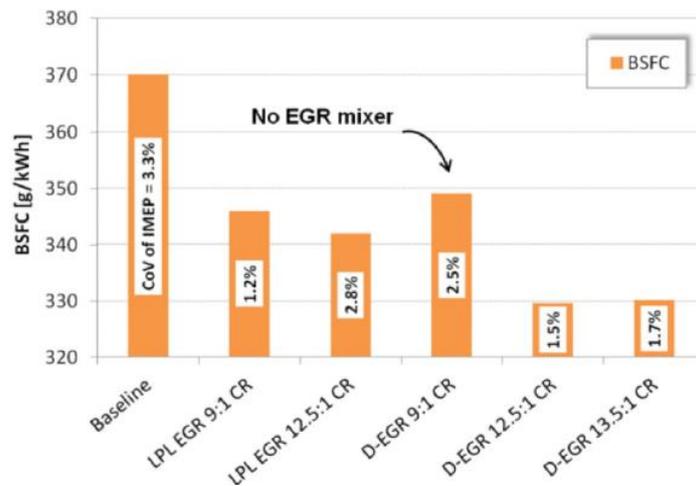


Fig.27-BSFC per diverse configurazioni LPL e D-EGR a 2000 rpm e 2 bar BMEP [14]

La figura 27 confronta la BSFC per varie configurazioni del motore a partire da quello di riferimento. Tutti i punti con D-EGR raffigurati sono stati operati con un rapporto aria combustibile di 1,3. Il primo importante miglioramento dell'efficienza può essere visto passando dal motore di riferimento a quello con LPL EGR nella configurazione con il 25% di gas di scarico ricircolati e con un elevato rapporto di compressione. Il successivo grande miglioramento deriva dalla conversione in D-EGR e ad un miglioramento significativo della stabilità della combustione attraverso un EGR di alta qualità. Per il test iniziale del D-EGR con rapporto di compressione di 9,1:1 non è stato installato un mixer per l'EGR. Di conseguenza, la distribuzione dell'EGR era scarsa, con conseguente elevata instabilità e consumi di carburante aumentati rispetto alla configurazione LGR EGR. Questo può essere visto dalle etichette all'interno delle colonne della BSFC che indicano il CoV (coefficiente di varianza) della IMEP (pressione media effettiva) per ogni configurazione del motore.

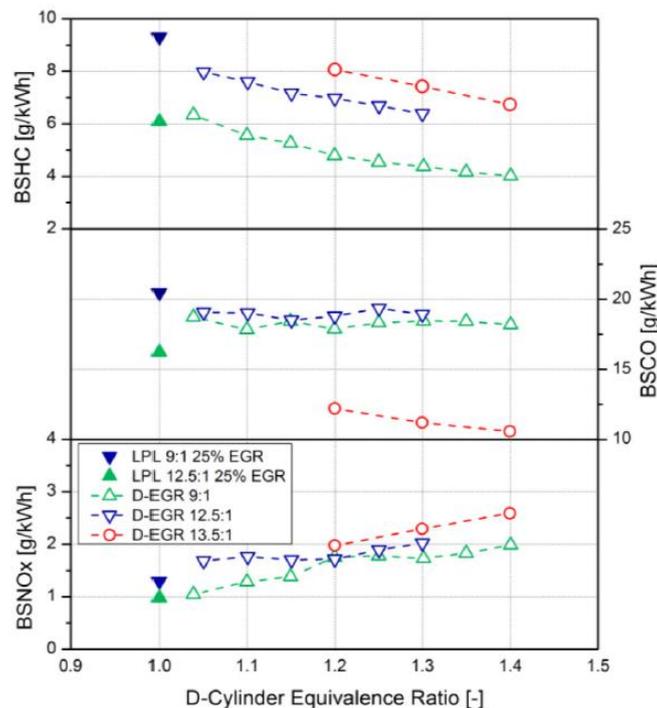


Fig.28-Emissioni motore D-EGR in funzione del rapporto A/F del cilindro dedicato per diversi rapporti di compressione, comparato con motore LPL EGR [14]

Nella figura 28 le emissioni del motore sono confrontate per i due diversi concepts di EGR, alle condizioni operative di 1250 rpm e 3,5 bar di BMEP. Se il rapporto aria combustibile è stato aumentato la BSHC (Brake specific HC) viene ridotta per tutti i rapporti di compressione testati; Inoltre è dimostrato che la BSHC diminuisce all'aumentare del rapporto di compressione. I singoli punti sui grafici rappresentano l'LPL EGR con ricircolo dei gas di scarico al 25% con rapporti di compressione di 9,1:1 e di 12,5:1. La BSCO (Brake specific CO) non ha subito sostanziali variazioni per entrambi i rapporti di compressione (9,1:1 e 12,5:1). Se si aumenta il rapporto di compressione fino a 13,5:1 con D-EGR le emissioni di BSCO diminuiscono sensibilmente rispetto al LPL EGR. Le emissioni BSNO_x (Brake specific NO_x) sono raddoppiate a causa delle temperature più elevate nel cilindro e del rapporto di diluizione totale dell'EGR più basso. Tuttavia, poiché lo scarico del motore aveva un rapporto di equivalenza di 1 e il BSNO_x era ancora 0,25 volte quello di un motore non diluito, l'impatto sull'aumento degli NO_x è considerato trascurabile. All'aumentare del rapporto di equivalenza del cilindro dedicato, la combustione è diventata più completa con conseguente riduzione delle emissioni di HC e CO allo scarico.

Nel paper [15] gli autori hanno utilizzato lo stesso motore del report precedente [14]; la figura 29 mostra il BSFC sia per il D-EGR sia per l'LPL EGR a 2500 rpm. A bassi carichi, come nel caso con BMEP da 6,7 bar, il motore con D-EGR ha migliorato il BSFC grazie alla migliore stabilità del motore e alla migliore efficienza della combustione rispetto all'LPL EGR. In condizioni di carico medio (11 bar BMEP), la differenza tra D-EGR e LPL EGR è minima, poiché il motore funziona con una fase di combustione ottimale, con una buona stabilità ed efficienza della combustione in entrambe le modalità (D-EGR e LPL EGR). Risultati più interessanti sono stati trovati ad alti carichi del motore, dove il concetto di D-EGR ne ha migliorato l'efficienza sopra gli 11 bar, con un BSFC minimo di 206 g/kWh a 14 bar; Il motore con LPL EGR, sopra i 14 bar, ha raggiunto i limiti intrinseci di combustione.

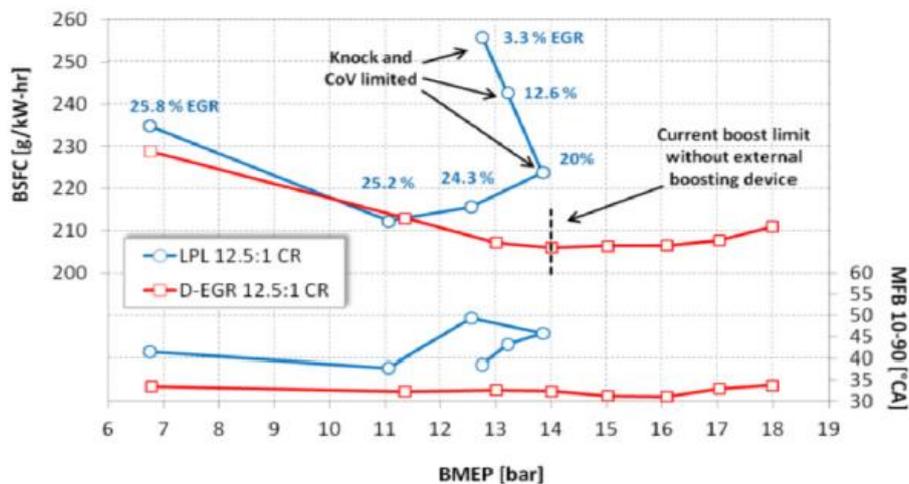


Fig.29-Analisi del carico a 2500 rpm con rapporto di compressione di 12.5:1 [15]

La figura 30 mostra una scansione del carico a 3500 giri / min. Come per l'analisi del carico a 2500 rpm, sono state riscontrate efficienze del motore simili per il caso con 25% di LPL EGR e per il D-EGR a carichi medi tra 9 e 11 bar di BMEP. Per la configurazione LPL EGR, i carichi del motore superiori a 11 bar richiedono un tasso inferiore di EGR a causa dei limiti di stabilità della combustione e pertanto è necessario un maggior ritardo nell'accensione. Infine problemi di detonazione e stabilità hanno limitato il carico a 13 bar di BMEP, per ragioni simili al caso di 2500 rpm. Nel caso di D-EGR queste limitazioni di combustione sono state riscontrate a 18 bar di BMEP. Anche se i motori LPL EGR e D-EGR erano entrambi azionati con EGR al 25%, quest'ultimo aveva una capacità di carico estesa ad oltre 4 bar di BMEP. Questa è un'indicazione diretta dell'impatto che l'EGR di alta qualità ha avuto sulla combustione e della sua capacità di superare le limitazioni dell'LPL EGR. Viene anche mostrata la curva di carico completa per il motore LPL EGR senza EGR. A 14 bar di BMEP, il pieno carico era limitato da temperature pre-turbina superiori a 920 ° C, detonazione e dal CoV (coefficiente di varianza) della IMEP.

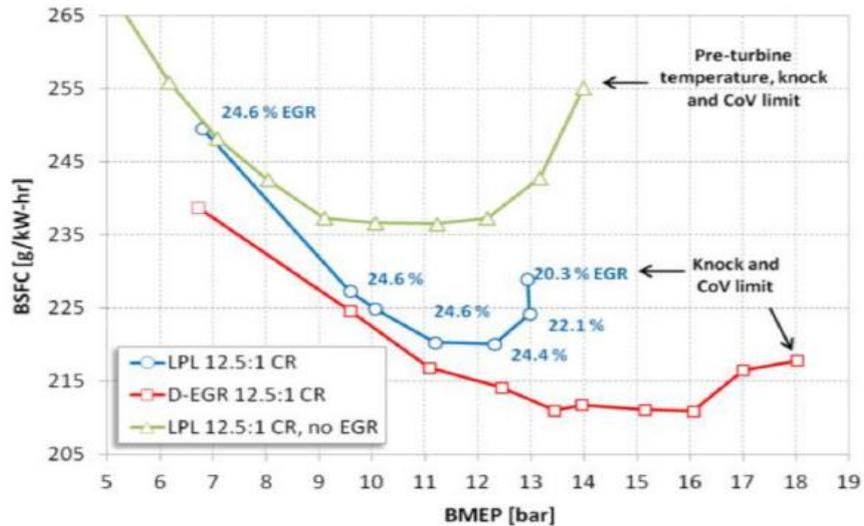


Fig.30- Analisi del carico a 3500 rpm con rapporto di compressione di 12.5:1 [15]

Nel report [16] il motore con D-EGR viene convertito dagli autori a partire da un motore 4 cilindri in linea, 1.5 L, turbo, con iniezione indiretta a benzina.

Displacement	1497 ml
Bore	75.0 mm
Stroke	84.7 mm
Compression ratio	9.3:1
Rated power	110 kW at 5600 rpm
Rated torque	210 Nm at 2200-4500 rpm
Firing order	1-3-4-2

© SAE International

Fig.31-Specifiche motore base [16]

Al fine di sfruttare le potenzialità del D-EGR, sono state apportate alcune modifiche al motore, in modo da aumentare il rapporto di compressione da 9.3 a 10.5, il diametro del compressore è diminuito da 51mm a 37mm, il diametro della turbina è diminuito da 43mm a 34mm, il piccolo turbocompressore viene utilizzato per adattarsi al meglio alle caratteristiche di combustione del D-EGR ed esplorarne il potenziale in termini di potenza in uscita.

La figura 32 mostra il confronto tra il consumo specifico di carburante (BSFC) del D-EGR e del motore base; Le linee nere rappresentano la mappa del BSFC del motore base e la linea nera in grassetto, in questa mappa, indica l'area operativa in cui è possibile avere un BSFC inferiore a 260 g/kWh [16]. Le linee rosse sono la mappa del BSFC per il motore con D-EGR dove, tra la gamma di linee rosse in grassetto, mostra un'area chiaramente più ampia rispetto alle prestazioni del motore base con BSFC inferiore a 260g/kWh. Notare che 12 Nm è uguale a 1 bar di BMEP (pressione media effettiva) per questo motore con D-EGR. In totale, una riduzione del BSFC massima di 104,1 g/kWh si trova a 14,0 bar e 1800 rpm (riduzione da 358,5 a 254,4 g/kWh). Inoltre, il motore con D-EGR e il motore base presentano un valore minimo di BSFC rispettivamente di 224,3 e 253,7 g/kW h.

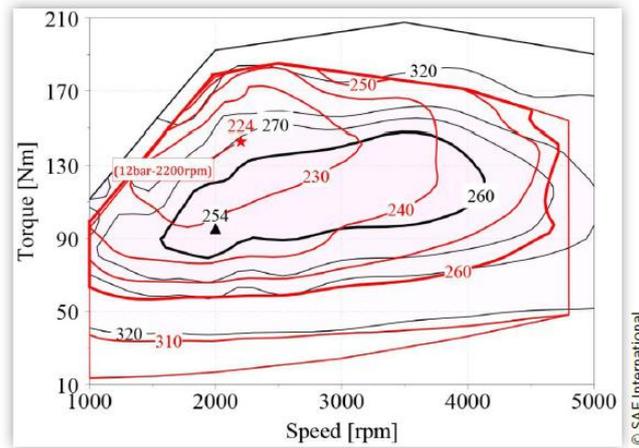


Fig.32-Comparazione del BSFC tra D-EGR e motore base [16]

Al fine di confrontare quantitativamente la differenza di prestazioni tra D-EGR e motore base, le regioni dove le velocità sono inferiori a 3600 rpm e il carico è inferiore a 12 bar vengono selezionate per un'analisi; Questa regione può essere considerata come la condizione operativa tipica per i test di prova dei veicoli leggeri, accettata in tutto il mondo (WLTP). In questa regione, per mantenere un carico costante, l'alto livello di EGR ha migliorato l'angolo della valvola a farfalla e quindi ridotto la perdita per pompaggio, inoltre il miglioramento degli angoli di accensione ha contribuito all'aumento dell'efficienza termica, il che si traduce in un miglioramento dei consumi del 4.60% grazie al D-EGR. Per quanto riguarda le emissioni, gli idrocarburi incombusti (THC) sono peggiorati a causa della maggior diluizione della miscela aria combustibile causata dall'EGR; Come facilmente intuibile l'EGR porta sia la diluizione dell'ossigeno presente nel cilindro sia la diminuzione della temperatura di combustione, con conseguente riduzione della produzione di NO_x, inoltre la maggiore durata della combustione prolunga il tempo di ossidazione (si riesce a convertire più CO in CO₂), quindi gli NO_x e la CO sono rispettivamente ridotti dell'87% e del 19,8% [16].

Performance		Basic engine	D-EGR engine
Fuel economy	BSFC (g/kW h)	291.3	277.8
	Brake thermal efficiency (%)	28.9	30.9
Emission performance	NO _x (g/kW h)	16.3	2.12
	CO (g/kW h)	31.7	25.4
	THC (g/kW h)	4.69	6.62
Combustion characteristics	CoV (%)	2.03	2.30
	CA50 (CA ATDC)	11.4	7.21
	Burning duration (deg.)	22.4	29.1
	Lambda	1.00	1.00

Fig.33-Comparazione quantitativa tra le performance di D-EGR e motore base [16]

Dalla figura 32, il punto più basso nel consumo di carburante è apparso a 12 bar e 2200 rpm, in questo stesso punto la figura 34 mostra la variazione di BSFC con l'aumento del D-lambda da 0,65 a 0,95. La curva BSFC presenta una forma parabolica e può essere divisa in due sezioni, nella prima sezione, l'aumento del D-lambda da 0,65 a 0,70 riduce leggermente il consumo di carburante; nella seconda sezione, al contrario, maggiore è il D-lambda (da 0,70 a 0,95) peggiore è il consumo di carburante, che

comincia a crescere rapidamente quando il D-lambda supera 0,80. In questo punto operativo, la variazione del consumo di carburante va da 224,3 a 245,0 g/kWh e raggiunge il suo valore minimo quando il D-lambda è 0,70.

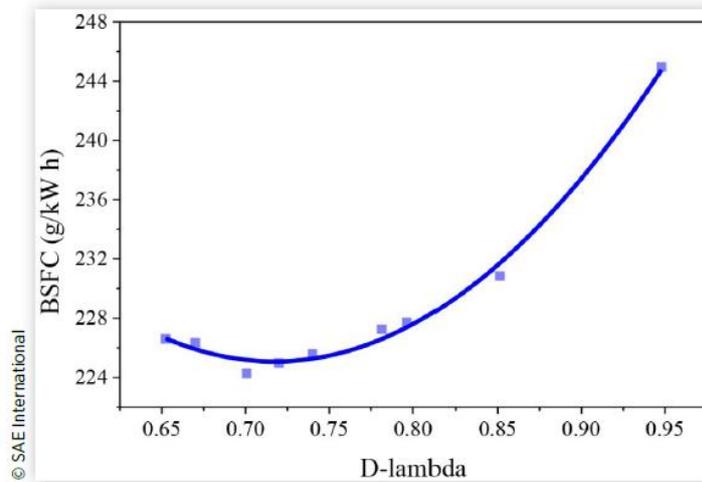
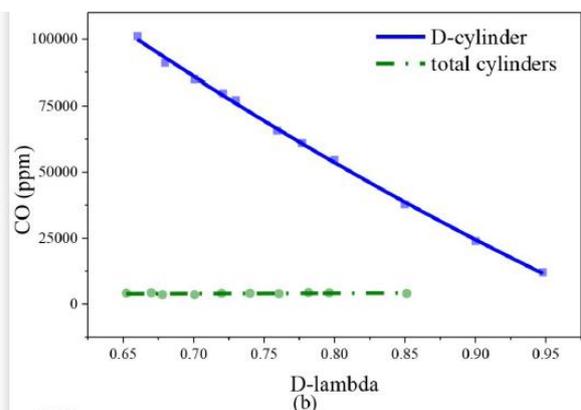
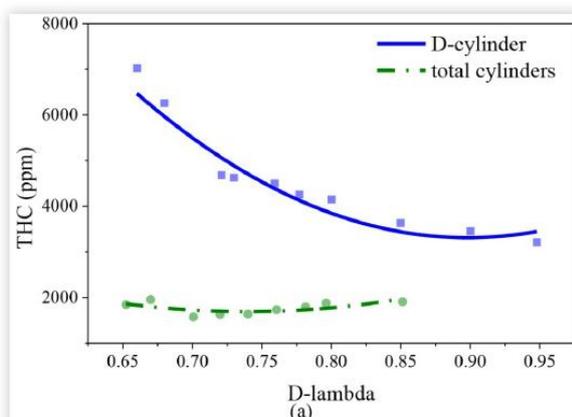


Fig.34-BSFC del motore D-EGR sotto diverse D-lambda [16]

Per le prestazioni sulle emissioni del motore con D-EGR, questo studio fissa due punti di misurazione. La figura 35 mostra le prestazioni di emissione del cilindro dedicato (punto di misura 1) e dei cilindri totali (punto di misura 2) al variare di D-lambda. Man mano che D-lambda diminuisce, la combustione nel cilindro dedicato diventa più incompleta a causa della mancanza di ossigeno, quindi il THC incombusto nel D-cylinder è sfuggito al processo di combustione primario; Nella figura 35 (THC) viene rappresentato proprio l'andamento dei THC al variare del D-lambda per il cilindro dedicato.

Nella figura 35 (CO) le emissioni di CO sembrano essere aumentate rapidamente dopo la riformazione del carburante e mostrano una forte tendenza a salire con l'aumento del D-lambda nel cilindro dedicato; I livelli di CO sono elevati perché non è possibile una completa ossidazione del carbonio in CO₂.

La Figura 35 (NO_x) rappresenta l'evoluzione degli NO_x; A causa dell'elevato livello dell'EGR, sia la scarsa concentrazione di ossigeno che la relativa temperatura di combustione bassa riducono la generazione degli NO_x che hanno una concentrazione nel cilindro dedicato di sole poche dozzine di ppm.



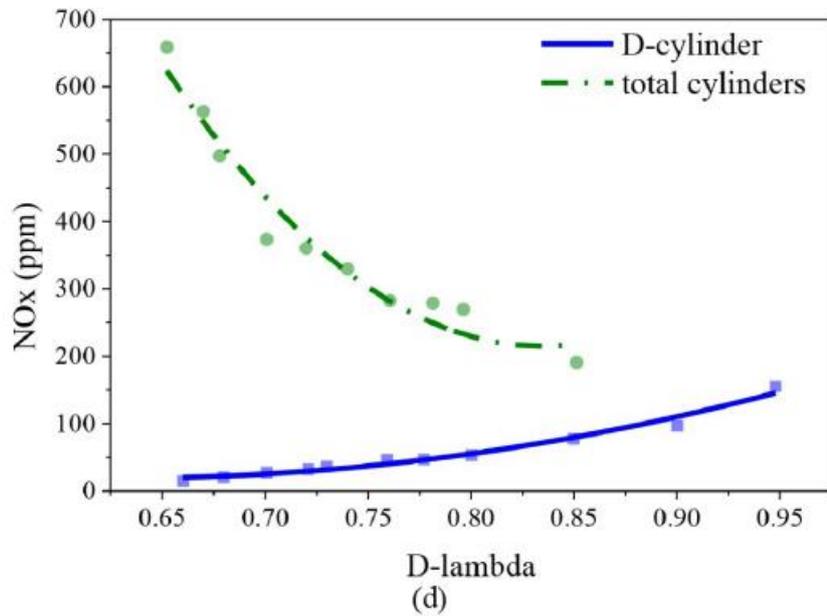


Fig.35-Performance sulle emissioni del cilindro dedicato e su tutti i cilindri con varia D-lambda (THC, CO, NO_x) [16]

2.3) Homogeneous Lean Combustion

Nel documento [17] le emissioni di massa (PM) e numero (PN) di particelle in uscita dal motore sono state esaminate sperimentalmente dagli autori per un motore a benzina ad iniezione diretta (GDI) funzionante in due modalità con combustione magre e in una modalità stechiometrica con un combustibile di proprietà note. Sono stati esaminati dieci punti operativi stazionari, due livelli di carico a velocità costante e un avviamento a freddo del motore. Nella maggior parte delle condizioni operative, le modalità magre omogenee possono ottenere emissioni di particelle inferiori rispetto alla modalità stechiometrica, migliorando al contempo l'efficienza termica del motore.

(La Commissione europea ha emanato il primo limite di PN nei veicoli GDI che è di 6×10^{12} particelle solide maggiori di 23 nm per km con lo standard Euro 6 del 2014. Il limite è stato ridotto a 6×10^{11} particelle solide maggiori di 23 nm per km nel 2017)

2.3.1) Dati Motore per Prova

Per questo studio [17] è stato utilizzato un motore BMW N43B20, quattro cilindri, 2.0 L, ad aspirazione naturale con iniettori piezoelettrici a spruzzo montati centralmente. Il motore funziona in tre modalità di combustione: stechiometrica, magra omogenea e magra stratificata. Dieci condizioni operative stazionarie e tre condizioni operative transitorie sono state valutate in questo studio e sono mostrate nella figura 36 con il corrispondente rapporto di equivalenza (rapporto aria combustibile).

Model Number	N43B20
Displacement (cc)	1995
Bore x Stroke (mm)	84 x 90
Compression Ratio	12:1
Rated Power (kW)	125 @ 6700 rpm
Rated Torque (Nm)	210 @ 4250
Induction	Naturally Aspirated
Injection	Central Spray Guided Piezo Injectors
Max Rail Pressure (bar)	200

© SAE International

Condition	Speed (rpm)	BMEP (bar)	Mode	ϕ
SS 1	1400	2	S	1.0
	1400	2	LH	0.67
	1400	2	LS	0.5
SS 2	2000	4	S	1.0
	2000	4	LH	0.65
	2000	4	LS	0.65
SS 3	2000	7	S	1.0
	2000	7	LH	0.69
SS 4	2400	7	S	1.0
	2400	7	LH	0.73
Load steps	2000	2-7	S	1.0
	2000	2-7	LH	0.73-0.67
Engine start	1000	0	S	1.0

© SAE International

Fig.36-Specifiche motore/Condizioni del motore inclusi modi operativi e rapporto A/F (stechiometrico, omogeneo magro, stratificato magro) [17]

Le tre modalità di combustione del motore differiscono nel rapporto di equivalenza e nella strategia di iniezione. La modalità magra omogenea utilizza una strategia di iniezione con carica parzialmente stratificata per operare con un rapporto di equivalenza globalmente magro.

2.3.2) Risultati

La figura 37 mostra il consumo medio specifico di carburante (BSFC) per ciascuna condizione operativa stazionaria. Nelle condizioni di bassa velocità e basso carico (1400 rpm, 2 bar di BMEP) la modalità magra stratificata ha il migliore BSFC, 8,6% [17] in meno della modalità magra omogenea, che ha un 11% in meno della modalità stechiometrica (questo vantaggio è dovuto ad un rapporto di equivalenza inferiore). Nelle condizioni di 2000 rpm e 4 bar di BMEP, l'efficienza sui consumi di combustibile è approssimativamente uguale per le modalità operative magre, che mostrano un aumento marginale del rendimento nel consumo rispetto alla modalità stechiometrica (le modalità operative magre condividono lo stesso rapporto di equivalenza in queste condizioni di velocità e carico). La condizione magra omogenea a 2400 rpm a 7 bar ha il BSFC più basso con 222 g/kWh, corrispondente ad un'efficienza termica del 37,2% per la benzina E10.

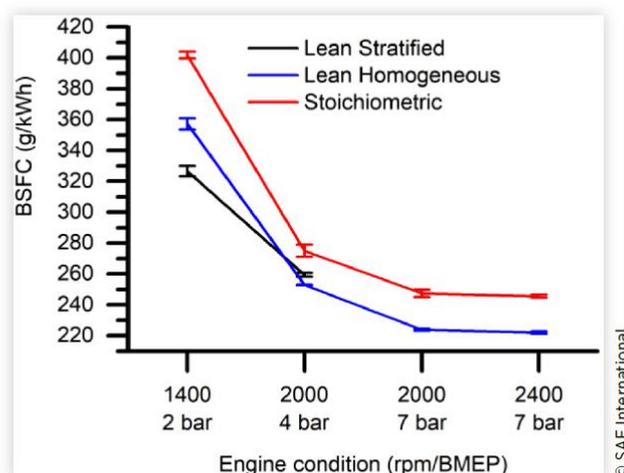


Fig.37-BSFC medio per 10 condizioni stazionarie del motore [17]

La figura 38 mostra il numero specifico di particelle solide maggiori di 10 nm e le concentrazioni specifiche di soot (particolato) per ciascuna delle condizioni operative stazionarie. La condizione con 7 bar di BMEP a 2000 rpm è l'unico caso in cui la modalità magra omogenea emette più SPN maggiori di 10 nm rispetto alla modalità stechiometrica; Le concentrazioni allo scarico per le due modalità sono approssimativamente uguali, ma poiché la portata dei gas di scarico è più elevata nel caso magro

omogeneo, le emissioni specifiche risultano maggiori. La modalità stechiometrica ha prodotto emissioni di soot più elevate rispetto alla modalità magra omogenea per tutte le condizioni.

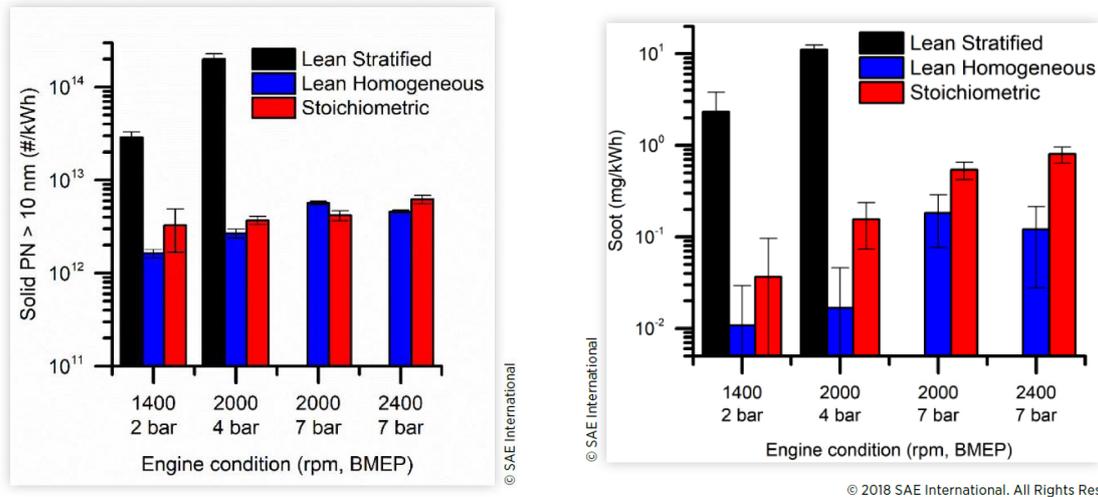


Fig.38-Media emissioni specifiche di particelle solide > 10 nm per 10 condizioni stazionarie/Media emissioni specifiche di soot per 10 condizioni stazionarie [17]

La figura 39 mostra la frazione del numero di particelle solide maggiori di 10 nm che sono comprese tra i 10 e i 23 nm per ciascuna condizione stazionaria. Tutti i casi di combustione magra omogenea sono dominati da un SPN compreso tra i 10 e i 23 nm (la modalità magra omogenea ha la più alta percentuale di particelle tra 10 e 23 nm).

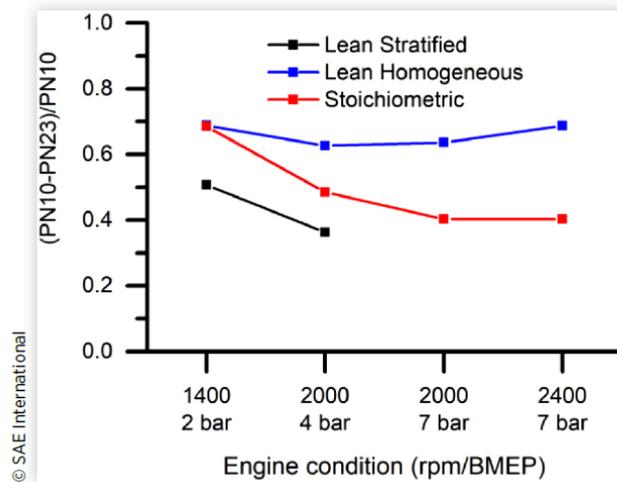


Fig.39-Frazione di SPN>10nm compreso tra 10nm e 23 nm [17]

La Figura 40 riassume i risultati delle condizioni transitorie che mostrano l'evoluzione caratteristica nel tempo del soot, del PN e del PSD (diametro delle particelle solide) su diversi step del carico con modalità magra omogenea. La scala del soot viene moltiplicata per un fattore di 10 per visualizzare piccole variazioni di concentrazione. La concentrazione di soot è rimasta pressoché costante durante le fasi di carico a circa 0,1 mg/m³ e vi è stato un modesto aumento della concentrazione di PN.

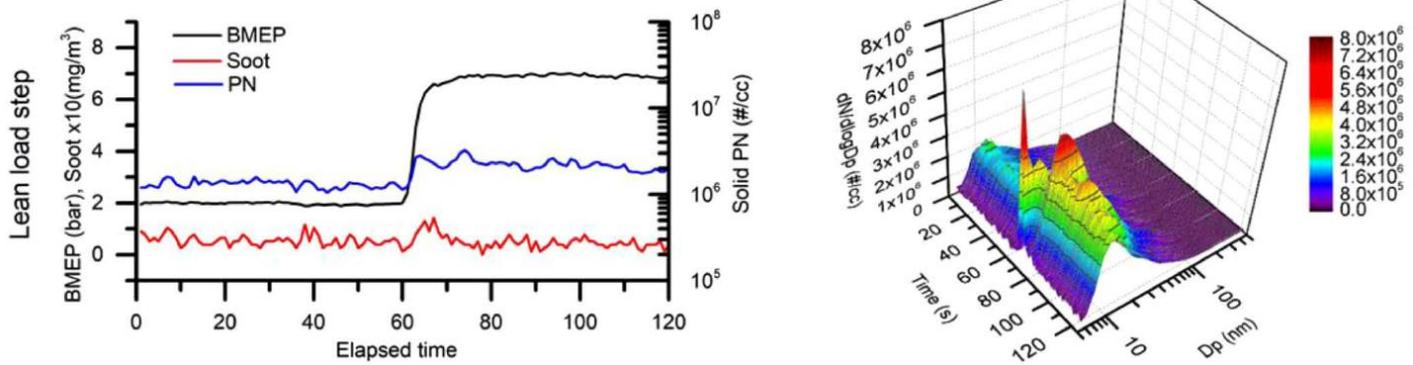


Fig.40-Evoluzione nel tempo del soot, PN e PSD su diversi step del carico con modalità magra omogenea [17]

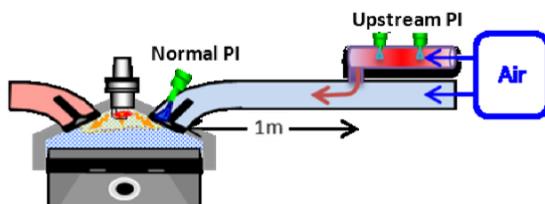
In conclusione lo stato stazionario in condizioni magre omogenee ha una migliore efficienza sui consumi nell'intero intervallo operativo e emissioni relativamente basse di PN e PM, ma una frazione molto elevata di SPN non regolato tra i 10 e i 23 nm. Elevate concentrazioni di particelle di soot sono state trovate specialmente in condizioni magre omogenee dimostrano che il controllo sul carburante è importante per mitigare gli impatti sul filtro antiparticolato (GPF) da cui le particelle di soot non possono essere rimosse durante la rigenerazione. Poiché le particelle inferiori a 23 nm non sono regolamentate dalla legislazione vigente, le concentrazioni elevate di particolato sono ancora più preoccupanti se si impiegano modalità magre omogenee in motori non dotati di GPF.

Nel rapporto [18] gli autori si sono concentrati su una forma di combustione magra con miscela omogenea che sarebbe in grado di bilanciare le basse emissioni di NO_x con la controllabilità della combustione. Di conseguenza si può raggiungere una combustione stabile ad elevata efficienza con rapporto aria combustibile di 30 e ridotte emissioni di NO_x .

Per l'esperimento è stato utilizzato un motore monocilindrico:

Displacement Vol.	402cm ³
Bore × Stroke	80×80mm
Compression Ratio	12.4, 13.2
Valve Train	DOHC 4-valve (IN 1-valve deactivation)
Intake System	With Intake heater
Ignition System	Mass production type
Fuel Injection System	Upstream location Mass production injector

	Compression Ratio (CR)	Intake Air Temperature
Combination 1	12.4	50°C
Combination 2	12.4	100°C
Combination 3	13.2	50°C
Combination 4	13.2	100°C



Displacement vol.	374cm ³
Bore × Stroke	73×89.5mm
Compression Ratio	13.2
Valve train	DOHC 4-valve
Intake system	W/ Variable vane
Ignition system	Multiple ignition system
Fuel Injection system	Port injection Atomization nozzle (SMD=35µm)

Fig.41-Specifiche motore per test combustione/Sistema di aspirazione e iniezione/Combinazioni di C.R. e temperature di aspirazione dell'aria/Specifiche motore per prove di applicazione su motori prodotti in serie [18]

Questo esperimento ha studiato gli effetti combinati del rapporto di compressione del motore e della temperatura dell'aria all'aspirazione, con i limiti della combustione magra e degli NO_x , allo scopo di studiare i limiti di questo tipo di combustione. Le figure 2 e 3 (Fig.42) mostrano rispettivamente la stabilità della combustione (coefficiente di varianza di NMEP; NMEP-COV) e le caratteristiche di emissione degli NO_x per ciascuna combinazione. (NMEP – Pressione media effettiva indicata).

In figura 42, il limite di magra è definito come il rapporto aria carburante al quale NMEP COV è del 6%. Il limite di magra dipende fortemente dalla combinazione del rapporto di compressione e della

temperatura dell'aria di aspirazione, inoltre le temperature più elevate nel cilindro dopo la compressione generano limiti di magra più elevati. Per la combinazione 4 (CR13.2, 100 ° C), anche con rapporto aria combustibile di 28, è possibile una combustione stabile. Inoltre, poiché viene fornito un gas premiscelato omogeneo, la concentrazione di NO_x vicino al limite di magra è bassa per ciascuna combinazione, ma l'efficienza termica è ridotta.

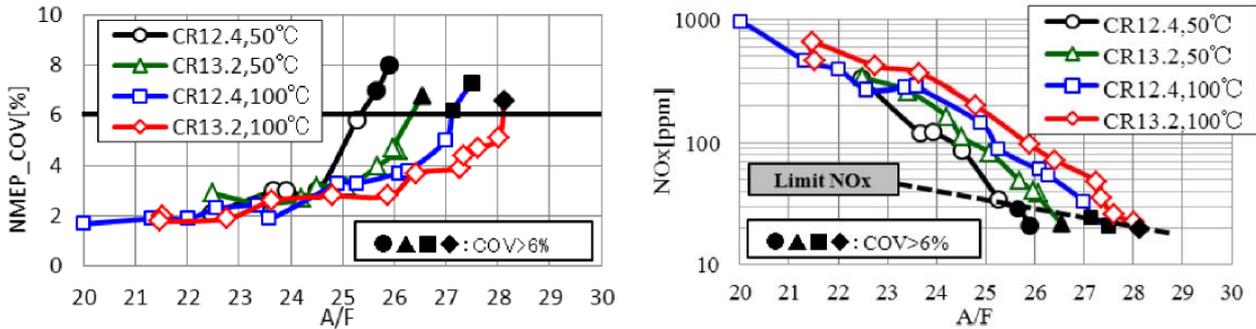


Fig.42-Effetti della combinazione del C.R. e della temperatura dell'aria all'aspirazione sui limiti di magra e sulle emissioni di NO_x [18]

La figura 43 mostra il consumo specifico indicato di carburante (net ISFC) per ciascuna combinazione. A causa della combustione insufficiente, l'ISFC netto è peggiorato in condizioni di COV > 6%.

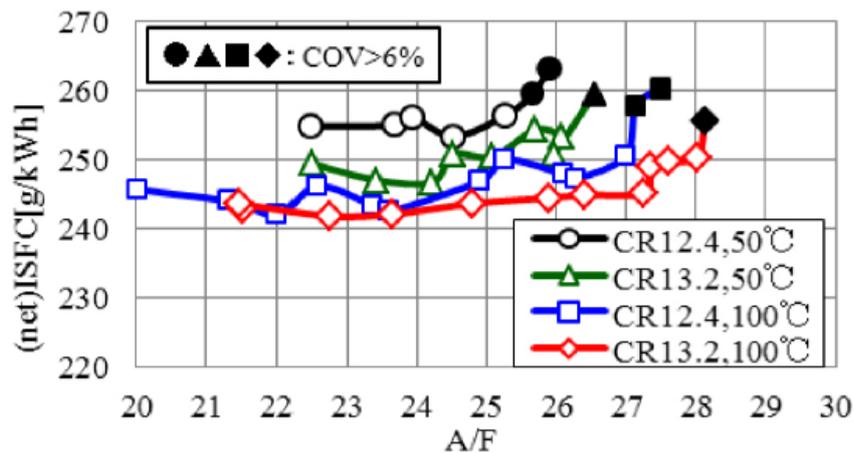


Fig.43--Effetti della combinazione del C.R. e della temperatura dell'aria all'aspirazione sull'ISFC [18]

2.3.3) Applicazione della tecnologia a motori per la produzione in massa

Poiché i motori per le autovetture devono funzionare a intermittenza in una varietà di condizioni ambientali diverse, i precisi controlli della combustione che utilizzano come input la temperatura di aspirazione e l'iniezione di carburante a monte dei condotti di aspirazione comportano un notevole grado di difficoltà tecnica.

Questo esperimento ha utilizzato le specifiche di un motore basato sulla produzione di massa con alcune modifiche per migliorarne la combustione. Le modifiche apportate al motore hanno portato ad un aumento del limite di magra pari ad A/F 31. Inoltre, la massima efficienza di combustione è stata raggiunta con A/F 30, che è in un range con basse emissioni di NO_x. Il motore ha operato ad una velocità di 1500 rpm e un NMEP di 500 kPa.

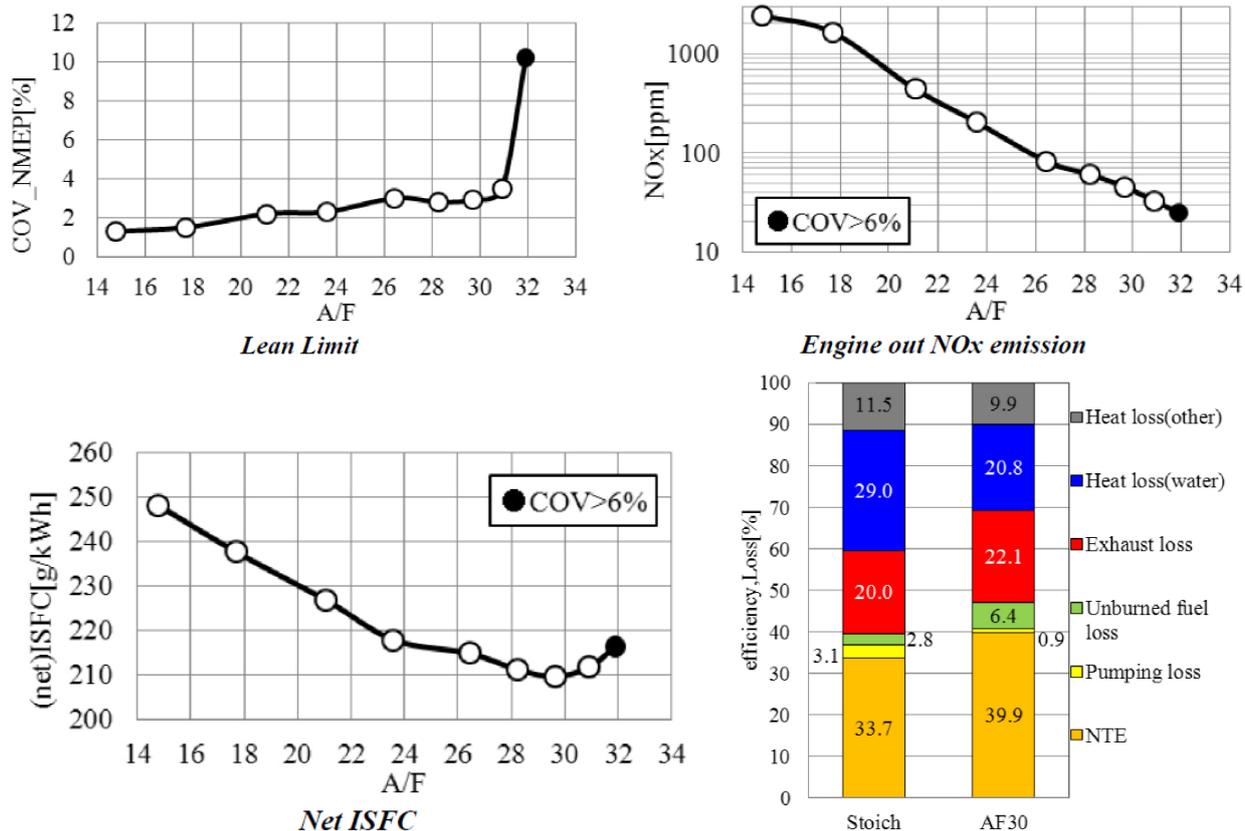


Fig.44-Limiti di magra/Emissioni NO_x/ISFC/Efficienza e perdite per combustione stechiometrica e AF30 [18]

La figura 44 mostra le frazioni in cui viene dispersa l'energia del combustibile per le combustioni stechiometrica e A/F 30. Mentre l'efficienza termica netta (NTE) mostrata nella figura è del 33,7% [18] per la combustione stechiometrica, mentre è del 39,9% per la combustione con A/F 30. Le riduzioni nelle perdite per il raffreddamento e per pompaggio possono essere identificate come le cause principali della maggiore efficienza. Al contrario, le perdite allo scarico e le perdite per carburante incombusto possono essere identificate come i principali ostacoli all'efficienza.

Questo studio dimostra che è possibile ottenere sia basse emissioni di NO_x che alte efficienze mediante l'uso di una combustione con miscela magra omogenea.

2.3.4) Homogeneous Lean Combustion e Dynamic Skip Fire

Nel report [13] viene mostrato dagli autori che per i veicoli con un motore a 4 cilindri turbo di piccole dimensioni, il DSF (Dynamic skip fire) può ridurre il consumo di carburante dell'8% sul ciclo di guida WLTC (Classe 3). Le strategie di combustione magra nei motori a benzina hanno anche dimostrato significativi incrementi nei consumi derivanti da perdite per pompaggio ridotte e migliori caratteristiche termodinamiche, come un rapporto specifico ($\gamma=C_p/C_v$) più elevato e minori perdite di calore. Questo articolo introduce il concetto di λ DSF (pronunciato lean-DSF), che integra DSF con la combustione magra omogenea. Attraverso la disattivazione individuale dei cilindri, λ DSF può estendere ai bassi carichi un'elevata efficienza e una combustione magra omogenea stabile. λ DSF consentirebbe anche una progettazione ottimizzata della camera di combustione, oltre a minimizzare le emissioni attraverso il funzionamento omogeneo e attraverso temperature dei gas di scarico più elevate, e migliorare la guidabilità riducendo le interruzioni tra funzionamento stechiometrico e magro. La simulazione del veicolo con λ DSF per un'auto del segmento C con motore a ciclo Miller da 2,0 litri e 4 cilindri, prevede una riduzione delle emissioni di CO₂ dal 4,6% al 9,7% [13] rispetto alla configurazione base con combustione magra omogenea sul ciclo guida considerato.

Il Dynamic Skip Fire è una tecnologia di disattivazione dei cilindri per motori a combustione interna con valvola a farfalla che consente di minimizzare le perdite di efficienza termica nel funzionamento a carico parziale.

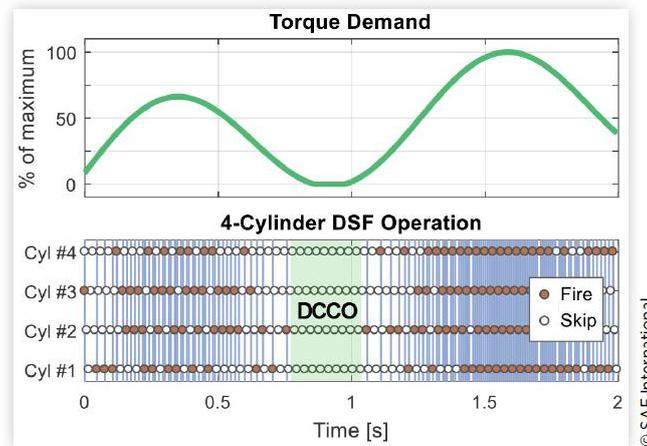


Fig.45-Tipica cronologia di accensione di un motore DSF 4 cilindri [13]

La tecnologia DSF è incentrata principalmente su dei software in cui algoritmi proprietari sono incorporati nella centralina del motore per selezionare la composizione ottimale della miscela per avere il minimo consumo di carburante, soddisfacendo nel contempo i rigorosi obiettivi di rumorosità, vibrazione e ruvidità (NVH) richiesti dai produttori automobilistici. I motori con hardware e software DSF possono utilizzare la Deceleration Cylinder Cut-Off (DCCO), in cui tutti i cilindri sono disattivati (carburante disabilitato e valvole chiuse).

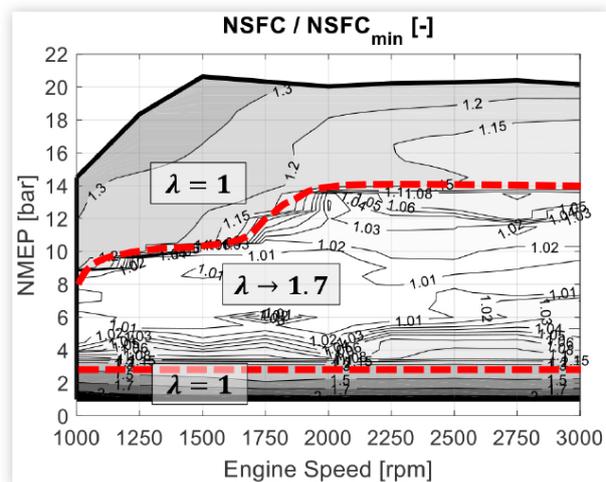
λ DSF applica i vantaggi del DSF per ridurre i consumi del motore e ci si aspetta che estenda le operazioni di combustione magra omogenea ai bassi carichi. Ciò si ottiene utilizzando diversi livelli di disattivazione dei cilindri, che punterebbero a far funzionare i singoli cilindri a carichi più elevati dove è possibile una combustione magra stabile ed efficiente. Inoltre, i carichi più elevati dei cilindri, insieme al DCCO, dovrebbero contribuire a mantenere temperature dei gas di scarico più elevate con il λ DSF rispetto al funzionamento con tutti i cilindri attivi, e ciò risulta favorevole al post-trattamento delle emissioni.

Per il motore magro omogeneo, si assume la stessa compressione di 11.7. Si è utilizzato un rapporto aria carburante (λ) di 1.7 per la mappa del consumo di carburante, lasciando un margine di sicurezza rispetto ai valori tipici di λ di 1.9-2.0.

Configuration	Inline, 4-Cylinder (I4)
Engine Displacement	1984 cm ³
Bore	82.5 mm
Stroke	92.8 mm
Compression Ratio	11.7
Combustion Chamber	Pent-roof, enhanced tumble via masking and tumble flap
Intake Camshaft Profile	170° CA (Mild Miller Cycle)
Fuel Type	RON 95
Max. Power	140 kW
Max. BMEP	20 bar

© SAE International

© 2018 SAE International. All Rights Reserved.



© SAE International

Fig.46-Specifiche motore Audi EA888 Gen. 3B, 2.0 I, 4 cilindri/Mappa del consumo di combustibile normalizzato per motore I4 magro omogeneo [13]

Il termine "I4" è usato per indicare i motori che funzionano con tutti i cilindri, al contrario del DSF. I limiti del sistema di sovralimentazione di un turbocompressore convenzionale a singolo stadio sono considerati nella definizione dell'area di combustione magra rappresentata nella figura 4 (Fig.46). A causa del limite λ di 1,7, i carichi inferiori a circa 3 bar di BMEP richiederebbero un certo livello di strozzamento del flusso d'aria, riducendo il beneficio in termini di efficienza prodotto dal funzionamento in condizioni magre; E poiché le emissioni di NO_x del motore non sarebbero sufficientemente basse da compensare questa penalità sull'efficienza, si preferisce pertanto un funzionamento in condizioni stechiometriche. Nella regione operante in condizioni stechiometriche ad altro carico si considera che il ciclo Miller sarà applicato allo stesso modo del motore stechiometrico di riferimento, pertanto le prestazioni di guida del veicolo sono identiche tra le due configurazioni del motore, consentendo un confronto equo con la stessa trasmissione e rapportatura. La mappa dei consumi di carburante del motore con λ_{DSF} è stata creata utilizzando le stesse considerazioni per i limiti di coppia e per l'hardware correlato agli NVH, come con il motore stechiometrico di base. Nella regione a basso carico è possibile ottenere un flusso d'aria sufficiente ad operare in condizioni magre agendo sulla valvola a farfalla. Come prima sono state create mappe del consumo di carburante per ogni marcia. La mappa normalizzata del consumo specifico indicato di carburante per λ_{DSF} nella sesta marcia è mostrata nella figura 47, dove la regione che opera in condizioni magre ($\lambda = 1.7$) viene espansa per ridurre i carichi rispetto alla mappa I4 nella figura 46. La figura 47 confronta il consumo netto di carburante per le quattro configurazioni del motore viste in questo studio. Sotto 8 bar di NMEP, il DSF offre un grande vantaggio nel consumo di carburante, - 30% a 2 bar. L'operazione di combustione magra omogenea può essere applicata ad un campo di carico operativo più ampio, fino a 13 bar, con una riduzione del consumo di carburante compresa tra il 10% e il 18% [13]. Il beneficio scompare per carichi inferiori a 3 bar, dove non è possibile una combustione magra omogenea stabile e il motore ritorna al funzionamento stechiometrico. Il λ_{DSF} impedisce questa interruzione e aiuta a mantenere un consumo specifico di carburante quasi costante fino a 1 bar. Ciò equivale a una riduzione del 38% a 2 bar rispetto ai motori I4 di base stechiometrico e magro omogeneo. In questa regione il λ_{DSF} migliora rispetto al DSF stechiometrico del 12-18%.

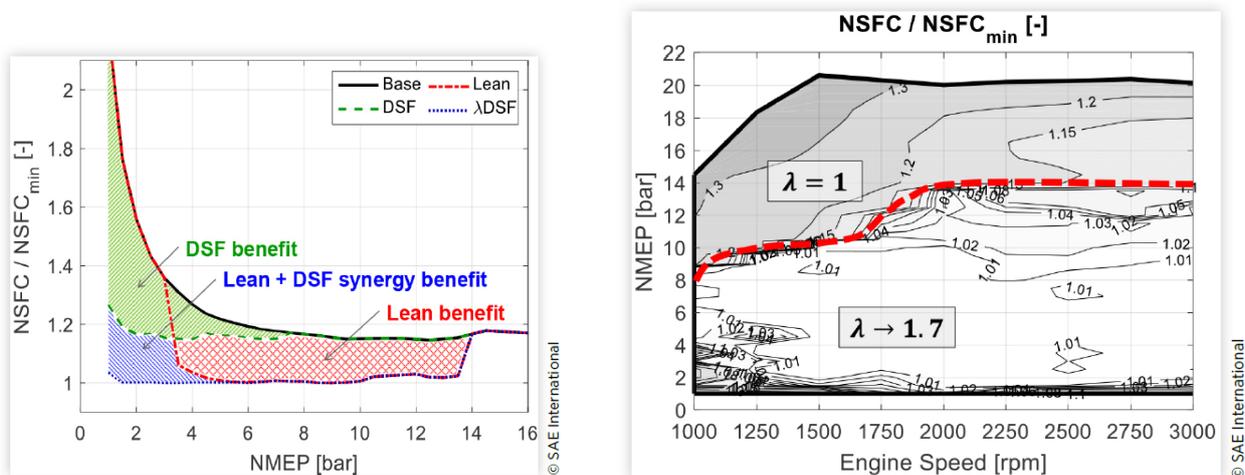


Fig.47-Consumo di combustibile normalizzato a 2000 rpm, 6° marcia per motori stechiometrico e magro omogeneo in configurazione I4 e DSF/ Mappa del consumo di combustibile normalizzato in 6# marcia per motore DSF magro omogeneo [13]

Le simulazioni sono state eseguite utilizzando il DOT (Drivetrain Optimization Tool) di FEV, una libreria di simulazione e una metodologia sviluppata all'interno dell'ambiente GT-SUITE.

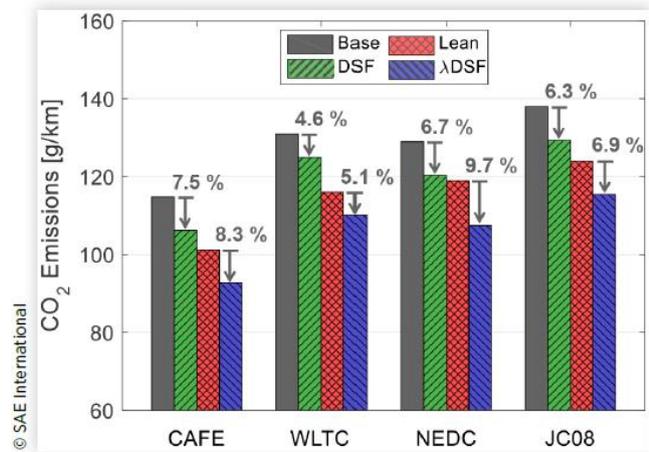
I risultati delle emissioni di CO_2 sui diversi cicli guida sono illustrati nella figura 48. I risultati includono i benefici attesi dal DCCO che combinati con il DSF consentono riduzioni del consumo di carburante tra il 4,6% e il 7,5% [13] per il motore stechiometrico a ciclo Miller. Il massimo potenziale è raggiunto per il CAFE city-highway, che è basato sui cicli FTP75 (55%) e HWFET (45%). NEDC e JC08 mostrano benefici sul consumo di carburante del 6,7% e del 6,3%. Il λ_{DSF} ha riduzioni del consumo di carburante ancora più elevate rispetto al motore I4 con combustione magra omogenea in tutti i cicli guida, che vanno

dal 5,1% nel WLTC al 9,7% nel NEDC. La disattivazione dei cilindri aumenta i carichi dei singoli cilindri e quindi massimizza l'operazione di combustione magra omogenea.

	WLTC		HWY		
	NEDC	Low	FTP75	FET	JC08
Curb weight, kg (w/o driver)	1449				
Test class, kg	1590	1615	1589	1589	1590
DCCO adjust.	0.5%	0.8%	1.7%	0.6%	1.3%
Assumed drive resistance coefficients ($F = A + B \times V + C \times V^2$)					
A, N	92.6	115.7	115.7	115.7	115.7
B, N/(km/h)	0.264	0.330	0.330	0.330	0.330
C, N/(km/h) ²	0.026	0.0268	0.0268	0.0268	0.0268
Transmission and final drive ratios					
Gear 1	4.459	Gear 4		1.142	
Gear 2	2.508	Gear 5		0.851	
Gear 3	1.556	Gear 6		0.672	
Final Drive	3.11				

© SAE International

© 2018 SAE International. All Rights Reserved.



© SAE International

Fig.48-Specifiche del veicolo per vari cicli guida simulati/Emissioni di CO₂ su diversi cicli per diverse configurazioni. I risultati includono i benefici attesi dal DCCO [13]

3) Tool di Ottimizzazione di un HEVs e Architetture Analizzate

Lo scopo di questo progetto è di andare ad analizzare prestazioni ed emissioni di CO₂ di due diversi veicoli su vari cicli guida. I veicoli presi in esame sono una compatta diesel con cilindrata di 1.3 L e un SUV benzina con cilindrata di 1 L. I due veicoli considerati saranno analizzati in diverse configurazioni ibride per analizzarne le differenze. Per l'ottenimento dei risultati viene utilizzato un codice matlab in grado di ottimizzare il funzionamento del powertrain in base alla configurazione ibrida scelta.

3.1) Teoria e Metodo Computazionale

Questo codice [19] è finalizzato alla ricerca e alla definizione della strategia di controllo ottimale che può essere utilizzata su un'architettura ibrida con il fine di minimizzare una funzione obiettivo su una specifica missione del veicolo. L'utente può scegliere arbitrariamente la missione del veicolo per l'ottimizzazione, ad esempio la funzione obiettivo da minimizzare per la definizione ottimale della strategia di controllo e tutti i dettagli specifici per eseguire la simulazione del veicolo.

3.1.1) Input Variables

Le input variables sono le informazioni relative alla missione del veicolo in cui la strategia di controllo deve essere ottimizzata. Queste variabili sono *la velocità del veicolo e la pendenza della strada*.

3.1.2) Control Variables

Le control variables sono i parametri che devono essere opportunamente scelti durante la missione per minimizzare la funzione obiettivo desiderata. Queste variabili sono *il numero di marce e il power flow*.

Nel nostro caso il veicolo è equipaggiato con una trasmissione a 6 rapporti, quindi il numero di marce varia da 1 a 6.

Il Power Flow è il modo in cui la richiesta di potenza viene gestita sui diversi assi in base alle fonti di alimentazione presenti (motore termico e macchine elettriche). Il numero e il tipo di tutti i possibili flussi di energia dipendono dalla specifica architettura ibrida considerata. In generale è possibile definire quattro principali tipi di power flow: *Puro Elettrico, Puro Termico, Power Split, Battery Charging*.

Il risultato della procedura di ottimizzazione sarà la combinazione di variabili di controllo che devono essere utilizzate in ciascun intervallo temporale della missione del veicolo per ridurre al minimo la funzione obiettivo sull'intera missione, rispettando contemporaneamente i requisiti di fattibilità e i vincoli specifici.

3.1.3) Sub-Control Variables

Ogni variabile di controllo è completamente descritta da una sub-control variables:

- L'unica sub-control variables legata al *numero di marce* è il **rapporto di trasmissione**.
- Le sub-control variables legate al *power flow* forniscono le informazioni relative a come la potenza totale richiesta è divisa tra asse anteriore e asse posteriore, a come la potenza richiesta all'asse anteriore è divisa tra motore termico e macchina elettrica, etc.

3.1.4) State Variables

Queste variabili sono essenziali per definire lo stato delle principali componenti dell'architettura. Queste sono:

- Lo stato del motore: che può essere acceso o spento
- Lo stato di carica della batteria (SOC)

3.1.5) Score Variables

Le score variable sono i parametri che devono essere calcolati per definire la funzione obiettivo da minimizzare. Potrebbero essere il consumo di carburante, le emissioni di NOx, ecc. Le variabili intermedie devono essere calcolate per ricavare le score variables, come la velocità e la potenza richieste a ciascun componente.

3.1.6) Time Discretization

L'asse del tempo è discretizzato in una griglia a intervalli. Ogni variabile di controllo viene imposta per essere costante su un intervallo specifico. Ogni input variable, state variable, intermediate e score variable assume un valore specifico all'inizio e alla fine di ciascun intervallo di tempo. Questa discretizzazione consente di utilizzare intervalli di tempo sufficientemente lunghi per ridurre il tempo di calcolo e consente di eseguire calcoli di integrazione temporale precisi.

3.1.7) Configuration Definition

Una configurazione è definita come un numero di marcia, un power flow e uno stato del motore. Tale configurazione è indipendente dalla strategia di controllo utilizzata, pertanto lo strumento di ottimizzazione può essere costruito per funzionare in due fasi principali:

- **Pre-processing:** le input variable e le sub-control variable sono gestite con un approccio a matrici di configurazione. Viene costruito un modello cinematico zero-dimensionale del veicolo e le sue equazioni sono scritte all'inizio e alla fine di ogni intervallo attraverso le matrici di configurazione. In questo modo, le intermediate e le score variable possono essere calcolate all'inizio e alla fine di ogni intervallo per ogni configurazione possibile.
- **Optimization:** la teoria deterministica della programmazione dinamica viene utilizzata per trovare la strategia di controllo ottimale, sfruttando i risultati della fase di pre-processing.

3.1.8) Configuration Matrices Approach

Lo spazio delle configurazioni è definito come:

$$S_{Conf} = S_{GN} + S_{PF} + S_{ES}$$

Il numero di possibili configurazioni è:

$$N_{Conf} = N_{GN} + N_{PF} + N_{ES}$$

Una matrice di configurazione associata a una specifica variabile, è una matrice $N_{in} \times N_{Conf}$ che contiene i valori di quella specifica variabile ad ogni intervallo di tempo per ogni possibile configurazione. Due matrici di configurazione sono associate a ciascuna input variable, intermediate e score variable:

- Uno per memorizzare il valore della variabile all'inizio di ogni intervallo di tempo e per ogni configurazione.
- Uno per memorizzare il valore della variabile alla fine di ogni intervallo di tempo e per ogni configurazione.

Le equazioni del modello cinematico zero-dimensionale sono scritte sulle matrici di configurazione nella fase di pre-processing per calcolare tutte le variabili possibili all'inizio e alla fine di ogni intervallo per ogni possibile configurazione.

3.2) Inputs del Tool di Ottimizzazione

3.2.1) Simulation Characteristics Definition

L'utente fornisce al tool i dettagli principali del lavoro di ottimizzazione che desidera eseguire. Diverse informazioni possono essere fornite dall'utente come:

- *Tipo di veicolo* "vcls": si riferisce al tipo di veicolo che deve essere testato.
- *Tipo di powertrain* "pwt": si riferisce al tipo di gruppo propulsore del veicolo. Fornisce tre informazioni: il tipo di architettura ibrida, il tipo di motore, la gamma elettrica.
- *Tipo di ciclo* "cyc": si riferisce al ciclo guida in cui la strategia di controllo dell'architettura ibrida deve essere ottimizzata.
- *Tipo di controller* "ctrl": si riferisce al tipo di controllo utilizzato per l'ottimizzazione (esempio: l'ottimizzatore di programmazione dinamica).

In base al tipo di architettura ibrida selezionata l'utente deve anche specificare i principali parametri di progettazione che caratterizzano quella specifica architettura. Ad esempio, nel caso in cui l'utente sia interessato a una *'architettura ibrida p2'*, deve specificare:

- La cilindrata del motore V [m3].
- Il rapporto potenza energia PE [W / Wh].
- La potenza di picco della macchina elettrica [W].
- Il rapporto di trasmissione finale dell'unità.
- Il rapporto di trasmissione del torque coupling device.

3.3) Pre-Processing Phase

3.3.1) Componenti per la generazione delle mappe e il dimensionamento batterie

Il tool elabora le informazioni fornite dall'utente per generare le mappe che descrivono il funzionamento operativo di ciascun componente dell'architettura ibrida. Inoltre il tool dimensiona il pacco batterie.

3.3.1.1) Componenti per la generazione delle mappe

- *Engine:*

Sono fornite tutte le mappe che descrivono il funzionamento operativo del motore di riferimento con una cilindrata definita, come la caratteristica meccanica del motore, la mappa del consumo di carburante e la mappa di emissione degli NO_x. Il tool genera tutte le mappe del motore da considerare per la

procedura di ottimizzazione, ridimensionando le mappe del motore di riferimento attraverso un fattore di scala basato sulla cilindrata, definito come:

$$\text{Scaling Factor} = V_{\text{engine}} / V_{\text{engine,ref}}$$

(Non è esattamente vero, ma l'errore di approssimazione è sufficientemente piccolo da poter essere ragionevolmente accettato)

- *Electric machines:*

Vengono utilizzate macchine elettriche a magnete permanente. Il tool ha a disposizione le caratteristiche meccaniche e le mappe di efficienza di una macchina elettrica di riferimento. Il tool genera le mappe di ogni macchina elettrica ridimensionando le macchine elettriche di riferimento utilizzando un fattore di scala, che è costruito sulla potenza di picco che deve essere continuamente fornita dalla macchina elettrica. Il picco di potenza della macchina elettrica di riferimento è noto nei dati di targa, mentre la potenza di picco delle macchine elettriche da utilizzare è fornita dall'utente al tool. Pertanto, il fattore di scala è costruito come:

$$\text{Scaling Factor} = \text{Peack Power}_{EM} / \text{Peack Power}_{EM,ref}$$

- *Transmission:*

Il veicolo è equipaggiato con un cambio a 6 rapporti.

- *Inverter:*

L'inverter funziona con una determinata efficienza, che è già scritta nel tool.

3.3.1.2) Dimensionamento Batterie

Il tool calcola la velocità del veicolo e il numero di marcia a cui la potenza richiesta all'avanzamento del veicolo è massima, su un intervallo di velocità che va da 0 a 300 km / h. In tal caso il tool calcola la somma della potenza che deve essere fornita a tutte le macchine elettriche e dimensiona il pacco batteria sulla base di questo requisito. Vengono forniti i dati di targa di una cella di riferimento. Il tool calcola il numero di celle in parallelo, il numero di celle in serie, il massimo accumulo di energia della batteria.

3.3.2) Input Variables Acquisition

Il tool acquisisce le informazioni sulla missione del veicolo in cui la strategia di controllo dell'architettura ibrida deve essere ottimizzata. Tali informazioni sono denominate "input variables". Queste sono:

- *La velocità del veicolo*
- *La pendenza della strada*

3.3.3) Control Variables Definition

Il tool acquisisce i rapporti di trasmissione relativi al cambio a 6 rapporti utilizzato e definisce tutti i possibili power flow che possono essere eseguiti dall'architettura ibrida selezionata.

3.3.4) Configuration Matrices Generation

Il tool funziona attraverso un approccio alle matrici di configurazione. Una configurazione è una combinazione del numero di marcia, power flow e stato del motore. Per ogni input variable e per ciascuna sub-control variable vengono create due matrici di configurazione:

- Uno per memorizzare il valore della variabile all'inizio di ogni intervallo di tempo e per ogni configurazione.
- Uno per memorizzare il valore della variabile alla fine di ogni intervallo di tempo e per ogni configurazione.

Le equazioni del modello cinematico zero-dimensionale del veicolo sono scritte all'inizio e alla fine di ogni intervallo, in modo tale che l'approccio delle matrici di configurazione consenta di testare tutte le possibili configurazioni ad ogni intervallo temporale della missione del veicolo.

3.3.5) Components Required Velocity and Feasibility Check

Le equazioni del modello cinematico zero-dimensionale del veicolo vengono utilizzate per calcolare la velocità richiesta a ciascun componente dell'architettura ibrida (motore, macchine elettriche) all'inizio e alla fine di ogni intervallo di tempo per tutte le possibili configurazioni. La velocità richiesta per un componente specifico dipende dalla velocità del veicolo richiesta per eseguire la missione in ogni istante, dal rapporto di trasmissione del final drive e dal rapporto di trasmissione del cambio, quest'ultimo dipende dalla marcia che viene utilizzata.

Viene verificato se la velocità richiesta a ciascun componente in ogni possibile condizione di lavoro può essere effettivamente fornita dal componente o meno. La velocità richiesta viene controllata per essere in un intervallo fisicamente accettabile osservando le mappe dei componenti generate in precedenza. Se un requisito di velocità non è possibile, allora viene imposta una funzione di fattibilità della velocità uguale a 0, se possibile viene imposta uguale a 1.

3.3.6) Components Required Power and Feasibility Check

Le equazioni del modello cinematico zero-dimensionale del veicolo vengono utilizzate per calcolare la potenza richiesta a ciascun componente dell'architettura ibrida (motore, macchine elettriche) all'inizio e alla fine di ogni intervallo di tempo per tutte le possibili configurazioni. La potenza richiesta a ciascun componente dipende dalla richiesta di potenza all'avanzamento del veicolo durante la missione (che è una somma di diversi contributi, tra cui la resistenza al rotolamento, la resistenza aerodinamica, la resistenza dovuta alla forza peso), la potenza inerziale di ciascun elemento della drive line, l'efficienza di trasmissione del cambio e del final drive, la potenza inerziale del motore e delle macchine elettriche e il tipo di power flow che viene utilizzato per soddisfare la domanda di potenza.

Viene verificato se la potenza richiesta a ciascun componente in ogni possibile condizione di lavoro può essere effettivamente fornita dal componente o meno. La potenza richiesta viene controllata per essere in un intervallo fisicamente accettabile osservando le mappe dei componenti generate in precedenza. Se un fabbisogno di potenza non è accettabile allora viene imposta una funzione di fattibilità di potenza pari a 0, se possibile viene imposta uguale a 1.

3.3.7) Battery Required Power and Feasibility Check

La potenza che deve essere gestita dalla batteria è calcolata:

- In caso di alimentazione, come la somma della potenza richiesta da tutte le macchine elettriche a bordo divisa per l'efficienza dell'inverter.
- In caso di ricarica della batteria, come la somma della potenza fornita da tutte le macchine elettriche moltiplicata per l'efficienza dell'inverter.

In entrambi i casi la potenza che deve essere gestita dalla batteria deve essere inferiore alla quantità massima di energia che la batteria è in grado di gestire, che è il risultato della procedura di dimensionamento della batteria. Se la potenza richiesta non è accettabile, viene imposta una funzione di fattibilità della batteria pari a 0, se possibile viene imposta uguale a 1.

L'output della fase di pre-processing sarà:

- Una **matrice di fattibilità totale**: in base ai risultati delle sezioni precedenti indica se una determinata configurazione è possibile o meno in un intervallo specifico della missione del veicolo.
- **3 matrici di potenza richiesta della batteria**:
 - a. Una definisce la potenza richiesta della batteria all'inizio di ogni intervallo.
 - b. Una definisce la potenza richiesta della batteria alla fine di ogni intervallo.
 - c. Una definisce la potenza richiesta della batteria per accelerare il motore quando era spento ed è appena stato acceso.
- Una **matrice del consumo di carburante del motore**: Contiene il consumo di carburante [kg] dato dal motore in ciascun intervallo di tempo per ogni configurazione possibile.
- Una **matrice di stato del motore**: contiene le informazioni sullo stato del motore ad ogni intervallo di tempo e per ogni possibile configurazione.

3.4) Ottimizzazione

Il deterministic dynamic programming optimizer viene utilizzato per trovare la strategia di controllo ottimale

3.4.1) Dynamic Programming

L'algoritmo di programmazione dinamica consiste in due fasi principali:

- La fase di *backward*
- La fase di *forward*

Backward phase:

La procedura di ottimizzazione inizia dall'ultimo intervallo della missione del veicolo. Per tutte le possibili combinazioni delle state variables (SOC e stato motore) alla fine dell'ultimo intervallo, viene inizializzata una funzione ψ :

- La funzione è impostata uguale a 0 per ciascuna combinazione delle state variables in modo tale che il SOC sia maggiore del SOC iniziale della missione del veicolo e il motore sia spento.
- Altrimenti, la funzione è impostata uguale ad infinito.

Quindi, per ogni possibile combinazione delle state variables alla fine dell'intervallo precedente e ogni possibile combinazione delle control variables utilizzata durante l'ultimo intervallo, il tool calcola il consumo di carburante nell'ultimo intervallo leggendo il consumo istantaneo di carburante all'inizio e alla fine dell'ultimo intervallo dalle matrici di configurazione ed esegue un'integrazione su quell'intervallo di tempo. Il consumo di carburante rappresenta la funzione obiettivo ϵ . Inoltre, il tool legge lo stato del motore alla fine di tale intervallo. Attraverso il modello di batteria, il tool calcola anche il valore del SOC alla fine dell'intervallo.

Quindi il tool calcola una score function per ogni combinazione di state variables e control variables utilizzate:

$$\psi^* = \begin{cases} \psi(j) + \epsilon & \text{if } SOC_{min} < SOC(j) < SOC_{max} \wedge \varphi(j) = 1 \\ \text{Infinite} & \end{cases}$$

In questo modo, il tool calcola un punteggio per ciascuna combinazione di state variables e ciascuna combinazione di control variables, considerando la funzione obiettivo desiderata, la fattibilità della strategia di controllo e i vincoli imposti al valore ammissibile del SOC per una strategia sostenibile della carica. Il tool seleziona la migliore combinazione di control variables da utilizzare all'ultimo intervallo per ogni possibile combinazione di variabili di stato alla fine dell'intervallo precedente e il punteggio corrispondente ψ^* , che, ora, aggiorna il punteggio precedente ψ . Il tool si sposta per analizzare l'intervallo precedente e ripete la stessa procedura nuovamente, fino a quando non la esegue per il primo intervallo. Il risultato della backward phase è una matrice che contiene l'indice della migliore combinazione di control variables da utilizzare per ciascuna combinazione possibile di variabili di stato ad ogni intervallo di tempo.

Forward phase:

Il tool conosce il valore del SOC e lo stato del motore all'inizio del primo intervallo. Il tool legge la migliore combinazione di control variables da utilizzare al primo intervallo corrispondente a quella combinazione iniziale di variabili di stato dalla matrice che è stata calcolata nella backward phase. Quindi, il tool legge i risultati della fase di pre-elaborazione, relativa a quella combinazione di control variables, dalle matrici di configurazione per calcolare il consumo di carburante su tale intervallo, legge lo stato del motore alla fine dell'intervallo dalla matrice di configurazione e calcola il valore del SOC alla fine del primo intervallo attraverso il modello di batteria. Il tool si sposta al secondo intervallo e utilizza lo stato del motore e il SOC alla fine del primo intervallo come input per definire la migliore combinazione di control variables da utilizzare al secondo intervallo mediante la stessa procedura utilizzata nel primo intervallo. Il tool ripete la procedura per ciascun intervallo di tempo fino al raggiungimento dell'ultimo intervallo della missione del veicolo.

3.4.2) Risultati

Il risultato della fase di avanzamento è la strategia di controllo ottimale da utilizzare sull'intera missione del veicolo al fine di ridurre al minimo la funzione obiettivo desiderata, in questo caso il consumo di carburante.

3.5) Autovetture

Lo scopo di questo progetto è quello di analizzare il comportamento di due vetture dotate di diversi sistemi di ibridizzazione, andando a confrontare tre diversi parametri: *Performance Index*, *Emissioni di CO2 TTW*, *TCO (total costs of ownership)*.

Le vetture prese in esame sono un *compact* e un *suv*:

- *Compact*: veicolo con cilindrata 1.3 l diesel
- *Suv*: veicolo con cilindrata 1 l benzina

Per ogni vettura saranno inseriti nei relativi fogli excel i rapporti di trasmissione del differenziale e del motore elettrico all'assale anteriore (τ_{FDF} e τ_{EMF}), inoltre, se presente un motore elettrico al posteriore anche il rapporto di trasmissione del differenziale al posteriore (τ_{FDr}). Dovranno essere inseriti anche il *power to energy ratio* (PE [W/Wh]), la *potenza di picco del motore elettrico* ($P_{el,TOT}$ [kW]) e un fattore legato alla coppia (C_{rate_max}).

Sono inoltre forniti tutti i dati relativi ai veicoli:

SUV	
Parametri del veicolo	
Curb Weight (convetional vehicle) [kg]	1450
Maximum load [kg]	600
Tyre radius [m]	2,01
# wheels	4
Wheel Inertia [kg*m^2]	1,16
Rolling resistance [N/kg]	0,07848
Cx (drag coefficient) [-]	0,24
Frontal area [m^2]	2,59
Accessory mean power demand [W]	0
Vehicle Miles of Travel (VMT) [km]	33

Vehicle expected life [years]	10					
Cardan inertia coefficient [kg*m²]	0,32					
Gb-ICE shaft losses [%]	3					
Average battery energy consumption [kWh/km]	0,25					
Parametri del final drive						
Outer (wheel side) final drive inertia coefficient [kg*m²]	0,004					
Inner (pwt side) final drive inertia coefficient [kg*m²]	0,002					
Parametri del motore						
Displacement [L]	1 (benzina) ; 1.3 (diesel)					
ICE Inertia coefficient [kg*m²]	0.14 (benzina) ; 0.2 (diesel)					
Idle speed [rpm]	1000					
Max speed [rpm]	6250 (benzina) ; 4000 (diesel)					
Parametri del cambio						
Gear number	1	2	3	4	5	6
Gear ratios [-]	4.713	2.842	1.382	0.808	0.699	0.580
Gear efficiency [-]	0.9675	0.9673	0.9685	0.971	0.990	0.980
Gearbox inertia coefficient [kg*m²]	0.03					
Outer (wheel side) gearbox inertia coefficient [kg*m²]	0.05					
Inner (pwt side) gearbox inertia coefficient [kg*m²]	0.05					
Gearbox mass [kg]	50					
Parametri dell'inverter						
Inverter efficiency [-]	0.95					
Parametri della macchina elettrica						

EM inertia coefficient [kg*m ²]	0.015
Parametri della batteria	
Cell nominal voltage [V]	3,6
Number of cells in a unit	6
Cell capacity [Ah]	2,9
Battery nominal voltage [V]	300
Battery mass [kg]	170
Overall number of cells	1680
COMPACT	
Parametri del veicolo	
Curb Weight (convetional vehicle) [kg]	750
Maximum load [kg]	300
Tyre radius [m]	1,89
# wheels	4
Wheel Inertia [kg*m ²]	1,05
Rolling resistance [N/kg]	0,07848
Cx (drag coefficient) [-]	0,27
Frontal area [m ²]	2,19
Accessory mean power demand [W]	0
Vehicle Miles of Travel (VMT) [km]	33
Vehicle expected life [years]	10
Cardan inertia coefficient [kg*m ²]	0,32
Gb-ICE shaft losses [%]	3
Average battery energy consumption [kWh/km]	0,2
Parametri del final drive	

Outer (wheel side) final drive inertia coefficient [kg*m²]	0,004					
Inner (pwt side) final drive inertia coefficient [kg*m²]	0,002					
Parametri del motore						
Displacement [L]	1.3 (diesel)					
ICE Inertia coefficient [kg*m²]	0.15 (diesel)					
Idle speed [rpm]	1000					
Max speed [rpm]	4000 (diesel)					
Parametri del cambio						
Gear number	1	2	3	4	5	6
Gear ratios [-]	4,17	2,13	1.32	0.95	0.75	0.62
Gear efficiency [-]	0.9675	0.9673	0.9685	0.971	0.990	0.980
Gearbox inertia coefficient [kg*m²]	0,03					
Outer (wheel side) gearbox inertia coefficient [kg*m²]	0,05					
Inner (pwt side) gearbox inertia coefficient [kg*m²]	0,05					
Gearbox mass [kg]	50					
Parametri dell'inverter						
Inverter efficiency [-]	0.95					
Parametri della macchina elettrica						
EM inertia coefficient [kg*m²]	0,015					
Parametri della batteria						
Cell nominal voltage [V]	3,6					
Number of cells in a unit	6					
Cell capacity [Ah]	2,9					

Battery nominal voltage [V]	300
Battery mass [kg]	170
Overall number of cells	1680

Saranno inoltre inseriti nella cartella HEVbox_Input del tool i dati relativi ai motori termici, dalle cui mappe saranno calcolati consumi ed emissioni sul ciclo guida considerato.

3.6) Ibridi

Lo scopo di questa analisi è confrontare i risultati dei tre parametri (*Performance Index*, *Emissioni di CO2 TTW*, *TCO (total costs of ownership)*) su quattro differenti configurazioni di ibrido:

- p2
- p2p4
- p3
- p3p4
- p4

In queste configurazioni la potenza richiesta dal veicolo per soddisfare la missione viene divisa tra motore termico e motore elettrico (o motori elettrici, nel caso in cui ne siano presenti più di uno) secondo i livelli di powersplit definiti. Le equazioni della potenza utilizzate sono le seguenti:

$$P_{ICE} = (1 - \alpha) * P_{REQ} ; P_{EM} = \alpha * P_{REQ} ; P_{REQ} = P_{ICE} + P_{EM} \quad (1) [20]$$

Dove $\alpha=0$ indica un funzionamento con solo motore termico ($\alpha=P_{el}/P_{tot}$), mentre per $\alpha=1$ abbiamo funzionamento in puro elettrico. Con queste equazioni si possono valutare differenti strategie di funzionamento in base al numero di modi considerati:

- Modalità puro elettrico PE
- Modalità puro termico PT
- Modalità powersplit PS (termico + elettrico)
- Modalità battery charging BC

Per i modi PE e PT abbiamo un solo modo di funzionamento a testa (nel caso in cui siano presenti due motori elettrici PE avrà più modi di funzionamento), mentre per i modi PS e BC sono possibili diverse configurazioni, più si aumentano il numero di modi più i risultati saranno precisi, ma allo stesso tempo aumenteranno considerevolmente i tempi di calcolo.

Un altro parametro da tenere in considerazione, nel caso sia presente un motore elettrico sull'asse posteriore, è φ che sta ad indicare come la potenza richiesta dal veicolo viene divisa tra asse anteriore e asse posteriore ($\varphi=P_{ant}/P_{tot}$).

3.6.1) Ibrido p2

Viene definito ibrido p2 quello in cui è inserito un motore elettrico a monte della trasmissione.

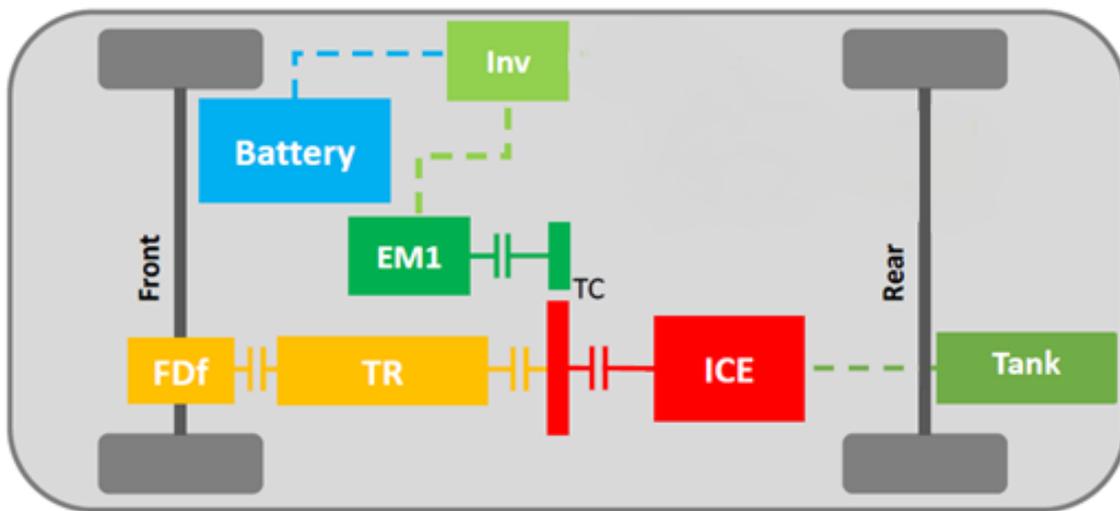


Fig.49-Ibrido p2 [20]

In figura 49 è rappresentato un motore elettrico (EM1), alimentato da una batteria tramite inverter, collegato tra cambio (TR) e motore (ICE). La potenza verrà poi trasmessa dal cambio al differenziale anteriore.

Per quanto riguarda il powerflow la strategia utilizzata per il calcolo è la “no”:

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split	battery charging
no	1	0	0.25;0.5;0.75	-0.5;-1;-1.5;-2

Dove i numeri in tabella rappresentano i valori di α considerati (1):

- Per quanto riguarda il pure electric abbiamo sempre un solo modo ($\alpha=1$);
- Per il caso pure thermal è sempre possibile un solo modo con $\alpha=0$;
- Per il power split questa strategia prevede di dividere il funzionamento dei motori termico ed elettrico in tre modi: 25%, 50%, 75% (le percentuali si riferiscono alla quantità di potenza richiesta dal veicolo soddisfatta dal motore elettrico);
- Per il battery charging questa strategia prevede l'utilizzo di tre modi: -50%, -100%, -150%, -200%. Il segno negativo di α sta ad indicare l'utilizzo da generatore del motore elettrico al fine di ricaricare le batterie (le percentuali si riferiscono alla quantità di potenza richiesta dal veicolo assorbita dal motore elettrico);

I valori di φ sono uguali a zero per ogni modo di funzionamento, non essendoci alcun motore all'asse posteriore.

3.6.2) Ibrido p2p4

Viene definito ibrido p2p4 quello in cui è inserito un motore elettrico tra motore termico e cambio, ed un motore elettrico sull'asse posteriore.

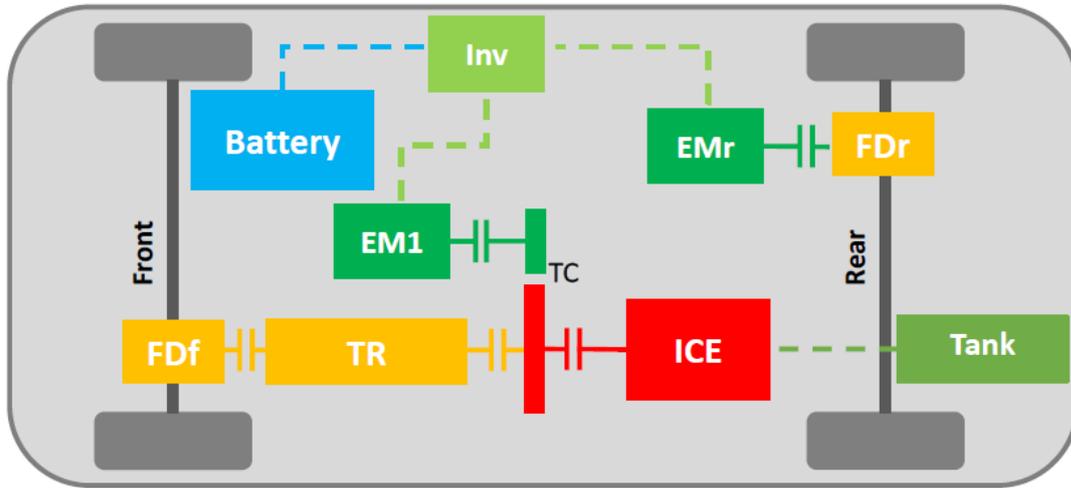


Fig.50-Ibrido p2p4 [20]

In figura 50 sono rappresentati due motori elettrici (EM1 ed EMr) collegati alla batteria tramite inverter. Il motore elettrico posteriore (EMr) è direttamente collegato all'asse posteriore tramite differenziale, mentre il motore elettrico anteriore posto tra motore termico e cambio.

La strategia di powerflow “no” usata in questo caso è la seguente:

- α :

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split(ICE+P2)	power-split(ICE+P4)	power-split(ICE+P2+P4)	battery charging (ICE+P2)	battery charging (ICE+P4)
no	1;1;1;1	0	0.25;0.5;0.75	0;0;0	0.25;0.5;0.75;0.25;0.5;0.75;0.25;0.5;0.75	-0.5;-1;-1.5;-2	0;0;0;0

- φ :

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split(ICE+P2)	power-split(ICE+P4)	power-split(ICE+P2+P4)	battery charging (ICE+P2)	battery charging (ICE+P4)
no	0;1;0.25;0.5;0.75	0	0;0;0	0.25;0.5;0.75	0.25;0.25;0.25;0.5;0.5;0.5;0.75;0.75;0.75	0;0;0;0	-0.5;-1;-1.5;-2

Nella prima tabella i valori di α sono così utilizzati:

- Per quanto riguarda il pure elettrico abbiamo sempre un solo modo ($\alpha=1$);
- Per il caso pure thermal è sempre possibile un solo modo con $\alpha=0$;
- Per il caso power split (ICE+P2) questa strategia prevede di dividere il funzionamento dei motori termico ed elettrico in tre modi: 25%, 50%, 75% (le percentuali si riferiscono alla quantità di potenza richiesta dal veicolo soddisfatta dal motore elettrico);
- Per il caso power split (ICE+P4) questa strategia prevede di utilizzare esclusivamente il modo con $\alpha=0$, cioè funzionamento con il solo motore termico;
- Per il caso (ICE+P2+P4) questa strategia prevede di dividere il funzionamento dei motori termico ed elettrico in nove modi così suddivisi: 25%, 50%, 75%, 25%, 50%, 75%, 25%, 50%, 75%;
- Per il caso battery charging (ICE+P2) questa strategia prevede l'utilizzo di tre modi: -50%, -100%, -150%, -200%. Il segno negativo di α sta ad indicare l'utilizzo da generatore del motore elettrico al fine di ricaricare le batterie (le percentuali si riferiscono alla quantità di potenza richiesta dal veicolo assorbita dal motore elettrico);
- Per il caso battery charging (ICE+P4) questa strategia prevede un unico modo di utilizzo con $\alpha=0$ (cioè non si va mai a ricaricare la batteria);

Nella seconda tabella i valori di φ sono così utilizzati:

- Per quanto riguarda il pure elettrico questa strategia prevede l'utilizzo di quattro modi: 0%; 25%; 50%; 75% (le percentuali indicano la quantità di potenza richiesta dal veicolo soddisfatta dal motore posteriore);
- Per il caso pure thermal è sempre possibile un solo modo con $\varphi=0$ (Il motore termico, nel nostro caso, è collegato all'asse anteriore quindi il 100% della potenza richiesta sarà dato su quest'asse);
- Per il caso power split (ICE+P2) l'unico valore di φ possibile è 0, essendo i due motori entrambi sull'asse anteriore;
- Per il caso power split (ICE+P4) questa strategia prevede di dividere la potenza sui due assi come segue: 25%, 50%, 75%;
- Per il caso power split (ICE+P2+P4) questa strategia prevede di dividere la potenza sui due assi come segue: 25%, 25%, 25%, 50%, 50%, 50%, 75%, 75%, 75% (questi valori vanno abbinati uno ad uno ai valori di α nel caso power split (ICE+P2+P4));
- Per il caso battery charging (ICE+P2) l'unico valore di φ possibile è 0, essendo i due motori entrambi sull'asse anteriore;
- Per il caso battery charging (ICE+P4) questa strategia prevede l'utilizzo di tre modi: -50%, -100%, -150%, -200%.

3.6.3) Ibrido p3

Viene definito ibrido p3 quello in cui è inserito un motore elettrico a valle del cambio

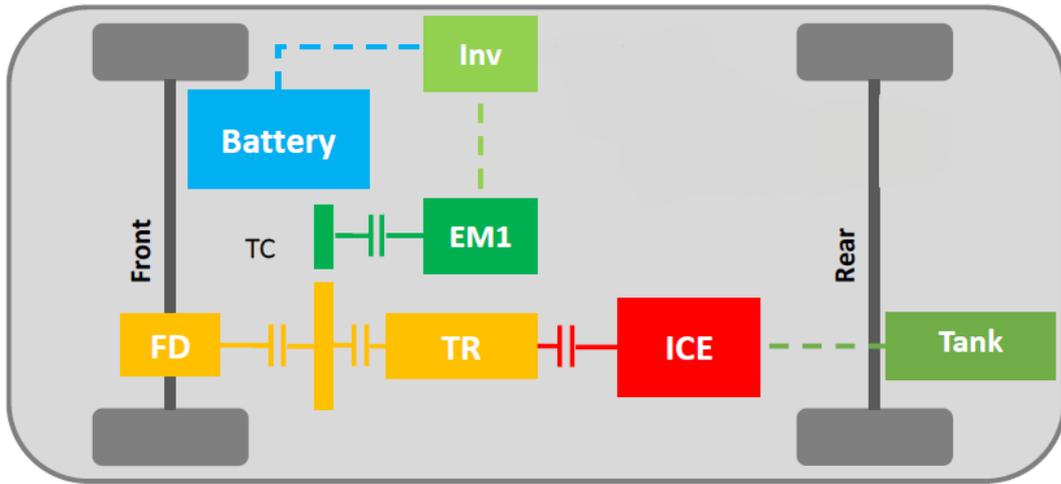


Fig.51-Ibrido p3 [20]

In figura 51 è rappresentato un motore elettrico (EM1), alimentato da una batteria tramite inverter, collegato a valle della trasmissione.

La strategia di powerflow “no” usata in questo caso è la seguente:

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split	battery charging
no	1	0	0.25;0.5;0.75	-0.5;-1;-1.5;-2

La strategia utilizzata è identica a quella dell’ibrido p2 (capitolo 3.6.1).

3.6.4) Ibrido p3p4

L’ibrido p3p4 aggiunge alla configurazione p3 un motore elettrico all’asse posteriore.

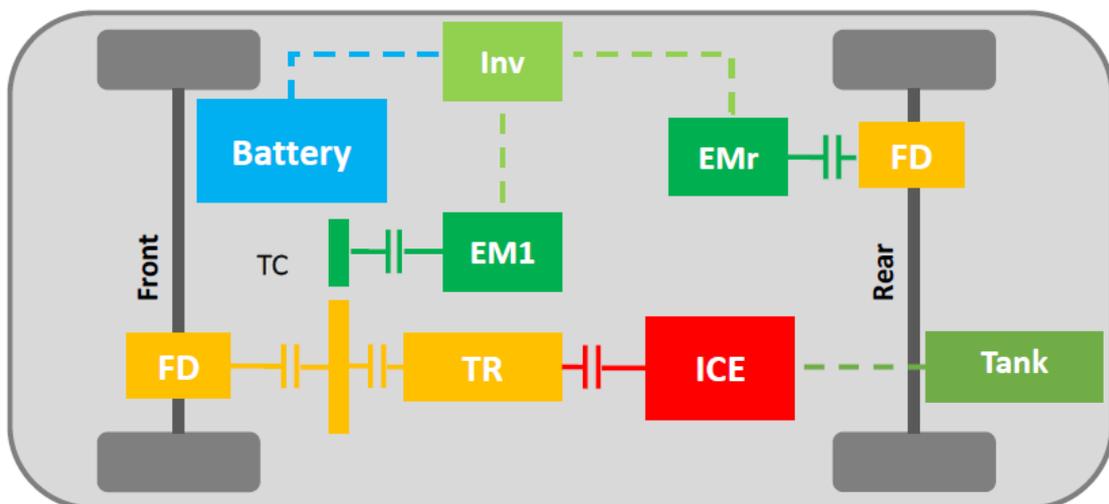


Fig.52-Ibrido p3p4 [20]

Dalla figura 52 si può notare come la configurazione sia del tutto simile alla p2p4 con la differenza che il motore elettrico all'asse anteriore e collegato a valle della trasmissione e non tra motore e cambio.

La strategia di powerflow "no" usata in questo caso è la seguente:

- α :

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split(ICE+P3)	power-split(ICE+P4)	power-split(ICE+P3+P4)	battery charging (ICE+P3)	battery charging (ICE+P4)
no	1;1;1;1	0	0.25;0.5;0.75	0;0;0	0.25;0.5;0.75; 0.25;0.5;0.75; 0.25;0.5;0.75	-0.5;-1; -1.5;-2	0;0;0;0

- φ :

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split(ICE+P3)	power-split(ICE+P4)	power-split(ICE+P3+P4)	battery charging (ICE+P3)	battery charging (ICE+P4)
no	0;1;0.25;0.5;0.75	0	0;0;0	0.25;0.5;0.75	0.25;0.25;0.25;0.5;0.5;0.5;0.75;0.75;0.75	0;0;0;0	-0.5;-1;-1.5;-2

La strategia utilizzata è uguale a quella dell'ibrido p2p4 (3.6.2).

3.6.5) Ibrido p4

L'ibrido p4 presenta un motore elettrico al posteriore (EMr) alimentato da una batteria tramite inverter, ed un motore termico connesso tramite cambio all'asse anteriore, come mostrato nella figura 53.

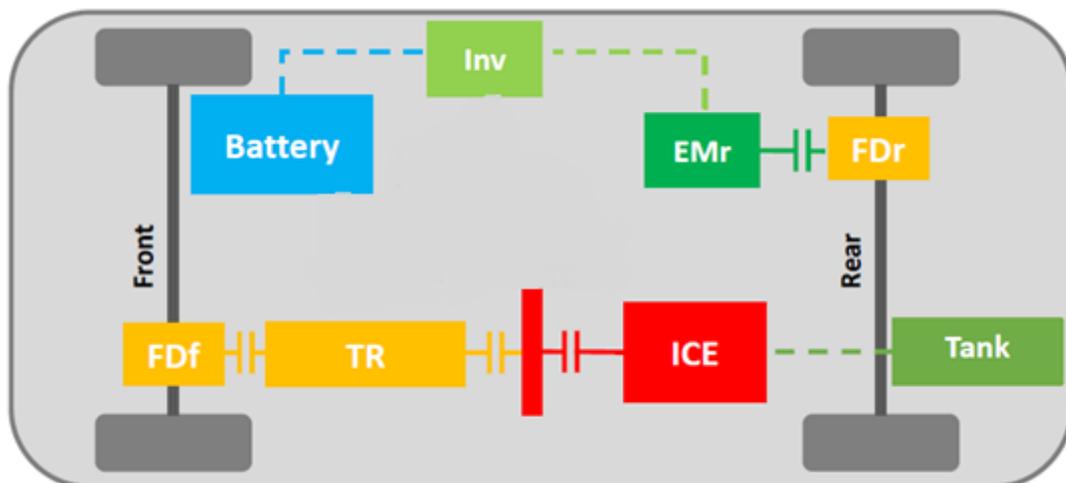


Fig.53-Ibrido p4 [20]

La strategia di powerflow “no” usata in questo caso è la seguente:

Powerflow Strategy	pure electric	pure thermal	power-split	battery charging
no	1	0	0.25;0.5;0.75	-0.5;-1;-1.5;-2

Per questa configurazione ibrida α sarà uguale a zero per ogni caso considerato. I valori riportati in tabella rappresentano φ :

- Per il caso pure electric φ può essere esclusivamente uno, essendo il motore elettrico al posteriore la trazione sarà spostata esclusivamente su quest’asse;
- Per il caso pure thermal è sempre possibile un solo modo con $\varphi=0$ (Il motore termico, nel nostro caso, è collegato all’asse anteriore quindi il 100% della potenza richiesta sarà dato su quest’asse);
- Per il caso power split questa strategia prevede di dividere la potenza sui due assi come segue: 25%, 50%, 75% (0% indica la trazione esclusivamente anteriore);
- Per il caso battery charging questa strategia prevede l’utilizzo di tre modi: -50%, -100%, -150%, -200%;

3.7) Performance Index

Il Performance Index è un indice utile a confrontare le performance dei vari ibridi, valutate rispetto ad un veicolo di riferimento non ibridificato. Dovendo il progetto fornire i risultati per un SUV benzina con cilindrata 1l e per una compatta diesel di cilindrata 1.3l si è ritenuto credibile utilizzare come riferimento le prestazioni di una Fiat Tipo 1.3l multijet 95 CV:

- La *velocità massima* è stata fissata a 130 Km/h (sia in puro termico che in power split)
- L’*accelerazione 0-100 km/h* è di 12.4 s
- L’*accelerazione 70-120 km/h* è di 17.3 s a minimo carico, mentre è di 21.2 s a pieno carico. Per il calcolo del Performance Index viene usata una media di questi valori, pari a 19.3s.

Per il calcolo di questo indice il codice, nel file denominato *ppPerformance*, prevede di analizzare le prestazioni del veicolo sotto diverse richieste:

- Richiesta 1: massima velocità (130 Km/h), in puro termico, fino all’esaurimento del carburante e senza pendenza;
- Richiesta 2: si controlla che l’HEV possa sostenere la massima velocità impostata per 5 minuti;
- Richiesta 3: Si verifica che il veicolo sia in grado di sostenere una velocità di almeno 60 Km/h in modalità power split (termico + elettrico) per 2 minuti con una pendenza del 7.2%;
- Richiesta 4: Si verifica che il veicolo sia in grado di sostenere una velocità di almeno 30 Km/h in modalità power split (termico + elettrico) per 2 minuti con una pendenza del 14%;
- Richiesta 5: Si verifica che il veicolo sia in grado di sostenere una velocità di 40 Km/h in puro termico con una pendenza di 14%;

Possono poi essere effettuate anche delle richieste opzionali sulle prestazioni in accelerazione del veicolo analizzato; Nel nostro caso le prestazioni del SUV e della compatta, nelle loro diverse configurazioni ibride, sono state confrontate con i valori del veicolo di riferimento descritto in precedenza (accelerazione 0-100 Km/h e 70-120 Km/h).

Vengono inoltre calcolati diversi valori che contribuiranno al calcolo del Performance Index:

- Massima velocità in power split senza pendenza;
- Massima velocità senza pendenza con carico;
- Massima velocità con pendenza del 5% e carico;

I vari passaggi illustrati in precedenza portano alla creazione di diverse variabili definite nel codice come “constraint”, le quali impongono un vincolo che deve essere rispettato per tutte queste variabili, al fine di poter calcolare il Performance Index. Le variabili calcolate nel nostro caso sono le seguenti:

- *constrV*: calcolata nella sezione “Massima velocità in power split senza pendenza” impone che questo valore sia maggiore o uguale alla massima velocità imposta per il veicolo considerato;
- *maxVcontCheck*: calcolata nella sezione “Richiesta 2” impone venga restituito un valore uguale ad uno (impone che la richiesta analizzata sia verificata);
- *gradeCheck1*: calcolata nella sezione “Richiesta 3” impone venga restituito un valore uguale ad uno (impone che la richiesta analizzata sia verificata);
- *gradeCheck2*: calcolata nella sezione “Richiesta 4” impone venga restituito un valore uguale ad uno (impone che la richiesta analizzata sia verificata);
- *gradeCheckE2*: calcolata nella sezione “Richiesta 5” impone che questo valore sia minore o uguale alla potenza necessaria a compiere questa operazione per il veicolo considerato;
- *constrA050*: calcolata nella sezione dedicata alle accelerazioni sullo 0-100 Km/h, questa condizione implica che il valore trovato sia minore o uguale all’accelerazione sullo 0-100 Km/h del veicolo usato come riferimento;
- *constrA050*: calcolata nella sezione dedicata alle accelerazioni sullo 70-120 Km/h, questa condizione implica che il valore trovato sia minore o uguale all’accelerazione sullo 70-120 Km/h del veicolo usato come riferimento;

Nella sezione dedicata al Performance Index tutte le “constraint” viste precedentemente vengono raccolte dentro un’unica variabile (*ppPerf.constrFeas*) che restituirà valore uno qualora tutte le condizioni per ogni “constraint” siano verificate. In questo caso il tool procederà al calcolo del Performance Index:

$$PI1 = [(V_{final_130} - 130) + (V_{vehMax0} - 130) + (V_{final_60} - 60) + (V_{final_30} - 30)] \cdot (acc0100 - acc1) + (acc70120 - acc2)$$

Come si può vedere dalla formula precedente viene calcolato un vettore con due valori, dove i vari termini presenti sono:

- *Vfinal_130*: velocità calcolata nella “Richiesta 2”;
- *VvehMax0*: velocità calcolata in “Massima velocità in power split senza pendenza”;
- *Vfinal_60*: velocità calcolata nella “Richiesta 3”;
- *Vfinal_30*: velocità calcolata nella “Richiesta 4”;
- *acc0100*: valore dell’accelerazione del veicolo di riferimento sullo 0-100 Km/h (12.4s);
- *acc70120*: valore dell’accelerazione del veicolo di riferimento sullo 70-120 Km/h (19.3s);
- *acc1*: massima accelerazione del veicolo analizzato sullo 0-100 Km/h;
- *acc2*: massima accelerazione del veicolo analizzato sullo 0-100 Km/h;

Dopo questo passaggio il Performance Index viene valutato utilizzando una relazione ponderata tra i due elementi di *PI1* (che sono funzione della velocità massima e dell’accelerazione):

$$PI_norm = PI1(1,1) / normalizer_Vmax * weight + PI1(1,2) / normalizer_acc * weight$$

Gli elementi presenti in questa equazione rappresentano:

- *normalizer_Vmax=100 Km/h*, questo valore è stato stimato come il valore massimo che può raggiungere il primo elemento di PI1 (f (Vmax));
- *normalizer_acc=30 s*, questo valore è stato stimato come il valore massimo che può raggiungere il secondo elemento di PI1 (f (acc));
- *weight=50%*, questo valore è usato per calibrare il PI_norm dando lo stesso peso ad entrambi i suoi termini;

Qualora almeno una delle condizioni viste in precedenza non sia rispettata il *PI_norm* restituirà un valore pari a -1000.

3.8) Calcolo Costi Totali di Proprietà (TCO)

In questa sezione del tool si stima quali siano i costi totali per l'acquisto e il mantenimento del veicolo analizzato:

$$TCO = C_{init} + C_{oper} \quad [€]$$

In questa equazione sono presenti due parametri:

$$C_{int} = RP + prm.veh.C_{homecharge} + prm.veh.C_{incentive} \quad [€]$$

Questa equazione rappresenta i costi iniziali, dove i vari addendi sono:

- *RP*: costo di vendita del veicolo analizzato;
- *prm.veh.C_homecharge*: stima il costo per la ricarica casalinga del veicolo (PHEV/BEV) nell'arco della sua vita (stimata di 10 anni);
- *prm.veh.C_incentive*: incentivi economici per l'elettrificazione del veicolo;

$$C_{oper} = C_{maint} + C_{ec} + C_{vr} + C_{co2} + C_{br} + C_{tax} \quad [€]$$

Questa equazione rappresenta i costi operativi, dove i vari addendi sono:

- *C_maint*: rappresenta i costi di manutenzione del veicolo nell'arco della sua intera vita (stimata di 10 anni), i costi annui di manutenzione del veicolo sono riportati nel file excel che viene letto dal tool nella fase di avvio;
- *C_ec*: stima il costo totale dell'energia necessaria al veicolo per i viaggi della sua intera vita;
- *C_vr*: costi dovuti alla sostituzione del veicolo (nel nostro caso posti uguali a zero);
- *C_co2*: stima il costo dovuto alle emissioni di CO₂ del veicolo nell'arco della sua intera vita (costo CO₂ [€/ton] * quantità CO₂ emessa [ton/Km] * spazio percorso nell'intera vita [Km]);
- *C_br*: costi dovuti alla sostituzione delle batterie (nel nostro caso posti uguali a zero);
- *C_tax*: costi dovuti alla tassazione;

Di seguito sono riportati i valori utilizzati per la stima dei costi dei veicoli analizzati:

SUV	
<i>Costi Veicolo</i>	
Tentative base retail price [k€]	14
OEM markup [%]	25
Maintenance costs - CV [k€/year]	1.3
Maintenance costs - p2 [k€/year]	1.3
Maintenance costs - p3 [k€/year]	1.3
Maintenance costs - p4 [k€/year]	1.3
Maintenance costs - p2p4 [k€/year]	1.3
Maintenance costs - p3p4 [k€/year]	1.3
Home charger (PHEV/BEV) [k€]	1
Electrification incentive rate [%]	10
Social cost [€/ton]	37
<i>Costi Motore</i>	
Average consumption [c€/km]	6.65
<i>Costi Cambio</i>	
Gearbox cost [k€]	0.6
<i>Costi Batteria</i>	
Electricity price for industry [€/kWh]	0.119
Electricity price for households [€/kWh]	0.211
Min Price [€/kWh]	200
Max Price [€/kWh]	400
COMPACT	
<i>Costi Veicolo</i>	
Tentative base retail price [k€]	10.4
OEM markup [%]	25

Maintenance costs - CV [kE/year]	1.3
Maintenance costs - p2 [kE/year]	1.3
Maintenance costs - p3 [kE/year]	1.3
Maintenance costs - p4 [kE/year]	1.3
Maintenance costs - p2p4 [kE/year]	1.3
Maintenance costs - p3p4 [kE/year]	1.3
Home charger (PHEV/BEV) [kE]	1
Electrification incentive rate [%]	10
Social cost [E/ton]	37
Costi Motore	
Average consumption [cE/km]	4.56
Costi Cambio	
Gearbox cost [kE]	0.6
Costi Batteria	
Electricity price for industry [E/kWh]	0.119
Electricity price for households [E/kWh]	0.211
Min Price [E/kWh]	200
Max Price [E/kWh]	400

3.9) Calcolo Emissioni CO₂ TTW

Nella nostra analisi, essendo interessati al miglioramento dell'efficienza del veicolo, e non del suo intero ciclo produttivo, andremo ad analizzare le emissioni di CO₂ TTW (Tank to Wheel-Dal Serbatoio alla Ruota), cioè le emissioni che il veicolo emette sul ciclo guida selezionato.

La formula usata per il calcolo è la seguente:

$$CO2_{ttw} = CO2_{ttw} * 1e3 / prm.distance \quad [g/km]$$

Dove $CO2_{ttw}$ è calcolato come:

$$CO2_{ttw} = prm.veh.ice.CO2_{ttw} * dFCe \quad [kg]$$

Dalla formula precedente, che calcola i kg di CO₂ emessi sul ciclo guida analizzato, abbiamo due parametri:

- *prm.veh.ice.CO2ttw*: è un valore inserito nel file excel “*engineOtherData*” e rappresenta i chilogrammi di CO₂ emessi per ogni chilo di combustibile (2.996962 kgCO₂/kgFC per il motore a benzina, 3.005868 kgCO₂/kgFC per il motore diesel);
- *dFCe*: questo valore rappresenta i chilogrammi di combustibile utilizzati dal veicolo per percorrere un determinato ciclo guida. Nella fase di input del tool i dati del ciclo vengono letti da un file.mat, questo file contiene la distanza percorsa oltre che marcia, numero di giri e carico a cui è sottoposto il motore. Combinando questi dati con quelli della mappa del motore analizzato, presenti anch’essi in un file excel (contenete i consumi del motore ad ogni bmep e numero di giri) nella fase di input, il tool riesce a calcolare i chilogrammi di combustibile bruciati.

Infine il valore *prm.distance* indica la distanza percorsa dal veicolo sul ciclo guida considerato.

3.10) Cicli Guida

I cicli guida sono dei percorsi che devono essere eseguiti dai veicoli (eseguiti con l’auto su un banco prova) allo scopo di valutarne le emissioni. Nell’analisi da noi fatta si sono eseguite le simulazioni su nove cicli, per ognuno dei due veicoli e per ognuna delle sue combinazioni ibride. Di seguito saranno elencati i vari cicli

3.10.1) NEDC

Il Nuovo ciclo di guida europeo è un ciclo di guida definito dalle direttive comunitarie. Esso è costituito dalla ripetizione di quattro cicli "urbani" a una velocità massima di 50 km/h e uno extraurbano alla velocità massima di 120 km/h. Il ciclo si propone di rappresentare l'uso tipico di un'automobile in Europa ed è utilizzato per valutare i livelli di emissioni inquinanti dei veicoli e per il consumo di carburante. La durata complessiva del ciclo è di 1180 s, la distanza percorsa è di 11,023 km. Il ciclo è effettuato con vettura a motore inizialmente a temperatura ambiente (22 °C). I punti di cambiata sono predefiniti per vetture con cambio manuale, liberi per quelle con cambio automatico.

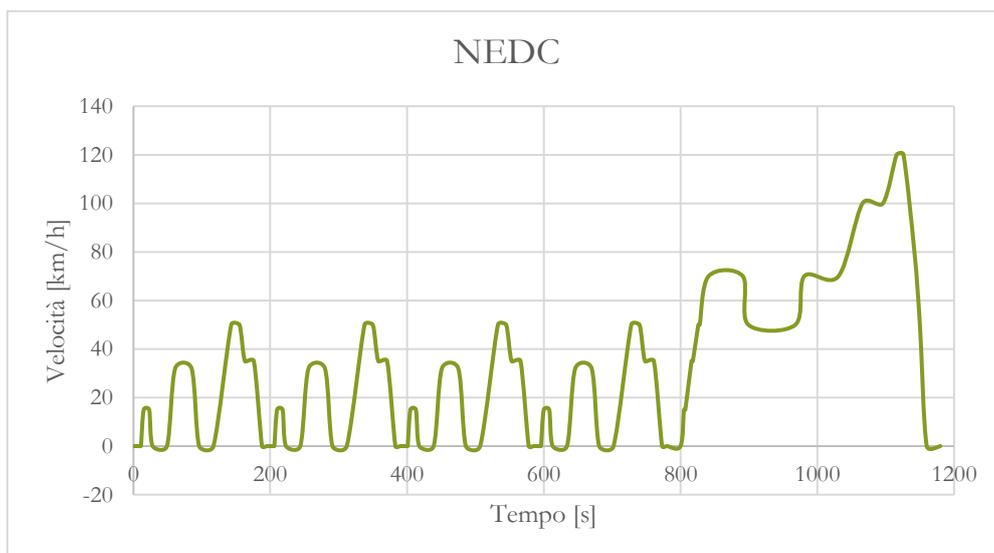


Fig.54-Ciclo NEDC

3.10.2) WLTP

La procedura di prova per veicoli leggeri armonizzata a livello mondiale comunemente chiamata WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) definisce una norma armonizzata globale per determinare i livelli di inquinanti e emissioni di CO₂. Esperti automobilistici dell'UE, del Giappone e dell'India, sotto la guida del Forum mondiale dell'UNECE per l'armonizzazione dei regolamenti sui veicoli, hanno sviluppato lo standard con una versione finale pubblicata nel 2015. Rispetto al NEDC nel WLTP le accelerazioni saranno più rapide, la durata di esecuzione maggiore (30 minuti), la distanza percorsa più grande (23 km circa) e la velocità massima raggiunta più elevata (131 km/h).

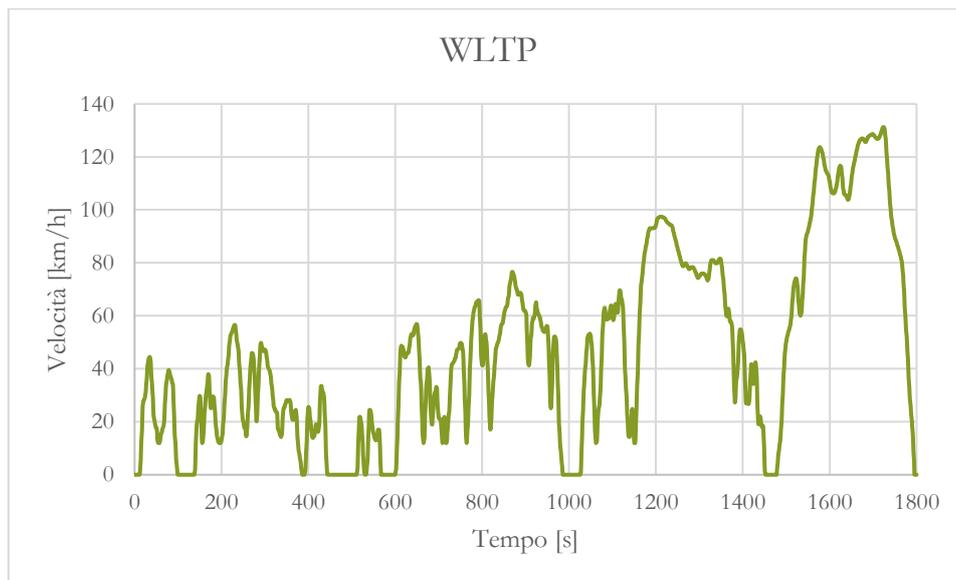


Fig.55-Ciclo WLTP

3.10.3) FTP

Il test americano dell'EPA (*standard FTP-75*) ha una durata di 1.874 secondi così suddivisi: 505 secondi di riscaldamento dell'auto, 864 di stabilizzazione e altri 505 secondi di "marcia" con riavviamenti a caldo. La velocità massima è di 57 miglia orarie (92 km/h), ma viene raggiunta per 4 volte e le variazioni di velocità sono molto più frequenti e diversificate. La distanza percorsa è di 11,04 miglia (17,8 km) ad una velocità media di 21,19 miglia orarie (34,1 km/h).

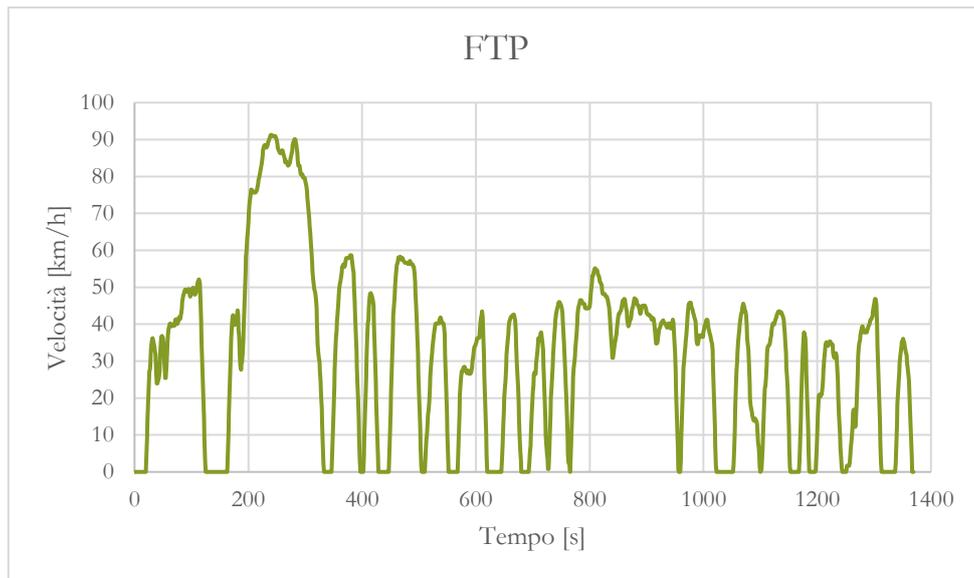


Fig.56-Ciclo FTP

3.10.4) Cicli Clust

I cicli clust sono una serie di 16 percorsi ricavati monitorando la guida reale, di diverse persone, con diversi veicoli e che sono rappresentativi delle reali condizioni di guida che un'automobile affronta quotidianamente su percorsi urbani ed extraurbani. Per la nostra analisi sono stati utilizzati i cicli clust 2, 4, 5, 7, 11 e 12, che sono riportati qui di seguito:

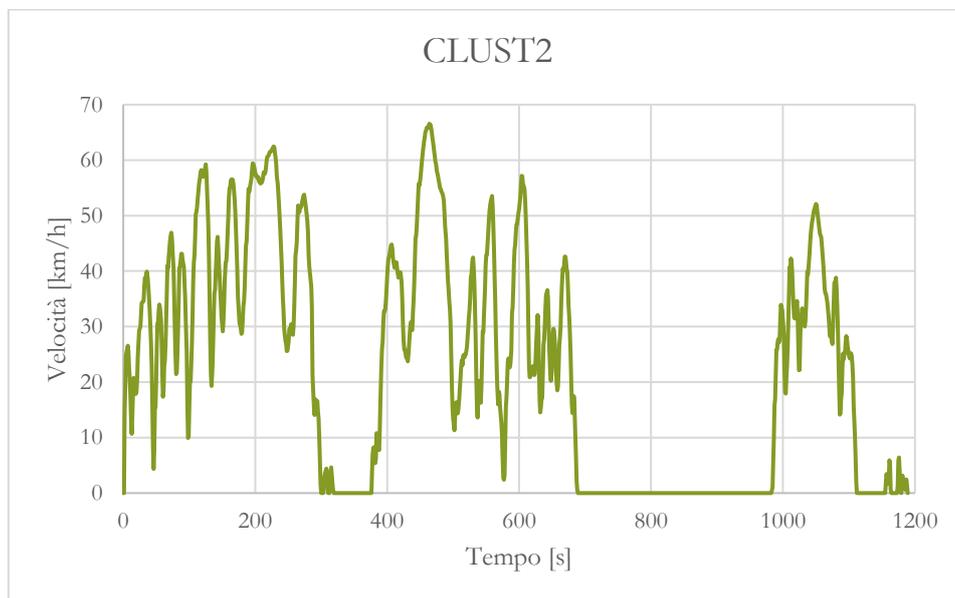


Fig.57-Ciclo CLUST2

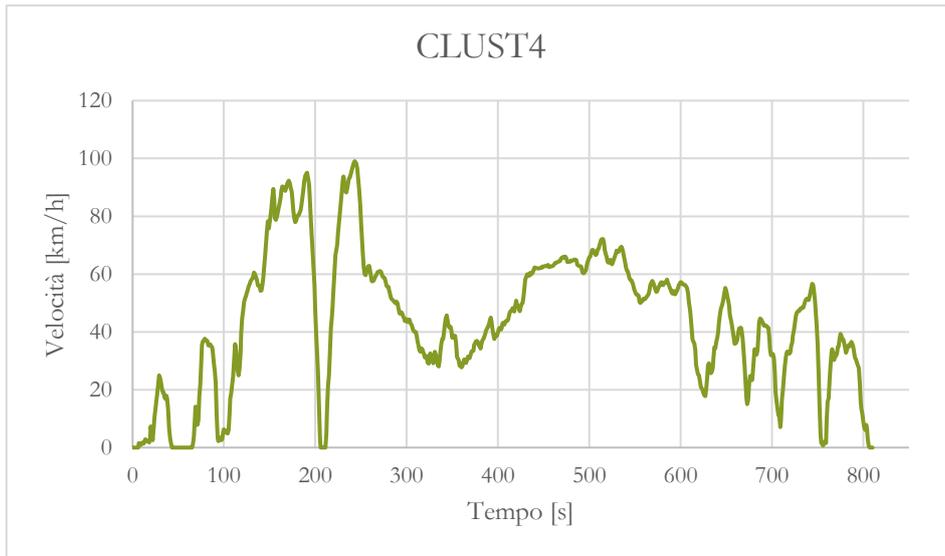


Fig.58-Ciclo CLUST4

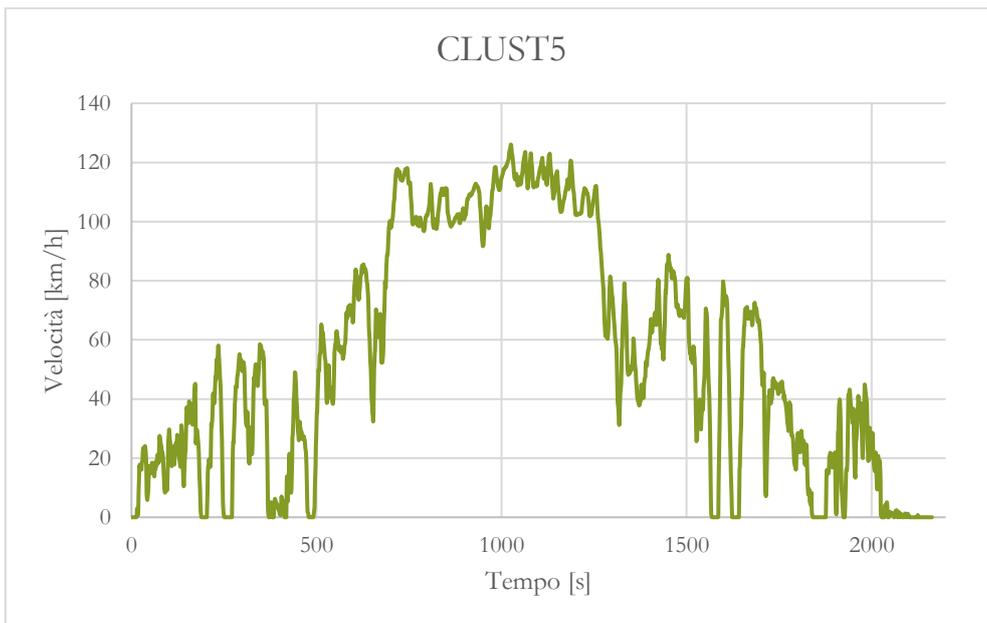


Fig.59-Ciclo CLUST5

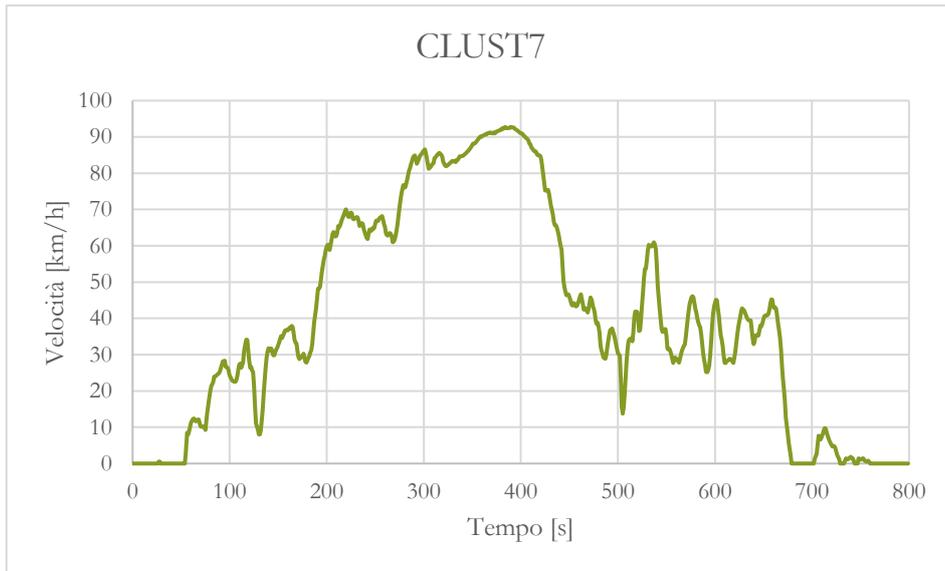


Fig.60-Ciclo CLUST7

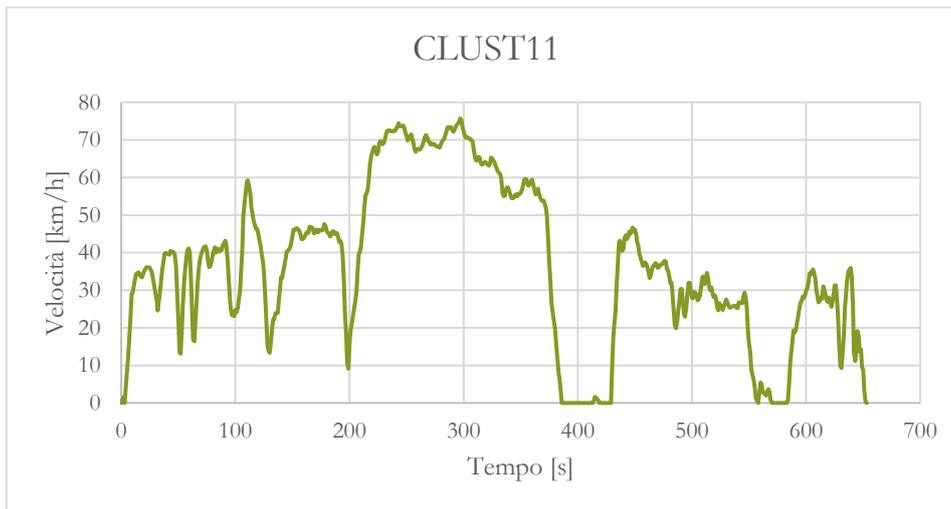


Fig.61-Ciclo CLUST11

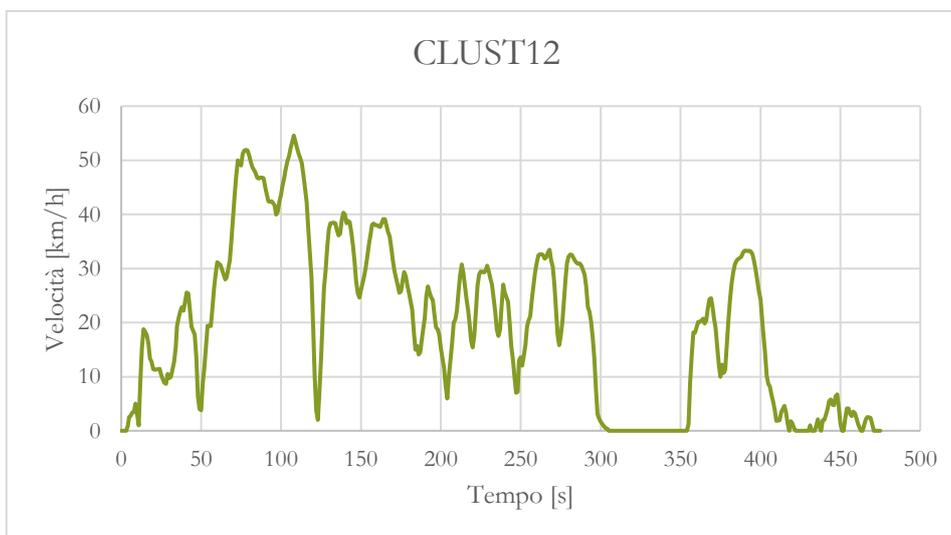


Fig.62-Ciclo CLUST12

4) Risultati

In questo capitolo saranno esposti i risultati trovati, utilizzando il tool discusso nel capitolo precedente, per i due veicoli analizzati:

- *Compatta*: 1.3 l diesel, analizzata nelle configurazioni ibride p2, p2p4, p3, p3p4, p4.
- *Suv*: 1 l benzina, analizzata nelle configurazioni ibride p2, p2p4, p3, p3p4, p4.

4.1) Tabelle

Di seguito saranno riportate le tabelle excel con i risultati ottenuti dal tool.

4.1.1) Compatta

	Cilindrata [l]	τ_{FDf}	CO ₂ ttw [g/km]
NEDC	1.3	3	94
WLTP	1.3	3	96
FTP	1.3	3	98
CLUST2	1.3	3	128
CLUST4	1.3	3	94
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1.3	3	83
CLUST11	1.3	3	92
CLUST12	1.3	3	127

Nella tabella precedente sono riportati i valori caratteristici e le emissioni di CO₂ per il *veicolo convenzionale*. Il valore di CO₂ ttw è importante da tenere in considerazione, per il confronto con le diverse configurazioni ibride analizzate. Il valore del performance index non è invece significativo, in quanto non confrontabile con quello calcolato per le configurazioni ibride; anche il TCO non risulta confrontabile tra veicolo convenzionale e ibrido, in quanto alcuni costi che sono stati trascurati risulterebbero invece importanti in un eventuale confronto (ad esempio il costo di sostituzione delle batterie).

Di seguito sono riportate le tabelle con i valori ottenuti di *CO₂ ttw*, *Performance Index* e *TCO* per le diverse configurazioni ibride:

Ibrido P2

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1.3	25	50	3	3	4	59.9	106.2	28.4
WLTP	1.3	25	50	3	3	4	71.2	106.2	28.4
FTP	1.3	25	50	3	3	4	58.5	106.2	28.4
CLUST2	1.3	25	50	3	3	4	65.2	106.2	28.4
CLUST4	1.3	25	50	3	3	4	67.5	106.2	28.4
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1.3	25	50	3	3	4	57.6	106.2	28.4
CLUST11	1.3	25	50	3	3	4	59.7	106.2	28.4
CLUST12	1.3	25	50	3	3	4	57.0	106.2	28.4

Ibrido P2P4

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	EMrPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	τ_{FDr}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1.3	25	30	20	3	3	7	4	63.3	106.2	28.6
WLTP	1.3	25	30	20	3	3	7	4	73.7	106.2	28.6
FTP	1.3	25	30	20	3	3	7	4	63.7	106.2	28.6
CLUST2	1.3	25	30	20	3	3	7	4	72.3	106.2	28.6
CLUST4	1.3	25	30	20	3	4	7	4	71.4	76.8	28.6
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1.3	25	30	20	3	3	7	4	58.7	106.2	28.6
CLUST1 1	1.3	25	30	20	3	4	7	4	63.3	76.8	28.6
CLUST1 2	1.3	25	30	20	3	3	7	4	62.2	106.2	28.6

Ibrido P3

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1.3	25	50	3	3	4	61.6	81	28.4
WLTP	1.3	25	50	3	3	4	72.6	81	28.4
FTP	1.3	25	50	3	3	4	61.8	81	28.4
CLUST2	1.3	25	50	3	3	4	68.4	81	28.4
CLUST4	1.3	25	50	3	3	4	69.1	81	28.4
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1.3	25	50	3	3	4	59.3	81	28.4
CLUST11	1.3	25	50	3	3	4	61.9	81	28.4
CLUST12	1.3	25	50	3	3	4	62.1	81	28.4

Ibrido P3P4

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	EMrPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	τ_{FDr}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1.3	25	30	20	3	3	7	4	64.5	106.2	28.6
WLTP	1.3	25	30	20	3	2	7	4	74.3	103.5	28.6
FTP	1.3	25	30	20	3	2	7	4	65.4	103.5	28.6
CLUST2	1.3	25	30	20	3	3	7	4	73.2	106.2	28.6
CLUST4	1.3	25	30	20	4	4	7	4	72.3	73.7	28.6
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1.3	25	30	20	3	3	7	4	59.4	106.2	28.6
CLUST11	1.3	25	30	20	3	2	7	4	65.6	103.5	28.6
CLUST12	1.3	25	30	20	3	3	7	4	63.6	106.2	28.6

Ibrido P4

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMrPower [kW]	τ_{FDf}	τ_{FDr}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1.3	25	50	3	7	4	72.0	105.7	28.4
WLTP	1.3	25	50	3	7	4	80.8	105.7	28.4
FTP	1.3	25	50	3	7	4	74.6	105.7	28.4
CLUST2	1.3	25	50	3	7	4	84.5	105.7	28.4
CLUST4	1.3	25	50	3	7	4	78.3	105.7	28.4
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1.3	25	50	3	7	4	66.8	105.7	28.4
CLUST11	1.3	25	50	3	7	4	74.2	105.7	28.4
CLUST12	1.3	25	50	3	7	4	80.5	105.7	28.4

4.1.2) Suv

	Cilindrata [l]	τ_{FDf}	CO ₂ ttw [g/km]
NEDC	1	5	138
WLTP	1	5	146
FTP	1	5	153
CLUST2	1	5	203
CLUST4	1	7	161
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1	5	125
CLUST11	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST12	1	5	196

Nella tabella precedente sono riportati i valori caratteristici e le emissioni di CO₂ per il *veicolo convenzionale*. Il valore di CO₂ ttw è importante da tenere in considerazione, per il confronto con le diverse configurazioni ibride analizzate. Il valore del performance index non è invece significativo, in quanto non confrontabile con quello calcolato per le configurazioni ibride; anche il TCO non risulta confrontabile tra veicolo convenzionale e ibrido, in quanto alcuni costi che sono stati trascurati risulterebbero invece importanti in un eventuale confronto (ad esempio il costo di sostituzione delle batterie).

Di seguito sono riportate le tabelle con i valori ottenuti di *CO₂ ttw*, *Performance Index* e *TCO* per le diverse configurazioni ibride:

Ibrido P2

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1	25	50	2	5	4	96.5	53.7	32.2
WLTP	1	25	50	2	5	4	113.9	53.7	32.2
FTP	1	25	50	2	5	4	104.0	53.7	32.2
CLUST2	1	25	50	2	6	4	124.2	44.1	32.2
CLUST4	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1	25	50	2	5	4	90.9	53.7	32.2
CLUST11	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST12	1	25	50	2	5	4	106.0	53.7	32.2

Ibrido P2P4

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	EMrPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	τ_{FDr}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1	25	40	10	2	5	9	4	97.8	51.1	32.5
WLTP	1	25	40	10	2	3	9	4	115.9	47.6	32.6
FTP	1	25	40	10	2	5	9	4	106.3	51.1	32.5
CLUST2	1	25	40	10	2	5	9	4	131.0	51.1	32.6
CLUST4	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1	25	40	10	2	3	9	4	91.8	47.6	32.5
CLUST11	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST12	1	25	40	10	2	5	9	4	107.8	51.1	32.5

Ibrido P3

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1	25	50	2	5	4	98.9	20.6	32.2
WLTP	1	25	50	2	5	4	115.5	20.6	32.2
FTP	1	25	50	2	5	4	105.7	20.6	32.2
CLUST2	1	25	50	1	7	4	128.1	25.8	32.2
CLUST4	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1	25	50	2	5	4	91.7	20.6	32.2
CLUST11	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST12	1	25	50	2	5	4	110.6	20.6	32.2

Ibrido P3P4

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMfPower [kW]	EMrPower [kW]	τ_{EMf}	τ_{FDf}	τ_{FDr}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1	25	40	10	2	5	9	4	98.8	51.1	32.5
WLTP	1	25	40	10	2	5	9	4	116.7	51.1	32.6
FTP	1	25	40	10	2	5	9	4	106.9	51.1	32.5
CLUST2	1	25	40	10	2	5	9	4	131.6	51.1	32.6
CLUST4	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1	25	40	10	2	5	9	4	91.7	51.1	32.5
CLUST11	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST12	1	25	40	10	2	5	9	4	109.2	51.1	32.5

Ibrido P4

	Cilindrata [l]	PE [W/Wh]	EMrPower [kW]	τ_{FDf}	τ_{FDr}	C_{rate_max}	CO ₂ ttw [g/km]	PI	TCO [k€]
NEDC	1	25	50	5	7	4	108.2	52.4	32.2
WLTP	1	25	50	5	7	4	124.6	52.4	32.2
FTP	1	25	50	5	7	4	120.3	52.4	32.2
CLUST2	1	25	50	5	7	4	146.1	52.4	32.2
CLUST4	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST5	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST7	1	25	50	5	7	4	101.6	52.4	32.2
CLUST11	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes	Unfes
CLUST12	1	25	50	5	7	4	134.4	52.4	32.2

4.2) TCO

Dall'analisi effettuata sui differenti tipi di ibridi, sia per il SUV che per la compatta, possiamo vedere che il calcolo totale dei costi risulta sostanzialmente uguale, variando al più di poche centinaia di euro, che considerando un periodo di calcolo dei costi di dieci anni risultano trascurabili.

4.3) Performance Index

Di seguito andremo ad analizzare i valori ottenuti sul performance index per le diverse configurazioni ibride, cercando di capire quale sia la migliore da questo punto di vista.

4.3.1) Compatta

Per questo veicolo il migliore risultato per questo indice è stato di 106.2. La configurazione ibrida che è risultata migliore è stata la p2, che ha ottenuto il valore di 106.2 per tutti i cicli analizzati. L'ibrido p2p4 ha raggiunto anch'esso il valore di 106.2, ad esclusione dei cicli clust 4 e 11, dove si è dovuto modificare il valore di τ_{FDf} al fine di rendere fisicamente fattibile la simulazione del veicolo considerato su questi percorsi, portando il PI ad un valore di 76.8.

L'ibrido p3 è risultato il meno efficiente con un PI di 81, mentre il p3p4 ha raggiunto 106.2 nei cicli NEDC e clust 2, 7 e 12. Per quanto riguarda i cicli WLTP, FTP e clust 11 si è dovuto modificare il valore di τ_{FDf} scendendo così ad un valore PI di 103.5, mentre per il clust 4 è stato necessario modificare anche il τ_{EMf} ottenendo così un PI di 73.7. L'ibrido p4 si avvicina molto all'ibrido p2, con un valore PI di 105.7 per tutti i cicli.

Per quanto riguarda il ciclo clust 5 non si è riusciti a trovare nessuna combinazione, per nessuna configurazione ibrida, fisicamente fattibile.

4.3.2) Suv

Per questo veicolo il miglior risultato per questo indice è stato 53.7. La configurazione ibrida che è risultata migliore è stata la p2, che ha ottenuto il valore di 53.7 per i cicli NEDC, WLTP, FTP, clust 7 e 12, mentre per rendere fisicamente fattibile il clust 2 si è dovuto modificare τ_{FDf} abbassando il PI a 44.1. L'ibrido p2p4 raggiunto il valore di PI di 51.1 nei cicli NEDC, FTP, clust 2 e 12, mentre per i cicli WLTP e clust 7 si è dovuto modificare il valore di τ_{FDf} al fine di rendere fisicamente fattibile la simulazione del veicolo, portando il PI ad un valore di 47.6.

L'ibrido p3 è risultato il meno efficiente con un PI di 20.6 su tutti i cicli risultati fisicamente fattibili, ad esclusione del clust 2 dove si sono dovuti modificare τ_{EMf} e τ_{FDf} ottenendo un PI di 25.8. L'ibrido p3p4 ha ottenuto un ottimo valore di PI di 51.1 su tutti i cicli risultati fisicamente fattibili, come l'ibrido p4 che ha ottenuto un valore di 52.4.

Per quanto riguarda i cicli clust 4, 5 e 11 non si è riusciti a trovare nessuna combinazione, per nessuna configurazione ibrida, fisicamente fattibile.

4.4) CO₂ Tank to Wheel

In questa sezione analizzeremo come variano le emissioni di CO₂ sui vari cicli per i due veicoli considerati, nelle loro diverse varianti ibride.

4.4.1) NEDC

- *Compatta:*

Sul ciclo NEDC il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 94 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 59.9 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 63.3 g/km, 61.6 g/km, 64.5g/km e 72 g/km.

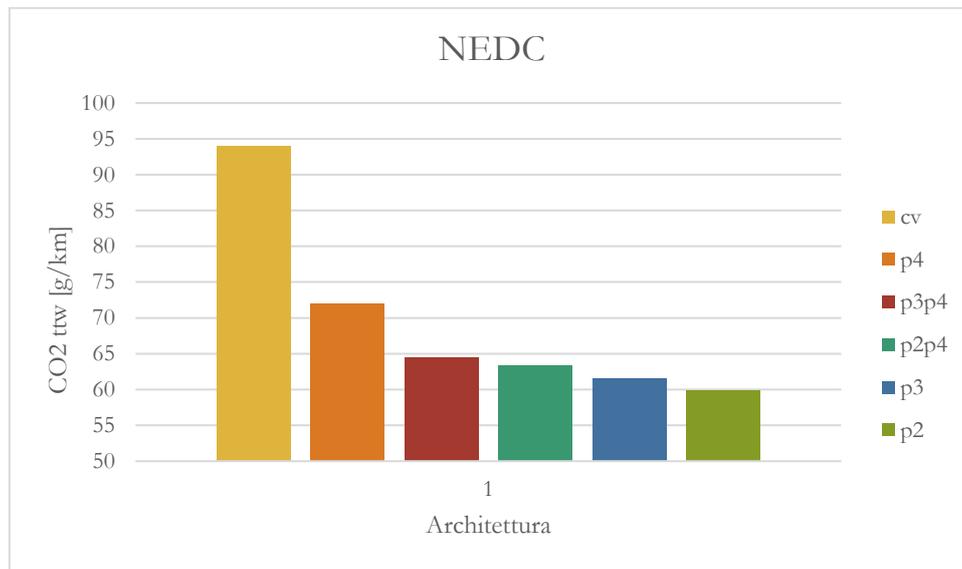


Fig.63-CO₂ ttw compatta su ciclo NEDC

- *Suv:*

Sul ciclo NEDC il veicolo suv da 1 l a benzina nella sua configurazione convenzionale emette 138 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 96.5 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 97.8 g/km, 98.9 g/km, 98.8 g/km e 108.2 g/km.

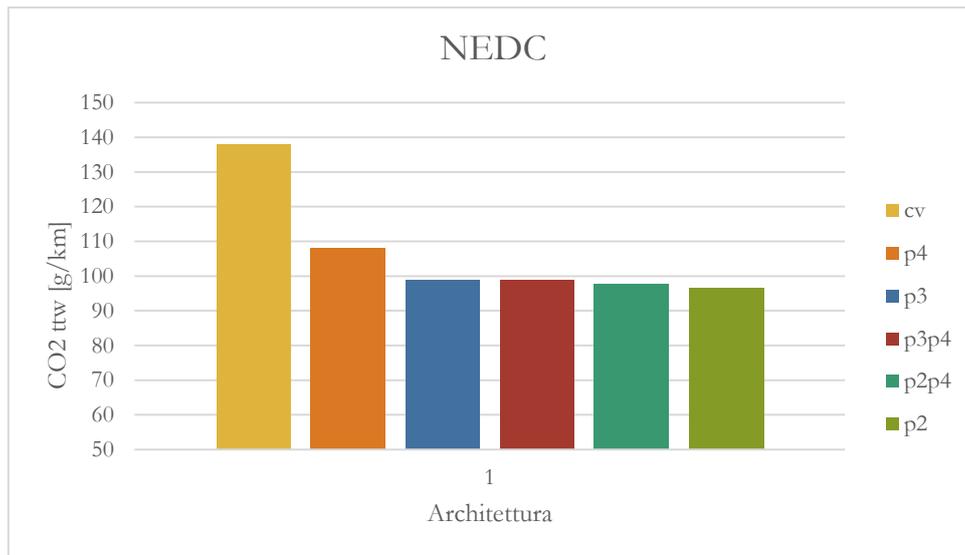


Fig.64-CO₂ ttw suv su ciclo NEDC

4.4.2) WLTP

- *Compatta:*

Sul ciclo WLTP il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 96 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 71.2 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 73.7 g/km, 72.6 g/km, 74.3 g/km e 80.8 g/km.

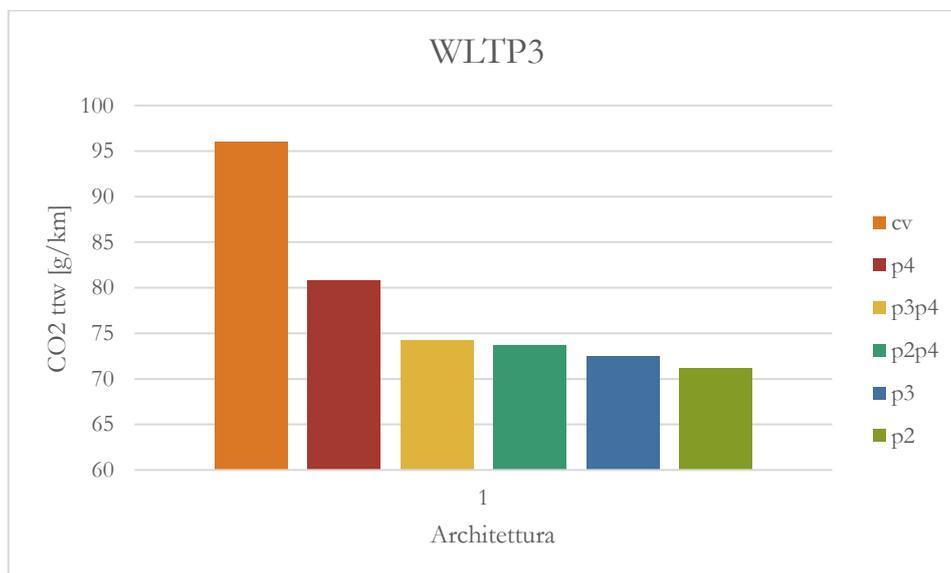


Fig.65-CO₂ ttw compatta su ciclo WLTP

- *Suv:*

Sul ciclo WLTP il veicolo suv da 1 l a benzina nella sua configurazione convenzionale emette 146 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 113.9 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 115.9 g/km, 115.5 g/km, 116.7 g/km e 124.6 g/km.

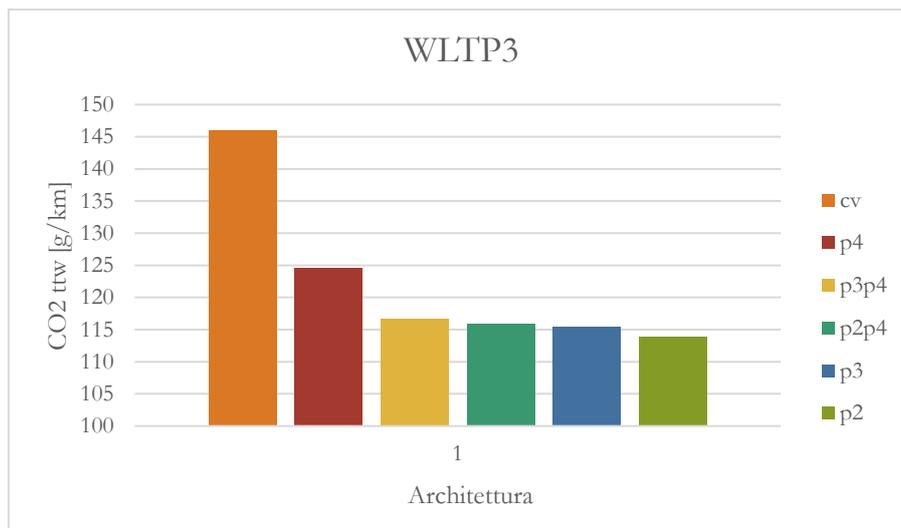


Fig.66-CO₂ ttw suv su ciclo WLTP

4.4.3) FTP

- *Compatta:*

Sul ciclo FTP il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 98 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 58.5 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 63.7 g/km, 61.8 g/km, 65.4 g/km e 74.6 g/km.

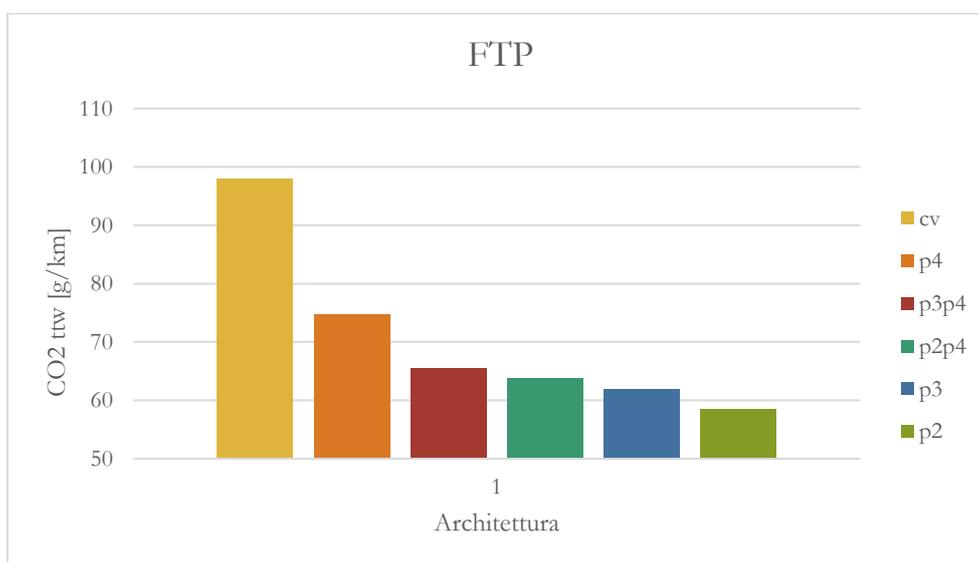


Fig.67-CO₂ ttw compatta su ciclo FTP

- *Suv:*

Sul ciclo FTP il veicolo suv da 1 l a benzina nella sua configurazione convenzionale emette 153 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 104 g/km. Per le configurazioni ibride

p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 106.3 g/km, 105.7 g/km, 106.9 g/km e 120.3 g/km.

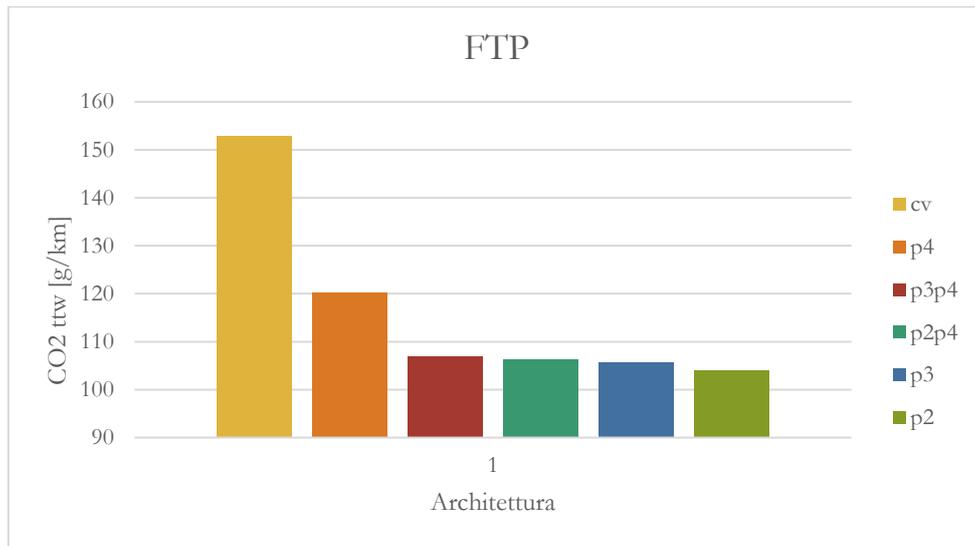


Fig.68-CO₂ ttw suv su ciclo FTP

4.4.4) CLUST 2

- *Compatta:*

Sul ciclo clust 2 il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 128 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 65.2 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 72.3 g/km, 68.4 g/km, 73.2 g/km e 84.5 g/km.

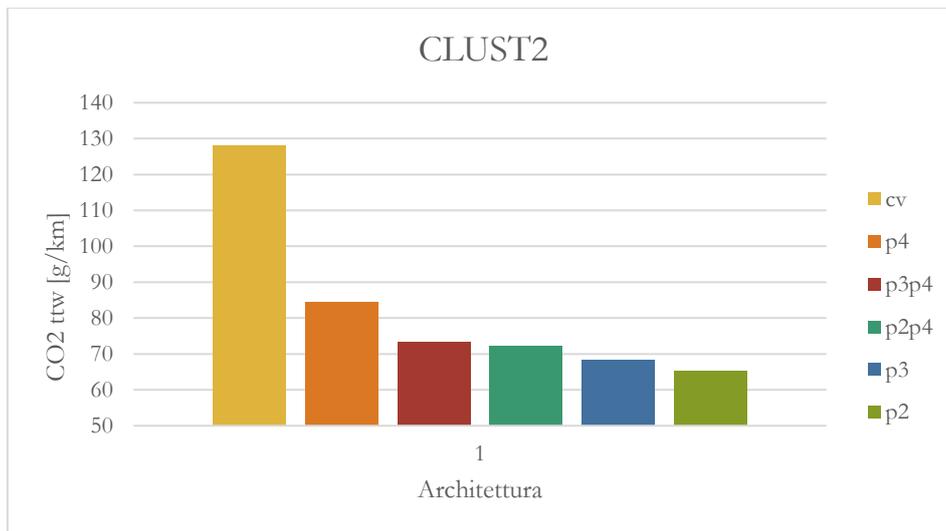


Fig.69-CO₂ ttw compatta su ciclo clust2

- *Suv:*

Sul ciclo clust 2 il veicolo suv da 1 l a benzina nella sua configurazione convenzionale emette 203 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 124.2 g/km. Per le configurazioni

ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 131 g/km, 128.1 g/km, 131.6 g/km e 146.1 g/km.

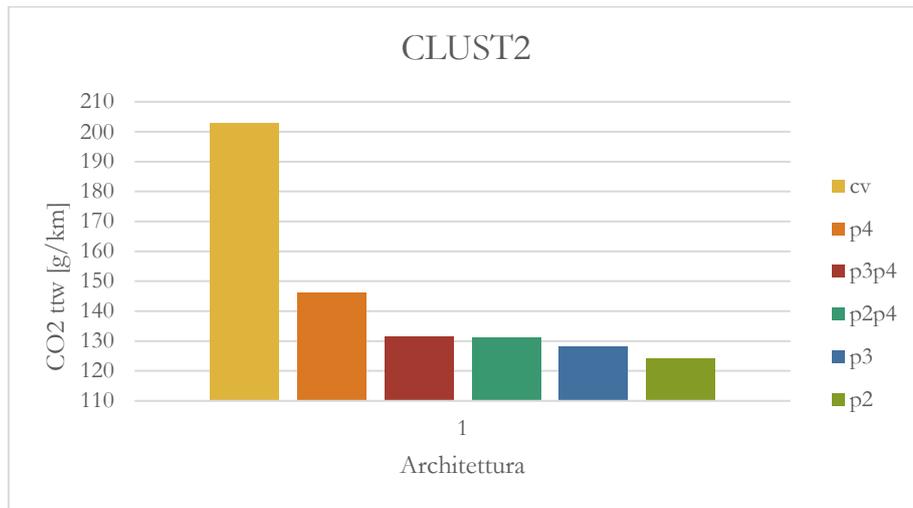


Fig.70-CO₂ ttw suv su ciclo clust2

4.4.5) CLUST 4

- *Compatta:*

Sul ciclo clust 4 il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 94 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 67.5 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 71.4 g/km, 69.1 g/km, 72.3 g/km e 78.3 g/km.

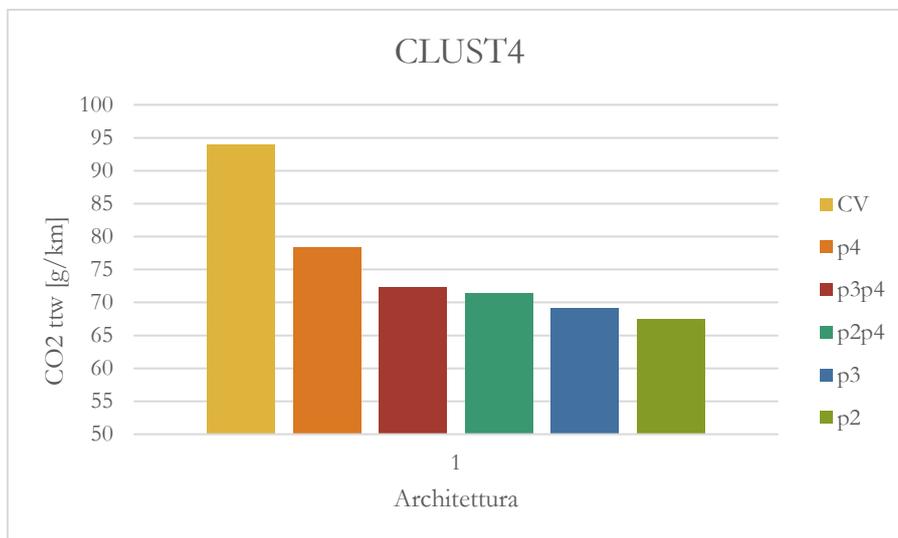


Fig.71-CO₂ ttw compatta su ciclo clust4

4.4.6) CLUST 7

- *Compatta:*

Sul ciclo clust 7 il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 83 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 57.6 g/km. Per le

configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 58.7 g/km, 59.3 g/km, 59.4 g/km e 66.8 g/km.

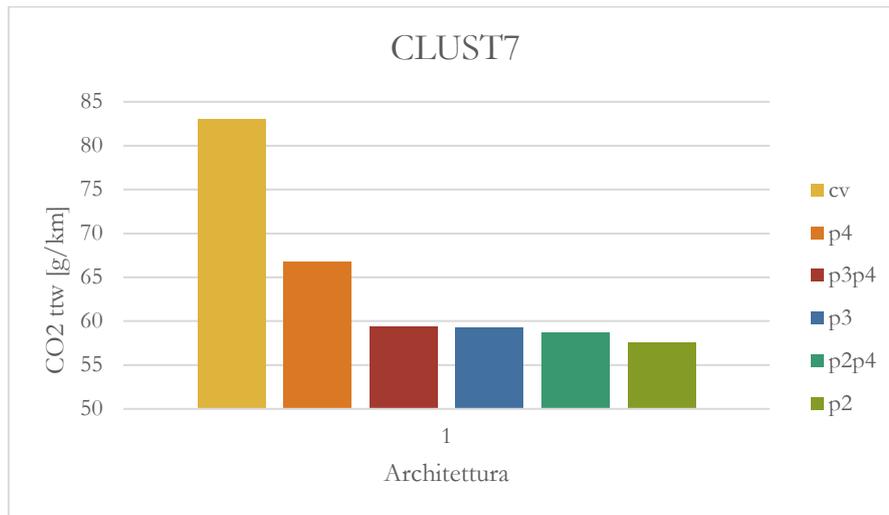


Fig.72-CO₂ ttw compatta su ciclo clust7

- *Suv:*

Sul ciclo clust 7 il veicolo suv da 1 l a benzina nella sua configurazione convenzionale emette 125 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 90.9 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 91.8 g/km, 91.7 g/km, 91.7 g/km e 101.6 g/km.

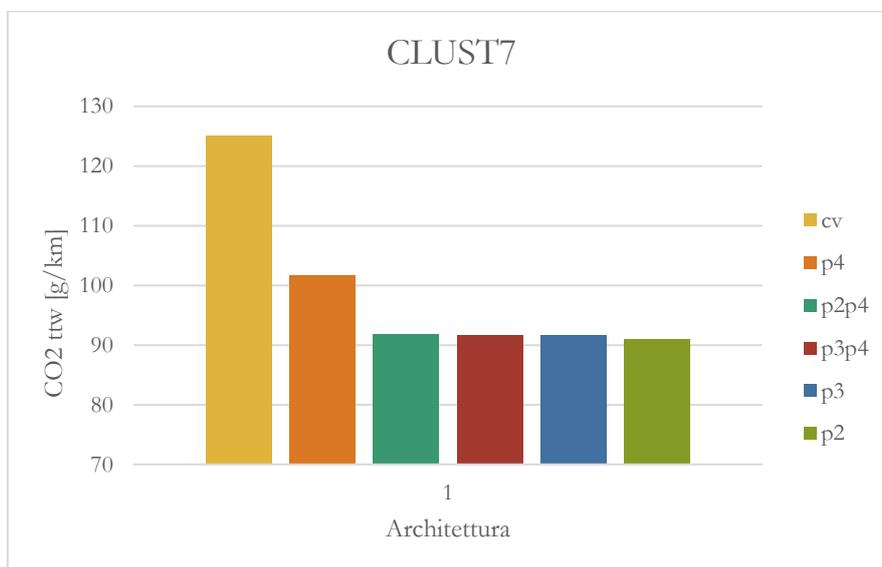


Fig.73-CO₂ ttw suv su ciclo clust7

4.4.7) CLUST 11

- *Compatta:*

Sul ciclo clust 11 il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 92 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 59.7 g/km. Per le

configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 63.3 g/km, 61.9 g/km, 65.6 g/km e 74.2 g/km.

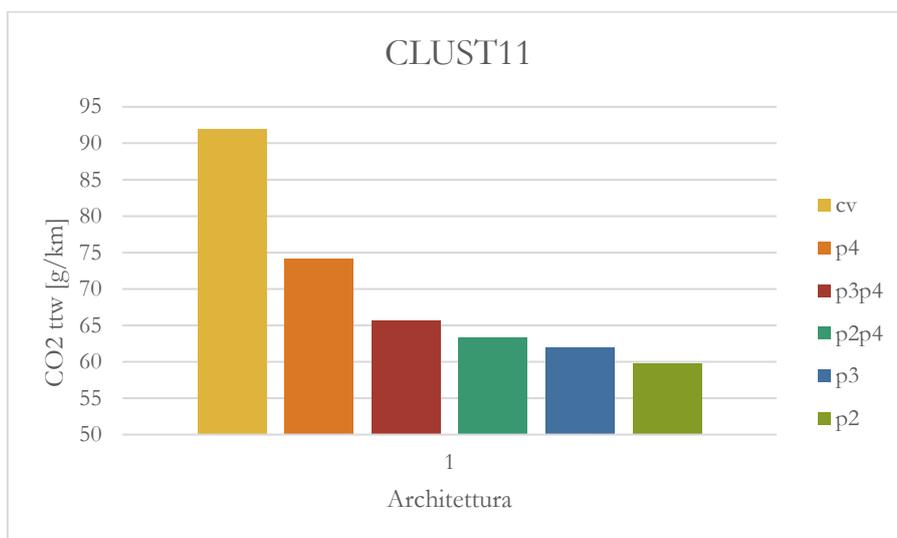


Fig.74-CO₂ ttw compatta su ciclo clust11

4.4.1) CLUST 12

- *Compatta:*

Sul ciclo clust 12 il veicolo compatto da 1.3 l a gasolio nella sua configurazione convenzionale emette 127 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 57 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 62.2 g/km, 62.1 g/km, 63.6 g/km e 80.5 g/km.

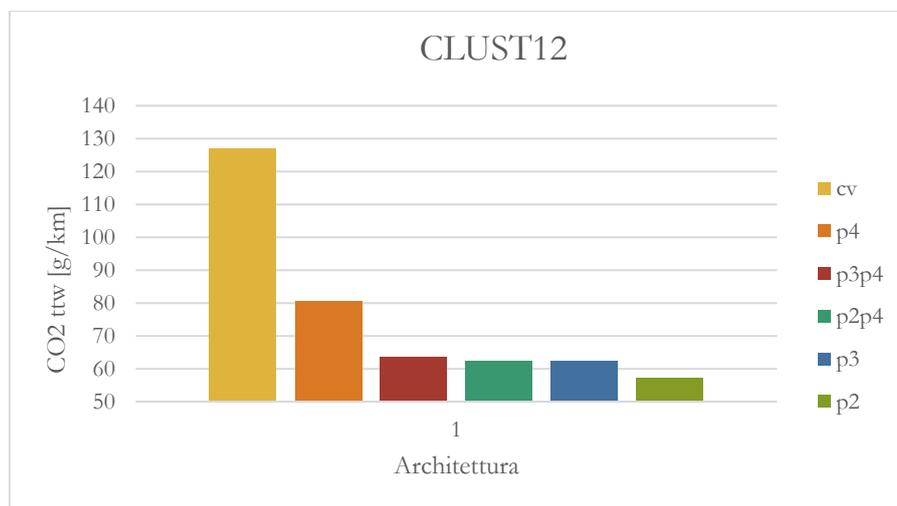


Fig.75-CO₂ ttw compatta su ciclo clust12

- *Suv:*

Sul ciclo clust 12 il veicolo suv da 1 l a benzina nella sua configurazione convenzionale emette 196 g/km di CO₂. La configurazione ibrida più efficiente risulta essere la p2 con 106 g/km. Per le configurazioni ibride p2p4, p3, p3p4 e p4 le emissioni di CO₂ sono rispettivamente 107.8 g/km, 110.6 g/km, 109.2 g/km e 134.4 g/km.

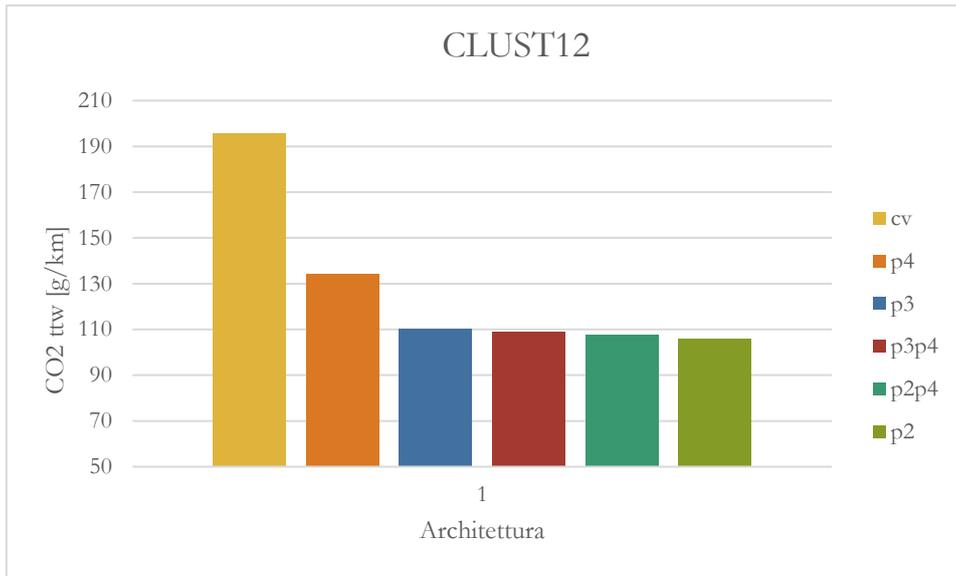


Fig.76-CO₂ ttw suv su ciclo clust12

5) Conclusioni

Le normative sulle emissioni di CO₂ in Europa, e nel mondo, sono destinate a diventare sempre più stringenti. Per raggiungere l'obiettivo di ridurre le emissioni di gas a effetto serra nel settore dei trasporti del 20% entro il 2020 rispetto al 2008 e del 60% entro il 2050 rispetto ai livelli del 1990 si è portato, e si porterà, lo sviluppo tecnologico verso soluzioni che limitino le emissioni di tutti i veicoli che circolano su strada.

Il primo aspetto da noi analizzato riguarda lo sviluppo dei propulsori termici che grazie al miglioramento di tecnologie esistenti, e all'introduzione di nuove, permette di raggiungere buoni risultati. Ad esempio la disattivazione dei cilindri può portare a riduzioni dei consumi fino all'8% su ciclo NEDC per motori di piccole dimensioni, mentre su motori di grosse dimensioni si può superare anche il 20%. Un miglioramento di questa tecnologia è il Dynamic Skip Fire che, permettendo di usare la disattivazione dei cilindri più a lungo, fa ottenere riduzioni delle emissioni del 6.7% su ciclo NEDC e del 4.6% su ciclo WLTP; Inoltre combinando questa tecnologia con la combustione magra si ottiene un'ulteriore riduzione del 9.7% su ciclo NEDC e del 5.1% su ciclo WLTP. Questo miglioramento è dovuto ad una maggiore efficienza termica raggiungibile con la combustione magra rispetto a quella stechiometrica (il caso da noi analizzato ha evidenziato un miglioramento di quasi il 6%). Altra tecnologia che ha mostrato buoni risultati è il D-EGR, con miglioramenti dei consumi di oltre il 4%, ma anche con una buona riduzione dei diversi inquinanti.

Come visto i risultati ottenibili agendo direttamente sul motore sono buoni, ma da soli non bastano a raggiungere gli obiettivi prefissati. Sarà quindi necessario elettrificare sempre più la flotta di veicoli che circolerà sulle nostre strade. Per questo motivo abbiamo analizzato due veicoli (una compatta diesel e un SUV benzina) in diverse configurazioni ibride, per valutarne emissioni e prestazioni su diversi cicli guida. Per ognuno dei due veicoli abbiamo analizzato diverse configurazioni ibride (p2, p2p4, p3, p3p4, p4) su diversi cicli guida. Dal punto di vista delle performance la migliore configurazione, per entrambi i veicoli, è risultata essere la p2, con i valori più elevati su quasi tutti i cicli. Anche dal punto di vista della riduzione delle emissioni la configurazione p2 è risultata vincente; La compatta diesel ha ottenuto una riduzione del 36.3% delle emissioni di CO₂ sul ciclo NEDC, e del 25.9% sul ciclo WLTP. Le riduzioni di CO₂ per i cicli FTP e clust 2, 4, 7, 11 e 12 sono rispettivamente 40.3%, 49.1%, 28.2%, 30.6%, 35.1% e 55.1%. Il SUV benzina ha ottenuto una riduzione del 30.1% delle emissioni di CO₂ sul ciclo NEDC, e del 22% sul ciclo WLTP. Le riduzioni di CO₂ per i cicli FTP e clust 2, 7 e 12 sono rispettivamente 32%, 38.8%, 27.2% e 45.9%.

Bibliografia

- [1] E. E. G. V. Initiative, «EGVI 10 YEARS IMPACT ASSESSMENT,» Aprile 2019.
- [2] ERTRAC, «<https://www.ertrac.org/>,» 2019. [Online].
- [3] E. W. G. J. E.-E.-A. W. G. o. U. Mobility, «Integrated Urban Mobility Roadmap,» Febbraio 2017.
- [4] T. J. a. A. Joshi, «Review of Vehicle Engine Efficiency and Emissions,» 3 Aprile 2018.
- [5] P. J. S. a. M. M. U. o. N. Alexander Bech, «The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine,» 17/10/2016.
- [6] A. B. P. S. U. o. N. Michael McGhee, «Operation of Cylinder Deactivation of a 1.4l SI Engine under Real World Driving Conditions (FISITA2016/F2016-ESYA-012),» Settembre 2016 .
- [7] T. D. a. J. G. W. S. University, «Cylinder Individually Gas Exchange Controlling: A Method for Improved Efficiency of Turbocharged SI Engines,» 3 Aprile 2018.
- [8] J. K. D. B. J. M. S. B. P. D. a. A. M. U. E. P. A. U. Mark Stuhldreher, «Benchmarking a 2016 Honda Civic 1.5-Liter L15B7 Turbocharged Engine and Evaluating the Future Efficiency Potential of Turbocharged Engines,» 28 Dicembre 2018.
- [9] U. E. P. A. Charles Schenk and Paul Dekraker, «Potential Fuel Economy Improvements from the Implementation of cEGR and CDA on an Atkinson Cycle Engine,» 3 Marzo 2017.
- [10] F. M. C. T. G. Leone and M. Pozar, «Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation - Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints,» 24-27 Settembre 2001.
- [11] N. C. L. P. Matteo De Cesare, «Technology Comparison for Spark Ignition Engines of New Generation,» 9 Aprile 2017.
- [12] D. Technologies, «<https://www.delphi.com/dynamic-skip-fire-1>,» 2019. [Online].
- [13] R. W. M. N. a. M. Y. T. T. I. Elliott Ortiz-Soto e S. T. A. B. a. M. T. F. G. Andreas Müller, « λ DSF: Dynamic Skip Fire with Homogeneous Lean Burn for Improved Fuel Consumption, Emissions and Drivability,» 3 Aprile 2018.
- [14] J. G. T. A. S. A. a. B. D. S. R. I. Raphael Gukelberger, «LPL EGR and D-EGR® Engine Concept Comparison Part 1: Part Load Operation,» 14 Aprile 2015.
- [15] J. G. T. A. a. S. A. S. R. I. Raphael Gukelberger, «LPL EGR and D-EGR® Engine Concept Comparison Part 2: High Load Operation,» 14 Aprile 2015.
- [16] D. S. X. M. M. Z. J. S. a. Y. C. G. W. M. C. L. Shuhai Yu, «A Comparative Study on the Thermodynamic Analysis and Performance Characteristics of a Dedicated EGR Gasoline Engine Under Various D-lambda,» 03 Aprile 2018.

- [17] J. J. D. K. a. W. F. N. U. o. M. Noah Bock, «Solid Particle Number and Mass Emissions from Lean and Stoichiometric Gasoline Direct Injection Engine Operation,» 03 Aprile 2018.
- [18] T. K. K. H. a. H. S. H. R. C. L. Hiroshi Hanabusa e N. I. o. T. Masahiro Furutani, «Study on Homogeneous Lean Charge Spark Ignition Combustion,» 14 Ottobre 2013.
- [19] D. d. E. Politecnico di Torino, «Optimization of Layout and Control Strategy of HEVs,» 2018.
- [20] D. M. R. F. C. M. L. C. Ezio SPESSA, «FPT - PHEV Design,» 26 Settembre 2018.