

Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO: **2517A** ANNO: 2021

APPUNTI

STUDENTE: Sobrero Giovanni

MATERIA: Propulsori Termici - Prof. Millo

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti. Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

Propulsori Termici

Professore: Federico Millo

Appunti di Giovanni Sobrero

A.A. 2020 - 2021 (10 cfu)

Programma

1. Introduzione, Classificazione, Parametri Geometrici, Rendimenti e Prestazioni dei Motori

Richiami sulla classificazione dei motori alternativi in base alle caratteristiche di funzionamento, alle caratteristiche cinematiche e in base ai tempi. Richiami sul rendimento limite, sul rendimento termodinamico interno e sul rendimento organico e sulla pme al variare della dosatura e della velocità angolare.

2. Alimentazione dell'Aria

Coefficiente di riempimento nei motori a 4T: generalità, studio particolareggiato, analisi dell'apparato di distribuzione. Sovralimentazione con compressore trascinato meccanicamente o azionato da turbina a gas di scarico.

3. Alimentazione del Combustibile

Alimentazione del combustibile nei motori Otto. Requisiti generali, problemi di ripresa e di avviamento a freddo. Carburatore elementare. Apparati di iniezione elettronica. Alimentazione del combustibile nei motori Diesel - Requisiti in termini di polverizzazione e di penetrazione del getto. Sistemi di iniezione meccanica e sistemi di iniezione tipo "common rail". Iniettori-pompa.

4. Equilibramento dei Motori Alternativi

Forze e momenti agenti sul motore alternativo. Criteri per la scelta dello sfasamento delle manovelle e per la loro disposizione longitudinale. Equilibramento di forze o momenti residui con masse su alberi supplementari. Motori a V, motori stellari e motori "boxer". Ordine di accensione.

5. Combustione

Generalità: velocità di reazione e temperatura di accensione. Macchine a compressione rapida e tempi di induzione. Combustibili per motori ad accensione comandata e ad accensione per compressione.

6. Combustione nei Motori a Combustione Comandata

Parametri che influenzano la velocità di propagazione della fiamma. Anomalie di combustione: preaccensione, autoaccensione, misfiring, detonazione. Metodi di misura standardizzati e non convenzionali dell'intensità di detonazione. Numero di ottano.

7. Combustione nei Motori ad Accensione per Compressione

Ritardo all'accensione, andamento delle pressioni, delle masse iniettate e bruciate, ruvidezza. Numero di cetano. Fumosità, limiti di dosatura, problemi di polverizzazione, diffusione, turbolenza, penetrazione.

8. Emissioni di Inquinanti

Effetti nocivi, meccanismi di formazione, influenza dei parametri geometrico-costruttivi e dei parametri di funzionamento. Metodi di abbattimento degli inquinanti: catalizzatori a tre vie, trappole per il particolato, catalizzatori SCR e LNT. Legislazione vigente e cicli di prova.

9. Motorizzazioni Ibride

Organizzazione dell'insegnamento

1^a Esercitazione

Particolarità costruttive di un motore alternativo a 4T ad accensione comandata per trazione automobilistica.

2^a Esercitazione

Calcolo consumi ed emissioni di autoveicoli su cicli guida NEDC e WLTP.

3^a Esercitazione

Dimensionamento di massima del volano di un motore alternativo a 4T ad accensione comandata per trazione automobilistica. Calcolo della pmi, delle pressioni efficaci e tangenziali. Calcolo del lavoro motore e del lavoro resistente (motore monocilindrico e pluricilindrico). Calcolo del volano e della velocità angolare (motore monocilindrico e pluricilindrico).

4^a Esercitazione

Analisi del ciclo indicato di un motore 4T ad accensione comandata. Analisi della combustione e determinazione della legge di rilascio del calore.

5^a Esercitazione

Misure di laboratorio.

- Apparecchiature per il rilievo della potenza: freni dinamometrici tarati ed a reazione; cenni su torsiometri ed estensimetri; misure di velocità angolare.
- Curve caratteristiche: caratteristica meccanica, caratteristica di regolazione, cubica di utilizzazione.
- Correzione di potenza per motori Otto e per motori Diesel.
- Rilievo e calcolo delle emissioni inquinanti .

1º Laboratorio

Smontaggio di un motore alternativo a 4T.

2º Laboratorio

Rilievi sperimentali su motore ad accensione comandata.

3º Laboratorio

Rilievi sperimentali su motore diesel Visite Guidate Sono previste di norma le seguenti visite:

- Centro Ricerche Fiat (Orbassano)
- General Motors Powertrain Europe (Cittadella Politecnica).

Testi consigliati

- G. Ferrari: "Motori a combustione interna", Ed. Esculapio, 2016, ISBN: 9788874889716.
- J. B. Heywood: "International combustion engine fundamentals", McGraw-Hill, 2nd Ed. 2018, ISBN-10: 1260116107.
- "Automotive Handbook", R. Bosch Ed., 7° Ed., 2007 ISBN 978-0-76801953-7.

Van Basshuysen, R. and Schafer, F., "Internal Combustion Engine Handbook", SAE International 2ndEd., 2016 -ISBN 978-0-7680-8024-7

Modalità d'esame

Pre Covid-19

L'esame è svolto esclusivamente in forma scritta e consta di:

- Quattro domande a risposta aperta, riguardanti sia le lezioni sia le esercitazioni numeriche e di laboratorio svolte;
- Un esercizio di calcolo volto a verificare la padronanza dello studente per quanto riguarda la determinazione dei principali parametri operativi e di progetto dei motori.

La durata è di due ore.

Non è consentito l'utilizzo di alcun tipo di materiale didattico di supporto (libri, appunti, ecc.).

La correzione viene effettuata individualmente, di norma immediatamente dopo il termine dell'esame. Un esempio di compito scritto viene distribuito durante il semestre tramite il portale della didattica, in modo da consentire agli studenti di valutare la propria preparazione. Sebbene le relazioni relative alle esercitazioni di calcolo assegnate durante il semestre non concorrano alla determinazione del voto finale, lo svolgimento e la consegna delle relazioni assegnate durante il semestre è condizione necessaria per l'ammissione alla prova scritta. L'esame si propone di verificare che lo studente abbia acquisito una sufficiente padronanza degli argomenti trattati nel corso, e sia in grado di analizzare criticamente, anche in termini quantitativi, il funzionamento dei motori a combustione interna dal punto di vista termofluidodinamico.

Post Covid-19

L'esame consiste in una prova scritta (peso circa 1/3 sulla valutazione finale) e di una prova orale (peso circa 2/3 sulla valutazione finale), entrambe obbligatorie.

La prova scritta consiste in domande a risposta aperta o chiusa tramite PC con l'utilizzo della piattaforma di ateneo Exam integrata con strumenti di proctoring (Respondus), e nella soluzione di semplici esercizi numerici, volti a valutare la capacità dello studente di valutare, anche in termini quantitativi, il funzionamento dei motori a combustione interna dal punto di vista termofluidodinamico.

Non è consentito l'utilizzo di alcun tipo di materiale didattico di supporto (libri, appunti, ecc.).

La prova orale consiste in 2-3 domande, e nella discussione degli elaborati relativi alle esercitazioni 2, 3 e 4 e dai laboratori 2 e 3 per una durata totale di circa un'ora.

Un esempio di esame scritto viene distribuito durante il semestre tramite il portale della didattica, in modo da consentire agli studenti di valutare la propria preparazione.

Sebbene le relazioni relative alle esercitazioni di calcolo assegnate durante il semestre non concorrano alla determinazione del voto finale, lo svolgimento e la consegna delle relazioni assegnate durante il semestre è condizione necessaria per l'ammissione alla prova scritta.

Professore Ingegnere Meccanico Federico Millo (Dipartimento di Energia – Politecnico di Torino)

1989: laureato in Ingegneria Meccanica presso il Politecnico di Torino;

1991: Assistente Ricercatore presso il Politecnico di Torino;

1999: inizio insegnamento del corso "Internal Combustion Engines";

2004: inizio insegnamento "Engine Emissions Control";

2016: nominato "Fellow of the SAE" (Society of Automotive Engineers; 50 ingegnere e unico professore universitario italiano a essere stato nominato dopo che il premio è stato istituito nel 1975.

Sommario

O. Premessa dell'autore	10
0.1 Contenuto e forma	10
0.2 Architettura della dispensa	11
1. Introduzione, Classificazione, Parametri Geometrici Costruttivi, Parametri	
Prestazionali, Rendimenti e Prestazioni dei Motori	12
1.1 Introduzione	
- Cenni storici [↓ LEZIONE 01: 28/09/20]	
- Quali sono le ragioni del successo del motore a combustione interna? [↓ LEZIONE 02: 01/10/20] - Il Downstream della produzione di energia	
- Previsioni orizzonte 2015-2035	
- Aspetti negativi dei MCI	
1.2 Classificazione dei Motori a Combustione Interna (MCI)	26
- Introduzione sui Motori Volumetrici	
- Modalità di accensione (MCI)	
- Durata del ciclo di lavoro (MCI)	46
- Modalità di alimentazione dell'aria (MCI) [↓ LEZIONE 05: 08/10/20]	
- Modalità di alimentazione del combustibile (MCI)	
- Sistemi di raffreddamento (MCI)	59
1.3 Parametri Geometrici Costruttivi	60
- Manovellismo ordinario e centrato [↓ LEZIONE 06: 09/10/20]	60
- Velocità media dello stantuffo	
- Rapporto corsa / alesaggio (c/D)	
- Frazionamento - Rapporto di allungamento	
- Rapporto di allungamento	07
1.4 Parametri Prestazionali	71
- Potenza utile	
- Pressione media effettiva	
- Potenza specifica [↓ LEZIONE 07: 12/10/20]	
- Potenza areica - Parametri prestazionali: tabelle di riferimento	
Tarametri prestazionani tabene armerimento	, ,
1.5 Analisi dei Rendimenti	80
- Rendimenti	
- Cicli ideali di riferimento [↓ LEZIONE 08: 15/10/20]	
- Rendimento ideale - Rendimento limite	
- Rendimento ilmite Rendimento termofluidodinamico interno (efficienza) [↓ LEZIONE 09: 16/10/20]	
- Rendimento organico (o meccanico) (efficienza)	
- Rendimento utile	

2. Alimentazione dell'aria	122
2.1 Alimentazione normale – motori aspirati	122
- Coefficiente di riempimento (λv) [\downarrow LEZIONE 11: 22/10/20]	123
- Laminazioni valvole di aspirazione/scarico (1)	
- Scambi termici con le pareti del cilindro (2)	126
- Rifiuto/Riflusso (3)	128
- Effetti d'onda e inerziali (4)	130
- Variazioni di λv	
- Metodi per incrementare λv [\downarrow LEZIONE 13: 26/10/20] [LEZIONE 12: 23/10/20 Vedi Esercitazion	າi]135
- (1) (2) Incremento della coppia a bassi regimi e incremento della potenza alla massima velocità	
[↓ LEZIONE 14: 29/10/20]	
- (3) Riduzione dei consumi a carico parziale ed eliminazione della valvola a farfalla	
- (4) Disattivazione dei cilindri	
- Possibilità di un controllo interno dell'EGR [↓ LEZIONE 15: 30/10/20]	
- Integrazione del sistema frenante dei veicoli pesanti (Heavy Duty) dotati di motore Diesel	
- Efflusso tramite le valvole	170
2.2 Introduzione alla Simulazione Numerica delle prestazioni dei motori ICE	179
- Codici di calcolo 1-D	
- Esempi di applicazione	
- Lisempi di applicazione	103
2.3 Sovralimentazione – motori sovralimentati	195
- Introduzione [↓ LEZIONE 17: 05/11/20]	195
- Scopo della sovralimentazione	195
- Schemi di sistemi diversi di sovralimentazione	196
- Sovralimentazione mediante accoppiamento meccanico: compressore - albero motore	198
- Sovralimentazione mediante accoppiamento fluidodinamico: turbocompressore - motore	206
- Tecniche di Scavenging nei motori turbo GDI VVT	223
- Complementi	225
3. Alimentazione del combustibile	248
3.1 Alimentazione del combustibile – motori ad accensione comandata (SI)	
- Introduzione	
- Alimentazione per il funzionamento a regime	
- Alimentazione per il funzionamento in transitorio	
- Sistemi di alimentazione	255
3.2 Alimentazione del combustibile – motori ad accensione per compressione (CI)	298
- Introduzione	298
- Sistemi di alimentazione meccanici	299
- Sistemi di alimentazione elettronici	307

4. Combustione nei motori ICE	334
4.1 Introduzione	334
- Confronto motori SI e CI	334
- Rapporto Aria/Fuel	335
Proprietà dei combustibili	336
- Richiami di cinetica chimica	
- Tempi di induzione ($ au$), rapporto di compressone ($arepsilon$) e HCCI	338
4.2 Combustione nei motori SI	345
- Diagnostica della detonazione: metodi accelerometrici	345
- Velocità di propagazione del fronte di fiamma	346
- Moto turbolento della carica	
- Processo di combustione normale	
- Anomalie di combustione [↓ LEZIONE 32: 04/12/20]	
- Diagnostica della detonazione: metodi accelerometrici	
- Caratteristiche dei combustibili	
 Parametri geometrici, parametri operativi, condizioni ambientali → detonazione 	390
4.3 Combustione nei motori SI con processi di combustione innovativi	392
- TJI: Turbolent Jet Ignition	392
- SPCCI: Spark Controlled Compression Ignition	399
4.4 Combustione nei motori CI	402
- Combustibili	402
- Processo di combustione	404
- Emissioni acustiche	417
5. Equilibramento	422
5.1 Equilibramento dei Motori Alternativi a 4T	422
- Introduzione [LEZIONE 36: 14/12/20]	422
- Forze e momenti agenti su un motore alternativo (<i>Cm, MR, Fc, Fa</i>)	
- Disposizione dei cilindri a V	428
6. Combustibili alternativi e biocombustibili	434
6.1 Combustibili alternativi	434
- Introduzione [↓ LEZIONE 37: 17/12/20]	434
- Compressed Natural Gas (CNG)	
- Liquefied Petroleum Gas (LPG)	434
6.2 Biocombustibili	434
- Introduzione	434
- Bioethanol	434
- Biodiesel, HVO	434

6.3 Combustibili sintetici	434
- Gas To Liquid (GTL)	434
- Biomass To Liquid (BTL)	434
7. Emissioni inquinanti	435
7.1 Il contesto ambientale e normativo	
- Introduzione - Inquinanti primari nei motori SI	
- Inquinanti primari nei motori CI	
- Processo di formazione degli inquinanti primari nei motori SI	
- Processo di formazione degli inquinanti primari nei motori CI	
- Inquinanti secondari	
- Scale di impatto geografico	
- Impatto del settore dei Trasporti	
- Effetti sulla salute umana	
- Emissioni di Gas Serra (<i>CO</i> 2)	
7.2 Contesto normativo per LDV e HDV (Light/Heavy Duty Vehicles)	461
- Contesto normativo per i veicoli "Light Duty" (LDV)	462
- Contesto normativo europeo per i veicoli "Heavy Duty" (HDV)	473
- Sguardo ad altri contesti normativi	485
7.3 Emissioni di Inquinanti da parte dei motori SI a 4T	494
- Introduzione	494
- Monossidi di Carbonio (CO)	495
- Ossidi di Azoto (<i>NOx</i>)	497
- Idrocarburi incombusti (HC)	499
- Interventi atti a ridurre le emissioni nei motori SI	503
7.4 Sistemi di After Treatment nei motori SI	506
- Introduzione	506
- Catalizzatore a tre vie (TWC: Three Way Catalyst)	507
- Prospettive future per i motori SI a carica omogenea	515
7.5 Emissioni di Inquinanti e sistemi di After Treatment dei motori SI a 4T: GDI	520
- Introduzione: motore GDI	520
- Complicazioni e Vantaggi dei motori GDI	521
- Meccanismi di formazione degli inquinanti nei motori GDI	
- Catalizzatori alternativi per la riduzione degli NOx	523
- Trappola per il particolato	527

7.6 Emissioni di Inquinanti da parte dei motori CI a 4T	530
- Introduzione [530
- Fasi del processo di combustione	530
- Motore ad accesso ottico	
- Descrizione delle fasi del getto	
- Forma e composizione del getto dopo all'incirca 10°	
- Considerazioni sul getto	
- Ordini di grandezza	
- Formazione degli inquinanti	
- Ossidi di Azoto (NOx)	
- Particolato (<i>PM</i>)	544
7.7 Effetto dei principali parametri di calibrazione per motori CI - Common Rail	548
- Introduzione	548
- Iniezione singola	549
- Iniezioni multiple	553
- Gestione del comburente	557
- Applicazione del Design of Experiments (DoE) [↓LEZIONE 44: 15/01/21]	561
7.8 Sistemi di After Treatment nei motori CI	564
- Introduzione	564
- Cronistoria dei sistemi di post-trattamento per veicoli LD	
- Diesel Oxidation Catalyst (DOC)	
- Catalizzatori riducenti per gli NOx	
- Diesel Particulate Filter (DPF)	
- Diverse combinazioni dei dispositivi di post-trattamento	583
- Tendenza delle soluzioni Euro 6	584
- Emissioni Motori Diesel: prospettive future	584
8. Elettrificazione del Powertrain	588
8.1 Fondamenti dei Sistemi di Propulsione Ibrida	588
- Motivi per l'elettrificazione	
- Architetture ibride	
- Architetture ibride - Energy Management System	
- Energy Management system 0.02 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 0 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 0 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 0 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 0 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 0 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissioni di 0.02 0 dei veicoli ibridi (non richiesta all'Esame – Materiale integratione delle emissione delle e	
- Prospettive future	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
9. Prove di laboratorio su un ICE	607
9.1 Strumentazione per la caratterizzazione sperimentale delle prestazioni degli ICE	
- Freni dinamometrici a reazione [↓ LEZIONE 42: 11/01/21]	
- Misura del consumo e delle emissioni di un veicolo: banco a rulli	
- Diagrammi caratteristici	610

10. Esercitazioni	614
Esercitazione 1: Cicli di guida omologativi	615
- Introduzione [↓ LEZIONE 12: 23/10/20]	615
- Obiettivo dell'esercitazione	
- Costruzione del modello del veicolo	629
- Modello → Pratica	
- Limiti del Modello	
- Target della normativa sulla <i>CO</i> 2	640
- Post-processing	641
Esercitazione 2: Analisi delle particolarità costruttive→ Dimensionamento del volano	643
- Componenti principali del motore [↓ LEZIONE 16: 02/11/20] + [↓ LEZIONE 19: 09/11/20]	643
Spinotto (wrist pin) [↓ LEZIONE 19: 09/11/20] + Laboratorio "Smontaggio Motore"	651
- Lubrificazione [↓ LEZIONE 19: 09/11/20] + Laboratorio "Smontaggio Motore"	652
- Distribuzione [↓ LEZIONE 20: 10/11/20] + Laboratorio "Smontaggio Motore"	658
- Dimensionamento del volano [↓LEZIONE 21: 12/11/20 Ing. Andrea Piano]	663
Esercitazione 3: Rilascio di calore	675
- Introduzione [↓ LEZIONE 35: 11/12/20]	675
- Dati	675
- Excursus sui trasduttori di pressione	676
- Acquisizione del segnale	678
- Analisi del ciclo di pressione	680
- Analisi del rilascio di calore	683
- Frazione di massa bruciata	688
- Modello di detonazione (facoltativo)	690
Esercitazione 4: Calcolo del consumo specifico e calcolo delle emissioni di inquinanti	692
- Obiettivi	692
- Dati sperimentali	
- Risultati	

0.2 Architettura della dispensa

Titolo 1

Titolo 2

- Titolo 3

Titolo 4

Titolo 5 [Domande per il Prof.]

Titolo 6 [Quiz Kahoot!]

Nel Sommario sono presenti solo i primi tre livelli: Titolo 1, Titolo 2 e Titolo 3.

Per quanto riguarda l'architettura della dispensa, seque l'esempio del capitolo 3.

3. Alimentazione del combustibile

- 3.1 Alimentazione del combustibile motori ad accensione comandata (SI)
- 3.2 Alimentazione del combustibile motori ad accensione per compressione (CI)

3.1 Alimentazione del combustibile – motori ad accensione comandata (SI)

...

3.2 Alimentazione del combustibile – motori ad accensione per compressione (CI)

- Introduzione

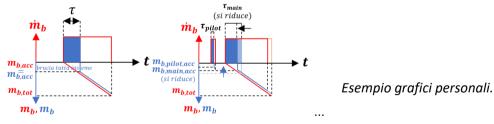
Nel caso dei motori CI vi è un rapporto molto più intimo tra il processo di iniezione del combustibile e il processo di combustione. Mentre per i motori CI ...

- Sistemi di alimentazione meccanici

...

Pompa-distributrice rotativa [↓ LEZIONE 27: 23/11/20]

Il sistema di iniezione meccanico di tipo in linea è oggi impiegato solo in alcuni motori navali ...



[Domanda (11) per il Prof.: perchè il regolatore centrifugo non può diminuire m_b al diminuire di n ($n < n_A$)?] [il regolatore centrifugo agisce sull'asta cremagliera in verso opposto rispetto al verso imposto dal pedale dell'acceleratore. Quando n \uparrow : le masse centrifughe tendono ad aprirsi \rightarrow intervengono sull'asta cremagliera opponendosi all'azione comandata attraverso il pedale.]

Il mio consiglio è di andare a lezione / guardare le videolezioni, tenendo sottocchio questa dispensa. Buona preparazione,

Giovanni Sobrero

1993: Viene introdotta, tramite la normativa Euro 1, la legislazione che limita i livelli di inquinanti da parte dei veicoli utilizzati per la mobilità su strada. Gli anni 91-92 hanno sancito la scomparsa del carburatore che si è estinto come sistema di alimentazione per i motori a benzina ed è stato sostituito con i sistemi di iniezione elettronica, la cui adozione è stata resa necessaria dalla necessità di adottare, su tutti i motori delle vetture immatricolate a partire dal '92, il catalizzatore a tre vie (TWC) per l'abbattimento delle emissioni inquinanti. Essendo questo dispositivo incompatibile con l'utilizzo di additivi a base di piombo – che venivano utilizzati per migliorare la resistenza delle benzine alle detonazioni – ha di fatto comportato la scomparsa dal mercato delle cosiddette benzine etilate: la benzina super rossa è stata sostituita dalla cosiddetta benzina verde.

1996: Da un punto di vista di innovazioni tecnologiche, un altro evento epocale è rappresentato dall'introduzione del sistema Common Rail Diesel sull'Alfa Romeo 156.

1998: Introduzione da parte dell'ACEA (Association des Constructeurs Européens d'Automobiles) di un accordo su base volontaria che fissava un obiettivo di 130 [g/km] di CO_2 per i veicoli da raggiungersi nel 2012. Successivamente (2008), dal momento che si è reso evidente che il solo accordo volontario non avrebbe portato al raggiungimento del target sperato, è intervenuta la Commissione Europea fissando degli obiettivi, per quanto riguarda la riduzione dell'anidride carbonica CO_2 , che comportavano penalità qualora non venissero raggiunti. Tali vincoli hanno determinato l'accelerazione dell'evoluzione tecnologica dei motori a combustione interna e il passaggio a tecnologie ibride/elettriche.

1999-2000: Peugeot introduce per la prima volta sul mercato, nonstante non fosse strettamente necessario per soddisfare i limiti, il DPF (Diesel Particular Filter) sulla 207. Inoltre, viene introdotta sul mercato la Toyota Prius rappresentante il primo ibrido prodotto in serie.

2008 (Euro 5): Riduzione dei limiti consentiti per le emissioni di particolato (PM) dell'80% rispetto ai limiti previsti dalla normativa Euro 4. Ha comportato di fatto l'introduzione su tutte le motorizzazioni diesel delle cosidette trappole per il particolato (DPF). Inoltre è stata introdotta la normativa sulla CO_2 .

2014 (Euro 6): Taglio di 2/3 delle emissioni di NOx da parte dei motori Diesel.

2015: Diesel/Volkswagen Gate: un costruttore può cercare di aggirare in qualche modo la procedura di prova utilizzando delle cosiddette "Cycle Beating Strategies" (tecniche fraudolenti). Volkswagen è stato individuato come colpevole di adozione dei cosidetti default devices da parte dell'EPA (Enviromental Protection Agency - Americana) che vigila sul rispetto delle normative sugli inquinanti. La Volkswagen ha adottato delle strategie per il riconoscimento della strategia di omologazione, ovvero per far funzionare il motore e il dispositivo di after treatment in modo diverso a seconda che il veicolo funzionasse su strada con impiego normale oppure su banco a rulli per la certificazione ai fini omologativi per ottenere dei vantaggi rispetto ai concorrenti, in particolare per ottenere dei consumi di combustibile inferiori e intervalli di manutenzione maggiormente estesi e così acquisire un vantaggio illecito.).

2017 (settembre): Introduzione del test RDE: Real Driving Emission Test.

2019: Covid-19.

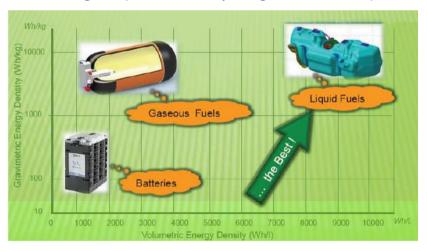
Se si confrontano con i valori dei motori elettrici impiegati per la trazione si nota che sostanzialmente si è sullo stesso ordine di grandezza (1 [kW/kg]) considerando però il solo motore. Considerando una *fuel cell* si può arrivare appunto a rapporti peso/potenza dell'ordine di 1 [kW/kg].

Electric motor type	W	eight	Peak Po	wer Output	Power-to-w	eight ratio	Example Use
Panasonic MSMA202S1G AC servo motor ^[18]	6.5 kg	14.3 lb	2 kW	2.7 hp	0.31 kW/kg	0.19 hp/lb	Conveyor belts, Robotics
Toshiba 660 MVA water cooled 23kV AC turbo generator	1,342 t	2,959,000 lb	660 MW	885,000 hp	0.49 kW/kg	0.30 hp/lb	Bayswater, Eraring Coal Power stations
Canopy Tech. Cypress 32 MW 15 kV AC PM generator ^[19]	33,557 kg	73,981 lb	32 MW	42,913 hp	0.95 kW/kg	0.58 hp/lb	Electric Power stations
Toyota Brushless AC Nd Fe B PM motor ^[20]	36.3 kg	80.0 lb	50 kW	67 hp	1.37 kW/kg	0.84 hp/lb	Toyota Prius ^[•] 2004
Himax HC6332-250 Brushless DC motor ^[21]	0.45 kg	0.99 lb	1.7 kW	2.28 hp	3.78 kW/kg	2.30 hp/lb	Radio controlled cars
Hi-Pa Drive HPD40 Brushless DC wheel hub motor [22]	25 kg	55.1 lb	120 kW	161 hp	4.8 kW/kg	2.92 hp/lb	Mini QED HEV, Ford F150 HEV
ElectriFly GPMG4805 Brushless DC ^[23]	1.48 kg	3.26 lb	8.4 kW	11.26 hp	5.68 kW/kg	3.45 hp/lb	Radio-controlled aircraft

Fuel cell type	Dry weight	Power-to-weight ratio	Example Use
Redflow Power+BOS ZB600 10kWh ZBB ^[04]	900 kg	5.6 W/kg (9.3 W/kg peak)	Rural Grid support
Ceramic Fuel Cells BlueGen MG 2.0 CHP SOFC[00]	200 kg	10 W/kg	
Ceramic Fuel Cells BlueGen MG 2.0 CHP 30FC	200 kg	15 W/kg CHP	
MTU Friedrichshafen 240 kW MCFC HotModule 2006	20 t	12 W/kg	
Smart Fuel Cell Jenny 600S 25W DMFC ^[ee]	1.7 kg	14.7 W/kg	Portable military electronics
UTC Power PureCell 400 kW PAFC ^[07]	27,216 kg	14.7 W/kg	
GEFC 50V50A-VRB Vanadium redox battery[08]	80 kg	31.3 W/kg (125 W/kg peak)	
Ballard Power Systems Xcellsis HY-205 205 kW PEMFC ^[09]	2,170 kg	94.5 W/kg	Mercedes-Benz Citaro O530BZ ^{[*}
UTC Power/NASA 12 kW AFC[70]	122 kg	98 W/kg	Space Shuttle orbiter[1]
Ballard Power Systems FCgen-1030 1.2 kW CHP PEMFC ^[71]	12 kg	100 W/kg	Residential cogeneration
Ballard Power Systems FCvelocity-HD6 150 kW PEMFC ^[71]	400 kg	375 W/kg	Bus and heavy duty
Honda 2003 43 kW FC Stack PEMFC ^{[72][•]}	43 kg	1000 W/kg	Honda FCX Clarity[*]
Lynntech, Inc. PEMFC lab prototype ^[73]	347 g	1,500 W/kg	

Quindi non è tanto il motore in sé ad avere un vantaggio competitivo (motore termico sulle altre categorie), ma è l'insieme motore - sistema di stoccaggio dell'energia a bordo veicolo.

Densità energetica (combustibile liquido, gassoso e batterie)



In riferimento al diagramma si nota che i **combustibili liquidi**, sostanzialmente derivati del petrolio (comb. fossili, gasolio, benzina), hanno sia densità in termini volumetrici che in termini gravimetrici che sono da 1 ordine a 2 ordini di grandezza superiori se confrontati con le batterie. Si collocano in posizione intermedia i **combustibili gassosi** che hanno una buona densità gravimetrica ma, data la bassa densità di stoccaggio, peggiore densità volumetrica rispetto ai combustibili liquidi.

Dalla figura si nota che considerando il complesso di motore e sistema di stoccaggio dell'energia, il vantaggio del MCI rimane schiacciante rispetto a differenti soluzioni.

Dal 2025 sembrerebbe possibile un aumento della densità energetica delle batterie di un fattore 2 e diminuzione del costo di un fattore 2.5:

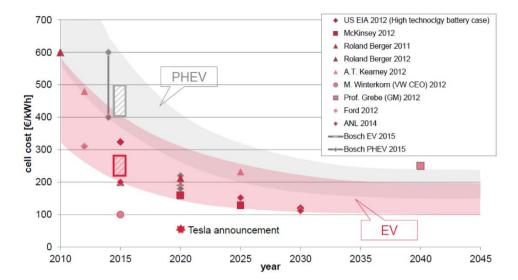
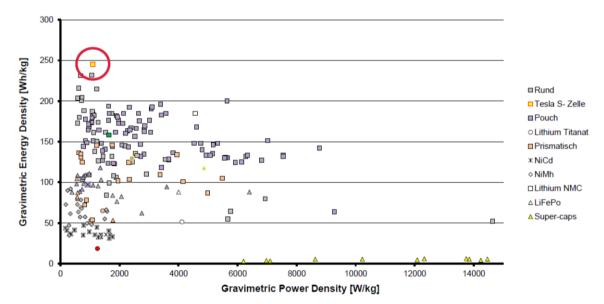


Diagramma Gravimetrico Ragone

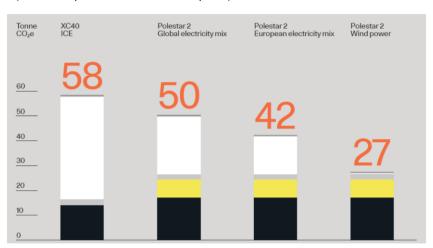
Il peso totale di una batteria Tesla 85 [kWh] è di 580 [kg] con un peso per cella di 380 [kg];



LCA: Life Cycle Assessment

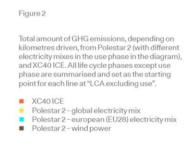
Se si vuole anche tenere conto del discorso sui materiali costruttivi utilizzati (plastiche riciclate, batterie elettriche a fine vita... per esempio), e quindi inerenti cicli di produzione, bisognerà fare un'analisi di tipo LCA. Sempre di più si va in questa direzione (non solo per il settore dei trasporti).

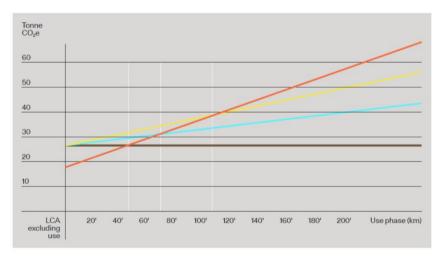




	Materials production	Li-ion battery modules	Manu- facturing	Use phase	End-of-life	Total
XC40 ICE	14	0	2.1	41	0.6	58
Polestar 2 - global electricity mix	17	7	2.2	23	0.5	50
Polestar 2 – european (EU28) electricity mix	17	7	2.2	15	0.5	42
Polestar 2 - wind power	17	7	2.2	0.4	0.5	27

Polestar 2 (BEV) vs Volvo Cars XC40 petrol ICE vehicle:





Number of kilometres driven at break-even between Polestar 2 with different electricity mixes and XC40 ICE.

Table 1

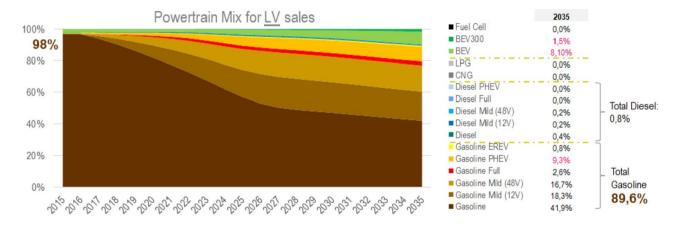
Electric mix	Break-even (km)	
Polestar 2 – global electricity mix / XC40 ICE	112 000	
Polestar 2 - european (EU28) electricity mix / XC40 ICE	78 000	
Polestar 2 - wind power / XC40 ICE	50 000	

Mercato cinese



Il mercato cinese ha un tasso di crescita più elevato: vengono immessi sul mercato cinese il triplo dei veicoli rispetto a quello europeo. Dopo il boom iniziale, anche in Cina vi è un rallentamento della crescita. Cause principali:

- Mercato di vetture di seconda mano;
- Legislazioni locali molto severe che pongono dei limiti per ovviare al congestionamento del traffico e per ridurre l'inquinamento.



Nel 2035 i veicoli puramente elettrici conteranno più del 10% in quanto fortemente incentivati (un veicolo puramente elettrico, nel calcolo delle emissioni complessive pesate sulla media del venduto da parte di un costruttore, ha un fattore peso uguale a tre rispetto ai veicoli convenzionali. Vedi cap. Emissioni di Inquinanti). Ciononostante la maggior parte delle vetture monterà a bordo un motore a combustione interna.

- Aspetti negativi dei MCI

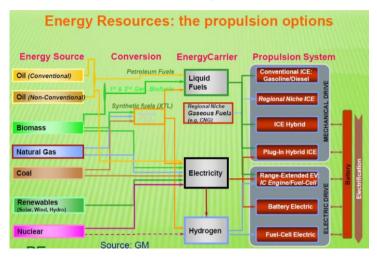
Limitazione nella scelta dell'energia primaria Combustione reale

Emissioni di CO_2 e inquinanti

Dipendenza dai combustibili fossili - Riserve e risorse energetiche

Limitazione nella scelta dell'energia primaria

← (Da "Controllo delle Emissioni di Inquinanti", Prof. Ezio Spessa)



Combustione reale

A fronte di questi vantaggi l'uso dei MCI pone alcuni problemi. Tali effetti negativi sono sostanzialmente rappresentati dalla dipendenza dai combustibili fossili (energie non rinnovabili): il 95% dell'energia utilizzata per il trasporto su strada deriva da combustibili fossili. Tali combustibili sono costituiti essenzialmente da idrocarburi in forma liquida (petrolio e derivati) o in forma gassosa (gas naturale, gpl). Contenendo quindi carbonio, nel corso del processo di combustione danno luogo a produzione di anidride carbonica CO_2 , una delle principali cause dell'effetto serra. Infine, poiché il processo di combustione che si realizza nei MCI è tutt'altro che ideale, oltre alla produzione di CO_2 , si producono sostanze inquinanti quali monossido di carbonio CO, idrocarburi incombusti HC, ossidi di azoto NOx (NO, NO_2) e sostanze solide e liquide portate in sospensione dalla corrente dei gas di scarico che vengono in genere indicate come particolato (PM - particulate matter).

Richiamando quello che è il **processo di combustione** di un idrocarburo generico del tipo C_xH_y (sia le benzine che i gasoli, pur avendo caratteristiche molto diverse hanno un rapporto H/C = y/x \cong 1.85), si scrive una reazione di combustione con aria comburente (79% N_2 e 21% O_2 in volume):

$$C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) (O_2 + \psi N_2) \rightarrow xCO_2 + \frac{y}{2} H_2O + \left(x + \frac{y}{4}\right) \psi N_2$$
 con $\psi = 3.773$

Quello che dovrebbe risultare da una combustione ideale è la produzione di anidride carbonica (CO_2), di vapor d'acqua (H_2O) e di azoto (N_2) (che dovrebbe sopravvivere incolume al processo di combustione). In realtà questa è una grossolana semplificazione. La reazione chimica di ossidazione non è mai una reazione single step in cui in un unico processo si passa dalle molecole dei reagenti a quelle dei prodotti; ma è una reazione che avviene attraverso una serie di step intermedi. Purtroppo durante tali passaggi intermedi qualcosa può andar storto, cioè non tutte le molecole di idrocarburo possono, per motivi diversi, essere in grado di completare il loro processo di ossidazione e quindi ci si può ritrovare nei gas combusti, anziché una composizione che veda esclusivamente N_2 , CO_2 , H_2O e O_2 , una frazione, fortunatamente in genere relativamente modesta (dell'ordine dell'1%), di sostanze inquinanti prodotte da imperfezioni nel processo di combustione.

Oggi sono molto importanti anche le emissioni di inquinanti che non derivano dal processo di combustione. Di quale altra tipologia si parla?

Quelle legate all'usura di alcuni componenti: alle gomme (consumo degli pneumatici), ai freni (quando freniamo emettiamo delle particelle), al motore e all'asfalto. Quindi ci sono delle particelle di inquinanti che non sono legate al processo di combustione (per cui si generano anche considerando l'elettrico).

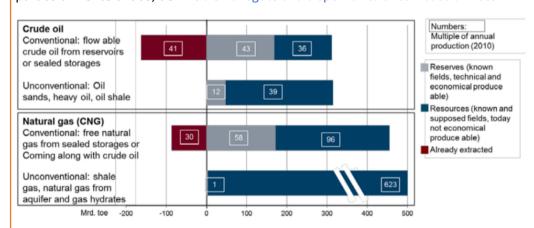
Gli inquinanti primari si possono combinare tra di loro dando origine a **inquinanti secondari**: l'acido (derivanti soprattutto dagli SO_x ma anche dagli NO_x , mescolatosi con vapor d'acqua) riversato nell'atmosfera che dà origine alle **piogge acide**, l'ozono prodotto dagli idrocarburi incombusti (HC) che a livello del suolo può essere un irritante per le mucose oltre che un promotore dello **smog fotochimico** (HC mescolati con gli NO_x , in presenza dei raggi solari, responsabili dell'innesco di tale fenomeno. Lo smog fotochimico è la tipica situazione di alcune città nei mesi estivi o anche nei mesi invernali in condizione di alta pressione; se la pressione sale e non c'è vento gli inquinanti ristagnano e con il sole producono lo smog fotochimico), ecc. ... Alcuni inquinanti possono avere un effetto sull'ozono ad alti strati dell'atmosfera; in questo caso l'effetto è la rimozione dell'ozono, effetto dannoso in quanto esso ci protegge dai raggi cosmici.

Gli interventi che possono essere adottati per cercare di contenere le emissioni inquinanti e quelle di CO_2 sono di natura diversa perché mentre le sostanze inquinanti derivano da una imperfezione nel processo di combustione (quindi eliminabili con un processo ideale o a mezzo di sistemi di post-trattamento dei gas di scarico), la CO_2 è il risultato di una combustione ideale. Ergo l'unico modo per risolvere o mitigare il problema delle emissioni di CO_2 è bruciare meno carbonio. Questo si può fare in due modi:

- 1) Aumentando l'efficienza del processo, ovvero bruciando meno combustibile a pari effetto utile (aumentare la *fuel economy* del veicolo);
- 2) Utilizzando combustibili che, a pari contenuto energetico, contengano meno carbonio (metano).

Riserve e risorse energetiche (Da "Controllo delle Emissioni di Inquinanti", Prof. Ezio Spessa) (*)

Inoltre bisogna tener conto, oltre che al Problema legato all'emissione di CO_2 e sostanze inquinanti, particolarmente critico, del Problema legato alla disponibilità di combustibili fossili.

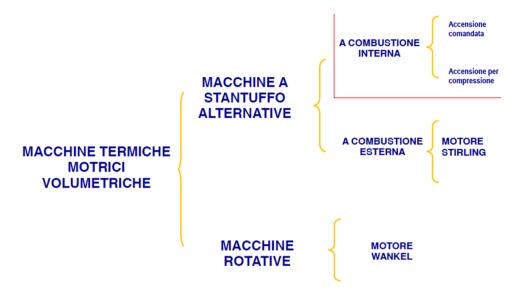


In alto abbiamo il petrolio in basso il gas naturale.

Guardando al futuro ci sono barre di colore differente: il grigio rappresenta le riserve e il blu le risorse. Le riserve sono dei giacimenti noti che attualmente, con le attuali tecnologie e agli attuali costi possono essere direttamente disponibili e sfruttabili. Le risorse sono quelle ipotizzate (possibili con nuove tecnologie). Si apre anche un discorso di geopolitica inerente alla disponibilità di risorse. Noi in Italia non abbiamo risorse di petrolio ma di gas naturale.

(*) Nota: le parti i cui titoli sono evidenziati in arancione sono approfondimenti che ho inserito, frutto di elaborazioni personali e/o derivanti dal corso "Controllo delle Emissioni di Inq." tenuto dal Prof. Ezio Spessa.

Classificazione dei Motori Volumetrici



È bene ricordare che il termine combustione interna ha una duplice valenza: sta a indicare che la combustione avviene all'interno della macchina ma anche che il processo di combustione avviene in seno al fluido di lavoro utilizzato: in questo caso quindi il fluido di lavoro subisce, non soltanto trasformazioni di natura fisica ma anche trasformazioni di natura chimica e deve essere quindi periodicamente ricambiato (ciclo aperto). Ergo, nel caso di MCI quando si parla di cicli si fa riferimento a cicli operativi della macchina e non a cicli termodinamici (e quindi si fa riferimento a diagrammi pV).

Quando si parla di motore a combustione interna si intende macchine volumetriche, ovvero macchine in cui la conversione di energia avviene a seguito di una variazione di volume all'interno della macchina (NO macchine a flusso continuo come le turbomacchine). All'interno delle macchine volumetriche i MCI rappresentano una categoria delle macchine alternative a stantuffo (per via del moto alterno dello stantuffo che opera la variazione di volume). Esistono anche motori a combustione esterna (motore Stirling) e macchine volumetriche rotative, ovvero macchine che realizzano la variazione di volume grazie ad una rotazione di un rotore all'interno di una carcassa statorica (motore Wankel).

Macchine volumetriche - rotative: Wankel

Il motore Wankel è un esempio di motore rotativo a combustione interna.

Il meccanismo a manovella è qui sostituito da un **rotore** (con una sezione trasversale approssimativamente triangolare) che si muove in un alloggiamento con una **sezione trasversale approssimativamente ovale**.

I tre bordi del rotore, in congiunzione con le pareti dell'alloggiamento, generano tre celle a volume variabile, nelle quali viene prima aspirata la miscela combustibile, poi compressa, dopo bruciata ed infine espansa ed esaurita.

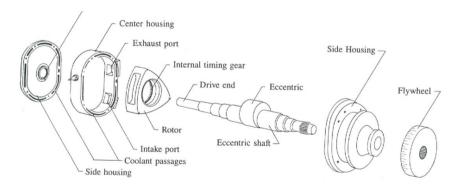
Vantaggi e svantaggi:

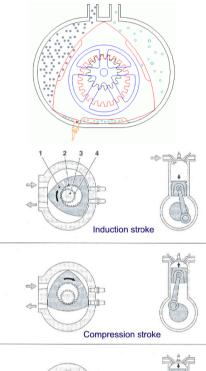
- Macchina estremamente compatta;
- Rapporti peso/potenza e peso/volume favorevoli (elevata densità di potenza) (Mazda Rx8 $1.3L \rightarrow 250 \text{ [hp] } @9000 \text{ [rpm]});$
- Bassi livelli di vibrazioni (NO masse alterne);
- Erogazione di coppia molto più uniforme e omogenea.

(Possiamo utilizzarlo nelle configurazioni ibride per il fatto che è molto compatto, dà tanta potenza, per ricaricare il motore elettrico responsabile della trazione.)

- Costi estremamente elevati (materiali e tolleranze di lavorazione);
- Difficoltà nel realizzare tenute tra rotore e statore;
- Rapporto superficie/volume in camera di combustione sfavorevole → problemi di scambio termico verso l'esterno (imperfetta adiabaticità);
- Problemi di emissioni inquinanti;
- Difficile lubrificazione → alto consumo di olio;
- Scarsa efficienza termofluidodinamica → bassi rendimenti (0.25 ÷ 0.27);
- Impossibilità di utilizzo di combustibili ad alta reattività (gasolio).

Tale motore viene oggi riproposto come opzione per i range extender, cioè i motori che vengono utilizzati nei veicoli a propulsione elettrica per aumentarne l'autonomia (dato che il tallone d'Achille di tali sistemi è proprio l'autonomia data la scarsa densità di energia delle batterie). Una soluzione è appunto quella di prevedere a bordo del veicolo elettrico un piccolo motore termico non destinato alla trazione ma destinato esclusivamente ad alimentare un generatore che ricarichi le batterie. In questo caso l'utilizzo del motore termico è di secondaria importanza e quindi i contro possono essere accettati come controindicazioni a fronte dei vantaggi in termini di compattezza e densità di potenza.



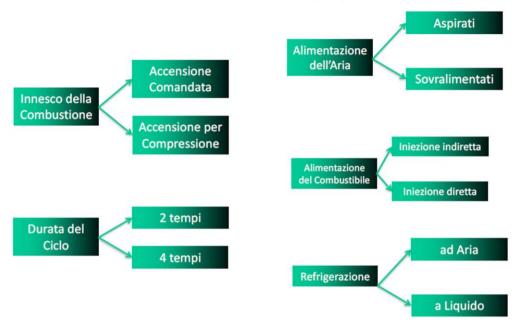


Power stroke

Exhaust stroke

Mazda "Renesis" Wankel engine					
Engine layout	2 rotors				
Fuel	Gasoline				
Displacement [cm3]	2 x 654				
Compression ratio	10:1				
Power [kW-BHP@rpm]	170-231@8.200				
Torque [Nm@rpm]	211@5.500				

Classificazione dei Motori a Combustione Interna (MCI)



Preview: Le categorie di classificazione per i MCI possono essere individuate secondo diversi criteri (5). I due criteri più importanti di classificazione, (1) e (2), sono quelli che fanno riferimento alla:

- Modalità di accensione (1)

Motori ad accensione comandata (SI – Spark Ignition), in cui la combustione è innescata dallo scoccare di una scintilla all'interno di una miscela combustibile/comburente;

Motori ad accensione per compressione (CI – Compression Ignition), in cui il combustibile, iniettato in seno all'aria compressa all'interno del cilindro, si auto-accende spontaneamente.

- Durata del ciclo motore (2)

Motori a 2 tempi (2 corse per descrivere un ciclo di lavoro, 1 giro dell'albero motore); Motori a 4 tempi (4 corse, 2 giri).

Altre classificazioni si basano su:

- Modalità di alimentazione dell'aria (motori aspirati o sovralimentati) (3)

Motori aspirati o ad aspirazione naturale Motori sovralimentati

- Modalità di alimentazione del combustibile (iniezione indiretta o diretta) (4)

Evoluzione dell'iniezione nei motori SI ← (Da "Controllo delle Emissioni di Inquinanti", Prof. Ezio Spessa) Sistema a carburatore

Iniettori elettromagnetici a controllo elettronico

- Sistema di raffreddamento/refrigerazione (5)

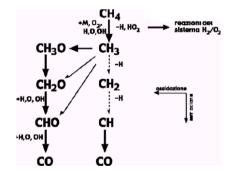
Sistemi di raffreddamento ad aria diretti Sistemi di raffreddamento a liquido Esempio bassa reattività: consideriamo il metano, una molecola corta e rigida. Il metano reagisce con l'ossigeno: lenta e progressiva sostituzione degli atomi di H con l' \mathcal{O}_2 . Ad alta T le molecole sono caratterizzate da un'alta energia cinetica; quando una molecola di metano e una molecola di ossigeno urtano tra di loro, se l'urto è sufficientemente intenso, porta alla rottura di un legame tra C e H e l'ossigeno \mathcal{O}_2 si sostituisce a H rimanendo con una valenza libera così creando una nuova molecola reattiva. In tal caso vi è la necessità che si verifichino una serie di collisioni tra le molecole dei reagenti e dunque il processo risulta essere piuttosto "lento".

Esempio alta reattività: se invece abbiamo una molecola lunga e flessibile, come l'ottano, succede che un atomo di idrogeno H venga sostituito $dall'O_2$ rimanendo con una valenza libera la quale – per via del fatto che ad alta T non vi è soltanto una energia cinetica nel moto di traslazione ma anche di vibrazione della molecola – permette all'O di andare a sostituire un altro H attaccandosi quindi a un altro atomo di C all'interno della molecola stessa: reazione di perossidazione interna (non abbiamo bisogno di aspettare che si verifichi un nuovo urto con una nuova molecola di ossigeno per procedere di un ulteriore step nel processo di ossidazione).

Dunque: tanto più una molecola è lunga e flessibile tanto più rapide saranno le reazioni intermedie nel processo di ossidazione. Al contrario, tanto più una molecola è corta e rigida tanto più il processo di ossidazione procederà attraverso una serie di reazioni intermedie relativamente lente.

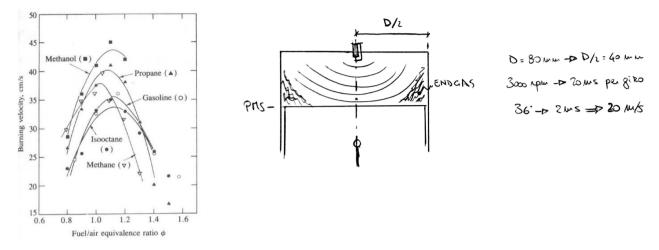
La bassa reattività non va confusa con la capacità di questi combustibili di dar luogo a miscele facilmente accendibili a seguito di, ad esempio, fenomeni di evaporazione anche in condizioni di temperatura ambiente.

I combustibili utilizzati sono tipicamente combustibili che hanno una caratteristica comune per quanto riguarda la loro struttura chimica: hanno una molecola estremamente rigida e compatta. Un esempio è il metano CH_4 che è l'idrocarburo con la struttura molecolare più semplice, rigida e compatta. Altri combustibili che hanno queste caratteristiche sono derivati del metano (metanolo, etanolo) e la benzina che è costituita da un mix di idrocarburi ottenuti per distillazione del petrolio. Tali idrocarburi hanno caratteristiche molto diverse fra loro. Un esempio che racchiude le caratteristiche principali



di tali idrocarburi è l'isottano C_8H_{18} che possiede una struttura che conferisce alla molecola una certa rigidità. Come detto il processo di ossidazione avviene attraverso tutta una serie di step intermedi, i primi dei quali vedono sempre protagonisti gli atomi di idrogeno; la rigidità tipica delle benzine è importante perché una struttura molecolare lunga e flessibile (ottano, normaleptano) farebbe sì che queste reazioni intermedie avvengano coinvolgendo atomi di idrogeno all'interno di una stessa molecola. Questo accelera notevolmente il processo di reazione rispetto al caso in cui, con una molecola più rigida e compatta, che quindi non permette tale fenomeno, si deve aspettare che la molecola venga in contatto con un ulteriore atomo di ossigeno per procedere nello step intermedio.

Di che velocità si ha dunque bisogno all'interno di un motore?

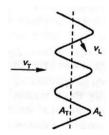


Si supponga di avere il punto di innesco al centro della camera. Il fronte di fiamma che viene innescato in questa zona si propaga, strato dopo strato, fino a coinvolgere le zone più lontane dalla scintilla e quindi deve coprire una distanza pari a D/2, ovvero metà alesaggio.

Che tempo ha a disposizione il fronte di fiamma per percorrere questo spazio?

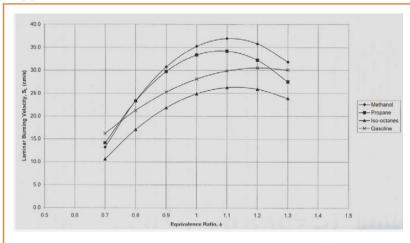
Non è una combustione che avviene in condizioni di volume costante, cioè non è un processo che avviene istantaneamente, ovvero richiederà un certo tempo. Bisogna cercare di rendere questo tempo il più breve possibile per cercare di avvicinarsi il più possibile alla combustione isocora.

Si supponga che la durata del processo possa essere di 36° di rotazione della manovella. Si supponga che il motore ruoti a 3000 [rpm], ovvero 50 [giri/sec]. In queste condizioni un giro corrisponde a 2 centesimi di secondo, ovvero 20 [ms]. Nell'ipotesi che il processo duri 36°, ovvero un decimo di giro, saranno disponibili 2 [ms] al fronte di fiamma per percorrere tutta la sua strada, ovvero i 40 [mm], e pertanto dovrà avere una velocità di propagazione di almeno 20 [m/s]. Nel diagramma si è visto che le velocità tipiche di avanzamento del fronte di fiamma in una miscela quiescente sono dell'ordine dei 40 [cm/s] ovvero 0.4 [m/s]. L'unico modo per innalzare tale velocità è avere un regime di moto tubolento all'interno della camera di combustione.



Per via dei moti turbolenti in seno alla miscela, il fronte di fiamma non è perfettamente sferico ma è estremamente frastagliato. Questo frastagliamento aumenta la superficie di scambio termico convettivo che permette la propagazione. Tale aumento della superficie migliora appunto lo scambio termico innalzando dunque la velocità di propagazione del fronte di fiamma; velocità adesso compatibile con i tempi a disposizione nei MCI.

Approfondimento: fronte di fiamma - da laminare a turbolento



Le velocità laminari sono misurate in laboratorio all'interno di un recipiente pressurizzato, che viene chiamato in gergo "bomba", in questo caso di forma sferica. Viene visualizzata la propagazione del fronte di fiamma con una particolare tecnica fotografica che sfrutta la diversa densità dei gas combusti e della carica fresca (densità superiore di \sim 4 volte).

In alto sono mostrati i tipici valori di velocità laminare per alcuni combustibili (metanolo, propano, iso-ottano, e benzina). Sull'asse delle ordinate: velocità laminare di combustione;

[cm/s] (picchi tra 25 e 40 [cm/s])

Sull'asse delle ascisse: rapporto di equivalenza Φ .

$$\Phi = \frac{1}{\lambda} : equivalence \ ratio \ (usato \ soprattutto \ negli \ USA)$$

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} = \frac{Air/Fuel}{Air/Fuel_{st}} = \frac{Fuel_{st}}{Fuel} : relative air fuel ratio ("dosatura relativa")$$



il valore stechiometrico si ottiene bilanciando l'equazione della reazione di combustione, ottenendo quindi le parti dei vari componenti:

Fuel	Lower Heating Value LHV [MJ/kg]	Stoichiometric A/F ratio	Energy Parametre LHV / A/F [MJ/kg]
Gasoline	44,0	14,6	3,01
Diesel	42,5	14,5	2,93
Methanol	20,0	6,5	3,07
Ethanol	27,0	9,0	3,00
Natural gas	50,0	17,2	2,90
Hydrogen	120,0	34,3	3,50

Se la miscela è stechiometrica: $\lambda = 1$

Se è povera di combustibile: $\lambda > 1$: miscela povera (ricca d'aria)

Se è ricca di combustibile: $\lambda < 1$: miscela ricca

Quindi, essendo Φ il duale di λ :

Se la miscela è stechiometrica: $\Phi=1$

Se è povera di combustibile: $\Phi < 1$ miscela povere (ricca d'aria)

Se è ricca di combustibile: $\Phi > 1$ miscela ricca

Analizzando il grafico:

Notiamo che tutte le curve hanno un massimo verso il ricco $\Phi > 1$. Se ci allontaniamo la velocità laminare diminuisce. Questa velocità laminare, anche nel suo picco, prendendo per esempio la benzina, corrispondente circa a 30 [cm/s], non sarebbe sufficiente a propagare la reazione in tutta camera (considerando il fatto che per compiere 60 gradi di manovella abbiamo una frazione di secondo). Fortunatamente il fronte di fiamma è corrugato. Per effetto del corrugamento del fronte di fiamma si ottiene una velocità che può essere circa 50-100 volte più grande.

4) Variazione del numero di giri

Cosa succede se varia la velocità di rotazione?

Molto importante è la capacità di un processo di adattarsi a variazioni della velocità di rotazione del motore. Ipotizzando di passare da una velocità di rotazione di 3000 [rpm] ad una di 6000 [rpm] il tempo a disposizione si dimezza; servirà dunque una velocità di propagazione del fronte di fiamma doppia, ovvero di 40 [m/s]. L'intensità di turbolenza è direttamente proporzionale alla velocità di rotazione del motore e quindi, con la velocità di rotazione, non solo aumenterà l'intensità di turbolenza ma aumenterà anche l'effetto di accelerazione del fronte di fiamma. Questo permette ai motori ad accensione comandata di non avere, virtualmente, limiti in termini di velocità di rotazione per quanto riguarda il processo di combustione (tant'è che i motori da competizione, F1, sono in grado di funzionare fino a 20.000 [rpm]). Questa capacità non è propria, invece, dei motori diesel.

5) Variazione del carico

Un altro aspetto è la capacità del processo di adattarsi a diverse condizioni di carico del motore.

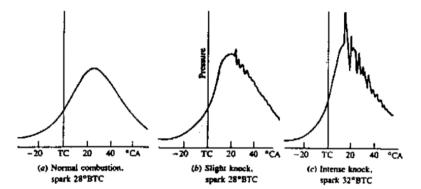
Si immagini che il motore sia collegato a un gruppo elettrogeno. Il generatore del gruppo elettrogeno deve funzionare a una determinata velocità di rotazione (ad es. 3000 [rpm]). Si supponga di aver progettato il motore perché sia in grado, funzionando a 3000 [rpm], di erogare 100 [kW] di potenza, necessari per azionare il gruppo. Cosa succede se viene dimezzato il carico? Il motore deve continuare a funzionare a 3000 [rpm]; non potendo dimezzare la velocità di rotazione e quindi dimezzare il numero di cicli per adeguarsi alla nuova richiesta di potenza, si dovrà essere in grado di regolare il motore facendo variare il lavoro al ciclo. Si potrebbe pensare di mandare metà del comb., evitando, però, di peggiorare troppo il rendimento. Osservando sempre il diagramma delle velocità di propagazione del fronte di fiamma si nota che una regolazione di questo tipo manderebbe in crisi un motore ad accensione comandata (ϕ =1 corrisponde alla miscela stechiometrica) dal momento che tale velocità crollerebbe.

Supponendo di aver progettato il motore in modo che nel funzionamento nominale la dosatura sia perfettamente stechiometrica, ovvero corrispondente alla massima velocità di propagazione del fronte (in realtà i valori massimi sono raggiunti nel leggermente ricco), dimezzando la quantità di combustibile e lasciando inalterata la dose di aria si passerebbe ad un rapporto A/F (air to fuel) doppio rispetto al precedente (quello nominale). La condizione $\varphi=\lambda^{-1}=0.5$ è al di fuori del diagramma, ovvero rappresenta una condizione non sostenibile dal motore. In altre parole, se si regolasse il motore dimezzando esclusivamente il combustibile, lasciando inalterata l'aria, il processo di combustione sarebbe talmente lento dal portare allo spegnimento del motore.

RECAP: questo motore ha delle ottime capacità di autoadattamento in termini di variazione della velocità di rotazione ma ha delle pessime capacità di autoadattamento in termini di variazione di carico.

Bisogna trovare un altro modo per adeguarsi ai diversi carichi. Una regolazione alternativa viene fatta riducendo contestualmente al combustibile anche l'aria comburente, mantenendo sempre il rapport A/F nell'intorno del valore stechiometrico. Per ottenere una tale regolazione si strozza l'ammissione dell'aria all'ingresso del motore con una valvola a farfalla comandata direttamente dal pedale dell'accelerazione (organo di regolazione). Tale metodo di regolazione aggiunge però delle ulteriori perdite fluidodinamiche che ovviamente penalizzano il rendimento.

Riportando la pressione in funzione dell'angolo di giro della manovella (θ), si avrà:



- (a) Nella combustione regolare, al fine di averla quanto più possibile a cavallo del PMS, si avrà un anticipo di accensione (Spark Advance), ovvero la scintilla viene fatta scoccare prima che il pistone raggiunga il PMS. In questo caso si vede che l'incremento di pressione è progressivo e graduale.
- (b) Se il fronte di fiamma impiega troppo tempo a raggiungere le frazioni di miscela più lontane, anche se il combustibile è a bassa reattività, le reazioni incominciano ad aver luogo portando il combustibile ad autoaccendersi (prima che possa essere raggiunto dal fronte di fiamma). In questo caso si ha una detonazione leggera.
- (c) In questo caso si ha intensa detonazione.

Quindi, se, anziché bruciare strato dopo strato, una frazione della carica brucia tutta insieme, questa combustione simultanea darà un incremento di pressione estremamente brusco. Questo genera uno squilibrio di pressione all'interno della camera con la conseguente propagazione di onde di sovrapressione che a loro volta generano vibrazioni ed ergo rumore all'esterno. Queste vibrazioni vanno a sollecitare a fatica gli organi del motore.

Il rischio di detonazione è il vincolo più stringente per un motore ad accensione comandata limitandone le **dimensioni massime dell'alesaggio** a valori di circa 100 [mm]. Un'altra grande limitazione, dal punto di vista dei parametri geometrico-costruttivi, è il **rapporto volumetrico di compressione**.

7) Rapporto di compressione

$$\varepsilon = V_{max}/V_{min} = 8 \div 12$$

Nei motori ad accensione comandata, con i combustibili tradizionali, non si possono utilizzare rapporti superiori a circa 10. Questo perché con valori superiori a 10 al termine della corsa di compressione si raggiungono pressioni e temperature in camera molto elevate, tali da rendere troppo rapide le prereazioni. Questo porta ad aumentare le possibilità di autoaccensione dell'endgas e quindi al rischio di avere fenomeni di detonazione. Quindi, anche se dal punto di vista termodinamico converrebbe adottare rapporti di compressione elevati (combustione vicina alla combustione isocora), in questa tipologia di motore si ha una limitazione legata al rischio di detonazione.

N.B. Dato che il processo di combustione avviene in modo graduale è improprio identificare tali motori come motori a ciclo otto dato che in tale ciclo la combustione è istantanea e quindi isocora (anche se è il ciclo otto quello di riferimento per i motori ad accensione comandata).

RECAP:

- Ottima capacità di autoadattarsi alle diverse velocità di rotazione;
- Incapacità di autoadattarsi alle variazioni di carico;
- Limiti geometrico-costruttivi sulle dimensioni (100 [mm]) e sul rapporto di compressione (10).

Motori ad accensione per compressione - Compression Ignition Engines (CI Engines)

[\(\text{LEZIONE 04: 05/10/20 } \)

Anche detti, impropriamente, *motori diesel* perché il ciclo termodinamico di riferimento è il ciclo diesel.

- 1) Combustibili
- 2) Avvio della combustione
- 3) Variazione del numero di giri
- 4) Variazione del carico
- 5) Limitazioni geometrico-costruttive
- 6) Rapporto di compressione
- 7) Rumore

- 1) Combustibili
- 2) Avvio della combustione
- 3) Propagazione del fronte di fiamma
- 4) Variazione del numero di giri
- 5) Variazione del carico
- 6) Detonazione e limiti geometrico-costruttivi
- 7) Rapporto di compressione

1) Combustibili

Le caratteristiche dei combustibili usati in questi motori sono diametralmente opposte a quelle dei combustibili usati nei motori ad accensione comandata. Sono combustibili ad *elevata reattività* (sempre nelle condizioni di alta pressione e alta temperatura). Il combustibile più utilizzato è il gasolio. Un idrocarburo rappresentativo del gasolio è il cetano $C_{16}H_{34}$ (struttura standard $C_{n}H_{2n+2}$).

Un combustibile con una **struttura molecolare così lunga e flessibile** porta a delle **reazioni intermedie** che, in condizioni di alta pressione e temperatura, possono avvenire molto rapidamente (in queste condizioni strutture come queste vibrano e si deformano facilmente).

2) Avvio della combustione

Per via della loro elevata reattività non si potrebbe pensare ad un processo di combustione simile a quello che si ha nei motori ad accensione comandata. Questo perché non si avrebbe il tempo di formare la miscela e comprimerla senza che questa, già nel corso della compressione stessa, raggiunga pressioni e temperature tali da portarla all'accensione spontanea in un istante inopportuno.

Per evitare ciò, combustibile e comburente vengono miscelati soltanto un istante prima di quando si vuole far avvenire il processo di combustione. Si fa, quindi, aspirare al motore soltanto aria, che sarà l'unica ad essere compressa, e si miscelerà il combustibile con l'aria iniettandolo soltanto all'ultimo istante, quando ormai il pistone si trova in prossimità del PMS. Il combustibile viene iniettato liquido, sotto forma di uno spray ad alta pressione (nell'ordine dei 800 ÷ 1000 [bar], con conseguente velocità dell'ordine di 100 [m/s]). Si sta quindi immettendo un getto liquido, con la velocità di un proiettile, in un ambiente dove la densità dell'aria è 20 ÷ 30 volte quella in ambiente standard (quindi a 20 ÷ 30 [bar]). Questo getto, impattando contro un tale muro d'aria, si frantuma, si polverizza e si atomizza in una miriade di goccioline di dimensioni microscopiche (decina di micron). Tali goccioline sono liquide e sono circondate da aria calda, ad una temperatura di circa 900 [K]. Di conseguenza il flusso di calore dall'aria circostante alla gocciolina è estremamente intenso e porta, in tempi estremamente rapidi (dell'ordine dei [ms]), alla sua evaporazione (tempo proporzionale alle dimensioni delle goccioline). Quindi, il combustibile liquido evapora, i vapori di combustibile si miscelano con l'aria circostante e, essendo il combustibile estremamente reattivo, senza che ci sia bisogno di un innesco esterno, il processo di combustione è in grado di iniziare spontaneamente.

N.B. Per quanti sforzi si facciano, in genere, non è possibile sfruttare completamente tutta l'aria presente all'interno della camera di combustione; ci dobbiamo rassegnare ad avere un eccesso dell'ordine del 10% di aria (come minimo) rispetto alla quantità stechiometrica; si tratta di aria che resta inutilizzata in zone all'interno della camera di combustione dove non riusciamo ad arrivare con il combustibile.

5) Limitazioni geometrico-costruttive

Per questo motore non si devono temere combustioni anomale, per via della diversa tipologia di combustione. Ergo non ci sono vincoli geometrici per quanto riguarda il processo di combustione (ad es. motori navali Diesel → alesaggio dell'ordine dei 900 [mm]).

6) Rapporto di Compressione

$$\varepsilon = V_{max}/V_{min} = 15 \div 23$$

Per quanto riguarda il rapporto di compressione non si hanno particolari limitazioni; anzi più alto è il rapporto di compressione e migliore sarà la combustione: si avrà al PMS, all'atto dell'iniezione, aria più calda che favorirà la combustione. Restano delle limitazioni dal punto di vista strutturale sul rapporto di compressione.

Neanche in questo caso si ha a che fare con un processo di combustione ideale previsto dal ciclo termodinamico di riferimento Diesel (a pressione costante).

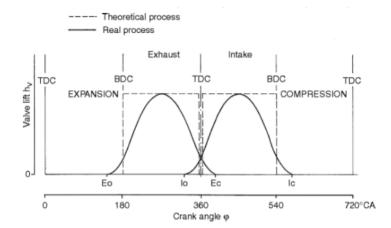
7) Rumore

Nei motori diesel vengono utilizzati sistemi di frazionamento dell'iniezione in più eventi di iniezione (fino a 8 impulsi). Queste strategie hanno funzioni fondamentali sul fronte emissioni inquinanti e sul fronte rumorosità del motore (tipica dei motori diesel).

La rumorosità è legata al fatto che il sussistere di un certo ritardo tra l'istante in cui avviene l'iniezione e l'istante in cui inizia la combustione provoca un accumularsi di combustibile all'interno della camera che, una volta avviatosi il processo di combustione, tende a bruciare simultaneamente generando un brusco incremento di pressione. Il risultato di questa combustione dell'accumulo, e quindi del brusco incremento di pressione, è una sorta di sollecitazione a gradino applicata a tutti gli organi del motore.

Tali organi, dotati di una certa elasticità, assoggettati a questo impulso a gradino, vibrano e trasmettono vibrazioni elastiche all'esterno che si traducono in rumore. Ergo, la rumorosità tipica dei motori diesel, percepibile soprattutto nel funzionamento al minimo o a freddo, nasce proprio dalla tipologia del processo di combustione.

Andamento di alzata valvola di aspirazione:



EO = Exhaust Opening EC = Exhaust Closing IO = Intake Opening IC = Intake Closing

In realtà, sarebbe più corretto evidenziare l'angolo di incrocio valvole a 720 gradi o a 0 gradi (se consideriamo come fase iniziale la fase di aspirazione; se considerassimo come inizio la fase di combustione, quindi a 0 gradi, allora questa rappresentazione sarebbe corretta).

N.B. Il PMS in figura viene detto *punto morto di incrocio valvole* (*valve overlap TDC*) mentre il PMS in cui avviene la combustione viene detto *punto morto di combustione* (*combustion TDC*).

L'andamento di alzata ideale (a gradino) prevederebbe una velocità infinita delle valvole per permetterne l'apertura e la chiusura istantanea. Tali velocità, oltre a non essere realizzabili fisicamente, porterebbero ad avere delle accelerazioni infinite ergo delle sollecitazioni inerziali infinite.

Con un **andamento di alzata reale e senza anticipo** (non presente in figura) si avrebbe per una buona parte della corsa di aspirazione la valvola con un'alzata inferiore all'alzata massima. In queste condizioni si avrebbero di conseguenza **forti laminazioni sulla carica fresca** (laminazione \rightarrow caduta di pressione Δp).

Con un andamento di alzata reale e con anticipo si riescono a contenere le laminazioni subite dal fluido.

Si anticipa l'apertura della valvola di aspirazione rispetto al PMS e allo stesso modo si posticipa la chiusura rispetto al PMI. Questa strategia ha come scopo quello di offrire, per la maggior parte della corsa di aspirazione, una sezione di passaggio più ampia possibile limitando le laminazioni (quindi le cadute di pressione). Il posticipo di chiusura, inoltre, è utile per sfruttare l'inerzia della carica in ingresso al cilindro.

2) Compressione - Compression

Chiuse le valvole di aspirazione ed iniziata la corsa del pistone dal PMI al PMS si ha un aumento di pressione della carica fresca all'interno del cilindro. È una trasformazione molto simile ad una adiabatica isoentropica. La durata è inferiore a 180°.

3) Combustione - Combustion

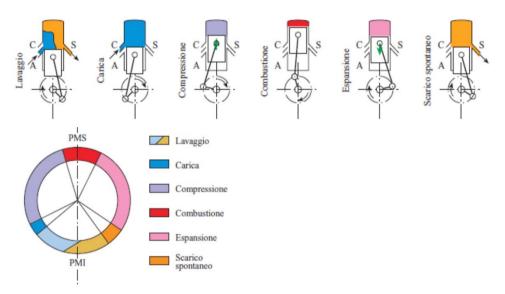
Verso la fine della fase di compressione, in prossimità ma in anticipo rispetto al PMS, viene avviata la combustione. Per motori ad accensione comandata, ciò avviene facendo scoccare una scintilla tramite la candela di accensione; per motori ad accensione per compressione, viene iniettato del combustibile all'interno del cilindro per mezzo di un iniettore e, a contatto con l'aria compressa e ad elevata temperatura, si autoaccende.

In ogni caso, in questa fase, la pressione all'interno del cilindro aumenta rapidamente nell'intorno del PMS per effetto delle reazioni di combustione.

Motore 2 Tempi - 2 Stroke Engine

Il motore 2T cerca di ovviare a quest'ultimo inconveniente caratteristico dei motori 4T. Lo fa concentrando la fase di ricambio fluido nell'intorno del PMI in modo da eseguire il ciclo operativo in un solo giro dell'albero motore (2 corse ma 6 fasi), evacuando i gas combusti ed immettendo la carica fresca, anziché tramite valvole comandate, tramite apposite luci per l'aspirazione e per lo scarico praticate nella parete del cilindro. Tali feritoie vengono scoperte dallo stantuffo stesso nel suo moto in modo da realizzare una autodistribuzione. Queste luci sono praticate nella parte inferiore della canna in modo da venir scoperte, appunto, in prossimità del PMI.

Le fasi in un motore 2 tempi sono: *compressione, combustione, espansione, scarico spontaneo, lavaggio, carica*. (2 tempi: 2 corse, 1 rotazione completa della manovella per realizzare un ciclo)



1) Compressione

Durante questa fase le luci sono chiuse, coperte dal pistone, e quindi l'ambiente è isolato. Andando dal PMI al PMS si ha la compressione della carica fresca.

2) Combustione 3) Espansione

Fasi uguali alle rispettive fasi in un motore 4T.

4) Scarico spontaneo

Lo stantuffo, nella sua corsa verso il PMI, prima di raggiungerlo, scopre una luce di scarico S e, per via della pressione nel cilindro più alta di quella nell'ambiente di scarico, si ha lo scarico spontaneo.

5) Lavaggio e 6) Carica – Scavenging

Procedendo nella sua corsa verso il PMI, prima di raggiungerlo, il pistone scopre una seconda luce, quella di lavaggio A (o di aspirazione), attraverso la quale si immette carica fresca.

Quando il pistone si trova al PMI si avranno contemporaneamente aperte la luce di lavaggio e quella di scarico. L'operazione di ricambio fluido che avviene in questa fase si ha grazie alla carica fresca che si comporta come uno stantuffo di gas (ideale) essendo in sovrapressione rispetto l'ambiente esterno.

N.B. L'ipotesi di usare la carica fresca come stantuffo di gas è ottimistica. Per essere quanto più sicuri possibile che il fronte della carica fresca avanzi compatto spingendo i gas combusti costringendoli ad abbandonare il cilindro si devono adottare alcuni accorgimenti, soprattutto di tipo geometrico-costruttivo (inclinazione delle luci, design opportuni per la testa del pistone).

- N.B. Per "truccare" un motorino si può aumentare la sezione di passaggio della transfer port (dei travasi) per aumentare la portata d'aria di lavaggio e quindi la portata del combustibile.
- **N.B.** Per agevolare il lavaggio controlliamo **l'inclinazione dei condotti** di intake ed exhaust; inoltre prevediamo un **deflettore** sullo stantuffo per portar l'aria verso la parte alta della camera.
- N.B. Questa tipologia di motore, con l'inserimento di normative sulle emissioni inquinanti sempre più rigide, ha dovuto dare l'addio al mercato dei motori destinati all'autotrazione. Per ovviare in parte al consumo elevato, nonché all'inquinamento prodotto da questi motori, si sono adottate anche soluzioni ad *iniezione diretta*, in cui viene aspirata solo aria e il combustibile viene iniettato solo dopo la completa chiusura delle luci di scarico. I sistemi ad iniezione diretta nei motori benzina sono ben diversi da quelli nei motori diesel. Mentre in questi ultimi l'iniezione avviene all'ultimo istante e cioè vicino al PMS, nei motori a benzina l'iniezione avviene ben prima, appena è stata chiusa la luce di scarico. Questo perché si vuole formare una miscela più omogenea possibile prima che scocchi la scintilla al PMS. Vale anche per i motori 4T.

Tuttavia, utilizzare l'iniezione diretta in questi motori fa perdere, però, molti dei vantaggi di semplicità e compattezza ergo il motore 2T è una specie in via di estinzione.

Quali misure si possono adottare per ovviare agli inconvenienti di questo motore?

- Una volta che si è chiusa la luce di scarico, se vogliamo continuare a immettere carica, si potrebbe aggiungere una ulteriore serie di luci C, luci di carica. Tali luci sono sovrapposte a quelle di lavaggio/aspirazione ma alla stessa altezza di quelle di scarico in modo da venir aperte contemporaneamente a queste. Queste luci, per poter funzionare, devono essere protette da valvole automatiche che restano aperte soltanto quando la pressione nell'ambiente di lavaggio (carter) è più alta della pressione che si ha nel cilindro. Ciò vuol dire che durante la fase di scarico queste luci restano chiuse, anche se non bloccate dal pistone. Permettono di immettere carica fresca fintanto che la pressione nell'ambiente di lavaggio rimane superiore a quella nel cilindro (Δp positivo). Per far questo non sarà più sufficiente la pressione generata dal carter pompa e quindi si avrà bisogno di un compressore aggiuntivo ad hoc per realizzare il giusto grado di sovrapressione. [Videolezione 5 del 08/10/20, 29'52'']
- Un'altra soluzione potrebbe essere quella di **proteggere la luce di scarico con una valvola** che ne controlli l'apertura e la chiusura, permettendo di mantenere la luce di scarico più alta di quella di lavaggio.

Queste soluzioni, per quanto valide, comportano delle complicazioni costruttive che fanno perdere quei vantaggi di semplicità, di costo contenuto e di peso ridotto tipiche di questo motore.

Per questi motivi, oggi, il motore 2T viene usato solo nei **grandi motori per applicazioni marine** o per **applicazioni stazionarie** (≅ 10 [MW] di potenza).

- N.B. Si tende a farli diesel, oltre che per le dimensioni, perché le perdite di carica fresca si riducono a perdite di aria aspirata.
- N.B. I grandi motori si tende a farli 2T perché in tali motori (grandi) le sollecitazioni termomeccaniche gravanti sulle eventuali valvole di un 4T sarebbero troppo onerose.

RECAP – utilizzo motore a 2T:

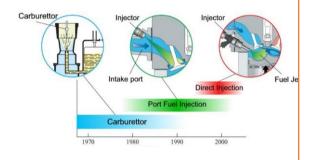
- Motori molto piccoli (1÷5 [CV]: decespugliatore, tagliaerba, scoter, ...) a benzina/diesel iniezione indir./dir.;
- Motori molto grandi a benzina a iniezione diretta (più costoso);
- Motori molto grandi diesel (perdite di carica ridotte). <- (oggi)

- Modalità di alimentazione del combustibile (MCI)

Evoluzione dell'iniezione nei motori SI ← (Da "Controllo delle Emissioni di Inq.", Prof. Ezio Spessa)
Sistema a carburatore nei motori SI
Iniettori elettromagnetici (a controllo elettronico) nei motori SI
Iniezione indiretta e diretta nei motori CI

Evoluzione nei motori SI: Carburatore, PFI (indiretta), GDI (diretta)

Carburatore: un tempo l'iniettore non c'era. Vi era un carburatore a monte del corpo farfallato dove il combustibile veniva mescolato con l'aria; come questa miscela si distribuisse tra i vari cilindri era lasciato alla termodinamica. Comportava superfici estese dove si poteva depositare il combustibile liquido. Quindi durante i transitori lenti e veloci la probabilità che arrivasse del combustibile liquido in camera era importante. Il carburatore è stato sostituito da un unico iniettore a livello



del corpo farfallato. Anche in tal caso vi erano superfici estese su cui poteva depositarsi il carburante liquido ma era possibile, tramite regolazioni dell'iniettore, fare delle compensazione. Lo step successivo è stato portare gli iniettore ancora più vicini alle camere, quindi nei collettori di aspirazione. Le superfici si sono ridotte e inoltre è così stato possibile separare la progettazione dell'iniettore dalla progettazione del Intake Manifold che ora aspira solo più aria. Infine siamo giunti alla tecnologia del GDI.

PFI: Port Fuel Injection: iniezione indiretta: l'iniettore è posto nel collettore di aspirazione il più vicino possibile alla testa. Il combustibile è iniettato nel port.

DI: Direct Injection (GDI): iniezione diretta: il combustibile è iniettato in camera tramite un opportuno iniettore. Questo iniettore può iniettare o carica omogenea, se si vuole raggiungere sempre lo stesso target, per esempio di potenza, oppure una carica stratificata se si vuole raggiungere sempre lo stesso target di efficienza (il combustibile viene iniettato verso la candela dove quindi si crea una zona ricca; una volta che parte la combustione creiamo una zona più povera in modo da ottimizzare i consumi). La scelta tra carica omogenea e carica stratificata influenza altre scelte. Il motore va sempre studiato parallelamente al sistema di post-trattamento. Se scegliamo di usare motori stechiometrici possiamo usare i three-way catalyst (tecnologia consolidata dagli anni '90), efficienti ed economici; se scegliamo la carica stratificata non possiamo più utilizzare questi catalizzatori perchè avremmo difficoltà a controllare gli ossidi di azoto in un ambiente ricco di ossigeno.

Poiché ci stiamo spostando progressivamente, per motivi di Requirements in termini di ${\it CO}_2$, verso motori a iniezione diretta, incomincia a diventare importante anche per i motori a benzina la formazione del particolato (in particolare il numero di particelle). Si prevede che anche i motori a benzina a iniezione diretta saranno tutti forniti di un filtro antiparticolato per poter rispettare la normativa.

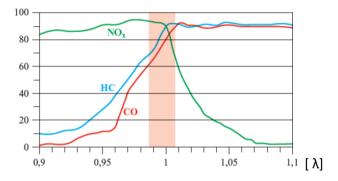
L'iniezione diretta può avvenire o durante la fase di aspirazione, quindi molto in anticipo, per ottenere una miscela omogenea, oppure in ritardo se vogliamo realizzare una carica stratificata. I motori con carica stratificata si chiamano "Lean Burn", ovvero a carica povera (se andiamo nel povero aumentiamo l'efficienza). Non potremmo fare una carica omogenea povera, in quanto ci potrebbero essere delle situazioni in cui la fiamma non si propaga o addirittura non parte; per scongiurare questo problema la si stratifica: si programma una carica un po' più ricca nei pressi della candela, in modo da essere sicuri che parta la combustione, e quando la fiamma incomincia a propagarsi facciamo in modo che incontri degli ambienti progressivamente più poveri. [Con GDI realizziamo potenze ed efficienze più elevate]

Il parametro con cui si valuta la capacità del catalizzatore di realizzare queste reazioni è *l'efficienza del catalizzatore*, definita per ciascuna delle tre specie inquinanti:

$$\eta_{NO_x} = rac{\dot{m}_{NO_x,IN} - \dot{m}_{NO_x,OUT}}{\dot{m}_{NO_x,IN}}$$
 Efficienza del Catalizzatore

È il rapporto tra la differenza di portata di inquinanti in ingresso e la portata di inquinanti in uscita fratto la portata di inquinanti in ingresso.

Diagrammando l'efficienza del catalizzatore η in funzione della dosatura relativa λ (rapporto tra la dosatura effettiva e la dosatura stechiometrica α/α st) con cui viene alimentato il motore si ottengono degli andamenti a gradino:



Valori di λ uguale a 1 indicano una miscela a dosatura stechiometrica, valori di λ inferiori a 1 indicano una miscela ricca (meno aria rispetto alla quantità stechiometrica) e valori di λ superiori a 1 indicano una miscela povera (eccesso d'aria).

Si nota che gli andamenti sono *opposti* per le specie da ridurre e da ossidare. Considerando le specie da ossidare (HC e CO), alimentando il motore con una miscela ricca e cioè con un eccesso di combustibile (λ < 1) il catalizzatore avrà un'efficienza di abbattimento relativamente bassa dal momento che mancherà fisicamente l'ossigeno necessario per far avvenire le reazioni di ossidazione. In corrispondenza dello stechiometrico si ha una transizione quasi a gradino per poi avere un andamento dell'efficienza di abbattimento molto elevata (superiore al 90%) nel campo delle miscele povere (λ > 1).

Discorso duale vale per gli ossidi di azoto NOx: in campo di miscela povera ($\lambda > 1$) si avrà allo scarico ancora dell'ossigeno residuo dalla combustione; la presenza di questo ossigeno in eccesso, mentre favorisce l'ossidazione di HC e CO, rallenta le reazioni di riduzione degli ossidi di azoto NOx portando ad una bassa efficienza di abbattimento. Anche qui si ha una transizione quasi a gradino nel passaggio dalle miscele povere a quelle ricche (ovvero nell'intorno della miscela stechiometrica) dove si ha un'efficienza di abbattimento per gli NOx molto elevata. Nel caso il motore sia alimentato con miscela ricca, tenderà a formarsi una grande quantità di CO perché tutto il combustibile reagirà fino a livello di CO non trovando più ossigeno per completare l'ossidazione.

Si ha quindi una finestra, nell'intorno del valore stechiometrico, all'interno della quale si riesce ad avere contestualmente efficienze di abbattimento elevate per tutte le specie inquinanti. L'ampiezza di questa finestra dipende da qual è il livello accettabile di efficienza di abbattimento. Se si vuole avere un'efficienza di abbattimento superiore all'80% per tutte le specie inquinanti si dovrà rimanere nell'intorno della dosatura stechiometrica con una precisione inferiore al ±1%. Questo valore non può essere garantito da un sistema a carburatore ma può essere garantito solo con sistemi di iniezione.

Tali sistemi utilizzano iniettori elettromagnetici a controllo elettronico (in uso dall'inizio degli anni '80/90).

GDI: Gasoline Direct Injection

Con la tecnologia GDI realizziamo potenze ed efficienze più elevate e inoltre abbiamo la possibilità di stratificare la carica con ulteriori benefici in termini di efficienza. Questa tecnologia è più costosa.

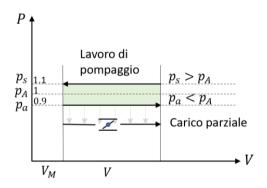
Motori con carica omogenea \rightarrow target di potenza; accoppiamento con TWC; motori stechiometrici (\leftarrow) Iniezione: durante la fase di aspirazione, quindi molto in anticipo, per ottenere una miscela omogenea. Motori con carica stratificata \rightarrow target di efficienza; NO accoppiamento con TWC; motori "Lean Burn"

Iniezione: in ritardo se vogliamo realizzare una carica stratificata (durante la compressione, più in anticipo rispetto ai motori diesel: in un motore diesel l'iniezione e la combustione in parte si sovrappongono, mentre nei motori a benzina la fase di formazione della carica si completa prima dell'avvio della combustione).

= motori "Lean Burn" = a carica povera (stratifichiamo quando vogliamo impoverire)

Non potremmo fare una carica omogenea povera, in quanto ci potrebbero essere delle situazioni in cui la fiamma non si propaga o addirittura non parte; per scongiurare questo problema la si stratifica: si programma una carica un po' più ricca nei pressi della candela, in modo da essere sicuri che parta la combustione, e quando la fiamma incomincia a propagarsi facciamo in modo che incontri degli ambienti progressivamente più poveri. (Svantaggi: $\sim 100 \ [bar] \ GDI \ vs \ 1 \div 6 \ [bar] \ PFI \rightarrow costi + incompatibilità con un TWC)$

Ciclo di lavoro di pompaggio – vantaggio della tecnologia GDI "Lean Burn", carica stratificata



Durante lo scarico forzato: $p_s > p_A$ (richiesta sovrapressione) Durante la fase di aspirazione: $p_A < p_a$ (richiesta depressione)

Tale necessità comporta una perdita energetica che viene in genere indicata come "lavoro di pompaggio" che corrisponde, su diagramma p-V, all'area racchiusa (verde) del ciclo di pompaggio. Il lavoro che il pistone compie per espellere i gas combusti risulta superiore al lavoro che viene restituito dai gas allo stantuffo durante la successiva fase di aspirazione.

Se riuscissimo ad annullare le perdite di carico nel passaggio dal cilindro all'esterno e viceversa, e quindi riuscissimo a portare le pressioni di scarico e di aspirazione a coincidere con la pressione ambiente potremmo annullare questo lavoro di pompaggio; in tal modo, il giro in più che compierebbe la manovella in un 4T, per consentire l'effettuazione delle corse di espulsione e aspirazione, non comporterebbe alcuna penalizzazione in termini di lavoro. Purtroppo abbiamo inevitabili perdite di carico in entrambe le fasi e questo ci penalizza per via del lavoro perso di pompaggio (che potrebbe essere dell'ordine di $0.2 [bar] \cdot unità di cilindrata V$).

Se facciamo lavorare il motore a carico parziale introduciamo un'ulteriore perdita di carico per via della strozzatura all'aspirazione realizzata dalla valvola a farfalla; quando la valvola è parzialmente chiusa effettuiamo una corsa di aspirazione a un livello di pressione decisamente più basso della pressione ambiente $(p_A \ll p_a)$ e di conseguenza il lavoro perso di ricambio fluido cresce notevolmente con una forte penalizzazione in termini di rendimento.

Perchè l'iniezione diretta ci permette di ovviare a questo inconveniente?

Con la tecnologia GDI possiamo far aspirare al motore sempre la stessa quantità di aria; iniettiamo un quantitativo di combustibile sufficiente per la missione da compiere creando una "nuvoletta" stechiometrica, di limitata estensione, nei pressi della candela; a full load iniettiamo più combustibile raggiungendo la massima estensione della nuvola stechiometrica (massimo riempimento della camera). In tal modo non abbiamo più il problema della valvola a farfalla che, durante i carichi parziali, ci porta ad avere un Δp tale per cui il lavoro di pompaggio aumenta molto; possiamo continuare a far lavorare il motore con il minimo lavoro di pompaggio sindacale senza penalizzazioni aggiuntive nel funzionamento a carico parziale.

- Sistemi di raffreddamento (MCI)

Sistemi di raffreddamento ad aria diretti Sistemi di raffreddamento a liquido

Nei MCI le sollecitazioni termiche sui componenti del motore non richiedono solitamente l'uso di materiali resistenti alle alte temperature come in altri tipi di motori primi, come ad esempio nelle turbine a gas (maggiori temperature di picco e funzionamento in continuo), sebbene le temperature massime del gas nella camera di combustione possano facilmente superare i 2000 [K].

In effetti, la maggior parte dei componenti ICE sono esposti a stress termici, quindi a temperature del gas che mostrano variazioni di ampiezza rapida e ampia durante il ciclo del motore (passando ad esempio dalla temperatura ambiente durante l'immissione ad una temperatura di picco di oltre 2000 [K] durante la combustione in un tempo intervallo corrispondente a una mezza rotazione dell'albero motore) e grazie alla loro inerzia termica percepiscono solo le temperature medie del gas.

Sistema di raffreddamento ad aria diretti

Un flusso d'aria intensivo è forzato da una ventola a passare attraverso le superfici alettate sul blocco cilindri e sulla testata. Questo sistema di raffreddamento è solitamente preferiti per la sua semplicità, affidabilità e assenza di requisiti di manutenzione, in particolare per le applicazioni di motocicli e piccoli velivoli.

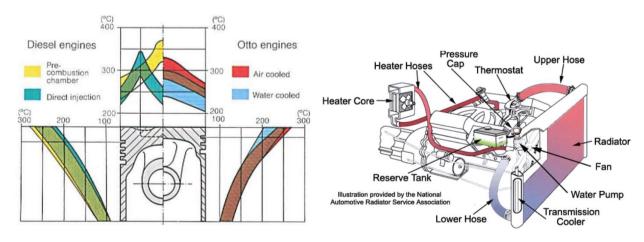
Sistema di raffreddamento a liquido

Viene utilizzato un circuito chiuso riempito con miscela acqua / glicole con passaggi di raffreddamento all'interno del blocco cilindri, la testata cilindri, ecc.

La temperatura del liquido di raffreddamento viene quindi controllata mediante uno **scambiatore di calore aria / liquido**, solitamente un **radiatore**, attraverso il quale un flusso d'aria viene forzato da un **ventilatore**. **Il glicole** abbassa il punto di congelamento rispetto a quello che sarebbe il punto di congelamento dell'acqua e ne innalza la temperatura di ebollizione.

Questo tipo di sistema viene adottato nelle **applicazioni automobilistiche**, poiché **consente** un **miglior controllo della T** e quindi il raggiungimento di **minori stress termici** nei **componenti del motore** (compatibilmente con i materiali scelti).

Si nota in figura l'andamento delle temperature sullo stantuffo nelle due categorie di motore (motore ad accensione per compressione e motore ad accensione comandata), nei due differenti tipi di raffreddamento e per differenti tipi di alimentazione del combustibile.



La legge che correla x (e di conseguenza il volume istantaneo V_x) alla rotazione θ della manovella si trova andando a confrontare la quota O dell'asse di rotazione della manovella con la quota P raggiunta dal cielo dello stantuffo quando questo si trova al PMS. Il segmento identificativo della posizione dello stantuffo al PMS è (con a: altezza di sottocompressione):

$$\overline{OP} = r + l + a$$

Quando viceversa lo stantuffo si trova in una posizione generica ovvero ad una distanza generica x rispetto al PMS il segmento OP si potrà scrivere:

$$\overline{OP} = x + a + l \cos \beta + r \cos \theta$$

e quindi si può scrivere:

$$\overline{OP} = r + l + a = x + a + l \cos \beta + r \cos \theta$$

Si può quindi scrivere, dopo aver semplificato a:

$$x = r(1 - \cos\theta) + l(1 - \cos\beta)$$

Si può introdurre un parametro geometrico caratteristico del manovellismo, il *rapporto di allungamento del manovellismo*, ovvero il rapporto tra la lunghezza della manovella e quella della biella:

$$\Lambda = \frac{r}{l}$$
 rapporto di allungamento del manovellismo

Questo rapporto di allungamento per i motori automobilistici assume in genere valori nell'intorno dello 0.25. (Con $\Lambda=0.25 \to \beta_{max}\cong 15^{\circ} \to cos\beta_{max}\cong 0.96$) Si può quindi scrivere:

$$\mathbf{x} = \mathbf{r}\left((1 - \cos\theta) + \frac{1}{\Lambda}(1 - \cos\beta)\right) \quad (x_p = x \; ; \; v_p = v \; ; \; a_p = a \; ; p : piston)$$

In questa relazione compare anche la variabile β . L'angolo di inclinazione della biella rispetto all'asse cilindro può però essere correlato alla rotazione della manovella considerando il triangolo costituito da asse cilindro, biella e manovella; si nota che:

$$rsin\theta = lsin\beta$$

ovvero:

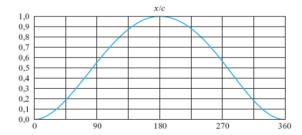
$$sin\beta = \Lambda sin\theta$$

e di conseguenza:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\theta}$$

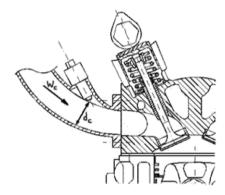
Sostituendo questa si ottiene una relazione in cui compaia solo la rotazione θ della manovella:

$$\mathbf{x} = \mathbf{r} \left((1 - \cos \theta) + \frac{1}{\Lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right)$$



Limitazioni fluidodinamiche (Δp)

Si consideri il processo di riempimento in un motore 4T e si supponga, per semplicità, di operare con un fluido incomprimibile in moto stazionario nel condotto di aspirazione con velocità w_c . Si consideri il momento in cui la valvola di aspirazione si trova nella posizione di alzata massima e si ipotizzi che il pistone si muova con una velocità pari alla velocità media v_m costante. L'aria una volta attraversato l'intero condotto passerà attraverso il meato valvola per entrare all'interno del cilindro.



Nell'ipotesi di fluido incomprimibile (hp1), moto stazionario (hp2), geometria del sistema fissa (hp3) (valvola in una precisa posizione di alzata) e velocità pari alla v_m (hp4), possiamo uguagliare la portata istantanea attraverso una generica sezione d_c del condotto alla portata istantanea che passerà attraverso la sezione trasversale retta del cilindro a seguito dello spostamento dello stantuffo, ovvero possiamo scrivere:

$$m = \frac{\pi}{4} d_c^2 \cdot \rho \cdot w_c = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \rho \cdot v_m$$

In cui D è l'alesaggio del cilindro e ρ è la densità dell'aria. Se si considera il fluido incomprimibile come detto, la densità rimarrà costante e quindi, semplificando, si potrà scrivere:

$$w_c = v_m \left(\frac{D}{d_c}\right)^2$$

Nel valutare il rapporto di proporzionalità tra w_c e v_m si deve tener conto dei limiti fisici che si hanno per la realizzazione dei condotti di aspirazione in funzione delle dimensioni del cilindro. Supponendo di avere un'unica valvola di aspirazione e un'unica valvola di scarico e che queste siano identiche e supponendo che queste sfruttino tutto lo spazio disponibile, il diametro di queste due valvole non potrà essere che D/2. Quindi, con un diametro del condotto di aspirazione $d_c = D/2$ avremo che $w_c = 4v_m$.

Se si tiene conto dei limiti fisici, la valvola di aspirazione non potrà essere così grande ma dovrà essere più piccola (per via della presenza di altri elementi), e quindi si può salire facilmente a valori come $w_c=5\div 6v_m$. Considerando una velocità media dello stantuffo di $v_m=25~[\text{m/s}]$ (limite massimo per motori automobilistici) si arriva a valori di $w_c=80\div 100~[\text{m/s}]$. Questa è una limitazione perché si deve tener conto che l'energia cinetica che il fluido aspirato acquista durante l'efflusso non può essere poi recuperata e convertita in energia di pressione una volta che la corrente sbocca nel cilindro, e quindi verrà dissipata in moti turbolenti perché il rallentamento di tale corrente dal condotto all'interno del cilindro avviene in modo assolutamente caotica e non controllato.

Applicando il primo principio della termodinamica in forma euleriana tra l'ambiente di aspirazione ($p_{asp} = p_{amb}$, $w_{asp} = 0$) e la sezione nel meato valvola, si ha che:

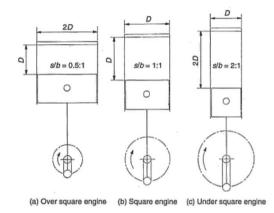
$$0 = L_i \approx -\int v dp - \Delta E_c - L_w \approx -\frac{p_a - p_i}{\rho} - \frac{w_i^2}{2} - L_w$$

- Rapporto corsa / alesaggio (c/D)

Motori superquadri Motori a corsa lunga Motori quadri

Un altro rapporto caratteristico molto importante è il rapporto corsa/alesaggio: c/D. Nel caso di motori automobilistici i rapporti c/D adottati sono prossimi all'unità mentre per alcune categorie di motori ci si può

discostare sensibilmente da questo valore: nei motori da competizione si può arrivare a rapporti $c/D\cong 0.5$ ed anche inferiori; nei motori lenti, stazionari o per applicazioni navali si può arrivare a valori $c/D\cong 2\div 3$ (il più grande motore al mondo attualmente costruito ha un alesaggio D = 900 [mm] e una corsa $c\cong 3[m]$ quindi $c/D\cong 3$). I motori con rapporto $c/D\cong 1$ sono detti motori quadri mentre i motori con rapporto inferiore all'unità, c/D<1, sono detti motori superquadri e i motori con rapporto superiore all'unità, c/D>1, sono detti motori a corsa lunga.



Motori superquadri

Nei motori da competizione si cerca di utilizzare rapporti c/D relativamente bassi perché molto spesso nelle competizioni quello che è limitata è la cilindrata del motore. Scegliendo un rapporto c/D basso, quindi facendo un motore superquadro, si otterranno due effetti:

- A pari velocità di rotazione si avrà una velocità media dello stantuffo più bassa (essendo c bassa e $v_m = 2cn/60$) o, viceversa, a pari limite sulla velocità media dello stantuffo ($v_{m,max} = 25 \ [m/s]$) si potranno ottenere velocità di rotazioni n più alte (questa è sostanzialmente la ragione per cui i motori da competizione, in tutte le competizioni in cui la limitazione è sulla cilindrata del motore, cerchino di utilizzare rapporti c/D il più ridotti possibile; perché siccome esiste un limite fluidodinamico su v_m si cerca di fare c il più piccolo possibile in modo da far salire n; a pari lavoro al ciclo, più è alta la frequenza di cicli, più potenza riuscirà ad erogare il motore).
- La camera di combustione tende ad assumere la forma di un disco se si tende ad aumentare l'alesaggio. Così facendo si riesce anche ad aumentare le dimensioni dei condotti e delle valvole riuscendo ad avere condotti e valvole di aspirazione particolarmente ampie che, a elevate velocità di rotazione, permettono di contrastare i limiti fluidodinamici dovuti ad una velocità media dello stantuffo troppo elevata.

A fronte di questi vantaggi si hanno degli svantaggi rappresentati dal fatto che la camera di combustione in un motore superquadro tende ad aver un rapporto superficie/volume molto alto quando lo stantuffo si trova al PMS (essendo questa quasi un disco), facendo peggiorare il rendimento del motore per le maggiori perdite di calore verso l'esterno.

Motori a corsa lunga

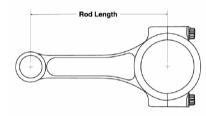
Viceversa, scegliere un motore a corsa lunga consente di avere una camera di combustione con una forma molta più compatta al PMS e quindi con un rapporto superficie/volume ridotto ed una migliore efficienza termofluidodinamica. Questo è il motivo per cui nei motori lenti si preferisce adottare rapporti corsa/alesaggio superiori all'unità fino a valori di c/D=2.

Motori quadri

Per un motore automobilistico si tende ad utilizzare rapporto c/D unitario o comunque nell'intorno di 1.

- Rapporto di allungamento (Λ)

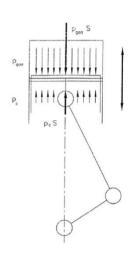
Il rapporto di allungamento del manovellismo (Λ) è il rapporto tra il raggio di manovella (r) e la lunghezza della biella (l). Con lunghezza della biella si intende l'interasse della biella, ovvero la distanza che separa l'asse del piede di biella (incernierato con lo spinotto) dall'asse della testa di biella (incernierata sulla manovella):



Questo parametro per i motori automobilistici ha tipicamente un valore di circa $\Lambda=0.25$, il che vuol dire che la biella è lunga quattro volte il raggio di manovella e quindi il doppio della corsa.

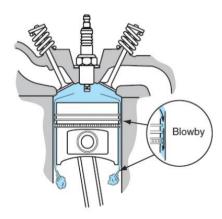
A seconda dell'applicazione del motore si possono avere scelte notevolmente diverse: nei motori veloci da competizione si utilizzano bielle relativamente corte e quindi rapporti di allungamento Λ relativamente elevati ($\Lambda \cong 1/3$); motori automobilistici sono nel mezzo ($\Lambda \cong 1/4$); motori lenti stazionari hanno bielle molto lunghe e rapporti di allungamento Λ relativamente ridotti ($\Lambda \cong 1/6 \div 1/9$).

Tali differenti scelte costruttive si spiegano andando ad analizzare le forze scambiate tra stantuffo e canna durante il ciclo operativo del motore. Si consideri un istante generico durante la corsa di espansione in cui la manovella è ruotata di un angolo θ rispetto all'asse cilindro e la biella è conseguentemente ruotata di un angolo β rispetto allo stesso asse (vedi figura). Lo stantuffo, istante per istante, sarà in equilibrio dinamico: sullo stantuffo agiranno le forze dovute alla pressione dei gas (Pgas) dalla camera di combustione verso il carter, forze



(Pcarter) opposte ma di entità inferiore (il carter si trova generalmente a pressione ambiente) che agiranno dal carter verso la testa dello stantuffo.

N.B. È necessario prevedere nel carter una via di fuga dei gas dal carter stesso perché a seguito della imperfetta tenuta dei segmenti i gas in pressione dalla camera possono in parte trafilare attraverso i segmenti e raggiungere il carter; questo fenomeno prende il nome di *blow-by;* quindi, se non si avesse uno sfogo per questi trafilamenti il carter tenderebbe ad aumentare di pressione.



Non sono le uniche sollecitazione agenti sullo stantuffo in quanto troviamo anche le sollecitazioni dovute al contatto con la canna e quelle dovute alla biella tramite lo spinotto.

La biella, essendo incernierata alle due estremità, non può che trasmettere forze lungo il proprio asse; quindi, la forza F che la biella trasmette allo stantuffo ha la direzione dell'asse di biella:

$$F = P/\cos\beta$$

Le forze nel contatto canna/stantuffo, trascurando le forze di attrito, saranno solo quelle normali N alla superficie di contatto. Non essendoci ulteriori forze che agiscano sullo stantuffo e siccome questo deve essere in equilibrio sotto l'azione di tali forze (P, F, N), la loro poligonale deve essere una poligonale chiusa e cioè a risultante nulla. Costruendo tale poligonale si viene a trovare l'intensità e il verso delle forze N:

$$N = P \cdot tan\beta$$

A questo punto si osserva che siccome:

$$sin\beta = \Lambda \cdot sin\theta$$

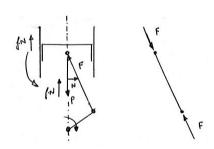
A pari rotazione della manovella θ , più si fa crescere la lunghezza I della biella, ovvero facendo diminuire il rapporto di allungamento Λ , minore sarà l'inclinazione β della biella stessa rispetto l'asse:

$$l \uparrow \Rightarrow \Lambda \downarrow \Rightarrow \beta \downarrow$$

Essendo l'angolo β sempre molto piccolo (β = ± 15°), nell'intorno dell'origine la tangente di β varierà all'incirca come β e di conseguenza, riuscendo a ridurre β , si riuscirà a ridurre la sua tangente e quindi, infine, si riuscirà a ridurre la forza normale N. **Riducendo la forza normale N si ridurrà anche la forza attrito** tra canna e stantuffo.

Nella realtà la situazione sarà più complicata perché si avrà la forza P, la forza F e una forza di attrito nel contatto canna/stantuffo che tenderà ad opporsi al moto relativo delle due superfici.

In espansione si avrà una forza d'attrito $f \cdot N$ rivolta verso l'altro (perché tenderà ad opporsi al moto dello stantuffo):



Per ridurre la forza d'attrito $f \cdot N = f \cdot P \cdot tan\beta$ dobbiamo ridurre (contenere) β ; questo è possibile riducendo la lunghezza della biella (su P non possiamo intervenire in quanto è l'effetto utile);

$$sin\beta(\downarrow) = \Lambda(\downarrow) \cdot sin\theta = \frac{r}{l(\uparrow)} \cdot sin\theta$$

Si nota che in questo caso la forza F scambiata con la biella si ridurrà. La forza F che la biella esercita sullo stantuffo è uguale e opposta alla forza che lo stantuffo esercita sulla biella, perché la biella, affinché sia in equilibrio, dovrà ricevere dallo stantuffo una forza F che equilibri la forza F che riceve poi dal perno di manovella e quindi la forza che la biella trasmette a sua volta al perno di manovella, che è quella che ci dà poi momento intorno all'albero motore, sarà in questo caso, in virtù della presenza della forza di attrito, ridotta rispetto al caso in cui si fosse trascurato o annullato l'attrito.

N.B. Questo spiega perchè nei motori navali di grandi dimensioni si utilizzano delle bielle molto lunghe (rapporti di allungamento molto piccoli $\Lambda \cong 1/6 \div 1/9$).

N.B. Perchè i motori motociclistici (soprattutto da corsa – alte v. di rotazione) utilizzano bielle corte (rapporto di allungamento grande)? Biella lunga significa peso maggiore – forti sollecitazioni inerziali; Biella corta, per contro, significa accettare rendimenti meccanici non particolarmente elevati (per attriti).

1.4 Parametri Prestazionali

- Potenza utile

Pressione media effettiva
 Potenza specifica
 Parametri prestazionali: tabelle di riferimento
 Esempi motori ad accensione comandata (SI)

- Potenza areica Esempi motori ad accensione per compressione (CI)

- Potenza utile (P_u)

La potenza erogata da un motore a combustione interna è in genere indicata come **potenze utile** P_u (P_b power brake, potenza al freno – per simulare il carico resistente in laboratorio si utilizza una sorta di freno) ovvero la potenza resa disponibile all'albero motore al netto di tutto quanto possa essere necessario per l'azionamento dei diversi accessori per il funzionamento del motore. Quindi con il termine utile si indica quanto è effettivamente disponibile per l'utilizzatore. La potenza utile è esprimibile come:

$$P_u = C \cdot \omega$$

Siccome si tratta di una macchina volumetrica, la potenza utile erogata può anche essere vista come:

$$P_u = L_u \cdot \left(i \cdot \frac{n}{m}\right)$$

- L_u è il lavoro utile al ciclo per cilindro; i è il numero di cilindri; $\frac{n}{m}$ è il numero di cicli per unità di tempo; n è il numero di giri nell'unità di tempo [giri/sec]; m è il numero di giri necessario per compiere un ciclo (m=1 nei 2T, m=2 nei 4T).

Il lavoro utile dipende dall'energia che ad ogni ciclo viene resa disponibile attraverso il processo di combustione (conversione da energia chimica ad energia termica) e si potrà scrivere come:

$$L_u = \eta_u E_u = \eta_u m_b H_i$$

- E_u è l'energia utilizzabile per ciclo; m_b è la massa di combustibile utilizzata per ciclo e per cilindro; H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile; η_u è il rendimento utile.

Potere Calorifico: quantità di calore che si può ottenere riportando alla temperatura iniziale i prodotti di una combustione completa dell'unità di massa di combustibile con una adeguata quantità di aria comburente. **Inferiore** perché se il combustibile contiene idrogeno al termine di questo processo di raffreddamento dei gas combusti potremmo avere due situazioni differenti a seconda che il vapor d'acqua prodotto si trovi allo stato di vapore (<- inferiore) oppure sia condensato in forma liquida (<- superiore).

Si può sostituire nella formula della potenza utile quella del lavoro utile per ottenere:

$$P_u = L_u \left(i \cdot \frac{n}{m} \right) = \eta_u \cdot m_b \cdot H_i \cdot \left(i \cdot \frac{n}{m} \right)$$

A questo punto è conveniente introdurre il rapporto aria/combustibile (A/F air to fuel), ovvero la dosatura α definita come:

$$\alpha = \frac{m_a}{m_b} = \frac{A}{F}$$

- m_a è la massa d'aria aspirata per ciclo per cilindro

- m_b è la massa di combustibile per ciclo per cilindro.

Si ottiene quindi:

$$P_u = L_u \left(i \cdot \frac{n}{m} \right) = \eta_u \cdot \frac{m_a}{\alpha} \cdot H_i \cdot \left(i \cdot \frac{n}{m} \right)$$

N.B. Dunque il lavoro utile dipende, attraverso il rendimento utile, dalla quantità di combustibile che bruciamo, la quantità di combustibile dipende, attraverso la dosatura, dalla quantità d'aria che incameriamo che a sua volta dipende dalle dimensioni geometriche del motore, quindi, dalla cilindrata.

Introducendo quindi il coefficiente di riempimento nella formula della potenza si ottiene:

$$P_u = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a H_i}{\alpha} \cdot V \cdot \left(i \cdot \frac{n}{m}\right)$$
 potenza utile

Espressione che ci permette di correlare la potenza, non solo all'efficienza del processo di conversione o alle caratteristiche del combustibile ma anche alle dimensioni del motore essendo comparsa la cilindrata totale $i \cdot V$. Da questa espressione si nota che la potenza di un motore è direttamente proporzionale alla sua cilindrata e alla sua velocità di rotazione.

N.B. Questo spiega perché nelle competizioni in cui c'è una limitazione sulla cilindrata del motore si cerchi di far funzionare il motore alla massima velocità di rotazione possibile.

- Pressione media effettiva (pme)

Allo scopo di poter fare confronti tra motori di cilindrata diversa, un parametro che può essere conveniente utilizzare è il rapporto tra il lavoro utile e la cilindrata, rapporto che dà un'idea di quello che è il grado di sfruttamento della cilindrata. Tale parametro viene ad avere le dimensioni di una pressione e per questo è indicato come pressione media effettiva (pme) (bmep - brake mean effective pressure):

$$L_u = \eta_u \cdot m_b \cdot H_i = \eta_u \cdot \frac{m_a}{\alpha} \cdot H_i = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a V}{\alpha} \cdot H_i$$

$$pme = \frac{L_u}{V} = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a H_i}{\alpha}$$

$$NB: [N] = \left[\frac{kg \cdot m}{s^2}\right]; [J] = \left[\frac{kg \cdot m^2}{s^2}\right]; [W] = \left[\frac{J}{s}\right]; [Pa] = \left[\frac{N}{m^2}\right] = \left[\frac{kg}{m \cdot s^2}\right]; [MPa] = 10 \ [bar]$$

$$pme = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a H_i}{\lambda \cdot \alpha_{st}} = \left[\frac{kg}{m^3}\right] \left[\frac{MJ}{kg}\right] = \left[\frac{MJ}{m^3}\right] = 10^3 \left[\frac{kg \cdot m^2}{s^2}\right] \left[\frac{1}{m^3}\right] = 10^3 \left[\frac{kg}{m \cdot s^2}\right] = [MPa] = 10 \ [bar]$$

Allora possiamo esprimere la potenza utile come:

$$P_u = L_u \left(i \cdot \frac{n}{m} \right) = pme \cdot (iV) \cdot \frac{n}{m}$$

Esprimendo la potenza come il prodotto della coppia per la velocità angolare:

$$P_{u} = C \cdot \omega = C \cdot 2\pi n$$

$$pme = \frac{P_u}{iV} \cdot \frac{m}{n} = \frac{C \cdot 2\pi n}{iV} \cdot \frac{m}{n}$$

La pme si può anche scrivere in funzione della coppia:

$$pme = \frac{C \cdot 2\pi \cdot m}{iV}$$

N.B. Ragionare in termini di pme è utile perchè permette di confrontare tra loro motori di cilindrate differenti e di capire effettivamente quali siano i fattori limitanti.

N.B. Per la pme sono espressi due valori: $pme(C_{max})$ e $pme(P_{u,max})$: il primo si riferisce alla pme in condizioni di coppia massima e il secondo alla pme in condizioni di potenza massima (dato che questi due valori non raggiungono il massimo allo stesso regime di rotazione).

Come si può cercare di superare tale limite?

- 1) Si può cercare di aumentare il più possibile il rendimento utile, anche se ben che vada in un motore ad accensione comandata si può arrivare a $\eta_{u,SI} \cong 0.35 \div 0.36$ (come standard motore CI)
- 2) Si può cercare di aumentare il coefficiente di riempimento, riducendo al minimo le laminazioni attraverso le valvole e/o sfruttando fenomeni dinamici nei condotti di aspirazione (posticipo di chiusura della valvola di aspirazione per sfruttare l'inerzia del fluido), arrivando, anche per motori semplicemente aspirati, a valori $\lambda_n \cong 1.1 \div 1.2$ (valori però limite per i motori aspirati).
- **3)** Si può cercare di aumentare la densità dell'aria all'aspirazione tramite la sovralimentazione. Tra tutti i possibili interventi questo risulta il più sfruttabile, permettendo di raggiungere valori di pme più elevati; la densità dell'aria all'aspirazione può arrivare a 2.5 volte quella di un motore aspirato.
- 4) Si può cercare di trovare dei combustibili con rapporto energetico particolarmente favorevole. Ad oggi l'unica alternativa valida sotto questo aspetto sarebbe l'idrogeno $(H_{i,SI}/\alpha_{st}=3.5[MJ/kg])$ però ha il grosso inconveniente (a parte le difficoltà di stoccaggio a bordo) che, essendo miscelato all'aria come gas, quindi a bassissima densità, e, avendo una dosatura stechiometrica molto alta $(\alpha_{st}\cong34,3)$, l'utilizzo in un motore ad accensione comandata porrà dei notevoli problemi legati al riempimento.

N.B. Quindi, i punti sui quali conviene agire sono il rendimento utile (1) e il grado di sovralimentazione (3).

La possibilità di poter utilizzare la **sovralimentazione** con **gradi più elevati** nel caso del motore ad accensione per compressione (CI), avendo dei vincoli molto meno stringenti rispetto a quelli del motore ad accensione comandata (SI), e di poter quindi andare ad incrementare la densità dell'aria, può rovesciare il termine del confronto facendo arrivare, per tali motori, la pme a valori tipo:

$$pme \cong 25 [bar]$$

N.B. Il vincolo sulla sovralimentazione nei motori benzina (SI) sta nel fatto che, nonostante i combustibili siano a bassa reattività, esagerando con i valori di pressione dovuti ad una sovralimentazione troppo spinta si rischiano fenomeni di detonazione dovuti all'autoaccensione della miscela (pericolo che non si corre in un Diesel). In virtù di ciò questo motore ha dei limiti sul massimo grado di sovralimentazione realizzabile.

Confronto tra benzina, metanolo e idrogeno

$$pme = \frac{L_u}{V} = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a H_i}{\alpha} = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a H_i}{\lambda \cdot \alpha_{st}} \quad , con \quad \lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} = \frac{Air/Fuel}{Air/Fuel_{st}} = \frac{Fuel_{st}}{Fuel}$$

Considerando che
$$(\alpha_{st}=6.5)_m \ll (\alpha_{st}=14.6)_b \ll (\alpha_{st}=34.3)_i$$
; $(\frac{H_i}{\alpha_{st}})_m \sim (\frac{H_i}{\alpha_{st}})_b \sim 3$; $(\frac{H_i}{\alpha_{st}})_i \sim 3.5 \left[\frac{MJ}{kg}\right]$

A parità d'aria aspirata:

Possiamo dire che, "se l'obbiettivo del nostro confronto è stabilire quale combustibile ci permetta di raggiungere valori di pme più elevati allora scegliamo il metanolo" dato il più alto rapporto $\frac{H_i}{\sigma_{ce}}$.

Se, invece, introduciamo un **combustibile gassoso** (come metano o idrogeno) esso occuperà più spazio all'interno della cilindrata => dunque - fissando un certo valore di m_b - riusciremmo a introdurre meno aria rispetto alla quantità di riferimento: $\lambda_v \downarrow$ => $pme \downarrow$.

[Domanda (2) per il Prof.: È corretto il ragionamento, con riferimento all'osservazione tra "..."?]

- Parametri prestazionali: tabelle di riferimento

Esempi motori ad accensione comandata (SI)

Accensione comandata									
		ASPIRATI		SOVRALIMENTATI					
Costruttore	FIAT	HONDA	FERRARI	FIAT	AUDI	ALFA ROMEO	PORSCHE		
Modello	500 1.4 8 V	Accord 2.0 i- VTEC 16V	F12 Berlinetta	Fiat Panda 0.9 Twin Air	A3 1.2 TFSI	Giulietta 1.4 Multiair 170 CV	Carrera Turbo		
Tipo	4T	4T	4T	4T	4T	4T	4T		
Iniezione	PFI	PFI	GDI	PFI	GDI	PFI	GDI		
z [cil]	4	4	12	2	4	4	6		
D [mm]	72	81	94	70,8	71	84	102		
c [mm]	84	96,9	75,2	78,9 75,6		72	77,5		
zV [cm ³]	1242	1998	6262	875	1197	1398	3800		
c/D [-]	1,2	1,2	0,8	1,1 1,1		0,9	0,8		
Pu [kW]	51	115	545	63	77	125	383		
n [rpm]	4750	6300	8250	5500	5000	5500	6000		
vm [m/s]	13,3	20,3	20,7	14,5	12,6	13,2	15,5		
Pu/z [kW/cil]	12,8	28,8	45,4	31,5	19,3	31,3	63,8		
Pu/zV [kW/dm ³]	41,1	57,6	87,0	72,0	64,3	89,4	100,8		
Mmax [Nm]	120	192	690	145	175	230	660		
pme (Mmax) [bar]	12,1	12,1	13,8	20,8	18,4	20,7	21,8		
pme (Pmax) [bar]	10,4	11,0	12,7	15,7	15,4	19,5	20,2		
Pu/zA [MW/m ²]	3,1	5,6	6,5	8,0	4,9	5,6	7,8		
ε [-]	10,8:1	10,6:1	13,5:1	11,1:1	10,5:1	9,8:1	9,8:1		
Inquinanti - Reg	EURO VI	EURO VI	EURO VI	EURO VI	EURO VI	EURO VI	EURO VI		

Rapporto corsa/alesaggio: $c/D = 1.2 \sim 1$: motore quadro \leftrightarrow automobilistico.

Rapporto corsa/alesaggio: c/D=0.8<1: motore superquadro \leftrightarrow ad alte prestazioni. Questi motori cercano di raggiungere un'alta potenza specifica aumentando n; siccome il parametro limitante è la v_m dello stantuffo, per avere alte n (con v_m accettabili), dobbiamo limitare la corsa.

Potenza specifica: valore massimo di $\sim 100 \, [kW/l]$ che si hanno con un motore sovralimentato; per un motore aspirato il valore massimo arriva a $\sim 90 \, [kW/l]$.

pme: motore sovralimentato: ~21.8 [bar]; motore aspirato: ~12.7 [bar].

Potenza areica: motore sovralimentato: \sim 6.5 $[MW/m^2]$; motore aspirato \sim 7.8 $[MW/m^2]$

Esempi motori ad accensione per compressione (CI)

Accensione per compressione								
Sovralimentazione	Single	Stage	Twin Stage					
Costruttore	FIAT	GM	ALFA ROMEO	AUDI	PORSCHE			
Modello	Fiat Panda 1.3 Multijet	Opel Astra 1.7 CDTI	Giulietta 2.0 JTDm	A6 3.0 TDI	Cayenne Diesel S			
Tipo	4T	4T	4T	4T	4T			
z [cil]	4	4	4	6	8			
D [mm]	69,6	79	83	83	83			
c [mm]	82	86	90,4	91,4	91			
zV [cm ³]	1248	1686	1956	2967	4134			
c/D [-]	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1			
Pu [kW]	55	96	125	150	283			
n [rpm]	4000	4000	4000	3500	3750			
vm [m/s]	10,9	11,5	12,1	10,7	11,4			
Pu/z [kW/cil]	13,8	24,0	31,3	25,0	35,4			
Pu/zV [kW/dm ³]	44,1	56,9	63,9	50,6	68,5			
Mmax [Nm]	190	300	320	450	850			
pme (Mmax) [bar]	19,1	22,4	20,6	19,1	25,8			
pme (Pmax) [bar]	13,2	17,1	19,2	17,3	21,9			
Pu/zA [MW/m ²]	3,6	4,9	5,8	4,6	6,5			
ε [-]	16,8:1	18.0:1	16,5:1	17	16,8:1			
Inquinanti - Reg	EURO VI	EURO VI	EURO VI	EURO VI	EURO VI			

Essendo n limitato dal processo di combustione $\Rightarrow c \uparrow \leftrightarrow$ motori quadri/corsa lunga $\Rightarrow \eta \uparrow$.

[Quiz Kahoot 2! Lunedì 12/10/20]

1) In un motore con rapporto di compressione 10: il volume al PMS è pari a 1/10 del volume al PMI.

$$\left(\leftrightarrow \varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_c + V}{V_c}\right)$$

- 2) In un motore ad accensione comandata il rapporto di compressione è limitato a circa 10 per: ridurre il rischio di combustioni anomale (detonazione o knock).
- 3) In un motore ad accensione comandata il processo di combustione: si adatta a variazioni di [rpm] perchè la velocità del fronte di fiamma sale con gli [rpm].
- 4) In un motore ad accensione per compressione al ridursi del carico: è sufficiente ridurre il combustibile iniettato, lasciando inalterata l'aria.
- 5) In un motore ad accensione comandata funzionante a carico parziale, rispetto al funzionamento a pieno carico: è necessario ridurre la quantità d'aria aspirata per mantenere la dosatura stechiometrica.
- 6) In un motore ad accensione comandata l'alesaggio è generalmente limitato a 100 [mm] per: limitare il percorso del fronte di fiamma e ridurre il rischio di detonazione.
- 7) Nei motori alternativi la velocità media dello stantuffo è limitata a valori non superiori a: 25 [m/s].
- 8) Nei motori ad accensione comandata aspirati la pme massima è dell'ordine: 10 [bar].
- 9) La pme max raggiungibile in un motore diesel aspirato è inferiore a quella di un motore a benzina aspirato perchè: la dosatura (relativa) del diesel è maggiore della dosatura del benzina.
- 10) In un motore sovralimentato la pme max è 2-3 volte maggiore rispetto a un motore aspirato: vero.

- Rendimenti

Rendimento utile Rendimento organico (o meccanico) (efficienza) Rendimento termofluidodinamico interno (efficienza) Rendimento limite Rendimento indicato

Rendimento utile (o globale: overall efficiency o fuel conversione efficiency)

Il primo aspetto su cui andare a valutare se ci siano margini di miglioramento è il *rendimento utile*. Il rendimento utile è espresso come rapporto tra lavoro utile ed energia utilizzabile:

$$\boldsymbol{\eta_u} = \frac{L_u}{E_u} = \frac{L_u}{m_b H_i} = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i} \quad \boldsymbol{rendimento~utile} \left(P_u = L_u \left(i \cdot \frac{n}{m} \right) = \eta_u \cdot m_b \cdot H_i \cdot \left(i \cdot \frac{n}{m} \right) = \eta_u \cdot \dot{m}_b \cdot H_i \right)$$

Dove si è moltiplicato il numeratore e il denominatore del secondo membro per il numero di cicli nell'unità di tempo e per il numero di cilindri in modo da far riferimento alla potenza e alla portata di combustibile.

Il rendimento utile o globale (overall efficiency o fuel conversione efficiency) comprende tutte le cause di perdita che abbiamo nell'ambito del processo. Per capire meglio perché il valore di tale rendimento sia particolarmente basso è bene cercare di andare ad analizzare separatamente le varie cause di perdita per capire anche quali margini di intervento ci siano e quali miglioramenti si possano aspettare. Per far questo può essere utile scomporre il rendimento utile:

$$\eta_{u} = \frac{L_{u}}{E_{u}} = \frac{L_{u}}{m_{b}H_{i}} = \frac{L_{u}}{L_{i}} \cdot \frac{L_{i}}{L_{i,lim}} \cdot \frac{L_{i,lim}}{m_{b}H_{i}} = \eta_{o} \cdot \eta_{\vartheta i} \cdot \eta_{lim}$$

Il rendimento utile del processo di conversione dell'energia chimica del combustibile in lavoro meccanico è limitato a valori dell'ordine di $\eta_u \cong 0.3$ nei motori a combustione interna.

Considerazione sul rendimento organico o meccanico

Nella letteratura straniera non vi è distinzione tra rendimento organico e rendimento meccanico. Nella letteratura italiana si preferisce fare una distinzione.

Rendimento meccanico: tiene conto di tutte le perdite che si hanno attraverso gli accessori che sono mossi direttamente dal motore.

Rendimento organico: tiene conto anche delle perdite che si hanno attraverso quegli accessori alimentati non direttamente dal motore.

In realtà, nei motori destinati alla trazione, questa distinzione non ha praticamente ragione di essere.

- Cicli ideali di riferimento [↓ LEZIONE 08: 15/10/20]

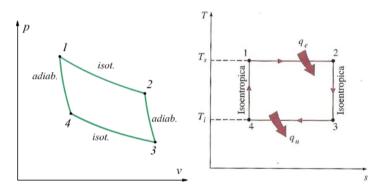
Motori SI: fase di introduzione del calore – trasformazione isocora (v=const) Motori CI: fase di introduzione del calore – trasformazione isobara (p=const)

Sebbene all'interno di un motore alternativo a combustione interna il fluido non evolva secondo un ciclo termodinamico chiuso, ma subisca una trasformazione aperta, può comunque essere opportuno, al fine di studiare le prestazioni di un motore, prendere in considerazione, almeno inizialmente, alcuni cicli termodinamici chiusi ideali di riferimento, considerando le evoluzioni di un fluido che non subisca trasformazioni chimiche (ad esempio aria), e che riceva ad esempio, attraverso una trasformazione equivalente la medesima quantità di calore liberata dalle reazioni di combustione.

Ci si soffermerà ora pertanto sull'analisi di alcuni cicli termodinamici ideali di riferimento intendendo per cicli ideali i cicli privi di perdite percorsi da un fluido avente caratteristiche fisiche e chimiche costanti.

(Aria secca a 20 [°C], 1 [bar]:
$$c_v \cong 1004[J/(kgK)]$$
; $c_v \cong 717[J/(kgK)]$; $R \cong 287[J/(kgK)]$)

Si vuole quindi valutare quali cicli termodinamici ideali potrebbero essere scelti come cicli di riferimento per stabilire quale possa essere il valore massimo del rendimento limite. È automatico pensare al ciclo di Carnot come ciclo ideale di riferimento essendo il ciclo ideale di massimo rendimento termico.



Il Ciclo di Carnot: rendimento massimo

Espansione lungo Trasformazione isotermica (1-2): il gas preleva la quantità di calore dalla sorgente più calda e questo provoca l'aumento di volume del gas e la diminuzione della pressione. La tendenza della temperatura del gas ad abbassarsi viene contrastata, limitatamente alla prima parte della corsa, dall'effetto del riscaldatore (sorgente termica). Ne risulta che essa rimane costante.

Espansione lungo Trasformazione adiabatica (2-3): quando il gas finisce di prelevare energia termica, esso viene mantenuto in modo che non scambi energia con l'esterno tramite un'adiabatica, pur continuando ad espandersi: ne consegue un abbassamento della temperatura.

Compressione lungo Trasformazione isotermica (3-4): il gas viene compresso mantenendo costante la temperatura e il calore generato dal lavoro compiuto in questa fase viene rimosso dal contatto con la sorgente a temperatura più bassa . Viene ceduta dal gas alla sorgente la quantità di calore .

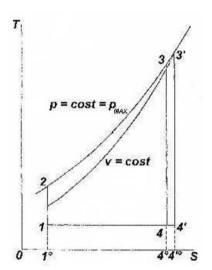
Compressione lungo Trasformazione adiabatica (4-1): quando il gas finisce di cedere calore al refrigeratore, esso continua a venire compresso ma viene mantenuto in modo che non scambi energia con l'esterno.

Motori CI: fase di introduzione del calore – trasformazione isobara (p=const)

Per combustibili ad alta reattività come i gasoli non si hanno **vincoli** sulla pressione di fine compressione ma se ne hanno **sulla pressione massima** ($p_{max} \cong 180 \div 200 \ [bar]$) da raggiungere nell'ambito dell'intero ciclo (per motivi legati alle sollecitazioni meccaniche). Essendo il vincolo quello di non eccedere un livello di pressione massima bisogna rimanere **sotto l'isobara** $p = cost = p_{max}$ (diagramma \downarrow).

Si può confrontare l'introduzione di calore che si può effettuare lungo questa isobara (trasformazione 2-3) con l'introduzione di calore che si potrebbe fare scegliendo un'isocora che rispetti il vincolo sulla pressione massima (trasformazione 2-3'). Siccome l'isocora è più ripida dell'isobara e siccome il punto finale non può essere oltre l'isobara ($p=p_{max}$) si dovrà partire con l'introduzione di calore da un punto inferiore 2' e proseguire andando a finire in un punto 3' che si troverà a destra rispetto al punto 3.

Quindi l'introduzione di calore che si ha lungo l'isocora, per essere pari all'introduzione di calore che si ha lungo l'isobara, porterà a terminare il ciclo ad una temperatura più alta $(T'_3 > T_3)$ e al termine dell'espansione porterà a scaricare al pozzo una maggiore quantità di calore.



Vincolo su $p_3 = p_{max}$

Tipicamente $p_{max} \approx 200 [bar]$

Motori a corsa lunga $p_{max} \approx 220 \div 240 \; [bar]$

Quindi in questo caso, se il limite è rappresentato dalla pressione massima del ciclo, l'introduzione di calore più conveniente è quella che avviene lungo un'isobara $p = p_{max}$.

Preview: Non si sono ancora identificati i cicli Otto e il ciclo Diesel come cicli di riferimento; si è finora soltanto identificata la fase di introduzione di calore a volume costante (più conveniente per i combustibili a bassa reattività) e a pressione costante (più conveniente per i combustibili ad alta reattività).

- Rendimento ideale

Ciclo Otto

Ciclo Diesel

I rendimenti ideali del ciclo Otto e del ciclo Diesel sono:

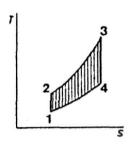
$$\eta_{id,Otto} = \mathbf{1} - \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{\varepsilon}^{k-1}}$$
, $\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$; $k = \frac{c_p}{c_v}$

$$\eta_{id,Diesel} = \mathbf{1} - \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{\varepsilon}^{k-1}} \cdot \frac{\boldsymbol{\tau}^k - \mathbf{1}}{\boldsymbol{k}(\boldsymbol{\tau} - \mathbf{1})}$$
, $\tau = \frac{T_3}{T_2}$

$$\varepsilon_{CI} = 10 \div 12$$
; $\varepsilon_{CI} = 15 \div 22$

Ciclo Otto

Al fine di valutare il rendimento del ciclo Otto, esso può essere scomposto idealmente in cicli elementari, il cui numero tenda ad infinito, secondo quanto indicato in figura.



isone isone isone

Scomposto il ciclo in cicli elementari si possono trascurare le differenze tra la trasformazione isocora superiore (introduzione di calore) e un'introduzione di calore isoterma così come avverrebbe in un ciclo di Carnot. Allo stesso modo si può ragionare per la trasformazione isocora inferiore (cessione di calore) che può essere confusa con una cessione di calore isoterma che si avrebbe in un ciclo di Carnot.

In questo modo **ognuno di questi cicli elementari** può essere, in prima approssimazione, assimilato a un **ciclo di Carnot completo** che si svolge tra gli **estremi di temperature** T_{inf} **e** T_{sup} , il cui rendimento è pari a:

$$\eta_{id} = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{T_{inf}}{T_{sym}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Più in generale, il rendimento del j-esimo ciclo elementare sarà pari a:

$$\eta_{id,j} = 1 - \frac{T_{inf,j}}{T_{sup,j}}$$

Si nota che, nel caso del ciclo Otto, tutti i cicli elementari avranno lo stesso rendimento; questo perché le temperature inferiori e superiori si trovano tutte sulle medesime due isocore (2-3 e 4-1) e quindi il loro rapporto è costante per ogni ciclo e vale:

$$\frac{T_{inf}}{T_{sun}} = \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

Il rapporto dei volumi massici è legato al rapporto volumetrico di compressione:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

Dunque, otteniamo che (C.V.D.) = (Come Volevasi Dimostrare):

$$\pmb{\eta_{id,Otto}} = 1 - \frac{T_{inf}}{T_{sup}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \mathbf{1} - \frac{\mathbf{1}}{\pmb{arepsilon^{k-1}}} \qquad \pmb{p} ext{er} \; k = 1.4 \; , \varepsilon = 10 \; => \; \eta_{id,Otto} = 0.6$$

- Rendimento limite

Ciclo limite

Variazioni dei calori specifici (c_v, c_v) con la temperatura (T)

Dissociazione in fase di combustione

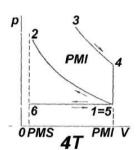
Dipendenza dal numero di giri (n)

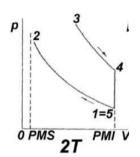
Dipendenza dalla dosatura (α)

Ciclo limite

Preview: Ciclo limite motori SI = ciclo ideale (ciclo Otto) + 2 fasi di ricambio fluido Preview: Ciclo limite motori SI = ciclo ideale (ciclo Diesel) + 2 fasi di ricambio fluido

I cicli considerati finora sono cicli ideali, ovvero caratterizzati da fluido con proprietà chimico fisiche costanti. Nei motori a combustione interna, invece, il fluido subisce delle alterazioni chimico fisiche e quindi è necessario passare ad un ciclo aperto e provvedere periodicamente alla sostituzione del fluido di lavoro. In questo modo si passa a un ciclo limite, ovvero un ciclo privo di perdite ma descritto da un fluido reale. Nei cicli limite bisognerà provvedere al ricambio del fluido motore. Questo può essere fatto con due corse addizionali rispetto al ciclo termodinamico ideale (espulsione 5-6 e aspirazione 6-1):





4-5: scarico spontaneo

5-6: scarico forzato (espulsione)

6-1: aspirazione

N.B. La fase di ricambio fluido nel ciclo limite avviene a $p = cost = p_a$

Ciclo limite = ciclo privo di perdite (hp: valvole istantanee; efflusso senza cadute di pressione => la fase di ricambio fluido non comporta una spesa energetica) = miglior ciclo realizzabile con un fluido r.

fluido reale ↔ alterazioni chimico fisiche → ricambio fluido (espulsione 5-6 e aspirazione 6-1)

Le due corse che si vengono ad aggiungere **non andranno ad alterare il lavoro del ciclo** perché i lavori indicati limiti delle singole corse si annulleranno vicendevolmente ottenendo, quindi, otteniamo un **bilancio finale delle due fasi, di espulsione e di aspirazione, neutro**.

$$dL_i = (p \cdot S)dx = p \ dV$$

Il lavoro della fase di espulsione (5-6) è dato da:

$$\mathcal{L}_{i,lim,espulsione} = \int_{5}^{6} p \ dV = p_{amb} \int_{5}^{6} dV = p_{amb} \cdot (V_{6} - V_{5}) = -p_{amb} \cdot V$$

Il lavoro della fase di aspirazione (6-1) è dato da:

$$\mathcal{L}_{i,lim,aspirazione} = \int_{\epsilon}^{1} p \, dV = p_{amb} \int_{\epsilon}^{1} dV = p_{amb} \cdot (V_1 - V_6) = p_{amb} \cdot V$$

[Lavoro negativo: lavoro dello stantuffo sui gas (espulsione)] [Lavoro positivo: lavoro dei gas sullo stantuffo (aspirazione)]

Nella realtà: $p_{5-6} > p_{amb}$ (sovrapressione); $p_{6-1} < p_{amb}$ (sottopressione) $\mathcal{L}_{i,lim,esp} > |\mathcal{L}_{i,lim,asp}|$

Dissociazione in fase di combustione

Le reazioni di ossidazione che avvengono in sede di combustione rappresentano degli equilibri cinetici tra le reazioni dirette, ovvero quelle che portano all'ossidazione dei reagenti, e quelle inverse, ovvero le dissociazioni dei prodotti nei reagenti, e come tali, sono estremamente sensibili alla temperatura.

Normalmente la velocità della reazione diretta prevale largamente su quella della reazione inversa ma a elevate temperature (superiori ai 1850 [K]) la velocità della reazione inversa non è più trascurabile.

In particolare, le due reazioni:

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO_2$$
 $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O_2$

portano a una completa ossidazione dei reagenti per dare CO_2 e H_2O alle basse temperature, mentre l'equilibrio si sposta verso i reagenti per temperature al di sopra dei 1850 [K]; in altre parole, le alte temperature incrementano la velocità delle reazioni inverse (=> non trascurabili).

L'energia chimica teoricamente messa a disposizione dai reagenti non viene dunque completamente liberata durante la combustione; questa energia viene peraltro rilasciata quando, in fase di espansione, le temperature decrescono al di sotto della soglia di 1850 [K] (sotto la quale la dissociazione rallenta fino a sparire).

$$Q \propto (T_2 - T_1)$$

 $T_2 > T_1 \rightarrow +0 \leftrightarrow assorbe\ calore$

 $T_2 < T_1 \rightarrow -Q \leftrightarrow cede\ calore \rightarrow espansione$

$$\begin{split} T \uparrow (T_2 > T_1) & CO + \frac{1}{2}O_2\left(-Q_{1,id}\right) \to CO_2\left(+Q_{1,id}\right) \\ T \uparrow \uparrow (T_3 > 1850[K]) & CO + \frac{1}{2}O_2\left(+Q_{1,lost}\right) \leftarrow CO_2\left(-Q_{1,lost}\right) \quad (ad \ alta \ T: \ v_{r.inversa} > v_{r.diretta}) \\ T \downarrow (T_4 < 1850[K]) & CO + \frac{1}{2}O_2\left(-Q_1\right) \to CO_2\left(+Q_1 = Q_{1,id} - Q_{1,lost}\right) \end{split}$$

Ad alta T (T > 1850[K]) una parte dei prodotti della reazione ($CO_2 \ e \ H_2O$), immediatamente dopo essersi formati, si disgregano per dare nuovamente origine ai reagenti ($CO + H_2 + O_2$); questo ci impedisce, di fatto, di riuscire a convertire in calore (Q) tutta l'energia chimica del combustibile (m_bH_i);

Tale passaggio (Q_{lost}) non avviene lungo la linea isocora (4-1) prevista dal ciclo ideale, bensì durante la fase di espansione (3-4) che, per questa ragione, non si può più ipotizzare adiabatica; ciò si traduce in un aumento del calore ceduto all'ambiente $(|Q_2|(=|Q_{2,id}|+Q_{1,lost})>|Q_{2,id}|\leftrightarrow Q_1=Q_{1,id}-Q_{1,lost})$ e, dunque, in una diminuzione del rendimento.

[Domanda (3) per il Prof.: È corretto il mio ragionamento soprastante? Forse è meglio ragionare in termini di energia $(E_{ch} \to E_T)$ come nel mio ragionamento sottostante?]

$$T \uparrow (T_{2} > T_{1}) \qquad CO + \frac{1}{2}O_{2} \qquad \stackrel{(+J_{1,id})}{\to} \qquad CO_{2}$$

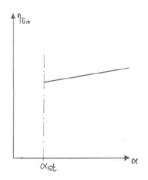
$$T \uparrow \uparrow (T_{3} > 1850[K]) \quad CO + \frac{1}{2}O_{2} \qquad \stackrel{(+J_{1,lost})}{\leftarrow} \qquad CO_{2} \qquad \leftrightarrow \qquad CO + \frac{1}{2}O_{2} \qquad \stackrel{(-J_{1,lost})}{\to} \qquad CO_{2}$$

$$T \downarrow (T_{4} < 1850[K]) \quad CO + \frac{1}{2}O_{2} \qquad \stackrel{(+J_{1,id} - J_{1,lost})}{\to} \qquad CO_{2}$$

$$+Q_{1} = Q_{1,id} - E_{ch,lost} = E_{ch} - E_{ch,lost} = J_{1,id} - J_{1,lost}$$

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Ciclo Diesel



Considerando un motore Diesel:

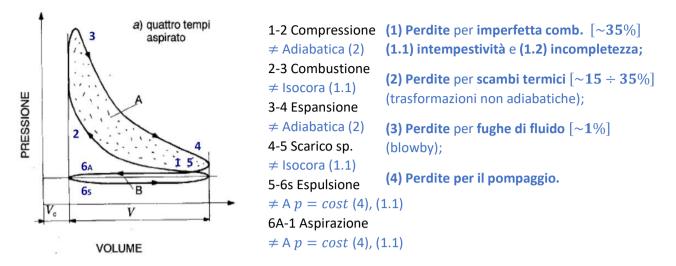
- 1) Non ha senso andare ad indagare i comportamenti nel campo delle miscele ricche perché questo motore opera sempre nel povero.
- 2)La tendenza ad aumentare del rendimento limite al crescere della dosatura è ancora più spiccata rispetto al ciclo Otto.

In questo caso abbiamo una crescita del rendimento limite con la dosatura in modo ancor più pronunciato (maggior pendenza) rispetto al caso del ciclo Otto, poiché nel motore diesel, il rendimento, come abbiamo visto, tende a degradare, rispetto a quello del ciclo Otto, tanto più andiamo a introdurre calore, ovvero tanto più andiamo a introdurre combustibile; più introduciamo calore, più questo calore viene introdotto durante l'espansione (2-3); quindi non riusciremmo a convertirlo con buona efficienza in lavoro meccanico. Di conseguenza, andare a lavorare con miscele più povere, significa sostanzialmente bruciare meno combustibile a parità di aria, introdurre meno calore e avere quindi una minore penalizzazione rispetto a un'introduzione di calore a volume costante. Questa è la ragione per cui il rendimento cresce con la dosatura in maniera più marcata nel ciclo Diesel piuttosto che nel ciclo Otto.

Conclusione:

In conclusione, anche considerando un rendimento di un ciclo limite (ciclo assolutamente privo di perdite) e cioè solo tenendo in considerazione le caratteristiche di un fluido reale, si può scendere a valori dell'ordine 0.45 nel caso di un motore ad accensione comandata (SI) e leggermente più alti nel caso di un motore ad accensione per compressione (CI).

Dunque, considerando anche le **perdite**, il **ciclo indicato** risulta essere:



N.B. ↑ Ciclo indicato = Ciclo di lavoro (non è un ciclo termodinamico!)

- Innanzitutto si è costretti ad aprire le valvole con gradualità durante le fasi di scarico e di aspirazione; non si ha una repentina apertura della valvola di scarico con lo stantuffo al PMI ma l'apertura avviene con anticipo quindi la linea seguita dai gas durante l'espansione comincia a scostarsi dall'isoentropica di espansione del ciclo limite prima che lo stantuffo raggiunga il PMI.
- Il processo di combustione in un motore Otto non avviene più istantaneamente ma richiede un certo tempo per la propagazione del fronte di fiamma e quindi l'incremento di pressione associato non provoca più una discontinuità nel ciclo al PMS ma avviene con gradualità e quindi si cerca di anticipare l'avvio della combustione prima che lo stantuffo raggiunga il PMS (si concentra il rilascio di calore il più possibile nell'intorno del PMS). Per questo motivo la compressione nel ciclo indicato si scosterà dall'andamento della compressione isoentropica del ciclo limite prima di arrivare al PMS.
- A causa delle laminazioni nel corso della fase di espulsione e di aspirazione si avrà che il processo di ricambio fluido, che nel ciclo limite non dava nessun contributo netto al lavoro del ciclo, produrrà un lavoro negativo. Il lavoro di espulsione risulterà maggiore rispetto al lavoro di aspirazione perché per vincere le laminazioni allo scarico e all'aspirazione la corsa di espulsione avverrà ad un livello di pressione superiore alla pressione ambiente mentre la corsa di aspirazione avverrà ad un livello inferiore rispetto alla pressione ambiente. Si avrà dunque un'area netta racchiuso dal ciclo che risulterà essere negativa ovvero si avrà un lavoro negativo (ovvero richiesto). Il lavoro legato alle due corse di ricambio viene indicato come lavoro di pompaggio.

Quindi, il lavoro indicato (L_i) è inferiore al lavoro del ciclo limite $(L_{i,lim})$

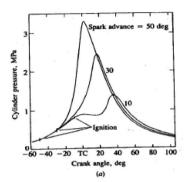
$$\eta_{\vartheta i} = \frac{L_i}{L_{i,lim}}$$
 a causa delle:

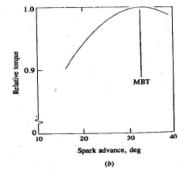
Perdite:

- Per imperfetta combustione (1) dovute ad intempestività (non istantaneità) e incompletezza (dovuta alla formazione di uno strato limite termico ($\cong 0.1$ [mm]) sulle pareti refrigerate del cilindro) (incidenza modesta $\cong 1\%$) (incompletezza che è più grave sul piano emissioni) [$\sim 35\%$];
- Per scambi termici tra fluido e pareti del cilindro (2) (trasformazioni non adiabatiche) [\sim 15 \div 35%];
- Per fughe di fluido (3) motore in corrispondenza delle tenute (blowby) $[\sim 1\%]$;
- Per la sostituzione del fluido-motore (4) (lavoro di pompaggio) [\sim 20%].

Imperfetta combustione (1): intempestività (1.1) e incompletezza (1.2)

L'intempestività è di maggior importanza nei motori ad accensione comandata che fanno riferimento ad un ciclo limite con una combustione perfettamente isocora. In questo caso è di fondamentale importanza la scelta dell'anticipo di accensione (istante in cui si fa scoccare la scintilla in anticipo rispetto al PMS). Siccome il processo di combustione richiede un certo tempo, l'anticipo è necessario per poter concentrare il rilascio di calore quanto più possibile nell'intorno del PMS.





Nella figura (a) si vedono gli andamenti della pressione nel cilindro a cavallo del PMS (TC) per tre diversi angoli di anticipo (*spark advance*).

Si possono **ridurre le perdite per intempestività** aumentando l'anticipo (figura a).

Si nota che se l'anticipo è ridotto il processo di combustione tende a svilupparsi durante la fase di espansione quando, cioè, ormai non si è più in grado di raccogliere lavoro. Inoltre si raggiungeranno livelli di pressione inferiori per via del fatto che il volume è in aumento. Grazie all'anticipo, si riescono a raggiungere pressioni più elevate perchè la combustione avviene in una fase di minimo volume e il massimo di pressione si avvicina al PMS. Per questi motivi si riuscirà a raccogliere un lavoro maggiore. Bisogna tener presente che man mano che si aumenta l'anticipo le pressioni tenderanno a crescere anche durante le ultime fasi della corsa di compressione (vedi grafico confrontando le tre curve prima del PMS). Questa crescita che si ha durante la fase di compressione, essendo il lavoro sempre p·dV, porterà ad un aumento del lavoro che però in questa fase è lavoro di compressione (speso). Questo effetto è tanto più pronunciato quanto maggiore è l'anticipo di accensione (figura a). Bisogna, quindi, trovar un punto di compromesso (trade off) per la scelta del valore di anticipo tra l'aumento del lavoro di espansione e l'aumento del lavoro di compressione. Di conseguenza, dal diagramma della coppia in funzione dell'anticipo (figura b) si trova un andamento a parabola rovesciata che presenta un massimo (MBT timing - Maximum Brake Torque timing) corrispondente al compromesso ideale. Adottando valori di anticipo superiori al MBT timing l'aumento di lavoro di compressione prevarrà sul guadagno che si ottiene in fase di espansione. Discorso analogo si ha nel caso di motori Diesel anche se con un andamento della curva meno pronunciato.

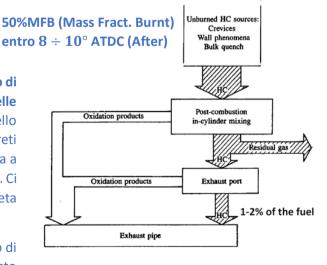
N.B. Empiricamente, in un motore ad accensione comandata (SI) una fasatura ottimale dovrebbe portare il picco di pressione ad essere raggiunto circa 8°÷10° dopo il PMS.

N.B. L'impatto dell'incompletezza è trascurabile dal punto di vista del rendimento ma non lo è dal punto di vista delle emissioni. Una parte della miscela risulta intrappolata nello strato limite termico ($\sim 0.1[mm]$) a contatto con le pareti relativamente fredde ($wall\ phenomena$) (canna mantenuta a $\sim 400\ [K]$, stantuffo a $\sim 500\ [K]$, testa a $\sim 500\ \div 600\ [K]$). Ci sono però anche altri fenomeni che incidono sull'incompleta combustione (interstizi-crevices e $bulk\ quench$).

Circa un 9% del combustibile non è coinvolto nel processo di combustione (con una perdita della pme del 6%). Questo

significa che un 1-2% del combustibile viene scaricato nel collettore di scarico. [\sim 35%]

Per minimizzare le perdite per intempestività (1.1): MBT timing (fasatura ottimale per SI):



Effetto della variazione del carico (pme):

```
h \propto \rho^{0.7 \div 0.8}; considerando T_3 = T_{3,gas}:

SI: pme \downarrow : m_b \downarrow m_a \downarrow T_3 \approx cost \ \rho \downarrow h \downarrow \dot{Q} \downarrow

CI: pme \downarrow : m_b \downarrow m_a \approx cost \ \rho \approx cost \ h \approx cost \ T_3 \downarrow \dot{Q} \downarrow : i.n.s.t. \uparrow
```

(pme) Discorso simile si fa per quanto riguarda il carico. Si consideri un motore ad accensione comandata che viene regolato tramite valvola a farfalla per il funzionamento a metà carico. Rispetto alle condizioni nominali vuol dire bruciare metà del combustibile e quindi metà aria e quindi densità della carica dimezzata (nel caso di un motore a benzina SI). Anche la densità gioca un ruolo importante nel determinare il coefficiente globale di scambio. Se si ha una carica dimezzata, riducendosi la densità, la potenza termica si ridurrà, ma non si dimezzerà perché è legata alla densità con un esp. simile a quello visto. Quindi, l'incidenza negativa degli scambi termici aumenta $(i. n. s. t. \uparrow)$ al diminuire del carico $(pme \downarrow)$. Essendo in un motore SI la dosatura costante $(A/F \approx A/F_{st})$ questo significa che otteniamo una temperatura di fine combustione che rimarrà costante al variare del carico $(T_3 \approx cost)$, quindi il salto di temperatura tra gas e pareti rimarrà a sua volta costante $(T_{gas} - T_{parete} = cost)$ e il flusso di calore $(\dot{Q} \downarrow)$ varierà solo a seguito della variazione di densità $(\rho \downarrow)$ (dipendenza non lineare).

Otto: $pme \downarrow : i.n.s.t. \uparrow$

La situazione è diversa nel caso del motore Diesel: la regolazione avviene agendo esclusivamente sulla quantità di combustibile iniettata $(m_b\downarrow\uparrow)$ mantenendo inalterata l'aria $(m_a=cost)$. Quindi, la densità rimane invariata $(\rho\approx cost)$; quello che cambia è il gradiente di temp. (ΔT) : al ridursi del carico $(m_b\downarrow)$ la dosatura aumenta $(A/F\uparrow)$ e la temperatura di fine combustione va progressivamente a diminuire $(T_3\downarrow)$. Quindi, nel caso del Diesel, non abbiamo una variazione significativa con il coefficiente globale di scambio $(h\approx cost)$ ma abbiamo per contro una variazione significativa del gradiente di temperatura tra gas e pareti $(\Delta T\downarrow\uparrow)$ che va progressivamente a ridursi $(T_3\downarrow\Delta T\downarrow)$ al ridursi del carico $(m_b\downarrow)$.

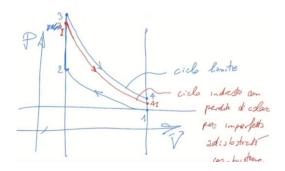
Questo fenomeno di aumento dell'incidenza negativa degli scambi termici tra gas e pareti $(i.n.s.t.\uparrow)$ al ridursi del carico $(pme \downarrow)$ è meno marcato in un motore Diesel di quanto lo sia in un motore a Benzina.

Diesel: $pme \downarrow : i.n.s.t. \uparrow (effetto meno marcato)$

RECAP

```
\begin{array}{ll} n\downarrow\colon\dot{Q}\uparrow\\pme\downarrow\colon m_b\downarrow m_a\downarrow\dot{Q}\downarrow\\ \\ n\downarrow\colon i.n.s.t.\uparrow\\pme_0\downarrow\colon i.n.s.t.\uparrow\quad (T_3\approx cost\;;\;\rho\downarrow h\downarrow)\\pme_D\downarrow\colon i.n.s.t.\uparrow\quad (\rho\approx cost\;h\approx cost\;;\;T_3\downarrow\;\;effetto\;meno\;marcato) \end{array}
```

i. n. s. t. : incidenza negativa degli scambi termici tra gas e parete.



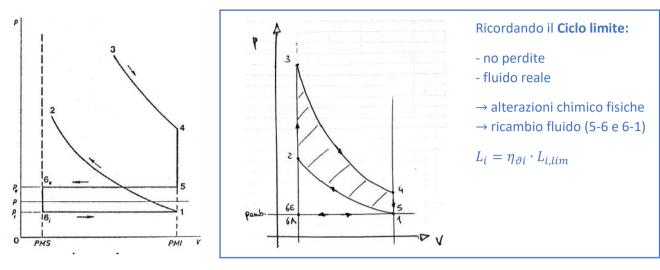
Effetto delle perdite per scambi di calore con le pareti (2)

[imperfetta adiabaticità] $[p_{punto\ 2}\downarrow\ L_i\downarrow\ \eta_{\vartheta i}\downarrow]$

Preview: L'effetto delle perdite per fughe di fluido (3) si può modellare allo stesso moto.

Sostituzione del fluido-motore (lavoro di pompaggio) (4), (1.1)

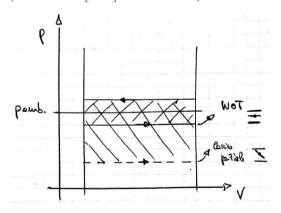
Per semplificare il fenomeno del pompaggio (4), prima di considerare le perdite per intempestività (1.1), si può ipotizzare che le due corse di espulsione e aspirazione avvengano a pressione costante facendo riferimento ad un ciclo indicato semplificato o convenzionale che non consideri la gradualità di apertura e chiusura delle valvole:



Con queste semplificazioni il lavoro di pompaggio può essere scritto come:

$$\mathcal{L}_{pompaggio} = \int_{PMI \ fine \ esp.}^{PMI \ inizio \ comp.} p \ dV = (p_r - p_i) \cdot V \cong ((p_a + 0.1) - (p_a - 0.1)) \cdot V \cong 0.2 \cdot V$$

Un sensibile peggioramento (aumento) del lavoro di pompaggio nei motori ad accensione comandata (SI) si avrà nelle condizioni di funzionamento a carico parziale, perché in tale condizione, per poter mantenere un'adeguata velocità di propagazione del fronte di fiamma, si è costretti a ridurre la portata d'aria oltre quella di combustibile. Tale riduzione si ottiene introducendo delle laminazioni aggiuntive all'aspirazione (valvola a farfalla) e quindi causando ulteriori perdite di carico e diminuendo la pressione di aspirazione p_i (fino a $\sim 0.2~[bar]$ in termini di pressione assoluta $\mathcal{L}_{pompagagio} = (1.1 - 0.2) \cdot V \cong 0.9 \cdot V$).



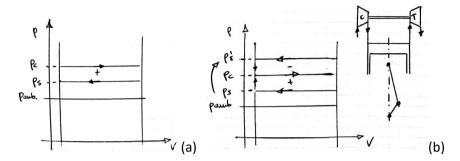
N.B. L'espulsione rimane sempre sullo stesso livello.

Complessivamente le perdite suddette comportano una ulteriore riduzione di rendimento dell'ordine del 20% circa nel passaggio dal lavoro limite al lavoro indicato (ovvero $\eta_{\vartheta i} \cong 0.8$).

N.B. Motore Diesel: partiamo da un rendimento già più elevato e subiamo un minor degradamento del rendimento nel funzionamento a carico parziale perchè non abbiamo la necessità di introdurre queste perdite aggiuntive per la laminazione tramite la valvola a farfalla.

Considerazione sul ciclo di ricambio fluido

In un motore sovralimentato il ciclo di ricambio fluido non dà sempre lavoro positivo. Si consideri un motore sovralimentato con **sovralimentazione a comando meccanico** in cui, cioè, il compressore viene trascinato meccanicamente dal motore.



(a) La corsa di scarico avviene ad una pressione (p_s) superiore alla pressione ambiente (p_{amb}) ; dopodiché, grazie alla possibilità di creare un ambiente artificiale all'aspirazione tramite il compressore, si potrà avere una corsa di aspirazione che avverrà ad una pressione (p_c) superiore alla pressione di scarico (p_s) . Così si ottiene un **lavoro** di ricambio fluido **positivo** (senso orario).

(b) Si consideri adesso un motore sovralimentato con un turbocompressore azionato da una turbina a gas di scarico. Durante la fase di aspirazione si ha ancora una pressione (p_c) superiore alla pressione ambiente (p_{amb}) . La presenza della turbina allo scarico del motore produce un aumento delle laminazioni allo scarico e quindi una crescita della pressione allo scarico $(p_s \rightarrow p'_s)$ durante la corsa di espulsione. Quindi, rispetto al caso precedente in cui la (p_s) rimaneva inalterata (rispetto a motori aspirati) e si alzava la pressione all'aspirazione (p_c) , in questo caso la pressione di scarico (p_s) può salire notevolmente. Si può creare, così, la situazione in cui la pressione allo scarico (p_s) è superiore rispetto alla pressione che abbiamo in aspirazione (p_c) . Questo comporta un lavoro di ricambio fluido negativo (anche se siamo in un motore sovralimentato).

N.B. Molto frequente nei Diesel sovralimentati a carico parziale.

N.B. In questi casi si sfrutta la differenza tra la pressione allo scarico (p_s) (monte turbina) e quella all'aspirazione (p_c) (valle compressore), $p_s > p_c$, per permettere il **ricircolo dei gas di scarico** (*EGR*).

- Rendimento organico (o meccanico) (efficienza)

Definizione

Pressione di marcia a vuoto

Forze agenti sullo stantuffo

- a) Calcolo della p_v : Metodo pmi pme (mediante sensori di pressione)
- b) Rilievo della p_v : trascinamento del termico (mediante macchina elettrica reversibile)
- c) Rilievo della p_v : trascinamento del termico (strip test)
- b) o (c) \rightarrow Calcolo della p_v : Relazione di Chen Flynn
- d) Calcolo della p_v : Metodo delle Willans lines

Dipendenza dal numero di giri (n) e dal carico (pme)

Dipendenza dalla dosatura (α)

Definizione

Il lavoro indicato (L_i) non è pari al lavoro di cui l'utilizzatore collegato al motore a combustione interna può effettivamente disporre: intervengono infatti ancora perdite meccaniche (attriti in seno al manovellismo) (1) nonché spese di lavoro per azionare accessori (2) del motore (alternatore, pompe acqua, olio, albero distribuzione), che riducono l'entità del lavoro al lavoro utile (L_u) effettivo. La maggior parte degli organi del manovellismo sono collegati al circuito di lubrificazione principale e sono dotati di cuscinetti a strisciamento e quindi sono caratterizzati in genere da dissipazioni meccaniche e perdite per attrito relativamente contenute. Si ricorre allora al rendimento organico per quantificare tali ulteriori perdite:

$$\eta_o = \frac{L_u}{L_i} = \frac{pme}{pmi}$$
 rendimento organico (efficienza)

Una volta espressi i lavori rapportati alla cilindrata, il rendimento organico può essere anche visto in termini di pressioni medie. Il rendimento organico, come ordine di grandezza, può raggiungere valori massimi dell'ordine di $\eta_o \cong 0.8 \div 0.9$ ma può arrivare anche al valore nullo.

Pressione di marcia a vuoto

$$\eta_o = 0 \iff L_u = L_i - L_v = 0 \iff L_i = L_v \text{ , con } L_v = lavoro \ di \ marcia \ a \ vuoto \ (\neq funz. \ al \ minimo)$$

La condizione $\eta_o = \mathbf{0}$ è rappresentata dalla condizione di marcia a vuoto del motore. In questa situazione il motore è in grado soltanto di badare a sé stesso $(L_u = 0)$: il lavoro indicato è esattamente quanto serve per vincere gli attriti meccanici del manovellismo e per azionare gli accessori. In questa situazione si ha, quindi, che il lavoro indicato (L_i) è uguale al lavoro di marcia a vuoto (L_v) , ovvero il lavoro richiesto, appunto, per vincere gli attriti e per azionare gli accessori e di conseguenza il lavoro utile (L_u) risulta nullo come anche il rendimento organico $(\eta_o = 0)$.

Anche per il lavoro di marcia a vuoto si può far riferimento alla cilindrata del motore, definendo così la **pressione di marcia a vuoto** p_v (fmep – friction mean effective pressure):

$$p_v = \frac{L_v}{V} = \frac{L_i - L_u}{V} = pmi - pme$$
 pressione di marcia a vuoto $(pmv \circ fmep)$

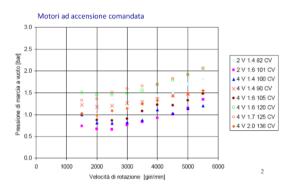
N.B. Spesso la condizione di marcia a vuoto è erroneamente definita come funzionamento al minimo $(800 \div 900 \ [rpm])$, poichè nel funzionamento a vuoto facciamo funzionare il motore a regime di minimo. N.B. Questa pressione non è la pressione da vincere quando si avvia il motore. In fase di avviamento,

N.B. Questa pressione non e la pressione da vincere quando si avvia il motore. In fase di avviamento, innanzitutto vi è un regime di transitorio, a velocità più basse; il motorino di avviamento lancia il termico, trascinandolo, fino a una velocità di $300 \ [rpm]$; da $300 \ [rpm]$ \uparrow si può incominciare a iniettare combustibile per avviare il processo di combustione, così avviando il funzionamento del termico.

N.B. Tipicamente, per un SI, la pressione di marcia a vuoto assume valore $p_v \cong \mathbf{1} \ [bar] \ (\mathbf{0}.\ \mathbf{6} \div \mathbf{2})$

N.B. I contatti fra canna e stantuffo vengono a interessare due generatrici diametralmente opposte durante le due fasi. Questo comporterà delle problematiche legate ad una diversa usura della canna sulle due generatrici perché le forze in gioco durante la fase di espansione sono più elevate di quelle in gioco durante la fase di compressione. Queste due generatrici vengono indicate come *lato spinta*, attiva durante la corsa di espansione e *lato opposto spinta* quella attiva durante la corsa di compressione. In alcuni casi si adottano geometrie specifiche per rendere l'usura del cilindro e del pistone quanto più uniforme possibile.

Diagramma (scatterband) - andamenti di marcia a vuoto per una serie di motori al variare di n:



Per motori ad accensione comandata (SI) si hanno valori di pressione di marcia a vuoto nell'intorno del [bar] $(p_v = 0.6 \div 2 \ [bar])$.

Nei Diesel (CI) l'andamento è ~ ma traslato verso l'alto.

Si nota che la **pressione di marcia a vuoto** $(p_v \uparrow)$ è tendenzialmente crescente **con la velocità** $(n \uparrow)$.

Come possiamo ricavare la p_v ? (a, b, c)

a) Calcolo della p_v : metodo pmi-pme (mediante sensori di pressione)

Per il **rilievo della** p_v si **misura la** C **disponibile all'albero** con un **torsiometro** e, così facendo, si risale alla pme; tramite dei **sensori di pressione**, si misura la pmi all'interno dei cilindri.

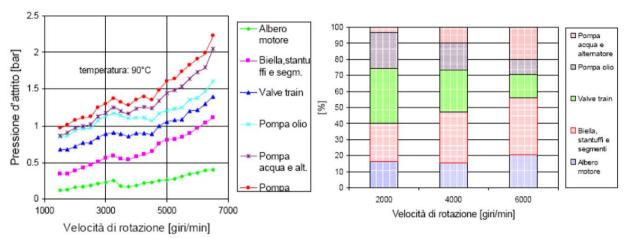
Torsiometro
$$\rightarrow$$
 $C \rightarrow pme = \frac{L_u}{V} = \frac{P_u}{iV} \cdot \frac{m}{n} = \frac{C \cdot 2\pi n}{iV} \cdot \frac{m}{n} = \frac{C \cdot 2\pi \cdot m}{iV}$
Sensori di pressione $\rightarrow p(x) \rightarrow pmi = \frac{L_i}{V} = \frac{(\int pdV)}{V} = \frac{(\int pdx) \cdot S}{S \cdot x} = \frac{(\int pdx)}{x}$

Questo metodo è molto semplice concettualmente ma presenta delle complicazioni pratiche. Potremmo avere un errore nella fasatura dell'encoder, ovvero il trasduttore angolare che si utilizza per calcolare la rotazione della manovella rispetto all'asse cilindro; dalla rotazione della manovella discende poi, tramite le leggi del manovellismo, lo spostamento (x) dello stantuffo e, in ultima analisi, il volume istantaneo (V_{ist}) all'interno della camera di combustione. Con l'errore di 1° nel posizionare l'encoder sull'albero motore, e quindi nel valutare le rotazioni della manovella rispetto all'asse cilindro, possiamo avere un errore nel calcolo della pmi del 6%, valore che in prima battuta potrebbe sembrare accettabile. Supponendo di avere una $pmi = 10 \ [bar]$ e una $pme = 9 \ [bar]$, otterremmo una $p_v = 1 \ [bar]$. Questo errore, anche ipotizzando che non vi siano errori nella misura pme, in un errore del 60% nella stima della p_v che si ottiene per differenza. Si tratta di un rilievo complesso da effettuare (svantaggio 1): richiede la disposizione di sensori di pressione all'interno della camera di combustione, cosa che non è sempre possibile; si possono realizzare dei sensori miniaturizzati che possono essere ospitati all'interno della candela per i motori SI oppure nelle candele di preriscaldo per i motori CI, a scapito della loro precisione; se si vogliono utilizzare sensori più precisi è necessario lavorare la testa per ricavare una sede entro la quale alloggiare il trasduttore, cosa che non sempre può essere agevole (specie nei motori a quattro valvole). Inoltre bisogna tener conto dell'alto costo di questi trasduttori e della catena di misura (svantaggio 2): il segnale che proviene da questi trasduttori deve essere amplificator con degli amplificatori particolari (costo sensore + amplificatore $\sim 5000 \ [\in])$. Questo ci potrebbe far decidere di strumentalizzare un solo cilindro. Se però strumentalizziamo un solo cilindro abbiamo un'ulteriore fonte di errore: dovremmo basarci sull'ipotesi che sia nulla la dispersione cilindro-cilindro, ovvero che i cicli di lavoro della macchina si ripetano nei diversi cilindri, cosa che non avviene nella realtà. Abbiamo sempre delle piccole differenze tra i diversi cilindri, per esempio in termini di riempimento in quanto i condotti di aspirazione e scarico non sempre possono essere perfettamente simmetrici e quindi i cicli che si realizzano nei diversi cilindri possono essere leggermente diversi per un 1-2%; questo errore del 1-2% può essere amplificato di 10 volte.

c) Rilievo della C_v : trascinamento del termico (strip test)

Un modo per calcolare in maniera accurata le perdite organiche e quindi la pressione di marcia a vuoto (p_v) e capire allo stesso tempo quale sia il **contributo dei diversi termini,** è passare attraverso lo *strip test*.

Tale test consiste nel trascinare il motore mediante una macchina elettrica e nell'andare progressivamente a "spogliare" il motore dei diversi accessori, ovvero delle diverse sedi in cui possono aver luogo le perdite meccaniche e misurare ogni volta la coppia di trascinamento (all'albero). In questo modo si riesce ad avere una valutazione del contributo dato dai diversi termini.



Nella figura di sinistra è riportato il risultato di uno strip test su un motore ad accensione comandata (SI): le varie curve corrispondono alla pressione di marcia a vuoto a diverse velocità di rotazione misurate trascinando il motore man mano che questo sia stato spogliato dei diversi accessori.

Curva rossa: rappresenta la p_v che si ottiene trascinando il motore con tutti gli accessori collegati; tiene conto anche della pompa del servo sterzo che, a rigore, non è un accessorio indispensabile per il funzionamento del motore (solitamente viene alimentata tramite giro cinghia);

Curva viola: se scolleghiamo la cinghia che alimenta la pompa ricaviamo la coppia assorbita per gli accessori indispensabili.

Curva azzurra: se scolleghiamo la cinghia che alimenta pompa dell'acqua e l'alternatore.

Curva blu: se trasciniamo la pompa dell'olio con un azionamento esterno.

Curva fucsia: se scolleghiamo l'albero a camme (azionamenti esterni rispetto l'albero → set up complesso). Curva verde: misuriamo solo la coppia dovuta all'attrito nei perni e nel contatto canna-stantuffo.

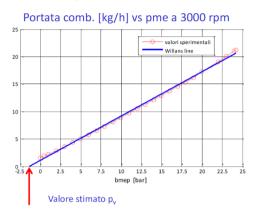
Nella figura di destra si nota come l'importanza percentuale dei vari termini vari notevolmente al variare della velocità di rotazione. Questo perché alcuni accessori sono trascinati meccanicamente dal motore e quindi le potenze assorbite tendono a variare con il quadrato della velocità di rotazione (pompa acqua), mentre altri elementi, invece, trovano beneficio per via della migliore lubrificazione alle alte velocità (valve train - asse a camme: maggiore è n, minore è la C da assorbire per vincere gli attriti tra punterie a camme). La pompa dell'acqua e l'alternatore danno un contributo di coppia che cresce con il quadrato della velocità di rotazione della pompa $\propto n^2$. La pompa dell'acqua è una pompa centrifuga: la coppia assorbita varia con il quadrato della velocità periferica. Invece, il contributo della pompa dell'olio va progressivamente riducendosi al crescere della velocità di rotazione. Si tratta di una pompa volumetrica a ingranaggi che cerca di imporre una portata nel circuito: la pressione di mandata della pompa è una conseguenza della portata che circola nel circuito e questo fa sì che, per effetto dell'entrata in funzione di una limitatrice di pressione che manda allo scarico il surplus di portata, al crescere di n, la coppia assorbita da questo accessorio va progressivamente riducendosi.

```
n \uparrow: potenza assorbita \uparrow: p_v \uparrow: pompa dell'acqua (C_v \propto n^2) importanza \% \uparrow potenza assorbita \downarrow: p_v \uparrow: albero a camme, pompa dell'olio importanza \% \downarrow
```

d) Stima della p_v : Metodo delle Willans lines

Abbiamo visto il calcolo della pressione di marcia a vuoto (p_y) una volta che è stata rilevata la coppia di marcia a vuoto (C_v) tramite tre diversi metodi (a, b, c). Adesso analizziamo un quarto metodo (d).

A rigore, questo metodo è applicabile solo ai motori Diesel (CI); nella pratica viene applicata (se non si riesce a far di meglio) anche ai motori ad accensione comandata (SI). Si tratta più che altro di una stima.



Asse ordinate: portata di combustibile (\dot{m}_b) Asse ascisse: carico/pressione media effettiva (pme)

L'andamento di \dot{m}_h in funzione della pme, per una data n, è essenzialmente lineare.

$$\begin{pmatrix} P_u = \eta_u \dot{m}_b H_i = k \dot{m}_b \\ pme = k' \cdot \dot{m}_b \end{pmatrix}$$

L'andamento di \dot{m}_b in funzione della pme, per una data n, è essenzialmente lineare.

Tale metodo permette di effettuare una stima della pressione di marcia a vuoto (p_v) in corrispondenza di una determinata velocità angolare (n) indipendentemente dal carico, ovvero indipendentemente dal livello di pressione media effettiva raggiunta (pme); in altre parole, tale metodo fornisce una stima delle perdite organiche con il motore in condizioni di trascinamento, grazie all'estrapolazione dell'intercetta sull'asse delle ascisse (portata combustibile nulla) della retta. Il valore di pme negativa trovato così corrisponderà alla p_{ν} perché corrisponderà al valore di coppia da applicare per trascinare il motore a quella velocità di rotazione annullate le portate di combustibile. Il procedimento può essere ripetuto a differenti velocità di rotazione, individuando così l'andamento della p_v in funzione della velocità di rotazione, ma **non è in grado di cogliere** la dipendenza dal carico.

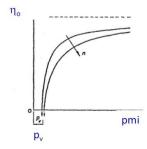
A velocità di rotazione costante, essendo all'incirca costanti le perdite per attriti meccanici e per azionamento accessori ($p_v \cong cost$), il rendimento tende a ridursi ($\eta_o \downarrow$) al ridursi del carico ($pme \downarrow pmi$), fino ad annullarsi nelle condizioni di marcia a vuoto (pme=0 , $pmi=p_{_{_{\it V}}}$, $~\eta_{_{\it 0}}=0$).

$$n = cost \ p_v \cong cost : pme \ \uparrow \ (\leftrightarrow pmi \ \uparrow) => \ \eta_o \ \uparrow \qquad \begin{pmatrix} pme \ \downarrow \\ pmi \ \downarrow \end{pmatrix} => \ \eta_o \ \downarrow \ ; \ \begin{array}{c} pme \to 0 \\ pmi \to p_v \end{array} => \ \eta_o \to 0 \\ \end{pmatrix}$$

È opportuno quindi cercare di far funzionare il motore a carico il più possibile elevato.

$$\eta_{o}(\uparrow) = \frac{L_{u}}{L_{i}} = \frac{pme(\uparrow)}{pmi(\uparrow)} = \frac{pmi(\uparrow) - p_{v}}{pmi(\uparrow)} = 1 - \frac{p_{v}}{pmi\left(\uparrow\right)}; \qquad \begin{array}{c} pmi = pmi_{max} & \rightarrow \eta_{o} = \eta_{o,max} \\ pme = 0 \ (\leftrightarrow pmi = p_{v}) \ \rightarrow \eta_{o} = 0 \end{array}$$

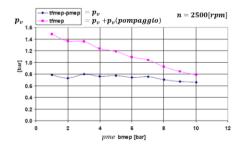
Ripetendo il test a diverse velocità di rotazione, e tenendo presente che la p_v tende a crescere con la velocità di rotazione, si avrà che il valore massimo di rendimento organico raggiungibile tenderà ad essere via via più basso al crescere di n e la p_v per la quale il rendimento si annulla tenderà a spostarsi verso destra.



$$n \uparrow => p_v \uparrow$$

 $n \uparrow => \eta_o \downarrow$

tfmep = total-fmep Teoricamente: $pme \uparrow => p_n \downarrow$

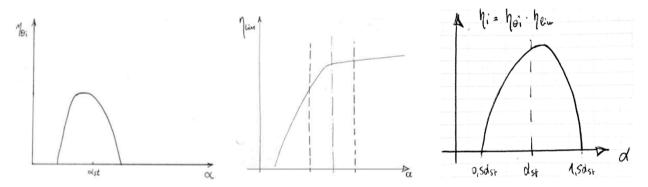


- Rendimento utile [↓ LEZIONE 10: 19/10/20]

Ciclo Otto: $\eta_{\theta i}$, η_{lim} e η_o Ciclo Otto: η_u Caratteristica di regolazione (η_u – carico) Ciclo Diesel: $\eta_{\theta i}$, η_{lim} e η_o Ciclo Diesel: η_u

Ciclo Otto: $\eta_{\theta i}$, η_{lim} e η_o

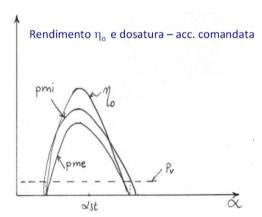
Richiamando gli andamenti di $\eta_{\theta i}$ e η_{lim} in funzione di α :



Il prodotto dei due rendimenti si annullerà agli estremi del rendimento termofluidodinamico $(\eta_{\theta i})$ ($\alpha=0.5\alpha_{st}\ e\ \alpha=1.5\alpha_{st}$); il rendimento termofluidodinamico $(\eta_{\theta i})$ presenta il suo massimo nel leggermente ricco $(\alpha=0.9\alpha_{st})$; l'andamento crescente del rendimento limite $(\eta_{lim})(\alpha\uparrow\eta_{lim}\uparrow)$ tenderà a spostare il massimo dal ricco verso il povero $(\alpha=0.9\alpha_{st}\to\alpha=1.1\alpha_{st})$. Si deve quindi tener conto del rendimento indicato (η_i) , prodotto dei due, avente il suo massimo nel leggermente povero $(\alpha=1.1\alpha_{st})$. Il rendimento organico (η_o) risulta massimo laddove è massima la pmi, ovvero per dosature leggermente ricche $(\alpha=0.9\alpha_{st})$, per annullarsi invece dove $pmi=p_v$.

$$\alpha = 0.9\alpha_{st} \rightarrow \eta_{\theta i} = \eta_{\theta i,max}$$
; $\alpha \uparrow \eta_{lim} \uparrow$
 $\alpha = 1.1\alpha_{st} \rightarrow \eta_i = \eta_{\theta i} \cdot \eta_{lim} = \eta_{i,max}$
 $\alpha = 0.9\alpha_{st} \rightarrow pmi = pmi_{max} \rightarrow \eta_o = \eta_{o,max}$
 $(pme = 0 \rightarrow pmi = p_v \rightarrow \eta_o = 0)$

Noti gli andamenti dei rendimenti limite (η_{lim}) e termofluidodinamico interno $(\eta_{\theta i})$ in funzione della dosatura (α) , si può quindi tracciare l'andamento della pmi e della pme, che differiscono tra loro unicamente per il termine costante p_v , e l'andamento del rendimento organico (η_o) .



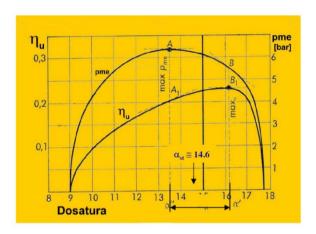
Si nota che il campo di esistenza della pme sarà più ridotto di quello della pmi; questo perché la pme si annullerà laddove la pmi è uguale alla p_v .

Dal grafico, e dall'espressione vista di η_o , si nota pertanto che il rendimento organico risulta massimo laddove è massima la pmi (per $p_v = cost$), ovvero per dosature leggermente ricche, per annullarsi invece dove $pmi = p_v$. Quindi il campo di esistenza di η_o sarà più ridotto rispetto al campo di esistenza di $\eta_{\theta i}$ e coinciderà con il campo di esistenza della pme ($\eta_o = \frac{L_u}{L_i} = \frac{pme}{pmi} = \frac{pme}{pme + p_v}$).

N.B. p_v è rappresentata dalle coppie che vengono prelevate dall'albero motore per azionare gli accessori. Teoricamente p_v non è propriamente costante al variare di α ; gli attriti tra canna e stantuffo risentono dei livelli di pressione in camera; dal momento che il processo di combustione può variare al variare di α allora anche p_v è in minima parte suscettibile alla dosatura. In ogni caso, per semplicità, consideriamo $p_v = cost$.

Ciclo Otto: η_u

In conclusione, per quanto riguarda i motori ad accensione comandata, abbiamo un campo di esistenza per la pme ristretto a dosature tra $\alpha \cong 9$ e $\alpha \cong 18$ e un massimo per dosature $\alpha \cong 13.5$ ovvero $\alpha \cong 0.9\alpha$ st. Per il rendimento utile (η_u) (prodotto dei vari rendimenti) il campo di esistenza è lo stesso della pme (perché η_o è relegato a tale intervallo) ma il massimo si trova spostato nel campo delle miscele leggermente povere, $\alpha = 1.1\alpha_{st}$, a causa dell'andamento crescente del η_{lim} (che tira verso destra) (mentre $\eta_{\theta i}$ e η_o hanno un massimo nel leggermente ricco).



A:
$$\alpha = 0.9\alpha_{st} \rightarrow \eta_{\theta i} = \eta_{\theta i,max} (c.di \exists di pmi)$$

$$\eta_{o} = \eta_{o,max} (c.di \exists di pme)$$

$$\begin{pmatrix} pme = pme_{max} \\ pmi = pmi_{max} \\ n = k \rightarrow p_{v} = k' \end{pmatrix}$$

$$\alpha \uparrow \rightarrow \eta_{lim} \uparrow$$
B: $\alpha = 1.1\alpha_{st} \rightarrow \eta_{lim} = \eta_{lim} = \eta_{lim}$

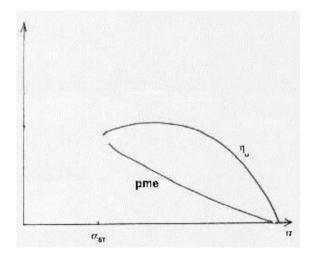
$$\eta_{u} = \eta_{u,max} (c.di \exists di pme)$$

A, B: dosature interessanti (massima potenza, massimo rendimento);

Volendo massimizzare le prestazioni del motore nelle condizioni di pieno carico ($pme = pme_{max}$) si deve scegliere una dosatura di funzionamento che sia nel campo del leggermente ricco ($\alpha = 0.9\alpha_{st}$) mentre, volendo massimizzare il rendimento del motore (ad esempio a carico parziale dove non c'è interesse a massimizzare le prestazioni) si deve scegliere una dosatura di funzionamento che sia nel campo del leggermente povero ($\alpha = 1.1\alpha_{st}$). Su tutto poi prevarrà la necessità di contenere le emissioni e quindi di consentire il funzionamento del catalizzatore trivalente nell'intorno della dosatura stechiometrica.

Ciclo Diesel: η_u

Per quanto riguarda il rendimento utile, nei motori ad accensione per compressione, bisogna tener presente che non avendo un processo di combustione basato sulla propagazione di fiamma non c'è quindi la necessità che la miscela sia sufficientemente vicina alla dosatura stechiometrica; non si avrà più, quindi, un campo di esistenza relativamente ridotto del rendimento utile come nel caso dei motori Otto ma η_u si mantiene relativamente piatto per un intervallo estremamente ampio di α per poi andarsi ad annullare laddove si annulla la pme ($\alpha \cong 5\alpha_{st} \to pme = 0 \to$).



Dosature interessanti:

$$\alpha \cong 1.1\alpha_{st} : pme = pme_{max}$$

$$\alpha \cong 2\alpha_{st} : \eta_u = \eta_{u,max}$$

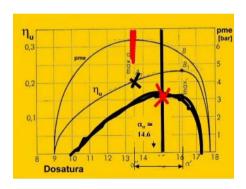
N.B. Possiamo leggere questo diagramma non solo come andamenti di η_u e pme in funzione di α ma anche come andamento di η_u in funzione del carico pme. $pme \downarrow \leftrightarrow \alpha \downarrow$.

N.B. Questo discorso non è valido per i motori SI: al variare del carico si modifica la curva della pme in funzione di α . Per carichi più bassi - man mano che chiudiamo la valvola a farfalla - avremo curve sempre più basse con campi di esistenza sempre più contenuti.

Analizziamo il diagramma:

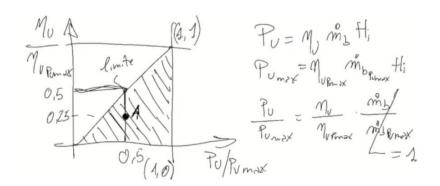
Al ridursi del carico $(P_u \downarrow)$ aumenta $p_v (p_v \uparrow)$; per valori molto bassi del carico $(P_u < 0.2P_{u,max})$, p_v rimane costante e il rendimento organico $(\eta_0 \downarrow)$ diminuisce progressivamente al ridursi della pmi $(pmi \downarrow)$. Considerando la zona alta del diagramma ($P_u > 0.4P_{u,max}$): nel motore ad accensione comandata (SI) interveniamo con la valvola a farfalla: aumentano le perdite per ricambio fluido $(p_v \uparrow => \eta_{\theta i} \downarrow \eta_o \downarrow)$, peggiora lo scambio termico con le pareti $(\eta_{\theta i}\downarrow)$. Già avevamo visto che il motore SI ha un basso rendimento, $(\eta_{u.max.SI} \cong 0.35)$; considerando che le condizioni di maggior utilizzo sono quelle a carico parziale, ci aspettiamo che il rendimento degradi ulteriormente in maniera marcata. Nel caso del motore Diesel notiamo che al ridursi del carico, inizialmente $(P_u > 0.4P_{u,max})$ il rendimento migliora $(\eta_u \uparrow)$; questo aumento è dovuto al fatto che innanzitutto non abbiamo la valvola a farfalla e perdite per laminazione: non aumenta il lavoro di ricambio fluido e di conseguenza non degradano i rendimenti termofluidodinamico e organici; inoltre abbiamo una serie di benefici. Al ridursi del carico $(P_u\downarrow)$ andiamo a lavorare con dosature sempre più alte $(\alpha\uparrow)$: aumentano il rendimento limite $(\eta_{lim} \uparrow)$ e il rendimento termofluidodinamico $(\eta_{\theta i} \uparrow)$ perchè si riducono le perdite per **scambio di calore**; se, addirittura, risaliamo al rendimento ideale (η_{id}) il rendimento ideale del Diesel, a pari rapporto di compressione, è sempre inferiore a quello del ciclo Otto tanto più quanto si prolunga la fase di introduzione di calore: ridurre il carico ($P_u \downarrow$) significa ridurre l'introduzione di calore (2-3). Quindi, a carico ridotto, il rendimento ideale aumenta $(\eta_{id} \uparrow)$ in quanto si riduce il rapporto termometrico. Dunque, il rendimento utile del motore Diesel tendenzialmente migliora $(\eta_u \uparrow)$ inizialmente al ridursi del carico $(P_u \downarrow)$ rimanendo superiore al rendimento in condizioni di potenza massima, generalmente fino a un valore del 40% del carico massimo (anche poco più basso). $(0.4P_{u,max} < P_u < P_{u,max}: \ \eta_u > \ \eta_{u,P_{u,max}}).$

Nei motori ad accensione comandata (SI), possiamo pensare di far funzionare il motore con dosatura ricca ($\alpha \cong 0.9\alpha_{st}$) quando siamo a pieno a carico ($P_{u,max}$), e a dosatura stechiometrica ($\alpha \cong \alpha_{st}$) quando siamo a carico più basso ($P_u < P_{u,max}$). Quando si abbassa il carico la curva del rendimento, globalmente, si abbassa (perchè abbiamo chiuso la valvola a farfalla) ma lo spostamento da una dosatura ricca a una dosatura stechiometrica ci consente di avere un miglioramento del rendimento (η_u ↑), per via del miglioramento del rendimento limite (η_{lim} ↑) che compensa alla, almeno iniziale, diminuzione del rendimento dovuta alle perdite per ricambio fluido



 $(\eta_{\theta i} \downarrow \eta_o \downarrow => \eta_u \downarrow)$. [in questo grafico non riusciamo a notare questo benefit: la curva aggiunta, quindi la croce rossa, dovrebbe essere un po' più alta, più alta della croce nera per $\alpha \cong \alpha_{st}$].

Considerazione:



Bisogna evitare assolutamente di lavorare nella zona sotto la **bisettrice** (esempio: punto A).

Ciclo Diesel

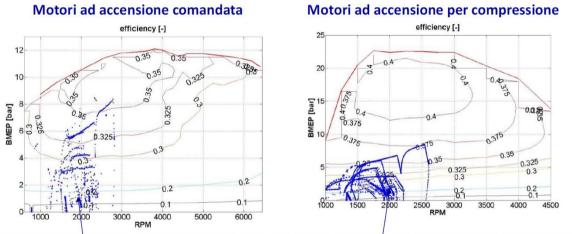
Nei motori ad accensione per compressione non si ha la necessità di aggiungere perdite ulteriori al ridursi del carico (NO laminazioni su farfalla) anzi il rendimento tende a migliorare al ridursi del carico perché $\eta_{\theta i}$ migliora allontanandosi dalla dosatura minima utilizzabile. Quindi il motore diesel ha il vantaggio di avere una caratteristica di regolazione più piatta. Il motore diesel parte già da un valore di rendimento utile più alto rispetto ad un motore benzina e poi soffre meno il funzionamento a carico parziale.

$$\alpha \uparrow : \eta_{\theta i} \uparrow = > \eta_u \uparrow$$

Dal momento che la caratteristica di regolazione vista è espressa a velocità di rotazione costante non è sufficientemente completa per poter analizzare il funzionamento più ampio di un motore automobilistico (lo sarebbe per un motore stazionario). Per avere un quadro più completo del comportamento del motore si utilizzano piani quotati che riescono a condensare tutte le informazioni relative a prestazioni e a efficienze.

Mappe
$$(pme - n - \eta_u)$$
 o $(pme - n - q_b)$ / piani quotati

I piani quotati seguenti ne sono un esempio:



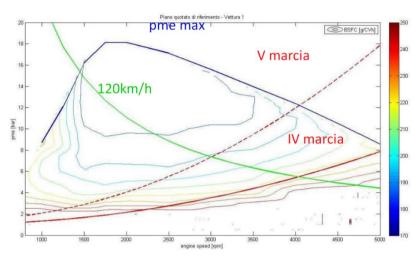
Punti di funzionamento su ciclo di omologazione NEDC utilizzato per prove consumi ed emissioni

N.B. In particolare, su questi piani, sono riportati i **punti di funzionamento** delle due tipologie di motore su di un **ciclo di omologazione NEDC.**

Il piano quotato è un diagramma collinare (ovvero le sezioni lungo l'asse z di un diagramma tridimensionale) dove si riportano in ascissa la velocità di rotazione del motore, in ordinata il carico (pme) e come curve isolivello le isorendimento utile. Questo spiega perché tale diagramma riesce a condensare le informazioni sia di rendimento che di prestazioni. La curva che delimita in alto il campo di esistenza delle curve isorendimento è l'andamento della caratteristica meccanica ovvero della coppia massima (o pme massima) che il motore è in grado di erogare in condizioni WOT. Il diagramma della caratteristica visto in precedenza (rendimento/carico) invece è quello che si otterrebbe sezionando il diagramma tridimensionale a velocità di rotazione costante.

A questo punto è importante sapere in che punto della mappa verrà utilizzato il motore a seconda del tipo di applicazione. Le normative suggeriscono dei cicli di omologazione che simulano quello che dovrebbe essere il funzionamento del motore in determinate applicazioni ($NEDC-New\ European\ Driving\ Cycle$) per l'analisi dei consumi e delle prestazioni del motore. Dall'effettuazione di tali test/cicli si può avere un'idea di quali siano le **zone operative interessate** nel caso di una particolare applicazione e quindi i punti operativi sulla mappa (si confrontino le due mappe relative ad un motore benzina aspirato ($pme_{max}\cong 10\ [bar]$) e ad un motore diesel).

Quindi la richiesta di potenza per l'avanzamento del veicolo cresce con il cubo della velocità. Può essere utile, una volta note le caratteristiche della vettura (massa, Cx, A) andare a diagrammare sul piano quotato dei consumi/rendimento del motore una linea che corrisponde all'avanzamento ad una determinata velocità in modo da trovare una determinata potenza richiesta per l'avanzamento a quella velocità. Una linea a potenza costante sul piano quotato pme/n (coppia/n) è un ramo di iperbole:



Curva verde: coppia richiesta per far avanzare il veicolo a 120 [km/h]; (iperbole equilatera) (potenza = cost)

I punti della curva corrispondono alle condizioni di funzionamento per le quali il motore è in grado di erogare la potenza che è necessaria per l'avanzamento del veicolo.

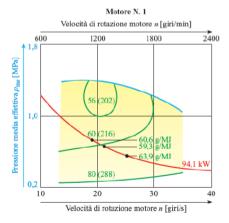
Curve rosse: coppie resistenti che vengono applicate al motore $(R \propto v^2$, parabola crescente)

Il ramo verde identifica la **potenza richiesta** per permettere **l'avanzamento a v = 120 [km/h] costante**. A seconda del **rapporto di trasmissione** inserito ci si sposterà sul piano e si avranno **infinite possibilità** per far **erogare la potenza richiesta** al motore (basta scegliere gli opportuni valori di n e di pme o coppia).

N.B. Per poter sfruttare le infinite possibilità si dovrebbe disporre di un cambio ad infiniti rapporti.

La tendenza, per ridurre i consumi è quella di utilizzare marce lunghe, ovvero, per massimizzare il rendimento o minimizzare i consumi, è opportuno che il motore eroghi la potenza richiesta per l'avanzamento del veicolo a bassa velocità di rotazione e ad alto carico (downspeeding); così facendo si porta il motore a lavorare nella zona del piano quotato a rendimenti più elevati ($\eta_0 \rightarrow \eta_u$).

Un'altra soluzione per massimizzare il rendimento e minimizzare i consumi è evitare che il motore eroghi la potenza richiesta ad un carico eccessivamente ridotto. Può essere pertanto opportuno utilizzare un motore di cilindrata inferiore operante a carico più elevato rispetto ad un motore di maggior cilindrata operante a carico molto ridotto (downsizing), raggiungendo le stesse prestazioni massime (pme) del motore di partenza con il motore di cilindrata inferiore grazie all'impiego della sovralimentazione (o di un maggior grado di sovralimentazione). Così il motore più piccolo lavorerà a dei carichi più elevati e quindi in zone a miglior rendimento.



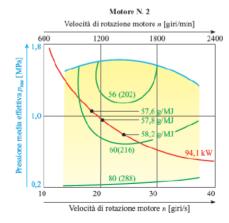


Fig. 39.6 - Piani quotati del consumo di combustibile di due motori a quattro tempi ad accensione per compressione: N. 1 - motore da 13,8 dm³ di cilindrata totale; N. 2 - motore da 9,5 dm³ di cilindrata totale. Sulle curve (in verde) di isoconsumo i numeri indicano il consumo specifico in g/MJ (tra parentesi g/(kW·h)).

- Coefficiente di riempimento (λ_{ν}) [\downarrow LEZIONE 11: 22/10/20]

Il coefficiente di riempimento è un parametro che si utilizza per qualificare il processo di ricambio fluido e che viene definito come rapporto tra la massa d'aria effettivamente aspirata per ciclo e per cilindro (m_a) ed una massa d'aria di riferimento $(m_{a,rif})$, usualmente ritenuta pari alla massa che potrebbe riempire la cilindrata (volume a disposizione) nelle condizioni di pressione e temperatura presenti all'aspirazione del motore:

$$\lambda_{v} = \frac{\dot{m}_{a}}{\dot{m}_{a,rif}} = \frac{\dot{m}_{a}}{\rho_{a} \cdot iV \cdot \frac{n}{m}} = \frac{m_{a}}{\rho_{a} \cdot V} = \frac{m_{a}}{m_{a,rif}} = \frac{\rho_{i} \cdot V_{eff}}{\rho_{a} \cdot V}$$

N.B. Con questa definizione si possono creare le condizioni per avere λ_v maggiore dell'unità.

Sebbene tale definizione sia concepita per un motore 4T che aspiri solo aria (motore diesel o motore GDI) essa può essere applicata anche a motori che aspirino una miscela combustibile-comburente (motori benzina PFI), tenendo presente che, a causa dello spazio sottratto dal combustibile, la quantità di aria che il motore potrà aspirare risulterà **inferiore.**

In base a questa definizione, in condizione di alimentazione normale (motore aspirato \neq motore sovralimentato), si osserva che la massa d'aria effettivamente aspirata (m_a) tenderà ad essere inferiore a quella di riferimento $(m_{a,rif})$ sia perché la densità dell'aria all'interno del cilindro (ρ_i) è inferiore a quella dell'aria nell'ambiente di aspirazione $(\rho_a = \rho_{amb})$ sia perché il volume che viene messo effettivamente a disposizione (V_{eff}) risulta inferiore a quello di riferimento, ovvero alla cilindrata (V). Di conseguenza λ_v risulta generalmente inferiore all'unità.

$$ho_i <
ho_a$$
 , $V_{eff} < V$ => $m_a < m_{a,rif}$ => $\lambda_v < 1$

I **principali fenomeni** che **influenzano** il coefficiente di riempimento λ_{v} sono i seguenti:

Fenomeni con effetti quasi stazionari (in condizioni stazionarie del flusso):

- Laminazione valvole di aspirazione/scarico (1)
- Scambi di calore con le pareti del cilindro (2)

Fenomeni con effetti dinamici (legati alla velocità del fluido):

- Rifiuto/Riflusso (3)
- Effetti d'onda (4)

Si tratta di **effetti dinamici** in quanto possono essere spiegati soltanto prendendo in considerazione le **grandezze istantanee** e le **variazioni di queste grandezze in funzione del tempo**.

Pesi diversi delle laminazioni:

Le considerazioni fatte mostrano come le due laminazioni abbiano *pesi* diversi sul coefficiente λ_v ; considerando separatamente i due effetti e supponendo le laminazioni di pari entità otteniamo (*) che:

$$hp:(p_r-p_{amb})=(p_{amb}-p_i)=0.1[bar]$$

laminazione **solo** all'aspirazione (hp: $p_r = p_{amb}$): $\lambda_v = 0.89$ laminazione **solo** allo scarico (hp: $p_i = p_{amb}$): $\lambda_v = 0.99$

(*) Dal Primo Principio della termodinamica, applicato nella formulazione lagrangiana alla fase di aspirazione, ipotizzando nulli posticipi /anticipi di chiusura / apertura valvole e trascurando gli scambi termici, si ha infatti:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V} = \frac{p_i}{p_a} \left[1 - \frac{\frac{p_r}{p_i} - 1}{k(\varepsilon - 1)} \right] \quad , con \left[1 - \frac{\frac{p_r}{p_i} - 1}{k(\varepsilon - 1)} \right] = \frac{V_{eff}}{V}$$

Da qui la tendenza a **privilegiare le dimensioni delle valvole di aspirazione** a scapito di quelle di scarico, data la maggiore incidenza delle laminazioni all'aspirazione sul coefficiente di riempimento. Le valvole di aspirazione sono realizzate con diametri maggiori in modo da garantire al fluido una sezione di passaggio più ampia e così ridurre l'entità della laminazione ($D_{asp} = 1.1D_{scarico}$).

Dipendenza dalla velocità di rotazione (n):

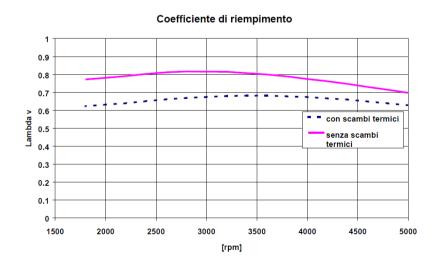
Ricordando infine che l'entità delle laminazioni cresce con il quadrato della velocità media dello stantuffo, si comprende come l'incidenza di tale perdita sul λ_v cresca notevolmente al crescere della velocità di rotazione del motore :

$$\frac{p_{amb} - p_i}{\rho} \approx \frac{w_i^2}{2} \implies \Delta p_{aspirazione} = (p_{amb} - p_i) \propto \rho \cdot v_m^2$$

Più aumenta la velocità di rotazione del motore più il fluido attraverserà i condotti ed il meato valvola ad alta velocità:

$$n \uparrow : v_m \uparrow \Delta p_{aspirazione} \uparrow => \lambda_v \downarrow$$

N.B. Questa è una limitazione fluidodinamica sulla velocità media dello stantuffo.



Considerazione sui motori SI: evaporazione del combustibile liquido

Nei motori ad accensione comandata (SI), nel caso in cui durante la fase di aspirazione venga immesso all'interno del cilindro anche combustibile liquido, e di questo evapori una frazione (x), se il calore di vaporizzazione (r) viene sottratto all'aria aspirata circostante, questo provocherà una sensibile diminuzione della temperatura dell'aria aspirata e quindi un incremento della sua densità (effetto benefico); in compenso, il combustibile, evaporando, sottrarrà spazio all'aria (effetto negativo). Questi due effetti non si compensano: prevale l'effetto negativo. Inoltre la maggior parte del calore utilizzato per l'evaporazione del combustibile viene assorbito direttamente dai condotti/parti calde piuttosto che dall'aria.

Nei sistemi PFI, in cui l'iniezione avviene a basse pressioni (qualche [bar]), poiché il getto di combustibile impatta sulla valvola di aspirazione e sulle pareti del port, solo una frazione relativamente modesta del calore di vaporizzazione viene sottratta effettivamente alla miscela (x<1). In questa configurazione, risulterebbe conveniente riuscire a iniettare la carica all'interno della camera senza "colpire" le parti metalliche calde, in modo tale che il combustibile possa sottrarre calore, per poter evaporare, solo all'aria, aumentandone così maggiormente la densità.

Dal I Principio della termodinamica, applicato nella formulazione lagrangiana alla fase di aspirazione, ipotizzando nulli posticipi / anticipi di chiusura / apertura valvole e trascurando gli scambi termici con le pareti, si ha infatti:

$$T_1 = \frac{\left(\alpha c_p + c_b\right)T_a - xr}{\left(\alpha c_p + c_b\right)} \implies \Delta T = \frac{-xr}{\left(\alpha c_p + c_b\right)} \quad ; \quad T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} \quad , con \quad \begin{array}{l} T_1 : T \ fine \ aspirazione \\ T_2 : T \ fine \ compressione \end{array}$$

L'evaporazione completa (x=1, motore GDI) di benzina (r = 300 [kJ/kg]) in seno ad una miscela stechiometrica (α =14,6) può portare ad una riduzione di circa 20 [°C] di temperatura della miscela, con un conseguente aumento di densità del 7% circa.

Vantaggio dei motori GDI:

In un motore GDI viene aspirata solo aria, di conseguenza non vi è il problema di sottrazione di spazio da parte del combustibile, a seguito della sua evaporazione, durante la fase di aspirazione. Inoltre il calore di vaporizzazione (r), che viene sottratto (SOLO) all'aria presente in camera, abbassa la temperatura di fine aspirazione (T_1) di tutta la miscela. Questo porta ad un abbassamento della temperatura di fine compressione (T_2) , diminuendo il rischio di detonazione (si possono usare rapporti di compressione maggiori $\varepsilon_{PFI}=10 \rightarrow \varepsilon_{GDI}=12.5$).

Bisogna tener, quindi, presente che nel caso in cui il motore aspiri una miscela di combustibile liquido e comburente, si avranno effetti legati all'evaporazione del combustibile che saranno funzione delle caratteristiche del sistema di iniezione e della fasatura dell'iniezione (momento in cui viene iniettato il combustibile relativamente alla posizione delle valvole).

Data	on	fuel	properties

		Molecular weight	Specific gravity: (density,† kg/m³)	_r _	Specific heat		Higher	Lower	LHV of		
	Formula (phase)			Heat of vaporization, kJ/kg‡	Liquid, kJ/kg·K	Vapor c,, kJ/kg·K	heating value, MJ/kg	heating value, MJ/kg	stoich. mixture, MJ/kg	(A/F).	(F/A) _*
Practical fuels											
Gasoline	$C_{n}H_{1,87n}(1)$	~110	0.72-0.78	305	2.4	~1.7	47.3	44.0	2.83	14.6	0.0685
Light diesel	C,H1,8,(1)	~170	0.84-0.88	270	2.2	~1.7	44.8	42.5	2.74	14.5	0.0690
Heavy diesel	C.H. 7.(1)	~200	0.82-0.95	230	1.9	~1.7	43.8	41.4	2.76	14.4	0.0697
Natural gas§	C,H3.8,N0.1,(g)	~18	(~0.79†)			~2	50	45	2.9	14.5	0.069
Pure hydrocarbons											
Methane	CH₄(g)	16.04	(0.72†)	509	0.63	2.2	55.5	50.0	2.72	17.23	0.0580
Propane	$C_3H_a(g)$	44.10	0.51 (2.0†)	426	2.5	1.6	50.4	46.4	2.75	15.67	0.0638
Isooctane	$C_nH_{1n}(l)$	114.23	0.692	308	2.1	1.63	47.8	44.3	2.75	15.13	0.0661
Cetane	C16H34(1)	226.44	0.773	358		1.6	47.3	44.0	2.78	14.82	0.0675
Benzene	C ₆ H ₆ (1)	78.11	0.879	433	1.72	1.1	41.9	40.2	2.82	13.27	0.0753
Toluene	$C_7H_8(1)$	92.14	0.867	412	1.68	1.1	42.5	40.6	2.79	13.50	0.0741
Alcohols											
Methanol	CH ₄ O(l)	32.04	0.792	1103	2.6	1.72	22.7	20.0	2.68	6.47	0.155
Ethanol	C.H.O(I)	46.07	0.785	840	2.5	1.93	29.7	26 9	2.69	9.00	0.111

Fasatura fissa:

Fasatura variabile:

Avere una fasatura fissa $(\Delta\theta)$ in termini angolari (quindi l'impossibilità di variare la fasatura delle valvole in funzione della velocità di rotazione del motore) si sposa male con avere fenomeni sensibili al tempo a disposizione della colonna fluida per entrare nel cilindro.

Ottimizzando il profilo della camma scegliendo, ad esempio per n=6000 [rpm], un posticipo di chiusura della VA come quello in figura (*IVC* – *intake valve closing*) si riuscirà a sfruttare tutta l'inerzia del fluido. Quando la velocità di rotazione sarà dimezzata (n=3000 [rpm]) il fluido avrà una velocità molto più bassa (al PMI si ha circa 5÷10 [m/s]) e in più avrà a disposizione un tempo doppio per decelerare fino a velocità nulla e invertire il proprio moto. Questo porta facilmente a **fenomeni di riflusso alle basse velocità**.

```
n = 6000 [rpm] : \mathbf{n} \downarrow => \mathbf{v_a} \downarrow (\mathbf{t} \uparrow)(\mathbf{t} \downarrow) => perdite per riflusso
```

Allo stesso modo, ottimizzando il profilo della camma per n=3000 [rpm], in modo da evitare il riflusso a tali velocità, sorgerà un **problema di** *rifiuto* a **velocità superiori** (ad es. n=6000 [rpm]): si chiude la VA troppo presto sbarrando la strada al fluido quando questo ha ancora inerzia da sfruttare (*gli si chiude la valvola in faccia*).

```
n = 3000 [rpm] : n \uparrow => v_a \uparrow (t \downarrow)(t \uparrow) => perdite per rifiuto
```

Regime intermedio – Fasatura che ottimizzi il riempimento:

Difficilmente si ottimizzerà il riempimento alla velocità massima di rotazione del motore (a meno che non si tratti di motori da competizione); generalmente si effettua una scelta di compromesso ovvero si sceglie una fasatura che ottimizzi il riempimento ad un regime intermedio. Tale scelta porta però a dover accettare delle perdite per riflusso a velocità ancora inferiori (a quello di ottimizzazione) e delle perdite per rifiuto a velocità superiori.

```
 n_m \ (regime \ intermedio): \ \begin{array}{l} \boldsymbol{n} \downarrow => \ \boldsymbol{v_a} \downarrow (\boldsymbol{t} \uparrow)(\boldsymbol{t} \downarrow) => \ perdite \ per \ \boldsymbol{riflusso} \\ \boldsymbol{n} \uparrow => \ \boldsymbol{v_a} \uparrow (\boldsymbol{t} \downarrow)(\boldsymbol{t} \uparrow) => \ perdite \ per \ \boldsymbol{rifluso} \\ \\ \boldsymbol{t} : tempo \ (all'internodi \ \Delta\theta) \ per \ decelare \ fino \ a \ 0 \ e \ invertire \ il \ moto: \ \begin{array}{l} \boldsymbol{t} : tempo \ a \ disposizione; \\ \boldsymbol{t} : tempo \ che \ servirebbe; \end{array}
```

Un sistema ideale dovrebbe permettere di variare il profilo o quanto meno di variare il posticipo di chiusura andando ad anticipare progressivamente la chiusura man mano che si riduce la velocità di rotazione in modo da evitare il riflusso alle basse velocità e andando a posticipare la chiusura man mano che invece aumenta la velocità di rotazione in modo da evitare il rifluto alle alte velocità. Queste variazioni sono attuate da un variatore di fase (o doppio variatore di fase).

```
(fasatura\ variabile): \begin{array}{l} n \downarrow => v_a \downarrow (t \uparrow)(t \downarrow) => anticipo\ di\ chiusura => (\frac{perdite\ per\ riflusso}{perdite\ per\ rifluto}) \\ n \uparrow => v_a \uparrow (t \downarrow)(t \uparrow) => posticipo\ di\ chiusura => (\frac{perdite\ per\ rifluto}{perdite\ per\ rifluto}) \end{array}
```

Problema:

Allontanandosi dalla velocità di rotazione per la quale sono stati accordati i condotti (n_0) succede un *mezzo disastro*. Aumentando la velocità di rotazione, ad esempio, l'onda di sovrapressione arriverà troppo tardi trovando la valvola VA già chiusa; urtando contro la parete solida l'onda si rifletterà ancora come onda di sovrapressione (p+dp); tale onda di sovrapressione risale il condotto fino a raggiungere il cassoncino di aspirazione, riflette sull'ambiente a pressione costante cambiando di segno e ridiscende il condotto come onda di depressione (p-dp); se quest'onda arriva, nel ciclo successivo, sul cilindro quando la VA è aperta tenderà ad estrarre portata dal cilindro peggiorando il riempimento. Quindi si avranno non solo dei picchi positivi ma anche degli effetti negativi a differenti velocità di rotazione.

$$n \uparrow \Rightarrow v_a \uparrow (t \downarrow)(t \uparrow) \Rightarrow perdite per rifiuto$$

Preview: L'unico modo per cercare di ovviare a questo inconveniente sarebbe quello di adottare condotti a lunghezza variabile (in modo da poter effettuare l'accordatura a diversi regimi di rotazione). Soluzione che solitamente però viene adottata solo su motori con caratteristiche sportive.

Condotti di scarico

Effetti analoghi si hanno anche sui condotti di scarico (lo stesso ragionamento vale anche per lo scarico). Sfruttando un'opportuna accordatura dei condotti di scarico si può avere un effetto di estrazione dei gas combusti dallo spazio morto e quindi ottenere un notevole beneficio in termini di riempimento. All'apertura della valvola di scarico partirà dal cilindro $(3 \div 4 \ [bar])$ lungo il condotto di scarico un'onda di sovrapressione (p+dp) (sempre a velocità del suono c_s) la quale giunta nell'ambiente di scarico a pressione costante verrà riflessa come onda di depressione (p-dp); se tale onda di depressione arriva nel cilindro in un opportuno istante (fase di incrocio valvole in cui VS sta per chiudersi) sarà in grado di estrarre i gas combusti residui in camera permettendo di effettuare, a mezzo di carica fresca, una sorta di lavaggio dello spazio morto. Questo porta ad avere un volume effettivo maggiore $(V_{eff} \uparrow)$ con un conseguente aumento del coefficiente di riempimento $(\lambda_v \uparrow)$. L'ideale sarebbe riuscire a fasare l'onda di depressione dallo scarico con l'onda di sovrapressione dall'aspirazione.

N.B. In realtà la situazione è più complessa. Bisognerebbe tener conto anche del fatto che le onde di depressione (p-dp) e sovrappressione (p+dp) possono essere concordi o no con il moto del fluido.

N.B. Regola per la riflessione: ogni volta che l'onda di pressione incontra un ambiente che si può considerare essere a pressione costante, allora cambia di segno (da onda di depressione/rarefazione diventa onda di sovrapressione e viceversa), poichè è l'unico modo perchè la pressione si possa mantenere costante anche all'ingresso/uscita dell'ambiente. Se l'onda di pressione "sbatte" contro una superficie (per esempio sulla VA chiusa) allora inverte il suo moto ma non cambia di segno.

N.B. se la lunghezza è tale per cui l'impulso riflesso di compressione /sovrapressione (+) arriva alla valvola (che è aperta) circa a metà della corsa di aspirazione (90°) (*), la pressione risultante negli angoli di manovella successivi favorisce il riempimento del cilindro.

- Variazioni di λ_{v}

Dipendenza dalla velocità di rotazione (n)

Caratteristica meccanica (C) in funzione del coefficiente di riempimento (λ_v), funzione della velocità (n)

La caratteristica meccanica di un motore è l'andamento della coppia erogata dal motore in funzione della velocità di rotazione del motore, C(n), a posizione dell'organo di regolazione fissa. Se non è specificata quale sia la posizione dell'organo di regolazione si intende la posizione che corrisponde alle massime prestazioni che il motore è in grado di erogare (WOT). La forma del coefficiente di riempimento in un motore ad accensione comandata aspirato viene a determinare la forma della caratteristica meccanica:

$$C \propto pme = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \rho_a}{\alpha} \cdot H_i \mid H_i, \alpha \in \rho_a$$
 sono costanti al variare di n, ergo:

 $C \propto pme \propto \eta_u \cdot \lambda_v \mid \eta_u$ è abbastanza piatto in funzione di n, e quindi sarà:

$$C \propto pme \propto \lambda_v \mid max\lambda_v \rightarrow max pme \rightarrow max C$$

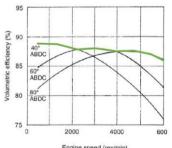
La scelta quindi dell'angolo di posticipo di chiusura della valvola di aspirazione (θ_{IVC}) diventa determinante: se la priorità è dare potenza specifica si sceglierà un ampio posticipo in modo da ottenere un λ_v con un massimo spostato verso gli alti regimi e cioè una pme massima spostata agli alti regimi e quindi, infine, una potenza specifica più elevata; se invece si cerca un motore con caratteristiche meno sportive si sceglierà un minor posticipo in modo da ottenere un λ_v con un massimo spostato verso i regimi medio/bassi e quindi una potenza massima erogata inferiore ma una maggiore coppia ai bassi regimi.

Motore sportivo \leftrightarrow massima potenza specifica: \rightarrow ampio posticipo \leftrightarrow max $\lambda_v = \lambda_v$ ($n \uparrow$) [frequente ricorso al cambio per accelerare la vettura a bassi regimi di rotazione]

Motore più efficiente \leftrightarrow maggior coppia ai bassi regimi: \rightarrow minor posticipo \leftrightarrow max $\lambda_v = \lambda_v$ ($n \downarrow$) [minor potenza specifica] [LET: Low End Torque = coppia ai bassi regimi \uparrow]

N.B. Nel caso di motori sovralimentati, a seconda del sistema di sovralimentazione, si riescono ad ottenere densità dell'aria di alimentazione differenti ai vari regimi di rotazione; quindi, la caratteristica meccanica dipenderà fortemente dalla tipologia di sovralimentazione.





A questi andamenti possono poi sovrapporsi massimi o minimi locali causati da effetti dinamici nell'intorno di particolari regimi di rotazione in cui si realizzano condizioni di risonanza positive o negative.

← Variatore di fase

Con un posticipo dell'IVC di 80° otteniamo notevoli benefici ad alti regimi di rotazione; tuttavia, questi benefici ad alta n li paghiamo a bassa n, in quanto, a bassa velocità di rotazione $(n \downarrow => v_a \downarrow (t \uparrow)(t \downarrow))$, risentiamo di un forte effetto di riflusso (back flow) poichè la valvola si chiude troppo tardi: la corrente ha tutto il tempo (t) di invertire il suo moto ed essere così rigurgitata nel condotto di aspirazione (per velocità più basse bisognerebbe diminuire il posticipo).

Se riduciamo il posticipo, passando da 80° a 60°, sfruttiamo meno l'effetto inerziale alle alte velocità di rotazione ma abbiamo effetti di riflusso meno marcati alle basse velocità.

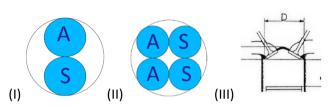
Con un posticipo dell'IVC di 40° abbiamo uno sfruttamento dell'effetto inerziale ancora meno efficiente alle alte velocità di rotazione ma in compenso minimizziamo le perdite per riflusso.

N.B. In un motore destinato a una normale applicazione automobilistica abbiamo un'unica valvola a farfalla a monte del collettore di aspirazione, mentre in un motore da competizione vi è una valvola a farfalla per ciascun cilindro nei condotti di aspirazione. Nella prima configurazione, quando vogliamo passare a pieno carico ($\lambda_v \uparrow pme \uparrow$) apriamo la valvola ma prima di poter passare dalla curva $\lambda_v - n$ più bassa a quella più alta (WOT) passerà un certo tempo in quanto il cassetto dell'aspirazione deve prima portarsi a pressione costante ($p \rightarrow p_{amb} = const$). Nella seconda configurazione, il cassetto dell'aspirazione è sempre a pressione ambiente ($p = p_{amb} = const$).; quindi, quando spalanchiamo le valvole, non abbiamo nessun volume a fare da polmone che ci dia un ritardo di risposta.

- Metodi per incrementare λ_v [\downarrow LEZIONE 13: 26/10/20] [LEZIONE 12: 23/10/20 Vedi Esercitazioni]

Aumento della sezione di passaggio delle valvole Aumento dell'alzata valvola Fasatura variabile – VVT (Variable Valve Timing) Attuazione variabile – VVA (VV Actuation)

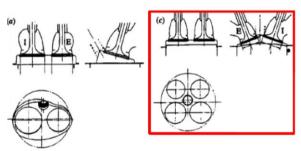
Aumento della sezione di passaggio delle valvole



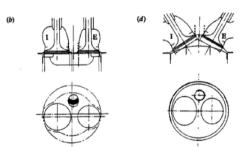
(I)
$$d_V = 0.5 d_{cil}$$
 $A_V = 0.25 A_{cil}$

(II)
$$d_V = \frac{1}{1+\sqrt{2}} d_{cil} A_V = 0.34 A_{cil}$$

(III)
$$A_V \rightarrow 0.5 A_{cil}$$
 (camera pent-roof)



Combustion chamber shape†	Inlet	Exhaust	Approximate mean piston speed, max power, m/s
Wedge or bathtub	0.43-0.46 <i>B</i>	0.35-0.37B	15
Bowl-in-piston	0.42-0.44B	0.34-0.37B	14
Hemispherical	0.48-0.5B	0.41-0.43B	18
Four-valve pent-roof	0.35-0.37 <i>B</i>	0.28-0.32B	20



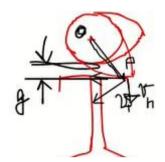
Con una soluzione "a tetto" (pent-roof), ovvero con due falde inclinate, abbiamo a disposizione uno spazio maggiore per le valvole (rispetto alla sezione retta del cilindro); con 4 valvole (d:+10%) per cilindro: $A_V \rightarrow 0.5 A_{cil}$.

Dato che la laminazione allo scarico è marginale conviene sfruttare lo spazio in modo da massimizzare le valvole di aspirazione a scapito di quelle di scarico.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Infine possiamo ancora notare come, soprattutto in un motore motociclistico, siano presenti delle cosiddette rampe per quanto riguarda la fase di apertura e la fase di chiusura delle valvole. Qual è il motivo per cui sono presenti queste rampe? Queste rampe sono presenti perché è necessario garantire un certo gioco ($\sim 0.2~[mm]$ per una valvola di aspirazione e $\sim 0.3 \div 0.4~[mm]$ per una valvola di scarico) tra la camma e la punteria, quando la camma si trova sul lato di riposo; la valvola, durante l'esercizio del motore, tende a raggiungere temperature molto elevate (nella zona del piatto $T \sim 700~[^{\circ}C]$); di conseguenza, se non garantissimo la presenza di questo gioco, la valvola tenderebbe a dilatarsi molto di più di quanto si dilati la sua sede (il cosiddetto "castello delle punterie") per via della circolazione del liquido di raffreddamento. Questo porterebbe portare a un **impuntamento** dello **stelo valvola** contro la **punteria**; quindi, per la dilatazione dello **stelo**, la valvola non riuscirebbe a chiudersi. Per evitare che questo succeda dobbiamo

garantire un certo gioco. Qual è il problema con questo gioco? Nel funzionamento a freddo, il contatto tra camma e punteria si realizza soltanto dopo che la camma è ruotata di un certo angolo. Se valutiamo la velocità nel punto P in cui si stabilisce il contatto tra camma e punteria, tenendo conto che la camma sta ruotando intorno al proprio asse con velocità angolare Ω , otteniamo una velocità del punto P con un vettore velocità v_p che possiamo scomporre ovviamente in una componente tangenziale alla punteria che darà soltanto un moto di strisciamento tra camma e punteria (non particolarmente pericoloso) e in una componente normale all'apertura della

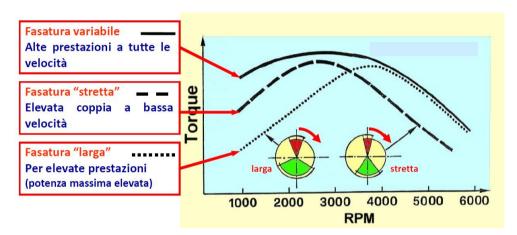


valvola v_h (nella direzione dell'alzata h). Questa componente v_h comporta un urto di notevole intensità tra la camma e la valvola. Per ridurre le vibrazioni, così il rumore e l'usura, è necessario contenere v_h e fare in modo che il contatto avvenga con velocità limitate, così come è necessario fare in modo che, quando la valvola viene in contatto con la sua sede, siano limitate anche le velocità con cui la valvola andrà ad impattare contro la sede alla chiusura ($v_h < 500 \, [mm/s]$). Dunque, i profili di alzata, quindi della camma, sono sagomati con una rampa di accostamento. Questa rampa prevede su un intervallo angolare abbastanza ampio che il profilo di alzata cresca relativamente poco; lo stesso avviene per la chiusura. In tal modo, durante le fasi di riscaldamento, man mano che la valvola si dilata, il gioco si riduce fino ad arrivare ad annullarsi: il contatto tra la camma e la punteria si stabilisce ad angoli che variano al variare del gioco, distribuiti su un arco angolare relativamente ampio. Questo potrebbe portare ad ambiguità dell'angolo di apertura e chiusura della valvola, poichè, potendo i contatti avvenire su un intervallo angolare abbastanza ampio potrebbe esserci un'indeterminatezza nel definire gli angoli di apertura e chiusura delle valvole. Questo problema viene risolto. In genere i valori di apertura e chiusura delle valvole vengono dati in corrispondenza di un valore convenzionale dell'alzata che sia al di fuori della rampa di accostamento che viene utilizzata per la ripresa dei giochi. Quindi, quando sentiamo dire che una valvola si chiude a 560° significa che a 560° si raggiunge un'alzata convenzionale: generalmente, per i motori automobilistici l'alzata convenzionale a cui si fa riferimento è quella di 1 [mm] quindi, prestiamo attenzione che l'angolo di chiusura o di apertura della valvola è un angolo definito in modo convenzionale e questo spiega perché a volte su alcuni diagrammi possiamo trovare delle apparenti incoerenze; ad esempio, su alcuni diagrammi troviamo delle portate non nulle in corrispondenza di un angolo che teoricamente dovrebbe corrispondere a una chiusura della valvola; ebbene, non si tratta di una chiusura totale della valvola, ma si tratta di un angolo convenzionale a cui facciamo riferimento per definire gli eventi di apertura e chiusura della valvola stessa.

Questa azione viene effettuata tramite **olio lubrificante**; un'apposita valvola di controllo provvede a regolare l'immissione dell'olio in pressione nella camera in prossimità dell'asse a camme; l'olio spinge il manicotto verso l'albero a camme provocandone lo scorrimento e quindi la rotazione relativa della puleggia rispetto all'asse a camme.

Questo dispositivo - il primo che è stato adottato per realizzare questo effetto di fasatura variabile - consente soltanto di avere due posizioni: possiamo ammettere l'olio in pressione nella camera e quindi spingere il manicotto verso la fine-corsa oppure possiamo depressurizzare la camera eliminando così il collegamento con i circuiti di lubrificazione, ripristinando la posizione di riposo, quindi il calettamento originario, tramite una molla (sistema di tipo digitale on-off). Sistemi più evoluti hanno un vero e proprio cassetto di distribuzione che ci permette di controllare la posizione del manicotto e di far fermare il manicotto in posizioni intermedie controllate in modo da poter ottenere appunto una variazione continua dell'angolo di calettamento (motore 12 cilindri Ferrari f550 Maranello).

Influenza della fasatura sulla coppia erogata:

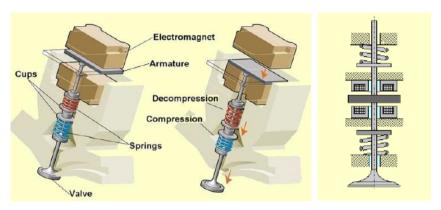


Fasatura stretta: fasatura con ridotti posticipi per privilegiare i riempimenti ai bassi regimi;

Fasatura larga: fasatura con ampio posticipo di chiusura della valvola di aspirazione per massimizzare il riempimento agli alti regimi;

Fasatura variabile: la curva di inviluppo risultante dovrebbe essere l'inviluppo di queste due curve (qui l'esecutore di questo diagramma si è fatto un po' prendere dall'entusiasmo presentando, nella parte iniziale, degli incrementi di riempimento che non si spiegano).

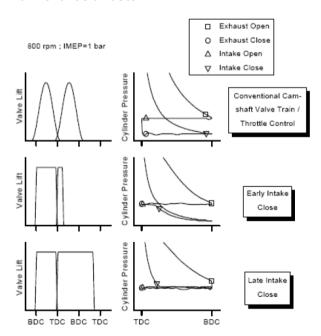




L'apertura e la chiusura della valvola sono realizzate mediante una coppia di elettromagneti che agiscono su un'armatura in materiale ferromagnetico che si trova all'estremità della valvola. Quando l'elettromagnete superiore viene eccitato, attrae verso di sé l'armatura provocando la chiusura della valvola; quando l'elettromagnete inferiore viene eccitato, attrae verso di sé provocando l'apertura della valvola. Questo ci permette di realizzare dei diagrammi di alzata con delle aperture e delle chiusure estremamente rapide, quasi istantanee. Per la quasi totalità della fase di apertura la valvola si trova nella posizione di apertura massima. Questa rappresenta la soluzione ideale che tuttavia presenta notevoli inconvenienti: sono necessarie delle forze molto elevate (1) (per imprimere accelerazioni così elevate servono forze elettromagnetiche elevate, il chè comporta un notevole assorbimento di energia elettrica oltre che un notevole ingombro); gli urti sono più importanti (2) (nel sistema analizzato precedentemente il profilo della camma frenava la valvola in fase di chiusura, facendola accostare alla sede con velocità controllata) → vibrazioni, rumore e usura.

Per questi motivi questo sistema non è mai andato in produzione. Da un punto di vista di effetti termo-fluidodinamici che si sarebbero potuti ottenere con questo sistema (sviluppato solo a livello prototipale) è un "peccato" perchè avrebbe permesso di effettuare delle **regolazioni molto efficienti a carico parziale**.

Punto di funzionamento: è praticamente un regime di minimo perché abbiamo 800 [rpm], 1 [bar] di PMI; 1 [bar] di PMI corrisponde grosso modo alla pressione di marcia vuoto; quindi, il motore sta di fatto funzionando a vuoto.



In un motore tradizionale con valvola a farfalla questo significa avere la valvola a farfalla praticamente chiusa: aspiriamo solo una minima quantità di aria e per far questo facciamo scendere moltissimo la pressione durante la fase di aspirazione; questo risulta in un ciclo di ricambio fluido molto ampio e quindi un lavoro di pompaggio molto ampio che viene a essere addirittura confrontabile in questo caso con la pressione di marcia vuoto. Se abbiamo una sovrappressione allo scarico di 0.1 [bar] e aspiriamo a circa 0.1 [bar] abbiamo circa 1 [bar] di lavoro di pompaggio riferito alla cilindrata e quindi siamo su valori di ricambio fluido confrontabili con quelli della pressione di marcia vuoto; questa è una penalizzazione ovviamente notevole in termini di rendimento [primo grafico].

[Domanda (+) per il Prof.: il sistema Valvetronic, così come descritto, sembrerebbe portare benefici in termini di rendimento e consumo, per via della sua capacità di adattarsi alle variazioni di carico (non è più necessaria la valvola a farfalla); tuttavia sembrerebbe incapace di variare la fasatura; come possiamo allora ridurre le perdite per rifiuto quando n cresce, e le perdite per riflusso quando n decresce? Scelta di compromesso? Possiamo abbinare un variatore di fase per anticipare/posticipare la chiusura della IV?]

[Quiz Kahoot 3! Lunedì 26/10/20]

- 1) Il minimo valore di consumo specifico q_b per un attuale motore diesel è pari a circa: 200 $\lceil g/kWh \rceil$
- 2) Se la potenza necessaria per l'avanzamento di un'auto a $100 \ [km/h]$ è $10 \ [kW]$, la potenza necessaria a $120 \ [km/h]$ sarà circa: $17.3 \ [kW]$
- 3) Per un auto che viaggia a velocità costante su una strada piana, la potenza che il motore deve erogare: è costante e indipendente sia dal rapporto al cambio sia dalla cilindrata del motore (la potenza che deve erogare il motore dipende solo dalla velocità del veicolo).
- 4) Per un'autovettura media l'obiettivo di emissione di 95 [gCO2/km] su ciclo NEDC corrisponde a circa: 33% di efficienza media del powertrain.
- 5) Per un'autovettura media sul ciclo NEDC una riduzione di massa del 10% corrisponde a: una riduzione di energia specifica richiesta per avanzamento [Wh/km] del 6% (perchè agisce sia sulla rolling resistance che sull'inerzia).
- 6) In un motore avente $(p_r p_{amb}) = (p_{amb} p_i) = 0.1 \ [bar]$: le laminazioni all'aspirazione incidono in modo preponderante a causa della riduzione della densità dell'aria aspirata.
- 7) In un motore a benzina PFI, l'iniezione del combustibile liquido nel port provoca: Coesistono entrambi gli effetti (aumento del riempimento, a causa del raffreddamento della carica dovuto all'evaporazione del combustibile; diminuzione del riempimento a causa della diminuzione V_{eff} prodotta dai vapori di combustibile); λ_{ν} + o λ_{ν} a seconda di quale effetto prevale.
- 8) In un motore ad accensione comandata la posizione del regime di massimo riempimento è determinata essenzialmente da: posticipo di chiusura della valvola di aspirazione.
- 9) Al diminuire della velocità di rotazione, per una prefissata fasatura delle valvole di aspirazione, le perdite per riflusso: aumentano perchè aumenta il ritardo temporaneo di chiusura valvola e si riduce l'inerzia del flusso.
- 10) In un motore ad accensione comandata, al ridursi dell'apertura della fasatura: il riempimento diminuisce sempre più rapidamente al crescere della velocità di rotazione del motore.

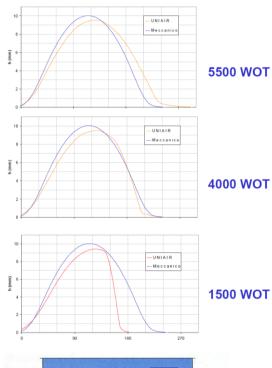
- (1) (2) Incremento della coppia a bassi regimi e incremento della potenza alla massima velocità [↓ LEZIONE 14: 29/10/20]

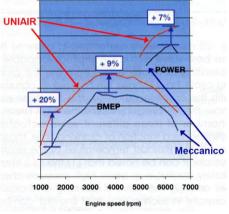
Analizziamo quindi le possibilità di utilizzare un sistema VVA per ottenere dei benefici per incrementare il riempimento del motore e di conseguenza le prestazioni.

Nel caso di azionamento convenzionale siamo costretti ad accettare un compromesso nella scelta del profilo di alzata della valvola, cercando di trovare un buon bilanciamento tra l'esigenza di mantenere il riempimento elevato agli alti regimi di rotazione - sfruttando l'inerzia della colonna fluida che, quando lo stantuffo raggiunge il PMI continuerebbe ad entrare date le elevate velocità, quindi, andando a chiudere la valvola con un notevole posticipo per sfruttare questo ulteriore riempimento in quelle che teoricamente sarebbero le prime fasi della corsa di compressione – e, dall'altro lato, l'esigenza di evitare l'adozione di posticipi troppo ampi poichè questi ci darebbero problemi di riflusso (back flow) della carica aspirata verso il condotto di aspirazione ai regimi di rotazione più bassi.

Con un sistema VVA non dobbiamo scendere a compromessi: possiamo, per ogni velocità di rotazione, scegliere il profilo ottimale.

Scegliamo un profilo della camma molto ampio; Incrementiamo il più possibile il posticipo di chiusura agli alti regimi; al PMS l'alzata della valvola è decisamente superiore rispetto a un sistema meccanico tradizionale; dunque, in questa zona massimizziamo il riempimento, potendo contare sul fatto che, per velocità di rotazione più basse, possiamo effettuare una chiusura anticipata; in questo caso non si tratterebbe di una chiusura anticipata con lo scopo di evitare l'uso della valvola a farfalla ai carichi parziali ma di una chiusura anticipata per incrementare le prestazioni del motore a velocità di rotazione più basse: ovvero, incrementare il riempimento e ridurre, e se possibile annullare, le perdite per riflusso (NB!).





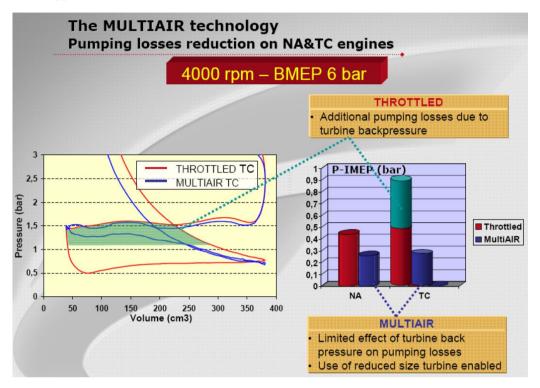
Quindi il **profilo** viene **ottimizzato per la massima velocità di rotazione**; viene poi attuato con alzate inferiori alle velocità di rotazione più basse.

In questo modo, possiamo avere, rispetto a un motore convenzionale, un incremento di riempimento - quindi di coppie e potenze erogate - di circa il 7%. Può salire di un 9-10% nell'intorno del regime di coppia massima e può salire del 20% nell'intorno della zona di alta coppia ai bassi regimi.

Questo può essere visto sicuramente come un incremento di prestazioni ma può essere convertito anche in un incremento di efficienza del sistema di propulsione; una maggior coppia ai bassi regimi ci consente di sfruttare la tecnica del downspeeding: scegliamo dei rapporti di trasmissione che tendano a far girare il motore a velocità di rotazione più basse con maggiori carichi (il rendimento organico aumenta).

Sistema VVA Multiair

Prima di approfondire il sistema Dual Lift, analizziamo meglio quali possono essere i benefici di un sistema VVA in cui possiamo controllare a piacimento l'alzata. Questi benefici, in termini di riduzione del lavoro di pompaggio, sono molto più marcati nel caso di motori sovralimentati.



Le colonne rappresentano il lavoro di pompaggio (Pumping IMEP) per:

- Un motore convenzionale farfallato (in rosso); aspirazione naturale (sx); motore sovralimentato (dx);
- Due motori con sistema VVA, Multiair (in blu): aspirazione naturale (sx); motore sovralimentato (dx);

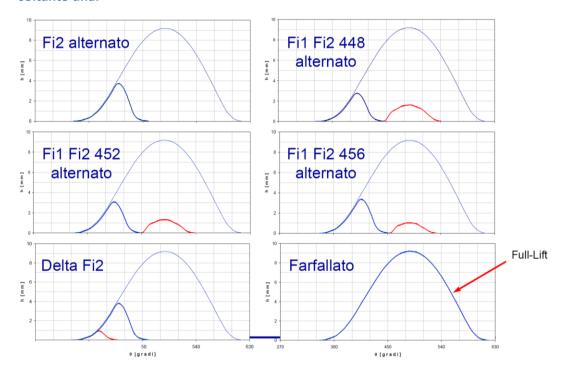
Il vantaggio in termini di riduzione del lavoro di pompaggio diventa particolarmente evidente per il motore sovralimentato con sistema VVA, Multiair. Un motore sovralimentato soffre dal punto di vista del pompaggio nel funzionamento a carico parziale per il fatto che la turbina rappresenta una perdita di carico significativa allo scarico del motore e quindi la presenza della turbina ci porta a un innalzamento della linea che viene seguita durante l'espulsione. Andando ad alzare il livello della pressione media allo scarico questo comporta un aumento notevole del lavoro di ricambio fluido. [Dimentichiamo quel che ci rimane decontestualizzato dal corso di Macchine dove ci è stato accennato che in un motore sovralimentato possiamo avere un ciclo di ricambio fluido con lavoro positivo poichè l'aspirazione può avvenire a una pressione superiore alla pressione di scarico. Questa è una condizione particolare che si può verificare in alcune condizioni operative con ben precisi livelli di efficienza del compressore e della turbina ma non è sicuramente il caso di un motore sovralimentato ad accensione comandata (SI) che funzioni a carico parziale. Per un motore sovralimentato SI, specie se lo facciamo lavorare a carico parziale, avremo sempre una pressione di scarico più alta della pressione di aspirazione.]

=> Per ovviare a questo inconveniente abbiamo tre possibilità:

- 1) Controllo delle valvole 3) Geometria dei condotti
- 2) Controllo dell'EGR (Combinazioni delle tre)

1) Controllo delle valvole

Possiamo pensare di contrastare la diminuzione della turbolenza cercando di promuovere, per altra via, i moti turbolenti, con un adeguato disegno dei condotti della testa, oppure, se abbiamo la possibilità di comandare separatamente le due valvole di aspirazione, possiamo pensare, a carico parziale, di aprirne soltanto una.



I grafici si riferiscono a 2000 [rpm] 2 [bar] di pme (carico molto basso); terminologia gergale di FIAT (dove è stata sviluppata questa tecnologia): l'angolo Fi2 a cu si fa riferimento è l'angolo di chiusura della valvola di aspirazione (corrisponde a quello che precedentemente abbiamo indicato con EIVC). Fi1 è l'angolo di riferimento per l'apertura della valvola (LIVO).

1.1 Fi2 (EIVC) alternato (Preview:
$$L_p \downarrow \text{turbolenza} \downarrow$$
; $q_b = q_{b,min} (-7\%) \leftrightarrow SA = 50^\circ) \leftarrow$

Possiamo aumentare la turbolenza con una strategia in Fi2 alternato dove andiamo di volta in volta ad aprire solo una delle due valvole di aspirazione. In questo modo il flusso, entrando da un solo condotto, tenderà a essere disuniforme e a produrre un moto cosidetto di "swirl": un macro-vortice con asse di rotazione parallelo all'asse del cilindro. (Primo grafico)

1.2 Delta Fi2 (EIVC) ($L_p \downarrow \text{turbolenza} \downarrow$): Possiamo anche pensare di avere delle alzate dissimmetriche tra le due valvole: anziché tenerne una completamente chiusa possiamo aprirla leggermente. (Terzo grafico)

1.3 Fi1 (LIVO) Fi2 (EIVC) alternato (
$$L_p$$
 \uparrow turbolenza \uparrow $q_b = q_{b,min} (perdite_{pomp} > p_t) \leftrightarrow SA = 45^\circ$):

Oppure possiamo pensare di adottare una strategia diversa: apertura ritardata (LIVO) (Secondo grafico). Dal punto di vista della riduzione del pompaggio, questa strategia "è un disastro": apriamo una valvola molto poco in un momento in cui lo stantuffo sta risucchiando portata con una notevole intensità (dato che si muove ad alta velocità); però, per contro, questo ci permette di avere un moto turbolento molto intenso (perchè immettiamo aria nel cilindro ad alta velocità e la immettiamo dopo che l'altra valvola si è già chiusa). Se lo scopo è quello di trovare un bilancio tra le perdite per pompaggio e le perdite per intempestività, questa soluzione potrebbe effettivamente permetterci di mitigare le seconde.

La strategia Fi2 (quella che ci permette di minimizzare il lavoro di pompaggio anche se è quella che fa degradare maggiormente la turbolenza) è la strategia che ci consente di ottenere il consumo specifico minimo (7-8%) (blu).

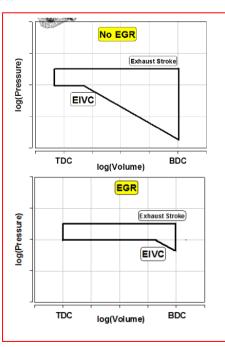
In generale in tutti questi punti, abbiamo bisogno di anticipi molto elevati; anche nel motore tradizionale – per vincere la degradazione della turbolenza e quindi minimizzare le perdite per intempestività – il minimo di consumo si raggiunge con un anticipo di 45 gradi (quindi, facendo scoccare la scintilla 45 gradi prima del PMS, poichè la presenza di notevoli quantità di gas residui all'interno della camera – che si comportano come diluenti rallentando quindi il processo di combustione – ci costringe a partire molto in anticipo per mantenere una fasatura ottimale del processo di combustione). Il fatto che con una strategia Fi2 con un EIVC il minimo di consumo si raggiunga con un anticipo di 50 gradi è chiaramente un indice di un notevole rallentamento del processo di combustione. Viceversa se prendiamo in considerazione la strategia mista Fi1 Fi2 452 o la Fi1 Fi2 448 (si distinguono solo per la fasatura delle valvole) vediamo come il consumo minimo si raggiunga per 40 gradi di anticipo per entrambi i casi, grazie al fatto che questa LIVO che viene adottata ci permette di poter "rivitalizzare" un po' i moti turbolenti e quindi avere una combustione più rapida che richieda quindi un anticipo minore. Essendo prevalenti le perdite per pompaggio la chiusura anticipata è la strategia che restituisce i migliori risultati.

2) Controllo dell'EGR (ricircolo dei gas combusti)

Potrebbe sembrare un controsenso utilizzare l'EGR - ovvero aumentare ulteriormente il tenore di gas residui presenti all'interno della camera: abbiamo detto che, a carico parziale, abbiamo dei problemi con questi gas in quanto si comportano come dei diluenti che rallentano la combustione; in realtà se utilizziamo questi gas residui possiamo fare, in un motore tradizionale, delle de-throttling (ovvero diminuire l'entità delle laminazioni sulla valvola a farfalla); la questione è sempre inerente a come introdurre meno aria; possiamo farlo in due modi: in un motore convenzionale farfallato possiamo farlo immettendo aria a un minor livello di pressione e quindi di densità (immettendo aria più rarefatta); oppure possiamo giocare sullo spazio a disposizione per quest'aria che, di fatto, è quello che facciamo tramite una chiusura anticipata; in alternativa alla chiusura anticipata (EIVC), possiamo mettere a disposizione uno spazio minore occupando parte del volume con i gas residui del ciclo precedente; aumentandone il contenuto, questi sottraggono spazio alla carica fresca e, se la carica fresca ha meno spazio, siamo costretti o a laminare di meno se utilizziamo una valvola a farfalla oppure ad adottare una chiusura anticipata meno marcata.

Punto a basso carico (2000 [rpm], 2 [bar] pme)

Senza EGR, se abbiamo da fare un carico molto basso, siamo costretti a chiudere molto presto la valvola; avremo quindi una notevole durata della fase di espansione dove si dissipa la turbolenza. Mentre se adottiamo l'EGR, per il fatto che buona parte del volume viene occupato da gas residui del ciclo precedente, possiamo andare a chiudere la valvola di aspirazione, sì con un certo anticipo rispetto al PMI ma senza avere poi un'espansione così marcata nel cilindro e quindi senza avere questo effetto di "distruzione" della turbolenza così marcato come nel caso senza EGR. In questo caso lo scopo dell'EGR non è diluire la carica per abbattere le temperature di picco e quindi abbattere le emissioni di NOx. L'obiettivo è il de-throttling: fare in qualche modo funzionare il motore a carico parziale senza dover laminare troppo sulla valvola a farfalla o senza dover chiudere troppo presto la valvola di aspirazione (e così distruggere la turbolenza).



Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Excursus: Quando diagrammiamo l'andamento della pressione all'interno della camera di combustione di un motore SI in funzione dell'angolo di manovella, diagrammiamo il ciclo medio di pressione ottenuto facendo una media di 100 cicli motore consecutivi. Se andassimo a diagrammare i 100 cicli motore consecutivi, anche se le condizioni di funzionamento sono stabili (stesso regime, stessa posizione della valvola a farfalla, stesso anticipo, stessa dosatura) – anche se nominalmente è tutto identico – poichè il processo di combustione non si ripete mai identicamente a sé stesso – otterremmo cicli con combustione più rapida / più lenta – i cicli risulterebbero più o meno dispersi rispetto al ciclo medio. Possiamo andare a caratterizzare, da un punto di vista statistico, la dispersione di questo processo riportando, per esempio, la frequenza relativa con cui si presentano cicli con un determinato valore di pmi (pressione media indicata). Le ragioni che portano ad avere di volta in volta uno sviluppo più rapido / più lento del processo di combustione, e quindi un lavoro maggiore / minore, sono date dalla combinazione di una serie di fattori assolutamente casuali; il fattore più importante è rappresentato dal campo di moto istantaneo che vi è all'interno della camera. Si può facilmente osservare come, con un'analisi statistica di questo tipo, le pmi di una popolazione di un centinaio di cicli consecutivi si distribuiscono lungo una gaussiana.

Allora per caratterizzare la stabilità del processo di combustione possiamo fare riferimento alle caratteristiche di questa curva gaussiana e definire un parametro caratteristico, indicato come COV della pmi, dato dal rapporto tra lo scatto quadratico medio (σ_{pmi}) della distribuzione gaussiana rapportata alla pmi media (\overline{pmi}); in tal modo otteniamo una misura media quantitativa del grado di dispersione/ripetibilità del processo di combustione.

$$COV = \frac{\sigma_{pmi}}{\overline{pmi}}$$
 Coefficient Of Variation of pmi

[COV: Coefficient Of Variation – parametro utilizzato per dare una misura quantitativa media del grado di stabilità/dispersione/ripetibilità del processo di combustione]

Se abbiamo fluttuazioni del ciclo indicato, quindi della pmi, da ciclo a ciclo, che siano tali da darci una pmi inferiore al 4-5%, in genere, queste fluttuazioni non sono in grado di dare fluttuazioni di coppia percepibili da parte dell'utente; se la COV della pmi supera il 4-5%, l'irregolarità nella erogazione di coppia del motore diventa percepibile (in maniera fastidiosa).

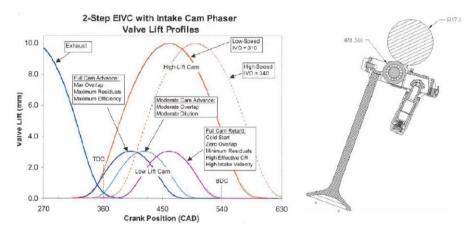
(3) Geometria dei condotti e della camera di combustione (per aumentare la turbolenza)

Ritornando al discorso precedente: nel grafico sulla destra, vediamo confrontate, in termini di effetto che si ottiene al crescere della % di EGR, tre diverse forme della camera di combustione e dei condotti. Con una forma standard (curva nera) abbiamo un sensibilità piuttosto spiccata della stabilità del processo di combustione al crescere della % di EGR; già per valori contenuti di EGR, la COV tende a impennarsi. Se aumentiamo la turbolenza con la forma dei condotti e della camera che corrisponde alla curva blu, possiamo ottenere un miglioramento, e ancor più con la forma dei condotti e della camera che corrisponde alla curva rossa: possiamo aumentare il rate di EGR senza andare a sconfinare al di sopra del 5% della COV della pmi (soglia limite).

In buona sostanza questo spiega perchè possa essere utile combinare l'EGR con una strategia di attuazione variabile delle valvole (VVA) a carico parziale – anche se dal punto di vista teorico potrebbe sembrare essere possibile poter fare tutto quello che ci serve soltanto con la regolazione tramite la valvola a farfalla – e spiega inoltre perchè possano risultare utili le strategie di attuazione della valvola, precedentemente esaminate, che in prima battuta possono sembrare un non-senso dal punto di vista della riduzione del lavoro di pompaggio: tali strategie ci permettono di tenere viva la turbolenza e quindi di avere un processo di combustione più rapido e intrinsecamente più stabile.

Sistema Dual Lift

Un sistema alternativo ai sistemi VVA Multiair è rappresentato dal sistema Dual Lift. I sistemi Dual Lift permettono di avere sostanzialmente la possibilità di commutare il funzionamento scegliendo tra una camma che consente di realizzare la alzata massima e una camma che consente di alzare la valvola con un alzata ridotta che può essere utilizzata per il funzionamento a carico parziale; ovviamente con sole le alzate non riusciamo a coprire tutte le esigenze di funzionamento a carico parziale quindi questi sistemi dovranno sempre essere accompagnati dall'utilizzo di una valvola a farfalla che è invece teoricamente non necessaria nel caso dei sistemi Multiair. In questo modo si può comunque ottenere un significativo beneficio in termini di riduzioni del lavoro di pompaggio. Questi sistemi sono molto più economici: non abbiamo bisogno di dover variare con continuità l'attuazione della valvola ma possiamo andare a modificare una distribuzione più vicino alla distribuzione tradizionale con un elemento che ci consenta di avere sostanzialmente la possibilità di commutare tra due profili di alzata.



Sostanzialmente e generalmente si utilizzano in questo caso, anziché delle attuazioni dirette in cui la camma agisce direttamente sulla valvola, delle attuazioni tramite l'interposizione di un bilanciere; quindi, normalmente, vi è una leva - con un fulcro centrale con un cuscinetto a rullino - sulla quale la camma agisce per realizzare l' alzata della valvola.

Prima di analizzare nel dettaglio il funzionamento di un sistema Dual Lift analizziamo un caso estremo rappresentato dalla possibilità di realizzare una cosiddetta "punteria collassabile" ovvero un sistema che ci permetta di tenere completamente chiusa una valvola disattivandola completamente. Questo ci permetterebbe per esempio di aprire soltanto una delle due valvole di aspirazione e incrementare così la turbolenza all'interno della camera facendo entrare l'aria soltanto da uno dei due condotti oppure, tenendo chiuse entrambe le valvole, di riuscire a disattivare i cilindri, per esempio, nel funzionamento a carico parziale.

Meccanismo di disattivazione delle valvole: la camma interagisce con la valvola tramite l'interposizione di un di un bilanciere; quindi, l'azionamento avviene da parte della camma su un rullino che si trova nella parte centrale del bilanciere; il bilanciere è incernierato da una parte all'estremità della valvola mentre dall'altra a uno stantuffo che viene normalmente tenuto bloccato da un perno che si impegna in un'apposita gola e mantiene bloccato lo stantuffo così chè la camma, nella sua rotazione, spinga verso il basso il bilanciere sul lato della valvola determinandone così l'apertura. Quando si vuole invece disattivare la valvola si andrà a disimpegnare il perno di destra e questo permetterà allo stantuffo di "collassare" e di fatto, anziché provocare l'apertura della valvola, l'azione della camma provocherà all'abbassamento dello stantuffo. Il perno viene in genere azionato con una piccola elettrovalvola oppure utilizzando l'olio motore.

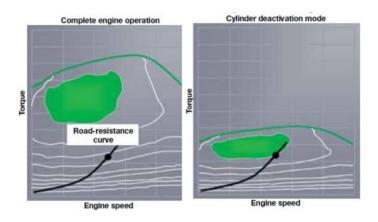


- (4) Disattivazione dei cilindri

Sistema Dual Lift
Effetto dell'introduzione della "cylinder deactivation"
Limiti della "cylinder deactivation"
Controllo EIVC vs Cylinder deactivation

Sistema Dual Lift

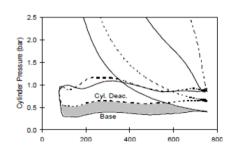
Anche in questo caso non si tratta in realtà di una tecnologia nuova; è stata introdotta negli anni '80 sul mercato americano per i motori V8 americani: lo slogan commerciale con cui era pubblicizzata all'epoca era "displacement on demand" ovvero "cilindrata a richiesta". L'idea era quella di far funzionare il motore con un numero di cilindri dimezzato a carico parziale in modo da poter ridurre le perdite per laminazione all'aspirazione nel funzionamento a carico parziale e avere quindi un motore di cilindrata ridotta in grado di



funzionare con maggiore efficienza nel funzionamento a carico parziale; quindi, l'idea era di disattivare 4 degli 8 cilindri nel funzionamento a carico parziale per ottenere dei miglioramenti di rendimento. Questa tecnologia è stata ripresa recentemente dai costruttori europei sotto l'impulso delle normative che oggi richiedono ai costruttori di aggiungere degli obiettivi in termini di emissioni di CO2 molto sfidanti. L'obiettivo per il 2020 per una vettura media è dell'ordine dei 95 [gCO2/km] sul ciclo NEDC che corrispondono a un rendimento medio del 33% che, come abbiamo visto, è molto difficile se non impossibile da raggiungere con una tecnologia convenzionale su un ciclo come il NEDC che prevede il funzionamento del motore a carichi molto bassi quali sono quelli che abbiamo nel tipico funzionamento in un'area urbana con traffico molto congestionato. Questo è il motivo per cui i costruttori europei hanno ripreso questa tecnologia e l'hanno riproposta anche su motorizzazioni con cilindrate decisamente più contenute; la Volkswagen è stata la prima casa a introdurre il sistema di disattivazione nella produzione di serie, su un 1.4, 4 cilindri.

Effetto dell'introduzione della "cylinder deactivation"

Per un punto di funzionamento a carico molto ridotto 1500 [rpm] 2,6 [bar] di pme, vediamo l'effetto sul pumping loop. Con la linea tratteggiata seguiamo il pumping loop limitato ai cilindri che vengono mantenuti attivi e lo confrontiamo con quello del motore convenzionale farfallato (baseline di riferimento). Vediamo come in tal modo si abbia un risparmio significativo in termini di ciclo di pompaggio.



I benefici che possiamo ottenere con una disattivazione dei cilindri - tipicamente la metà dei cilindri del motore - sono tanto più marcati quanto più il funzionamento del motore è un funzionamento ai carichi bassi.

L'attivazione o la disattivazione dei cilindri è un modo per intervenire sul coefficiente di riempimento, alternativo all'utilizzo della valvola farfalla convenzionale, che ci permette di avere delle perdite per il cambio fluido più contenute nel funzionamento a carico parziale.

Non disattiviamo i cilindri per migliorare solo il riempimento: se non disattivassimo i cilindri, se ci limitassimo a inibire l'iniezione del combustibile e a inibire lo scoccare della scintilla nei cilindri che vogliamo disattivare, questi cilindri continuerebbero ad aspirare aria e ad espellere a questo punto non più gas combusti ma aria

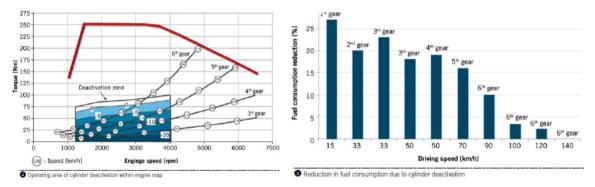
Limiti della "cylinder deactivation"

A fronte di questi vantaggi teorici che sono molto interessanti possiamo avere però, molto spesso nella pratica, una riduzione del vantaggio effettivo ottenibile come riportato dal diagramma di destra dove vediamo in particolare che a fronte di un vantaggio del 14% ottenibile senza nessun vincolo, se andiamo a introdurre tutta una serie di vincoli, possiamo arrivare a dimezzare questo vantaggio dal 14 al 7% circa. Se teniamo conto che in realtà NON possiamo, come vedremo, applicare la disattivazione dei cilindri:

- Quando lavoriamo con una marcia troppo bassa perché potrebbe darci delle fluttuazioni di coppia che verrebbero amplificate dalla marcia bassa;
- Quando lavoriamo a **velocità di rotazione molto bassa** perché anche qui verrebbe percepita una maggiore irregolarità di funzionamento (quindi non possiamo farlo per esempio in prima e seconda);
- Quando lavoriamo al di sotto dei 1000 [rpm]; quando lavoriamo al minimo;

Quali cilindri disattiviamo?

Analizziamo dei dati più vicini a quelle dell'applicazione europee: Volkswagen, 1.4 TSI, 4 cilindri in linea.



Curva rossa: coppia massima che il motore è in grado di erogare in funzione della velocità di rotazione [rpm]. In blu: zona punti di funzionamento del ciclo NEDC. Curve nere: marce inserite.

Per un funzionamento su ciclo urbano, il vantaggio nel disattivare la metà dei cilindri è dell'ordine del 20% circa che rappresenta un guadagno notevole in termini di consumo. Come viene realizzata questa disattivazione cilindri? Viene realizzata disattivando la metà dei cilindri; in particolare disattiviamo i cilindri 2 3, perchè, siccome è necessario prevedere dei sistemi per la disattivazione delle valvole non siamo costretti a dotare tutte le valvole di tutti i cilindri di questo sistema di disattivazione (che ha un costo significativo) ma possiamo limitarci ai cilindri 2, 3. Perché i cilindri 2, 3? L'ordine di accensione (FO: Firinu Order) di questo motore è l'ordine classico 1, 3, 4, 2; i quattro cilindri, come cicli di lavoro, sono uniformemente sfasati tra loro; quindi, due cilindri si trovano al PMI quando gli altri due cilindri sono al PMS. In questo modo, sfasiamo i cicli tra i diversi cilindri con uno sfasamento uniforme cioè con i cicli che siano tutti sfasati rispetto al ciclo successivo in ordine di accensione di una stessa quantità che è pari in questo caso a 180°. Il primo cilindro sarà il cilindro 1; supponendo che il cilindro 1 si trovi al PMS di combustione; nelle condizioni in cui facciamo avvenire il processo di combustione, il cilindro successivo ad effettuare il processo di combustione è il cilindro 3 che è sfasato rispetto al cilindro 1 di 180° in ritardo, dunque, quando 1 si trova a fine compressione, quindi al PMS, e il 3 si trova a inizio compressione quindi al PMI. Il cilindro successivo in ordine di accensione sarà il cilindro numero 4 che in questo momento si trova anch'esso al PMS ma è il PMS di fine scarico - inizio aspirazione, quindi, è sfasato di 180° in ritardo rispetto al 3, di 360° in ritardo rispetto a 1. Infine l'ultimo in ordine di accensione sarà il cilindro 2, sfasato di 180° rispetto al 4, 360° rispetto al 3 e 540° rispetto a 1. In questo modo, se andiamo a disattivare i cilindri 3 e 2, manteniamo uno sfasamento uniforme tra i cilindri attivi. I cilindri attivi 1 e 4 non sono più sfasati di 180 ° tra loro ma continuiamo ad avere uno sfasamento uniforme regolare tra almeno i cilindri attivi. In questo modo possiamo dotare del sistema di disattivazione dei cilindri soltanto i cilindri 2 e 3 che si trovano al centro del motore.

3) Esiste una terza possibilità, chiamata "Vacuum trapped", che consiste nel disattivare per prime le valvole di aspirazione. Cosa succede in questo caso? Viene chiamata "vacuum trapped" perché, in pratica, la pressione che abbiamo all'interno della camera di combustione, durante la corsa di aspirazione con le valvole di aspirazione chiuse, viene in questo caso a crollare a valori molto prossimi allo zero (non avendo una pompa a vuoto, facciamo espandere dei gas con un rapporto volumetrico di circa 10 a partire dalla pressione ambiente e scendiamo a pressioni indubbiamente molto basse). Generalmente non viene adottata questa soluzione perché c'è il rischio che la camera vada in forte depressione e possa risucchiare olio lubrificante dal Carter. Quindi, se si adotta un vacuum trapped, diventa necessaria una progettazione particolare dei segmenti per impedire questo flusso inverso dal Carter verso la camera di combustione.

Nota sull'effetto di molla di gas: come vediamo dal diagramma, per effetto delle fughe, il gas intrappolato all'interno della camera di combustione va progressivamente diminuendo; quindi, il livello di pressione che raggiungiamo in queste corse di compressione ed espansione risulta via via sempre più basso e, nel giro di una decina di giri, il motore diventa completamente "spompato" nei cilindri disattivati.

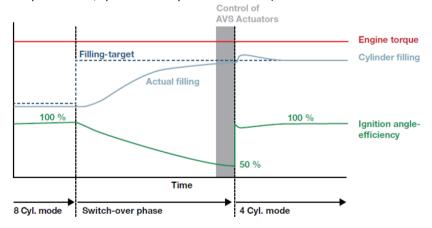
Come influisce questa soluzione sul rendimento?

Quando applichiamo la "cylinder deactivation" non possiamo far riferimento al diagramma η_o-pme . Le perdite organiche, quindi l'assorbimento degli accessori, rimangono pressoché le stesse; scende la perdita meccanica per attrito canna-stantuffo perché sui cilindri disattivati non abbiamo le pressioni dovute alla combustione e quindi abbiamo attriti senz'altro più ridotti (η_o \uparrow), specie se intrappoliamo aria, e migliorano le perdite per ricambio fluido in quanto il lavoro di ricambio fluido si riduce notevolmente poichè la metà dei cilindri lavora con un ciclo di pompaggio decisamente più favorevole ($\eta_{\theta i}$ \uparrow).

Quindi, compresa la necessità di avere a disposizione dei sistemi di disattivazione delle valvole sia sull'aspirazione che sullo scarico per i cilindri che vengono a essere disattivati si può capire perché sia conveniente andare a disattivare sempre gli stessi cilindri: in questo modo andiamo a ridurre i costi del sistema di disattivazione che non dovrà equipaggiare l'intero motore ma dovrà equipaggiare soltanto i cilindri che verranno disattivati.

Passaggio da una modalità normale a una modalità con i cilindri disattivati:

Vi è però un ulteriore problema rappresentato dalla gestione del passaggio da una modalità normale a una modalità con i cilindri disattivati che possiamo capire meglio osservando il seguente diagramma (presentato sempre da VW, questa volta per un 8 cilindri).



8 Cyl. Mode: funzionamento normale con tutti gli 8 cilindri 4 Cyl. Mode: funzionamento con metà dei cilindri attivi;

La modalità di funzionamento con i cilindri disattivati viene attivata quando il motore sta funzionando a carico molto ridotto; per esempio, quando siamo a velocità costante a una velocità relativamente bassa e al motore sono richiesti 2 [bar] di pme; può essere utile a questo punto far funzionare soltanto metà dei cilindri a un carico doppio.

Qual è l'inconveniente nell'utilizzo di guesta tecnica di implementazione della "cylinder deactivation"?

Durante il transitorio facciamo lavorare il sistema con un processo di combustione molto inefficiente, in quanto incrementiamo deliberatamente le perdite per intempestività del processo di combustione; questo fa sì che si vada ulteriormente a erodere il beneficio che ci potevamo aspettare dalla disattivazione dei cilindri. Questo è il motivo per cui nei sistemi moderni si cerca di **sfruttare l'I.A.** o le tecniche di "machine learning": si può far apprendere alla centralina, in base allo stile di guida del guidatore e alle condizioni statisticamente più frequenti, che probabilità ci siano che il guidatore continui a chiedere 2 [bar] di pme ancora sufficientemente a lungo perchè si possa realizzare questa transizione e non si perdano tutti i vantaggi che poi avremmo dalla disattivazione a causa di queste maggiori perdite che abbiamo per la gestione del transitorio (se sì è appena riusciti a gestire la transizione e a passare alla modalità con disattivazione cilindri, se il guidatore decidesse di accelerare immediatamente, perché, per esempio, il traffico diventa più fluido, perderemmo tutti i vantaggi che avevamo ottenuto con la disattivazione dei cilindri).

Studente: "non si possono adottare valvola a farfalla nei condotti di aspirazione?" Sì, è una soluzione che si usa nei motori Racing o motociclistici per ridurre il transitorio fluidodinamico: per applicazioni standard è troppo costoso perché andremmo a moltiplicare il numero degli attuatori; le valvole a farfalla oggi sono generalmente delle valvole molto sofisticate: sono delle valvole con un attuazione a comando dettato da un motorino passo-passo (non è semplicemente una valvola azionata da una molla e da un comando a filo collegato all'acceleratore con era un tempo in motori molto più semplici). Quindi non è praticabile questa soluzione.

Trend tecnologico:

A complicare ulteriormente le cose ci sono i trend tecnologici. Il trend tecnologico va nella direzione del downsizing, quindi nel realizzare motori di cilindrata sempre più ridotta, proprio per ottenere benefici in termini di consumo.

Downsizing: significa equipaggiare una determinata vettura con un motore di cilindrata inferiore rispetto a quanto si farebbe normalmente al fine di ottenere benefici in termini di riduzione dei consumi, compensando la riduzione di prestazioni andando a sostituire il motore di partenza aspirato con un motore sovralimentato in modo da poter mantenere inalterate le prestazioni in termini di velocità massima o di accelerazione da parte del veicolo.

Se prendiamo come esempio il costruttore Ford, 10 anni fa su una vettura della taglia della Focus veniva utilizzato un motore 2000 aspirato / 1800 aspirato; oggi, sullo stesso tipo di veicolo con lo stesso cambio viene utilizzato il motore 1000 EcoBoost Ford (più volte premiato come il motore dell'anno). Si tratta di un motore sovralimentato con cilindrata dimezzata rispetto a quella del motore aspirato di partenza che poteva essere un 2 litri. Le prestazioni della vettura, se guardiamo lo 0- 100 [km/h], i tempi di ripresa da 70 a 120 [km/h] in quinta o sesta marcia, sono rimaste inalterate o sono addirittura migliorate grazie al fatto che passiamo da un motore che aveva una cilindrata di 2 litri e una pme massima di 10 [bar] (essendo motore aspirato) a un motore che ha sì una cilindrata dimezzata di 1 litro ma che, grazie alla sovralimentazione, può arrivare a una pme massima doppia di 20 [bar]; quindi ci dà sostanzialmente la stessa potenza massima del motore di partenza e ci consentirà di raggiungere le stesse prestazioni in termini del veicolo.

Qual è il vantaggio? il vantaggio è che, nell'utilizzo statisticamente più frequente che è quello ai bassi carichi, tipico di un motore automobilistico, mentre il motore di partenza viene operato prevalentemente a 2 [bar] di pme come carico, il motore downsized viene fatto funzionare, come punto di funzionamento, a 4 [bar] di pme, quindi a un carico decisamente più alto con quindi un rendimento organico decisamente più elevato.

Controllo EIVC vs Cylinder deactivation

Abbiamo visto l'attuazione variabile delle valvole: la soluzione Multiair ci consente di regolare il motore in alternativa alla valvola farfalla con una regolazione quindi decisamente più efficiente; abbiamo visto la disattivazione cilindri che sostanzialmente si propone scopi analoghi, ovvero di far funzionare la metà dei cilindri del motore a un carico maggiore al fine di migliorare il rendimento a carico parziale.

Le due opzioni di attuazione variabile delle valvole con controllo tramite EIVC e la disattivazione dei cilindri sono da vedere come due alternative? Dobbiamo scegliere l'una o l'altra?

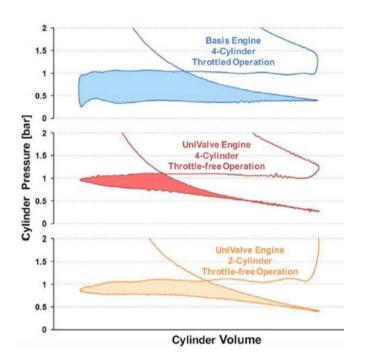
Potrebbe aver senso implementarle entrambe?

Vengono confrontate diverse modalità di regolazione per un motore di 4 cilindri 1600, sovralimentato, per il punto di funzionamento che, per il motore convenzionale farfallato è un 2000 [rpm] x 2 [bar] di pme, quindi un basso carico.

In alto è rappresentato il ciclo pressioni-volumi per quanto riguarda l'ingrandimento sul funzionamento a carico parziale per un motore convenzionale, con l'aria racchiusa in evidenziate in blu che corrisponde al lavoro di ricambio fluido;

Nel diagramma centrale vediamo cosa succede se realizziamo un controllo senza valvola a farfalla con una EIVC; vediamo che si riduce notevolmente l'area rossa racchiusa dal ciclo di pompaggio.

Come ulteriore alternativa abbiamo lo stesso motore fatto funzionare con soli due cilindri attivi regolati con una EIVC.



L'area gialla, confrontata a occhio con l'area rossa, ci sembra maggiore e quindi, in prima battuta, ci si chiede quale possa essere la convenienza nell'andare a combinare queste due tecnologie. in realtà il confronto, sulla base della prima occhiata, è fuorviante perché dobbiamo ricordarci che in un caso abbiamo quattro cilindri attivi, nell'altro abbiamo soltanto due cilindri attivi; quindi, l'area rossa va moltiplicata x4 mentre l'area gialla x2; non essendo l'area gialla doppia rispetto all'area rossa, avremmo sicuramente un vantaggio nel combinare queste due tecnologie. Possiamo avere una serie di vantaggi ulteriori (c'è effettivamente una sinergia tra di loro). Quali possono essere questi vantaggi ulteriori?

- Se disattiviamo i cilindri raddoppiamo il carico sui cilindri che rimangono attivi; non dovremo più regolare per fare 2 [bar] di pme ma regoleremo per farne 4 [bar]; dunque, potremo chiudere la valvola molto più tardi e avremo quindi molto meno problemi di dissipazione della turbolenza → minori perdite per intempestività della combustione. Al guadagno in termini di riduzione del lavoro di pompaggio (1) si somma un guadagno di combustione più efficiente (2). Questo rappresenta il vantaggio che può derivare dall'abbinamento della disattivazione dei cilindri alla strategia EIVC. Cambiando punto di vista, quali possono essere i vantaggi nell'abbinare una strategia EIVC alla strategia di disattivazione dei cilindri?
- Il transitorio risulta più semplice da gestire. Non abbiamo più un collettore e una valvola a farfalla; il collettore è sempre in pressione in quanto regoliamo soltanto con le valvole di aspirazione. La **transizione** dal funzionamento a 4 cilindri al funzionamento a 2 cilindri può essere **istantanea** da un ciclo al successivo, senza la necessità di dover gestire la transizione con l'anticipo, evitando un degradamento del processo di combustione (3). Quindi le due tecnologie possono dar luogo a sinergie importanti.

- (5) Possibilità di un controllo interno dell'EGR [↓ LEZIONE 15: 30/10/20]

Motori ad accensione comandata (SI) Motori ad accensione per compressione (CI)

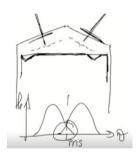
Rimangono da analizzare due possibili applicazioni dei sistemi VVA che esulano un po' dalle finalità usuali, ovvero assicurare il riempimento del motore con carica fresca.

La prima di queste due applicazioni è l'utilizzo di particolari profili di alzata delle valvole per realizzare un EGR interno (già accennato precedentemente). La finalità dell'applicazione dell'EGR interno non è tanto quella di ridurre le emissioni di NOx ma piuttosto quella di riuscire a effettuare un de-throttling, ovvero ridurre l'entità della parzializzazione che dobbiamo applicare a carico parziale, grazie al fatto che una parte più considerevole della cilindrata viene occupata da gas combusti dei cicli precedenti.

La seconda applicazione dell'EGR interno riguarda i motori Diesel. Per questi motori, l'applicazione è finalizzata a ridurre gli NOx – non essendoci una valvola a farfalla e quindi l'esigenza di realizzare un'operazione di dethrottling. L'EGR interno viene in genere realizzato adottando dei particolari profili di alzata valvola: non tanto con un profilo che vada a incrementare l'incrocio tra le valvole in quanto questo non è possibile nei motori diesel data la forma della camera di combustione.

Motori ad accensione comandata (SI)

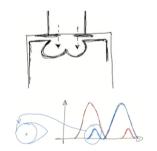
Nel caso dei motori SI la forma della testa è generalmente una forma "a tetto" che ospita sulle due falde del tetto le valvole di aspirazione e scarico; dati i valori di rapporto di compressione relativamente più bassi rispetto a quelli dei diesel è possibile generalmente aprire le valvole di aspirazione con un certo anticipo rispetto al PMS, dare anche un certo posticipo di chiusura alle valvole di scarico, al più realizzando dell'apposite fresature nel cielo del pistone in modo da consentire alle valvole di aprirsi con adeguati anticipi e posticipi senza che vi siano particolari rischi di interferenza con lo stantuffo. Quindi, se andiamo a vedere i profili di alzata delle



valvole di aspirazione e scarico nell'intorno del PMS possiamo, grazie a questi posticipi e anticipi, realizzare incroci valvole piuttosto ampi che ci permettono quindi di realizzare questo EGR interno senza difficoltà.

Motori ad accensione per compressione (CI)

Nel caso dei motori CI la testa è generalmente piana; la camera di combustione è ricavata con un volume di spazio morto che quasi per intero si trova a essere ospitata nel cielo dello stantuffo che ha generalmente una forma in sezione ad omega con questo incavo/tazza (bowl) centrale e le valvole hanno generalmente asse parallelo all'asse cilindro. I rapporti di compressione sono decisamente più elevati, quindi, quasi tutto il volume di spazio morto si trova all'interno della bowl. In questo caso non è possibile adottare anticipi di apertura dell'aspirazione e posticipi di chiusura dello scarico particolarmente ampi proprio per il rischio di interferenza tra le valvole

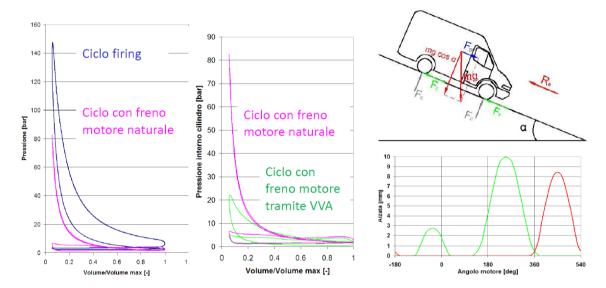


e lo stantuffo al PMS e per questo motivo si ricorre piuttosto a una diversa soluzione che può essere rappresentata da un profilo di apertura modificato ad hoc; ad esempio, possiamo prevedere una ulteriore apertura dello scarico (in rosso) con un alzata molto modesta quando ci troviamo già nella fase di aspirazione in modo che il cilindro possa essere riempito anche in parte con gas combusti prelevati dalla linea di scarico. Oppure possiamo modificare il profilo della valvola di aspirazione prevedendo un'apertura anticipata dell'aspirazione durante le ultime fasi dello scarico in modo che parte del gas combusti venga scaricato nel condotto di aspirazione. Queste due soluzioni sono in alternativa; possono essere entrambe realizzate con un particolare profilo della camma. Il profilo tradizionale prevederà una sorta di bugna aggiuntiva che consentirà di realizzare questa ulteriore apertura della valvola di aspirazione (in blu), ad esempio, durante la fase di scarico (in rosso).

- (6) Integrazione del sistema frenante dei veicoli pesanti (Heavy Duty) dotati di motore Diesel

Ulteriore applicazione dei sistemi VVA

Una ulteriore possibile applicazione dei sistemi di attuazione variabile delle valvole (VVA) riguarda, sempre nel campo dei motori Diesel, la possibilità di utilizzare una camma modificata per la funzione di freno motore. La funzione di freno motore è una funzione molto importante per l'applicazione Heavy Duty perché, come vediamo riportato nel grafico, per i grossi autocarri la potenza frenante che può essere necessaria quando l'autocarro si muove a pieno carico lungo la discesa può raggiungere i 2/3 della potenza massima del motore e specie per motori che possono raggiungere potenze di 300-400 [kW] si tratta naturalmente di una potenza rilevante che non può essere richiesta integralmente al sistema frenante. D'altronde nel caso dei motori diesel non abbiamo una funzione di freno motore intrinseca come avviene invece nei motori ad accensione comandata (SI).

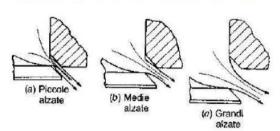


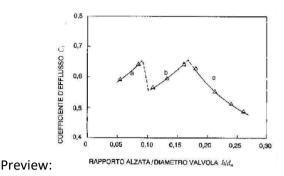
Nei motori ad accensione comandata (SI) quando si rilascia il pedale dell'acceleratore la valvola a farfalla si chiude e costringe l'aria aspirata a subire una forte laminazione; il ciclo che dovrebbe essere il ciclo di potenza viene ad avere area nulla perché semplicemente comprimiamo l'aria e poi, se non abbiamo iniettato combustibile e non diamo accensione, ri-espandiamo l'aria; quindi, avremo una funzione di molla di gas come abbiamo visto per la disattivazione dei cilindri ma in questo caso la corsa di aspirazione avviene a una pressione molto bassa perché la valvola a farfalla è molto chiusa e quindi abbiamo effettivamente un ciclo di pompaggio che assorbe una potenza significativa che quindi ci può aiutare a ottenere questa funzione di freno motore.

Nel motore diesel (CI) questo non succede data la mancanza della valvola a farfalla; quindi, quando rilasciamo il pedale dell'acceleratore non c'è nessuna laminazione all'aspirazione: il motore continua ad aspirare aria, non iniettiamo semplicemente combustibile, comprimiamo e ri-espandiamo quest'aria come una molla di gas. La funzione frenante del motore al di là di assorbire potenza per l'azionamento degli accessori è molto modesta. Per incrementare questa funzione frenante si può anche in questo caso utilizzare un profilo particolare della valvola di scarico da attivarsi soltanto a nelle condizioni in cui ci troviamo a dover necessitare di questa azione frenante. Quindi avremo in questo caso la necessità di avere un sistema Dual lift a doppia alzata che possa far descrivere o meno alla camma un secondo profilo; quando sia necessario disporre di questa azione di freno motore possiamo fare descrivere alla valvola di scarico questo ulteriore profilo (primo profilo in verde) che consiste in un'apertura, per quanto limitata, in corrispondenza del PMS, e che ha proprio la funzione di evitare che in queste condizioni si venga realizzare il funzionamento a molla di gas.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Caratteristiche di efflusso di una valvola isolata



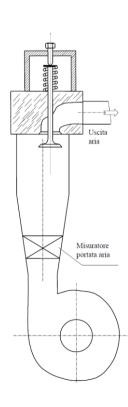


Le condizioni di efflusso che si vengono a creare nel meato valvola sono differenti a seconda del livello di alzata raggiunto. Partiamo dalla situazione in cui l'alzata è prossima ai valori massimi (c): possiamo osservare che in questo caso abbiamo sostanzialmente un doppio distacco di vena sia sul lato della sede sia sul lato del piatto valvola; il risultato di questo doppio distacco di vena è rappresentato dal fatto che avremo disponibile per l'efflusso soltanto una sezione contratta che sarà sensibilmente inferiore rispetto alla sezione geometrica teoricamente disponibile. All'estremo opposto, per alzate molto piccole (a), possiamo avere che, per quanto si abbia questo distacco di vena sullo spigolo della sede valvola e sullo spigolo del piatto valvola, la vena fluida tenda ancora a riattaccarsi sia al piatto valvola sia alla sede valvola; quindi, si ha sempre questo effetto di vena contratta però la sezione geometrica viene sfruttata in queste condizioni più pienamente rispetto a quanto non avvenga ad alzate più alte. Alle alzate intermedie (b) possiamo avere la situazione in cui il flusso può riuscire a riattaccarsi sulla sede valvola ma non sul piatto valvola; di conseguenza avremo che, a fronte di una determinata area geometrica teoricamente disponibile per l'efflusso che si realizza nella tenda valvola, la vena fluida sarà in grado di sfruttarne una frazione più o meno grande; una sezione minore generalmente alle alzate più elevate; una sezione maggiore alle alzate minori. Come possiamo a quantificare questi effetti? Come determiniamo quale sia la frazione dell'area teoricamente disponibile che riusciamo effettivamente a sfruttare nella realtà?

Caratterizziamo la valvola tramite il cosiddetto "Test di flussaggio".

Test di flussaggio

Un banco di flussaggio tende a riprodurre, in condizioni controllate e semplificate, le condizioni di efflusso che si verificano attraverso le valvole di scarico e aspirazione. Un simulacro della testa del motore viene disposto su un "falso cilindro"; il sistema della distribuzione non è presente: è sufficiente disporre di un sistema molto semplice: una vite di pressione ci permette di bloccare la valvola in una determinata posizione a un certo livello di apertura. A valle del falso cilindro è disposta una soffiante o un aspiratore, a seconda che si voglia testare una valvola di aspirazione o scarico, in grado di realizzare una depressione o una sovrapressione. Interposta tra la soffiante/aspiratore e la testata è disposto un misuratore di portata d'aria che può essere, nelle versioni più semplici, un semplice diaframma o boccaglio. Non può essere posizionato nel collettore di aspirazione poichè è inevitabile che ogni dispositivo per la misura della portata sia in qualche modo intrusivo e vada ad alterare le cadute di pressione nel circuito; quindi, non possiamo metterlo a monte del condotto e del meato valvola che vogliamo caratterizzare perchè altrimenti andremmo a imputare al condotto stesso e al meato valvola cadute di pressione dettate dal misuratore. In genere a monte del condotto si monta un raccordo con un boccaglio (una sorte di "trombetta") proprio per minimizzare le perdite di imbocco/sbocco del flusso nell'ambiente. Bloccata la valvola in una determinata posizione si applica tramite la soffiante/aspiratore un'opportuna **differenza di pressione** Δp tra falso cilindro e ambiente.



Coefficiente di efflusso (C_e)

il coefficiente di efflusso (C_e) viene definito come il rapporto tra la portata misurata (\dot{m}_a) (in queste condizioni di prova: $\Delta p = cost$) e quella isentropica ideale (\dot{m}_{is}) (di riferimento):

$$C_e = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}}$$

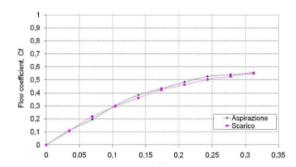
$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{is} \cdot c_{is} \cdot \left(\frac{\pi}{4} d_V^2\right)}$$
: Coefficiente di eflusso di tipo "flow"

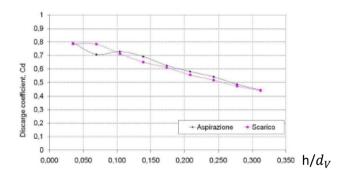
Considera una sezione di riferimento costante e pari a quella della sede valvola (trascurare lo stelo valvola restituisce un errore marginale poichè rappresenta 1/5 del piatto valvola in termini di diametro: err = 4%. Inoltre, si tratta di un'area convenzionale di riferimento quindi non ci interessa più di tanto che coincida esattamente con l'area effettiva).

$$C_d = \frac{m_a}{\rho_{is} \cdot c_{is} \cdot (\pi d_V h)}$$
: Coefficiente di efflusso di tipo "discharge"

Considera la sezione di riferimento della tenda valvola, variabile con l'alzata (h). Corrisponde alla superficie laterale di un cilindro che abbia come diametro di base il diametro della valvola (d_V) e come altezza l'alzata della valvola stessa rispetto alla sede (h).

La differenza sostanziale è rappresentata dal fatto che il primo fa riferimento al diametro del condotto e quindi a un diametro fisso che non varia con l'alzata, mentre il secondo fa riferimento a un diametro variabile con l'alzata. Da questo deriva che gli andamenti dei due coefficienti di efflusso, se diagrammati in funzione dell'alzata valvola o del rapporto tra alzata valvola e diametro valvola (sorte di normalizzazione dell'alzata valvola), avranno andamenti molto diversi.





Il coefficiente di efflusso di tipo "flow" parte da zero perchè ad alzata nulla la portata d'aria effettiva che viene aspirata è nulla mentre la portata di riferimento può essere calcolata. La funzione che restituisce C_f è una funzione monotona crescente con l'alzata: al crescere dell'alzata tende progressivamente ad aumentare la portata effettiva (\dot{m}_a) mentre la portata di riferimento (\dot{m}_{rif}) rimane fissa. Possiamo anche osservare come questa funzione tenda a plafonare verso un valore pressoché costante per valori rapporto tra alzata e diametro della valvola (h/D) superiori a 0.25, valore che corrisponde ad avere la stessa area nel meato valvola e nella sezione del condotto.

$$\frac{\pi}{4}d_V^2 = \pi d_V h \to \frac{h}{d_V} = \frac{1}{4} = 0.25$$

Quindi è evidente che, andando a incrementare ulteriormente l'alzata oltre questo valore, non potremmo aspettarci ulteriori aumenti della portata effettivamente aspirata perchè, di fatto, la sezione limitante non sarà più quella del meato valvola ma sarà diventata quella del condotto a monte che fa sostanzialmente da collo di bottiglia per l'efflusso.

Gulp Factor / Mach index (Z)

$$Z = \frac{\overline{w}}{c_s} = \frac{u}{c_s} \frac{1}{C_{f,mean}} \left(\frac{d}{d_v}\right)^2$$

d: alesaggio; $u = v_{m,stantuffo}$;

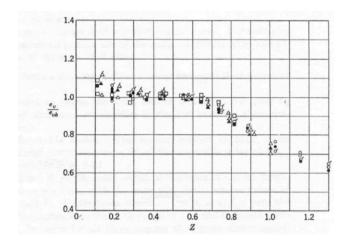
 \overline{w} : velocità media durante l'efflusso. Hp: moto stazionario e fluido incomprimibile; ottenibile eguagliando: portata aspirata all'interno del cilindro = portata attraverso la sede valvola:

$$\rho \frac{\pi}{4} d^2 \cdot v_{m,stantuffo} = \rho \frac{\pi}{4} d_V^2 \cdot \overline{w} \cdot C_f \rightarrow \overline{w} = \frac{v_{m,stantuffo}}{C_f} \left(\frac{d}{d_v}\right)^2$$

 C_f è preso in considerazione come $C_{f,mean}$ perchè in questo modo si cerca di tener conto del fatto che, durante l'efflusso reale, poichè la valvola si sposta progressivamente e di conseguenza i valori di alzata della valvola vengono continuamente a variare, dovremmo considerare un diverso valore di coefficiente di efflusso in funzione di quanto la valvola stazioni a ciascun valore di alzata.

Sostanzialmente confrontiamo la velocità di efflusso media nel passaggio attraverso la valvola con la velocità del suono, per capire, se durante l'efflusso, si possano verificare delle situazioni in cui la velocità si avvicina alla velocità del suono. Non vogliamo che si avvicini troppo perchè questo comporterebbe una condizione di blocco sonico della portata che ci limiterebbe in termini di portata aspirabile.

Se consideriamo $\lambda_v/\lambda_{v,rif}$ in funzione del Gulp factor Z, notiamo che questo rapporto tenderà a mantenersi costante fino a un valore caratteristico Z=0.6. Per valori di Z>0.6 il rapporto tra i coefficienti di riempimento tende a diminuire linearmente con il Gulp factor. Sostanzialmente, questo significa che se incrementiamo troppo la velocità media dello stantuffo (u) la velocità, durante l'efflusso, attraverso la valvola (\overline{w}) si avvicinerebbe troppo alla velocità del suono con il rischio di un blocco sonico della portata.



In realtà, il valore di riferimento è a:

Z=0.5, dove siamo ancora sul tratto piano: possiamo ancora incrementare la velocità media dello stantuffo (u) senza che questo ci porti a raggiungere valori pericolosamente alti.

Il Gulp factor (Z) può essere utilizzato sostanzialmente per capire se una determinata geometria dell'aspirazione, quindi un determinato diametro delle valvole (d_v), rispetto all'alesaggio (d), ci consenta di raggiungere una determinata velocità di rotazione del motore e di conseguenza una determinata velocità media dello stantuffo (u).

Il valore del Gulp factor è dunque quello che ci permette di associare a una determinata geometria, con una determinata dimensione delle valvole rispetto all'alesaggio, il valore massimo della velocità media dello stantuffo (u).

Combustion chamber shape†	Inlet	Exhaust	piston speed, max power, m/s
Wedge or bathtub	0.43-0.46B	0.35-0.37B	15
Bowl-in-piston	0.42-0.44B	0.34-0.37B	14
Hemispherical	0.48-0.5B	0.41-0.43B	18
Four-valve pent-roof	0.35-0.37 <i>B</i>	0.28-0.32B	20

Se superassimo questo valore massimo metteremmo in crisi il processo di aspirazione perchè porteremmo la velocità media durante l'efflusso (\overline{w}) a raggiungere valori prossimi alla velocità del suono.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

- a) Condotto tradizionale: abbiamo un condotto ben raccordato con la testa: si cerca di indirizzare la corrente in modo da farla entrare all'interno del cilindro senza che si abbiano bruschi cambiamenti di direzione cercando quindi di minimizzare le perdite di carico e ottimizzare il riempimento e cercando naturalmente di sfruttare tutto il meato valvola per far entrare la carica fresca all'interno del cilindro. il risultato è che, se osserviamo le strutture del moto della carica all'interno del cilindro, la carica entra su tutti i 360° del meato valvola e quindi abbiamo una struttura piuttosto caotica e disordinata che ci porta a dissipare molto rapidamente la turbolenza all'interno della camera; per cui, quando arriviamo allo scoccare della scintilla potremmo non avere un livello di intensità di turbolenza particolarmente elevato. Non avendo una struttura organizzata, la turbolenza si dissipa già durante la fase di compressione.
- **b)** Moto di Tumble: cerchiamo di strutturare il moto della carica in modo da ottenere un moto organizzato. Cerchiamo di fare in modo che ci sia una direzione di ingresso preferenziale della corrente all'interno del cilindro.
- c) Tumble intenso: concettualmente si potrebbe ottenere il moto di tumble mettendo uno schermo su un lato della valvola in modo che costringa tutta la carica a entrare prevalentemente dalla parte alta del condotto nel meato valvola (nella pratica non si fa); questo porterebbe il flusso a disporsi secondo strutture di moto organizzato; si creerebbe una sorta di macro vortice con asse perpendicolare all'asse cilindro che tenderebbe a perdurare tutta la durata della fase di compressione. Durante la fase di compressione avremmo il cosiddetto fenomeno di "spinning up": il macro vortice, essendo costretto dal moto dello stantuffo durante la compressione a ridurre il proprio raggio di rotazione, per la conservazione del momento della quantità di moto, tenderebbe ad accelerare, avvitandosi su una spirale sempre più stretta provocando un innalzamento della turbolenza. Questa struttura di moto, che tenderebbe a girare su sé stessa sempre più rapidamente su un raggio sempre più ridotto, porterebbe a gradienti di velocità sempre più marcati e, infine, a una distruzione di questa struttura organizzata che così si frammenterebbe in una miriade di micro vortici responsabili di quella micro-turbolenza che ci serve per avere il corrugamento del fronte di fiamma.

Questa soluzione ci permette di avere quindi dei moti turbolenti decisamente più intensi e più efficaci per il successivo processo di combustione, a scapito però del coefficiente di efflusso. Questi moti, indicati appunto come moti di Tumble, si ottengono con una geometria particolare del condotto che, anziché curvare e cercare di distribuire il flusso su tutto il meato valvola, tende con questa forma particolare a privilegiare la zona del meato valvola che si trova sotto la testa a scapito di quella che si trova in prossimità del cilindro.

Con questa soluzione è tuttavia ovvio e inevitabile che andremo a perdere in termini di coefficiente di efflusso perché non sfrutteremo più tutto il meato valvola ma soltanto una parte. Se osserviamo i coefficienti di efflusso per diverse geometrie dei condotti (diagramma sulla destra) riportati in funzione di rapporto tra alzate e diametro della valvola (h/d) vediamo come al crescere dell'effetto di tumble si abbia una diminuzione sempre più marcato del coefficiente di efflusso.

Vedremo più in dettaglio come si quantifichi l'entità dei moti di tumble durante la trattazione del processo di combustione. Per il momento teniamo presente che il disegno (la progettazione) dei condotti non può avere come unica "stella polare" di riferimento la massimizzazione del coefficiente di efflusso ma dobbiamo tener conto anche dei livelli di turbolenza che sono necessari per il processo di combustione. Quindi, ancora una volta, dovremmo trovare un compromesso (Trade Off) tra turbolenza mediante moti di tumble e il coefficiente di efflusso.

2.2 Introduzione alla Simulazione Numerica delle prestazioni dei motori ICE

- Codici di calcolo 1-D

Introduzione

Ipotesi

Equazioni utilizzate dal Codice

Dati necessari per la modellazione – leggi semi-empiriche

- Esempi di applicazione
- 1° Esempio di applicazione: ottimizzazione della fasatura di aspirazione
- 2° Esempio di applicazione: analisi dei fenomeni dinamici che influenzano λ_{ν}

- Codici di calcolo 1-D

Introduzione Equazioni utilizzate dal Codice

Ipotesi Dati necessari per la modellazione – leggi semi-empiriche

Introduzione

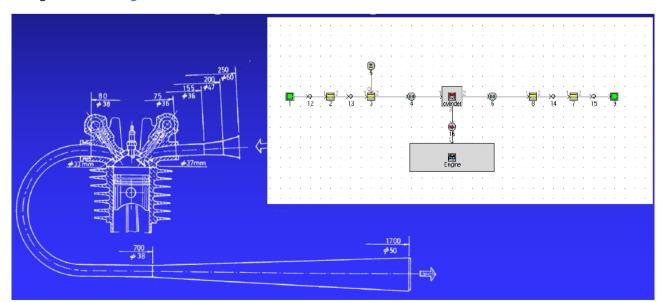
I codici di calcolo 1-D per la simulazione delle prestazioni dei motori alternativi a combustione interna a 2 e a 4 tempi permettono di stimare tutti i principali parametri di prestazione (λ_v , pmi, pme, q_b) e di valutare l'impatto su tali parametri di modifiche geometriche (lunghezza dei condotti, profili delle valvole), riducendo il numero di test sperimentali da effettuare nel corso dello sviluppo del progetto di un nuovo motore, quindi i costi e i tempi.

La simulazione numerica permette inoltre di ottenere tutta una serie di informazioni addizionali su grandezze quali, ad esempio, le pressioni istantanee a ridosso delle valvole di aspirazione e scarico, le pressioni e temperature istantanee all'interno del cilindro, i flussi di massa istantanei attraverso le valvole che risultano invece difficili o in alcuni casi impossibili da misurare sperimentalmente (qualsiasi strumento di misura verrebbe ad alterare il sistema fisico che vogliamo caratterizzare).

La simulazione numerica, quindi, non deve essere vista solo come un'alternativa alla sperimentazione ma piuttosto come uno strumento che si integra con la sperimentazione e permetta al progettista di avere un quadro a 360 gradi di quelle che sono le problematiche da affrontare nell'ottimizzazione di un motore.

Schema nei codici di calcolo 1-D:

Nei codici di calcolo 1-D i sistemi di aspirazione e scarico vengono schematizzati con una serie di condotti collegati tra loro da giunzioni.



(*) Consideriamo che la dimensione lungo cui andare a inseguire le variazioni delle grandezze termodinamiche della pressione, della temperatura del fluido e della sua velocità, sia unicamente quella corrispondente alla linea d'asse del condotto. Si ritiene che in ogni sezione trasversale dei condotti le condizioni di pressione, temperatura e velocità possano ritenersi omogenee in ogni punto della sezione. Quindi, sostanzialmente, in ogni istante, calcoliamo le evoluzioni di p, T e velocità esclusivamente in funzione di una coordinata (x) misurata lungo la linea d'asse del condotto (p = p(x,t)). Questa rappresenta l'unica vera ipotesi semplificativa del modello. Per il resto, di fatto, seguiamo in modo accurato l'evoluzione del fluido.

Equazioni utilizzate dal Codice

Dobbiamo risolvere un problema in 3 incognite:

- -u = u(x, t): velocità del gas nei condotti (variabile dinamica);
- p = p(x, t): pressione (variabile termodinamica);
- $-\rho = \rho(x,t)$: densità (variabile termodinamica) oppure temperatura (variabile termodinamica).

3 incognite, 3 equazioni a disposizione:

- Conservazione della massa;
- Conservazione della quantità di moto;
- Conservazione dell'energia.

Queste tre equazioni possono essere scritte in forma differenziale come segue (non da sapere per l'esame):

Conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial U}{\partial x} + \rho U \frac{d(\ln A)}{dx} = 0$$

Conservazione della quantità di moto:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \mathbf{t}} + \mathbf{U} \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \mathbf{x}} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{x}} + \mathbf{F} = \mathbf{0}$$

Conservazione dell'energia:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + U \frac{\partial p}{\partial x} - c_s^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (k - 1) \left(q + uF \right)$$

3 equazioni in 3 incognite ci permettono di risolvere questo sistema per ciascuno dei volumi elementari in cui scomponiamo il sistema.

A integrazione di questo sistema replicato n volte abbiamo la necessità di introdurre delle leggi molto spesso di tipo semi-empirico per caratterizzare, per esempio, l'efflusso attraverso le valvole, lo scambio termico, i fenomeni di combustione e le perdite organiche, e, quindi, per passare dal dominio fluidodinamico al dominio meccanico.

Dati necessari per la modellazione – leggi semi-empiriche

Legge di alzata delle valvole e relativi coefficienti di efflusso Modello di scambio termico Modello di combustione Modello di perdite organiche

Per quanto riguarda le leggi di alzata delle valvole, dobbiamo conoscere la geometra di aspirazione e scarico e il coefficiente di efflusso di tipo "flow".

Modello di scambio termico

Un altro effetto che dobbiamo analizzare è lo scambio termico, in particolare all'interno del cilindro. Il flusso di calore, dai gas alle pareti del cilindro, può essere valutato in base alle classiche relazioni utilizzate per lo scambio termico convettivo:

$$\dot{Q} = h \cdot S \cdot (T_{gas} - T_p)$$

il coefficiente di scambio (h) può essere determinato attraverso la relazione seguente:

$$Nu = a \cdot Pr^n \cdot Re^m$$

$$Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda}$$
 numero di Nusselt $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$ numero di Prandtl $Re = \frac{\rho \cdot u \cdot l}{\mu}$ numero di Reynolds

Considerando che $Pr \approx 1$:

$$Nu = k \cdot Re^m$$

Il problema si traduce in quali debbano essere le dimensioni caratteristiche (I) e quale debba essere la velocità caratteristica (u) del sistema perché le altre grandezze che compaiono nella relazione - la conducibilità termica, la densità e la viscosità dinamica - sono grandezze caratteristiche del fluido; quindi, sono tutte quantità che siamo in grado di calcolare per il gas, fluido di lavoro dell'ICE. Come dimensione caratteristica (I) consideriamo l'alesaggio e come velocità caratteristica (u) consideriamo la velocità media dello stantuffo.

Woschni ha esplicitato i vari termini della relazione precedente ottenendo:

$$h = cost \cdot p^{0.8} \cdot d^{-0.2} \cdot T^{-0.55} \cdot w^{0.8}$$

p: pressione dei gas; d: alesaggio;

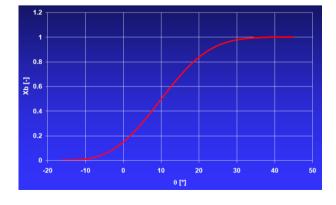
T: temperatura;

w: velocità caratteristica, funzione della velocità media dello stantuffo.

Modello di combustione

L'andamento della frazione in massa di combustibile bruciata ($x_b(\theta)$) può essere dedotto dai valori di pressione misurati in motori simili oppure approssimato con sufficiente precisione da una funzione esponenziale, detta "funzione di Wiebe".

$$x_b = 1 - exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{m+1} \right]$$



x_h oppure MFB: Mass Fuel Burnt

Questa funzione può essere ottenuta dall'analisi dei dati sperimentali (come vedremo nella terza e ultima esercitazione); applicando il primo principio della termodinamica ai gas contenuti all'interno della camera di combustione, possiamo osservare che l'andamento della frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella viene rappresentato abbastanza bene da una funzione di tipo esponenziale (forma ad S).

- Esempi di applicazione

- 1° Esempio di applicazione: ottimizzazione della fasatura di aspirazione
- 2° Esempio di applicazione: analisi dei fenomeni dinamici che influenzano λ_n

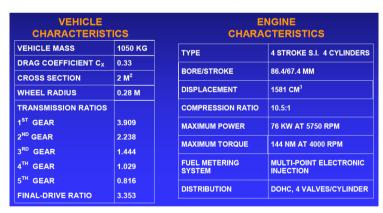
1° Esempio di applicazione: ottimizzazione della fasatura di aspirazione

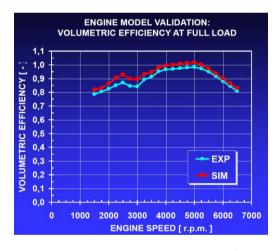
Questo esempio ci permette di capire come una variazione nelle caratteristiche, per esempio, di riempimento e quindi di coppia erogata del motore possa tradursi in una variazione delle prestazioni del motore, per esempio, per quanto riguarda i tempi di accelerazione o i tempi di ripresa. Quindi, si può abbinare al modello motore anche un semplice modello di dinamica longitudinale del veicolo.

Prima di poter utilizzare il modello per prevedere quali saranno gli effetti di diverse fasature e di diversi profili di alzata delle valvole, dobbiamo assicurarci che le previsioni del modello siano corrette. Il modello deve essere validato: i risultati della simulazione numerica devono corrispondere alle prestazioni del motore.

Questo processo di verifica deve essere effettuato in più passi; non possiamo limitarci a confrontare la potenza prevista dal modello con la potenza misurata sul motore di partenza che vogliamo andare a modificare e a ottimizzare, poichè potremmo avere delle compensazioni di errori: potremmo, per esempio, sovrastimare il riempimento, sovrastimare la coppia indicata; poi a causa di una sovrastima sulle friction potremmo arrivare per mera fortuna a una previsione finale numericamente corrispondente al valore misurato sperimentalmente ma frutto appunto di compensazione di errore. Quindi, dobbiamo andare a verificare la validità della previsione forniteci dal modello a diversi step partendo naturalmente dalla corretta valutazione della quantità d'aria aspirata dal motore. Per far questo possiamo confrontare il coefficiente di riempimento calcolato (in rosso) con il coefficiente di riempimento misurato sperimentalmente (in blu).

Test e coefficiente di riempimento (λ_v)



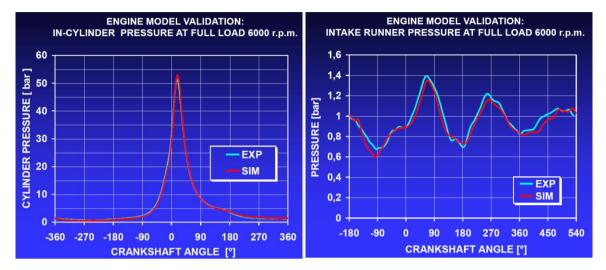


[La FIAT Bravo 100 16V è stata selezionata per la valutazione del potenziale della simulazione numerica]

Osserviamo come il risultato ottenuto sia decisamente più che soddisfacente: non dobbiamo cercare di far sì che la previsione del modello sia perfettamente sovrapposta al dato sperimentale perché anche il dato sperimentale è affetto da errori. Quando riportiamo una grandezza misurata sperimentalmente, dobbiamo sempre chiederci qual è l'incertezza da cui è affetta la misura; nel caso di una misura di portata d'aria possiamo tranquillamente avere una incertezza dell'ordine del ±4%. Dovremmo in realtà riportare delle barre di errore che corrispondano all'incertezza della misura e verificare che la previsione sia compresa all'interno di queste barre di errore e verificare anche che la forma della grandezza che stiamo calcolando sia colta in termini di trend. Osserviamo un picco a circa 2500 [rpm] presumibilmente dovuto a un effetto di risonanza (quindi di accordatura dei condotti per questo regime) seguito da una valle, dove probabilmente le onde di pressione danno luogo a un effetto sfavorevole al riempimento, un aumento del coefficiente di riempimento fino a un valore massimo tra i 4000 e i 5000 [rpm] e infine una diminuzione dovute alle perdite per laminazione.

Pressione in camera e nei condotti di aspirazione

Oltre a queste verifiche sulle grandezze globali dobbiamo effettuare anche delle verifiche sulle grandezze locali istantanee, ad esempio, confrontando valori simulati e valori misurati per quanto riguarda la pressione all'interno del cilindro e nei condotti di aspirazione.



- Vediamo il ciclo di pressione all'interno della camera di combustione con un valore di **pressione massima** di **55 [bar]**, raggiunto poco dopo il PMS.
- Andando a strumentare i condotti di aspirazione con sensori di pressione ne misuriamo la **pressione** e la confrontiamo con il dato calcolato. Osserviamo come per quanto si tratti di un motore automobilistico che non è rimasto nella storia come esempio di motore ad alte prestazioni abbiamo delle oscillazioni di pressione nei condotti piuttosto ampie: passiamo da un valore minimo di 0.6 [bar] a un valore massimo di 1.4 [bar]; abbiamo quindi circa un $\pm 50\%$ di oscillazione di pressione (che non è poco).

Modello Motore + Modello Veicolo → Predizione della performance del Motore e del Veicolo

A questo punto, validato il modello del motore, possiamo accoppiarlo a un modello di veicolo e trasmissione, per poterci così calcolare la velocità massima [km/h], il tempo [s] richiesto per accelerare da 0 a 100 [km/h] e i tempi per le manovre caratteristiche, quali il tempo [s] per passare da 60 [km/h] a 100 [km/h] in 4° marcia e il tempo [s] per passare da 80 [km/h] a 120 [km/h] in 5° marcia.

	EXPERIMENTAL	SIMULATED
MAX. VEHICLE SPEED [KM/H]	184	184
ACCELERATION TIME [S] 0 – 100 KM/H	11.0	11.2
ACCELERATION TIME [S] 60 – 100 KM/H 4 TH GEAR	13.1	12.9
ACCELERATION TIME [S] 80 – 120 KM/H 5 TH GEAR	21.9	21.6

Osserviamo come ci sia una previsione di questi tempi più che soddisfacente con scostamenti tra previsioni e dati sperimentali compresi entro pochi decimi di [s].

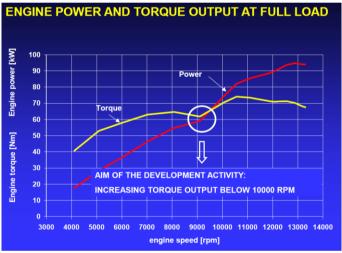
Preview: validato il modello possiamo utilizzarlo per scopi predittivi. Prevediamo quali effetti possono avere le variazioni di parametri di progetto come, per esempio, quale sarà l'effetto di un diverso profilo di alzata.

2° Esempio di applicazione: analisi dei fenomeni dinamici che influenzano λ_{ν}

Prendiamo in considerazione un motore motociclistico a 4T a elevata potenza specifica poichè gli effetti della sovralimentazione dinamica grazie a opportune onde di pressione nei condotti di aspirazione e scarico sono più marcati rispetto a un motore automobilistico di serie.



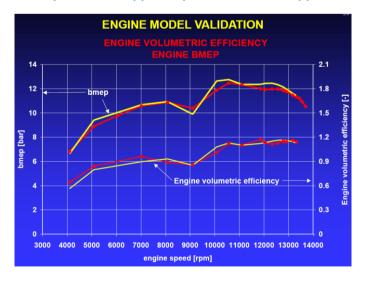
Nota: il rapporto corsa / alesaggio (c/d=0.69) è piuttosto basso in quanto vogliamo far funzionare il motore ad alti regimi, per cui abbiamo bisogno di ottenere la velocità media dello stantuffo a valori contenuti.



Notiamo un buco di coppia a 9000 [rpm]: la caratteristica di coppia tende a diminuire per poi risalire. Questo dà una sorta di "sedia" (come viene detto in gergo, in quanto la coppia si "siede").

Se stiamo accelerando potremmo sentire questo "vuoto" di accelerazione.

Come possiamo "tappare" questo "buco" di coppia?

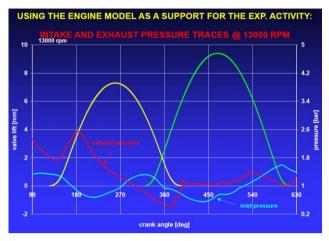


Dobbiamo pensare che questo "buco" sia figlio del "buco" nell'andamento del coefficiente di riempimento.

Prima di capire come possiamo tappare il buco nell'andamento del riempimento, e quindi di coppia, dobbiamo capire a cosa è dovuto. Questo caso è un tipico esempio di come la simulazione numerica possa venire in nostro aiuto per fornirci informazioni riguardo a parametri che non potremmo misurare.

Da cosa sono dovuti questi fenomeni?

Analizziamo le pressioni di aspirazione (azzurro) e scarico (rosso) nelle sezioni immediatamente a monte delle corrispettive valvole.

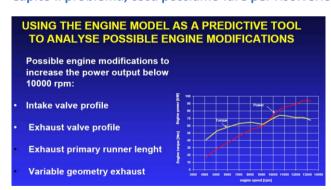


A $n \cong 13000 \ [rpm]$ (a regime dove tutto va bene) vediamo che, durante tutto l'incrocio, abbiamo una pressione di aspirazione ben superiore alla pressione di scarico: questo ci dà un effetto di sovralimentazione dinamica; i gas combusti vengono espulsi dallo spazio morto.



A $n\cong 9000~[rpm]$ vediamo che, durante tutto l'incrocio, abbiamo una pressione di scarico più alta rispetto alla pressione di aspirazione: questo riporta dentro il cilindro i gas combusti e questi gas combusti riusciranno poi ancora dal cilindro verso il condotto di aspirazione per poi essere riaspirati durante la prima fase dell'aspirazione successiva.

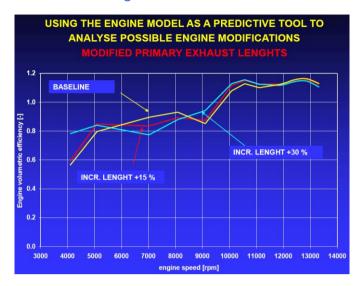
Capito il problema, cosa possiamo fare per risolverlo?



Sono state provate un po' tutte le possibili modifiche.

Possiamo pensare di intervenire sul profilo di alzata delle valvole di aspirazione e scarico, sulla lunghezza dei condotti di scarico e sulla geometria dello scarico, poichè probabilmente si tratta di un problema di scarico, quindi, di lavaggio dello spazio morto; dobbiamo provare a intervenire sulla geometria dello scarico per cercare di evitare l'onda di sovrapressione che riporta i gas combusti in camera di combustione.

Modifica della lunghezza dei condotti di scarico



Probabilmente si tratta di un problema di riflessione dell'onda di pressione che torna dallo scarico sulla valvola quando ci troviamo nella zona d'incrocio.

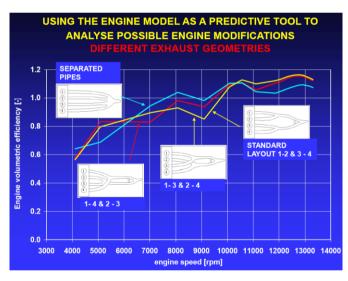
Se allunghiamo i condotti dovremmo riuscire a spostare il momento in cui quest'onda riflessa ritorna sulla valvola e così tappare il "buco".

Aumentando la lunghezza dei condotti del 30% riusciamo a tappare il "buco" ma il problema si sposta agli alti regimi.

 $X: \lambda_v$, e di conseguenza la coppia, si **riduce** agli **alti regimi**, nella **zona di potenza massima**.

Anche questa proposta è stata bocciata.

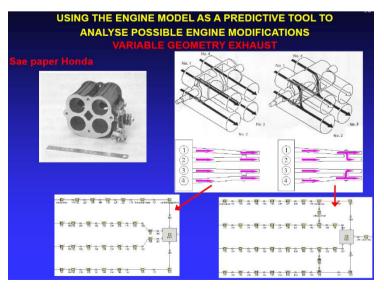
Modifica della geometria dei condotti di scarico



Possiamo pensare a qualcosa di più radicale: cambiare radicalmente la geometria dei condotti di scarico.

Possiamo passare dal layout standard, 4 in 2, 2 in 1, a un layout 4 in 2, 2 in 1 ma con un diverso accoppiamento tra i cilindri oppure possiamo pensare di tenere i condotti di scarico separati per poi riunirli in un unico condotto.

Riunire i condotti di scarico è molto importante come effetto sul riempimento. Nella zona di congiunzione, essendo un **volume più ampio**, quindi a $p{\sim}cost$, abbiamo una **riflessione dell'onda di pressione**.



Anche nelle zone di congiunzione di soli due condotti possiamo avere riflessione: l'onda di pressione può riflettersi anche nel condotto adiacente, andando a interferire con il riempimento dell'altro cilindro.

Il problema è molto complesso.

| Interrefrigerazione

| Sistema "Twin Turbo"

|Sistema "Two Stage"

|Sistema E-boost

2.3 Sovralimentazione – motori sovralimentati

- Introduzione
- Scopo della sovralimentazione
- Schemi di sistemi diversi di sovralimentazione
- (a) Compressore rotativo azionato dall'albero motore
- (b) Gruppo turbocompressore alimentato a pressione costante
- (c) Gruppo turbocompressore alimentato a impulsi
- (d) Motore turbocomposito (turbocompound)
- Sovralimentazione mediante accoppiamento meccanico: compressore albero motore Incompatibilità dell'accoppiamento meccanico turbocompressore - albero motore Compressore volumetrico di tipo Roots

Compressore volumetrico a vite

- Sovralimentazione mediante accoppiamento fluidodinamico: turbocompressore - motore

Gruppo turbocompressore alimentato a pressione costante

Gruppo turbocompressore alimentato a impulsi

Motore turbocomposito (turbo-compound)

Turbocompressore centrifugo

Turbina centripeta

Accoppiamento meccanico: turbocompressore - albero motore Accoppiamento fluidodinamico: turbocompressore - motore

Risposta in ritardo del turbo: Turbo lag

- Tecniche di Scavenging nei motori turbo GDI VVT

La sovralimentazione nasce negli anni '40 per applicazioni aeronautiche; si trattava di sovralimentazione di ripristino destinata a ripristinare in quota la stessa densità dell'aria che si aveva a livello del mare in modo da consentire al motore anche in quota, in condizioni di aria particolarmente rarefatta, di aspirare la stessa massa d'aria e di conseguenza di poter bruciare la stessa quantità di combustibile mantenendo così inalterate le prestazioni al variare della quota.

- Scopo della sovralimentazione

Lo scopo della sovralimentazione è introdurre nel cilindro una massa di carica fresca superiore a quella corrispondente all'aspirazione naturale, per ottenere maggior potenza a parità di cilindrata.

Infatti, osservando l'espressione della potenza utile:

$$P_u = pme \cdot (iV) \cdot \frac{n}{m}$$

 $m{P}_u$ aumenta incrementando il regime di rotazione ($m{n}$) o la pressione media effettiva ($m{pme}$).

Nel primo caso le **forze di inerzia** aumentano con il **quadrato della velocità di rotazione**, costringendo ad alleggerire le parti in moto, mentre nel secondo le **forze dovute ai gas** crescono solo **linearmente con la pme** e possono essere più facilmente contenute attraverso un irrobustimento degli organi.

Ricordando l'espressione della pme:

$$pme = \eta_u \cdot \lambda_v \cdot \rho_a \cdot \frac{H_i}{\alpha}$$

Si può osservare come sia possibile incrementare il lavoro al ciclo intervenendo sulla densità (ρ_a) mediante la sovralimentazione.

Questa soluzione viene generalmente adottata nei motori che sono destinati a funzionare prevalentemente in condizioni carico e regime di rotazione ben definite come nel caso di un generatore per la produzione di energia elettrica o di un motore per applicazioni navali. È meno adatta per un'applicazione automobilistica: il volume del collettore di scarico rappresenta un'inerzia fluidodinamica nel circuito; prima che il sistema di sovralimentazione e il motore si possano adattare alle nuove condizioni di funzionamento dovremmo riuscire a pressurizzare o depressurizzare questo volume e quest'operazione richiederebbe un certo tempo. Applicazioni automobilistiche: problemi di turbolag: ritardo del turbo.

(c) Gruppo turbocompressore alimentato a impulsi

Anche in questa soluzione (c) utilizziamo turbocompressore azionato da una turbina mossa dai gas di scarico. In questo caso la turbina è alimentata a impulsi: si cerca di collegare i condotti di scarico direttamente al distributore della turbina in modo che non dissipino la loro energia cinetica nel collettore come nella soluzione precedente. L'energia cinetica della corrente viene così trasformata in lavoro. Questa soluzione permette una risposta più pronta in condizioni di transitorio. Apparentemente è una soluzione anche più efficiente dal punto di vista termodinamico perchè non dissipiamo energia nel collettore di scarico; purtroppo, l'alimentazione della turbina è realizzata da "pacchetti" di energia che arrivano dai diversi cilindri; non viene alimentata con continuità ma con una serie di impulsi; si trova a funzionare in un continuo transitorio, con continue accelerazioni e successive decelerazioni. Se pensiamo all'ottimizzazione del rapporto u/c_1 diventa molto difficile riuscire a ottimizzare il profilo delle pale per sfruttare al meglio l'energia della corrente al variare delle condizioni d'ingresso; si cerca di alimentare la turbina nel modo più uniforme possibile andando a sfasare nel tempo questi pacchetti. I vari condotti sono collegati con il distributore della turbina tenendo conto dello sfasamento tra i cicli nei diversi cilindri in modo che si combinino tra loro in un unico condotto pacchetti che giungano da cilindri lontani come fasi di scarico affinchè non si abbiano sovrapposizioni nelle varie fasi (a tal proposito notiamo come lo schema in figura sia sbagliato; se il FO è quello classico, 1 3 4 2, dovremmo raggruppare insieme i cilindri 1 e 4 e i cilindri 3 e 2 prima di inviarli nella turbina in modo che gli impulsi, che arrivano sui rami di congiunzione, siano sfasati di 360°).

(d) Motore turbocomposito (turbocompound)

Questo sistema viene tipicamente utilizzato per la "trazione pesante". Poichè molto spesso la potenza che riusciamo ad estrarre con la turbina è sovrabbondante rispetto alla potenza richiesta dal turbocompressore potremmo trovarci ad avere un surplus di potenza sulla turbina. Si può pensare di utilizzare questa potenza collegando una seconda turbina, in serie con la prima, con un generatore elettrico. In alcuni casi sono state realizzate soluzioni come quella riportata in figura, in cui si utilizzano sistemi turbocompound di natura meccanica: la turbina è collegata meccanicamente con l'albero motore; quindi riversa sull'albero motore il surplus di potenza raccolta dalla turbina che si va a sommare con la potenza fornita dall'albero.

(Per semplicità nel disegno si è rappresentata una sola turbina)

Questi sistemi sono molto complessi da un punto di vista meccanico per la difficoltà nel collegare tra loro alberi che ruotano con velocità molto diverse. Dunque, si presta bene per le applicazioni heavy duty per le quali la potenza generata dal termico è elevata, sostanzialmente per due motivi: da un lato perchè la potenza molto elevata rende appetibile anche un risparmio di consumo relativamente modesto; con un sistema di questo tipo si riesce a ottenere una riduzione dei consumi dell'ordine del 5% circa (in termini di riduzione dei consumi ha un impatto decisamente maggiore su un motore per applicazioni pesanti).

Il secondo motivo è rappresentato dal fatto che in questi sistemi, se pensiamo alle applicazioni heavy duty, il flusso di gas combusti da smaltire è di notevole entità; il chè ci porta ad avere un turbo-gruppo relativamente grande come dimensioni. Poichè quello che conta per il turbo-gruppo è la velocità periferica, avere una turbina relativamente grande significa che la turbina, per arrivare a 200-250 [m/s] di velocità periferica, può ruotare con velocità di rotazione relativamente contenute. Si riduce un po' il gap di velocità (tra turbina e albero motore) rispetto a quanto avviene nei motori automobilistici.

Nel caso di acc. comandata (SI) il motore gira tra i 1500 e i 6000 [rpm]: possiamo dire tra 1 e 4; siccome il lavoro massico è $\propto n^2$, un rapporto 1 a 4 di velocità corrisponde a un rapporto 1 a 16 tra i lavori massici.

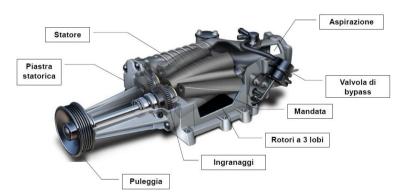
Quindi, se dimensioniamo il rapporto di trasmissione in modo da avere un lavoro massico adeguato quando il motore funziona a 6000 [rpm], quando il motore funziona a 1500 [rpm], **il lavoro massico si riduce a 1/16** di quello di partenza: otteniamo una sovralimentazione praticamente inesistente.

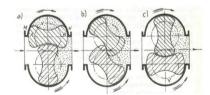
Viceversa, se dimensioniamo il rapporto di trasmissione per avere un lavoro massico adeguato già a 1500 [rpm], quando facciamo lavorare il motore a 6000 [rpm] avremmo **16 volte tanto il lavoro massico** di partenza; di conseguenza **raggiungeremmo un** β_c che il motore **non sarebbe in grado di sopportare**.

Da queste considerazioni è immediato constatare come il turbocompressore centrifugo non sia adatto per un azionamento meccanico diretto con l'albero motore. Per questo motivo, se vogliamo utilizzare un compressore azionato direttamente dal motore, tramite cinghia o cascata di ingranaggi, è preferibile utilizzare un compressore volumetrico perchè come caratteristiche, in termini di velocità di rotazione e portate che la macchina è in grado di smaltire, si "sposa" meglio con l'ICE, essendo anch'esso una macchina volumetrica. Dunque, nel caso di sovralimentazione con comando meccanico, si usano generalmente compressori volumetrici a vite o di tipo Roots.

Compressore volumetrico di tipo Roots (a)

Un compressore di tipo Roots (detto anche "a lobi") è adatto a realizzare dei rapporti di compressione relativamente limitati; non fa altro che **travasare** portata da un ambiente di bassa pressione a un ambiente ad alta pressione, quindi, la compressione di questa portata avviene per riflusso, quindi con un processo termodinamicamente poco efficiente (compressore piuttosto rudimentale). Per poter comprimere il fluido dobbiamo spendere molto lavoro che tenderà a crescere proporzionalmente con β_c . Inoltre, questo tipo di macchine soffre di **perdite per fughe** che rendono questo tipo di macchina poco adatto a lavorare con β_c elevati. Questa soluzione viene adottata quando ci servono dei β_c rel. modesti, tipicamente $\beta_c < 2$. Qual è il caso in cui ci servono β_c modesti? È il caso dei **motori SI**, per i quali limitiamo β_c in modo da evitare di andare in contro ad anomalie di combustione, come la detonazione.

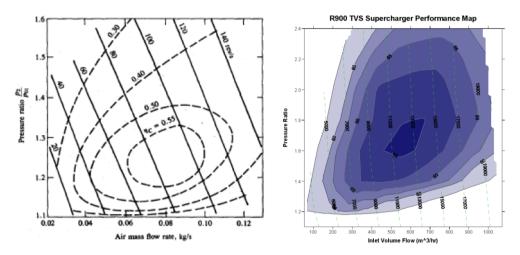




Geometria classica di un C. Roots: 2 lobi con profili coniugati per garantire la tenuta, azionati da due ruote dentate esterne.

Il compressore viene azionato da una puleggia collegata, mediante una cinghia, all'albero motore. All'interno della puleggia è presente una frizione a comando elettromagnetico che ci consente di sganciare il compressore dall'albero motore quando non è necessario ricorrere alla sovralimentazione (la sovralimentazione ci serve per aumentare la potenza del motore; a carico parziale "sganciamo" il compressore). Ha la particolarità di avere una coppia di rotori svergolati lungo la linea d'asse; perchè si adotta questo svergolamento? In questo modo è come se avessimo una serie infinita di compressori che funzionano in parallelo ma con cicli leggermente sfasati per quanto riguarda l'aspirazione e lo scarico; questo ci permette di avere, anziché un travaso da aspirazione a scarico di tipo discontinuo, quindi con una portata impulsiva (ogni volta un volume intrappolato tra rotore e carcassa statorica viene travasato dall'aspirazione alla mandata come si può notare sulla dx), un flusso di portata meno discontinuo e una minor rumorosità.

Caratteristica manometrica di un compressore Roots:



In ordinata viene riportato il rapporto manometrico di compressione ($\beta_c = p_2/p_1$) tra l'ambiente di mandata (p_2) e l'aspirazione (p_1); in ascissa viene riportata la portata ridotta in massa (\dot{m}_a) (generalmente viene riportata $\dot{m}_a \sqrt{T_1/p_1}$).

Sul diagramma vengono riportate le curve iso velocità (curve inclinate) che corrispondono al funzionamento del compressore a una determinata velocità di rotazione. Se avessimo un compressore ideale in grado di travasare aria dall'aspirazione alla mandata senza fughe le curve sarebbero delle rette parallele all'asse delle ordinate: al crescere della velocità di rotazione $(n \uparrow)$ aumenta la portata che il compressore è in grado di travasare dall'aspirazione alla mandata $(\dot{m}_a \uparrow)$. In assenza di fughe, la portata travasata a ogni giro è indipendente dal rapporto di compressione (β_c) . Invece, in un compressore reale parte del fluido sfugge dall'ambiente di mandata verso l'ambiente di aspirazione attraverso i giochi che vi sono tra i rotori e la carcassa o tra i due rotori; l'entità di queste fughe dipende naturalmente dal β_c : fughe $\propto \beta_c$. Quindi, la caratteristica manometrica si scosta dall'andamento lineare tanto più quanto più è elevato il β_c . Inoltre, le fughe $\propto 1/n$: tendono a farsi sentire in misura più marcata tanto più quanto più è bassa la velocità (bassa velocità significa maggior tempo per le fughe). Gli scostamenti tendono a farsi sempre più scostati al ridursi della velocità; quindi, anziché avere delle rette verticali, abbiamo delle linee assimilabili a delle rette inclinate con un'inclinazione tanto più marcata quanto più è bassa la velocità di rotazione.

$$\beta_c \uparrow: fughe \uparrow \\ n \downarrow: fughe \uparrow$$
 $\lambda_v \downarrow: L_i \uparrow$ inoltre, se $\dot{m}_a \uparrow \uparrow: laminazioni \uparrow: \lambda_v \downarrow: L_i \uparrow$

Sul diagramma vengono riportate anche le linee di iso-rendimento. I valori di rendimento non sono particolarmente elevati: $\eta_c < 0.6$. Il rendimento per un compressore volumetrico, in alcuni casi, può arrivare a $\eta_{c,max} = 0.7$ (vs $\eta_{c,max} = 0.8$ di un turbocompressore). Il massimo di rendimento si raggiunge per rapporti manometrici intermedi e per portate intermedie. Se lavoriamo a basse velocità e ad alto β_c abbiamo elevate fughe e quindi un decadimento del rendimento; se lavoriamo ad alte portate abbiamo perdite di riempimento per le laminazioni che andranno a incidere negativamente sul λ_v e quindi sul L_i .

Prendiamo in considerazione la caratteristica manometrica per un compressore Roots di ultima generazione (EATON TVS) riportato in alto sulla destra. Questo compressore, adatto per motori da 1.5 a 3L, avente una cilindrata V = 900 [cc] (centimetri cubici) è dotato di 2 rotori a 4 lobi svergolati per cercare di ridurre le entità delle fughe (inoltre si riduce la rumorosità); consente di raggiungere rapporti manometrici elevati $\beta_{c.max} \approx 2.4$ e un rendimento massimo $\eta_{c.max} = 0.7$.

Nel caso di motore aspirato, durante la fase di aspirazione, parte dei gas combusti intrappolati esce dallo spazio andando a occupare parte del volume in camera di combustione: questo determina un peggioramento del coefficiente di riempimento. $V \to V_1 < V \to \xi = V_1/V < 1$

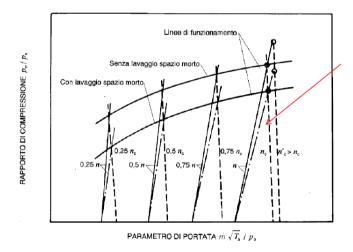
Nel caso di motore sovralimentato, possiamo avere un guadagno in termini di riempimento perchè se sovralimentiamo con una pressione più alta rispetto alla pressione di scarico possiamo comprimere aria anche nello spazio morto, comprimendo i gas combusti anziché dover accettare che si espandano.

$$V \to V_1 = V + V_M > V \to \xi = V_1/V > 1$$

$$\xi_{max} = \frac{V_1}{V} = \frac{V + V_M}{V}$$

Uno degli effetti negativi della sovralimentazione è quello di far aumentare la temperatura del gas, $T_2 > T_1 \rightarrow \sqrt{T_1/T_2} < 1$. Per limitare questo effetto viene sempre interposto un interrefrigeratore (intercooler) tra motore e compressore. Utilizzando uno scambiatore aria-aria riportiamo la temperatura dell'aria compressa (T_2) a un valore minimo che dipenderà dal fluido di raffreddamento: se raffreddiamo con aria prelevata dall'ambiente $(T_a = 20 \ [^{\circ}C])$, tenuto conto che dobbiamo avere un salto adeguato di temperatura $(\Delta T = 20 \ [^{\circ}C])$ tra il fluido caldo e il fluido freddo all'interno dello scambiatore, otteniamo una temperatura del fluido di lavoro in uscita dallo scambiatore più bassa di quella di partenza e più alta di quella del fluido di raffreddamento $(T_2 \approx 40 \ [^{\circ}C])$. Intercooler $\rightarrow \sqrt{T_1/T_2} \sim 1$ (poco inferiore all'unità). Per le considerazioni sulla caratteristica manometrica possiamo non considerare questo rapporto in quanto scorrelato da β_c .

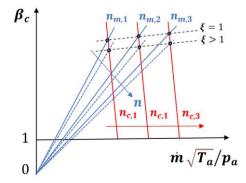
Otteniamo che la portata aspirata dal motore sovralimentato (\dot{m}_{sovr}) è proporzionale al coefficiente di riempimento $(\lambda_{v,asp})$, alla velocità di rotazione del motore (n), al rapporto manometrico (β_c) e al fattore correttivo (ξ) . Il rapporto manometrico (β_c) è il fattore che ci permette di posizionare sul diagramma la caratteristica manometrica del compressore e la caratteristica manometrica equivalente del motore.



$$\dot{m}_{sovr} \propto \lambda_{v,asp} \cdot n \cdot \beta_c \cdot \xi$$

$$\beta_c \propto \frac{\dot{m}_{sovr}}{\lambda_{v,asn} \cdot n \cdot \xi}$$

La caratteristica manometrica equivalente del motore è rappresentata da una retta uscente dall'origine con coeff. angolare (\downarrow) che va progressivamente diminuendo (rette sempre meno inclinate rispetto all'orizzonte) al crescere di n (\uparrow).



Al variare di n, il β_c si mantiene grossomodo costante; quindi, non abbiamo più quel fenomeno che si verificava nel caso del motore sovralimentato da un turbocompressore trascinato meccanicamente dal motore, dove il β_c tendeva a variare molto con n.

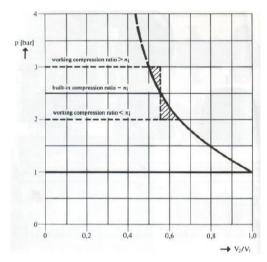
ightarrow Grado di sovralimentazione uniforme ai diversi regimi di rotazione.

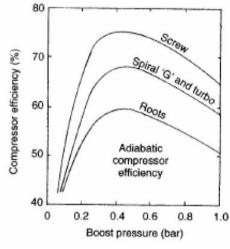
Quando alziamo il piede dall'acceleratore \rightarrow le valvole a farfalla si chiudono.

Chiudere le valvole a farfalla significa limitare molto la capacità da parte del motore di smaltire portata. Il compressore, che è trascinato meccanicamente dal motore, continua a funzionare ad alta velocità di rotazione per cui continua a pompare aria nel collettore: non essendo il motore più in grado di smaltire portata, la pressione nel collettore di aspirazione aumenta molto. Per evitare che il livello di pressione possa "distruggere" il motore si usa la cosiddetta valvola di blow-off (o pop-off): si tratta di una valvola automatica che si apre di fronte a un eccesso di pressione, permettendo al collettore di sfiatare l'aria compressa (si sente un fischio caratteristico).

Chiudere la valvola a farfalla significa far scendere quasi a zero il coefficiente di riempimento ($\lambda_v \downarrow \downarrow$), quindi significa aumentare quasi all'infinito il coefficiente angolare che corrisponde alla caratteristica manometrica del motore (la retta diventa sempre più inclinata rispetto all'orizzontale): $\beta_c(\uparrow\uparrow) \propto \frac{m_{sovr}}{\lambda_{v,asp}(\downarrow\downarrow) \cdot n \cdot \xi}$

Compressore volumetrico a vite (a)





$$\eta = \eta(\Delta p)$$

$$\Delta p = 0 \leftrightarrow \beta = 1$$

$$\Delta p = 1 \leftrightarrow \beta = 2$$

Compressore a vite: riusciamo ad arrivare oltre allo 0.7

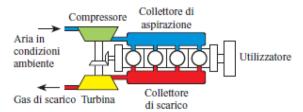
(0.6 Roots)
(0.7 Roots ottimizzato)

 Δp rispetto p_{amb}

I compressori a vite sono in grado di realizzare, tramite un opportuno disegno dei due rotori, una compressione graduale del fluido. Il diagramma p-V prevede un tratto con compressione graduale (un po' come nel caso di un compressore a palette) dopodiché possiamo avere un'ulteriore compressione di tipo discontinuo a volume costante oppure un'espansione, a seconda del livello della pressione di mandata. Il vantaggio nell'utilizzare questa tipologia consiste nella possibilità di utilizzare un tratto più o meno ampio (a seconda del β_c che vogliamo realizzare) di compressione graduale, e quindi di avere, rispetto a un compressore Roots, a parità di β_c , un rendimento più alto.

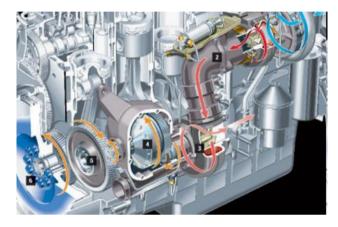
Generalmente, il compressore a vite, dopo una certa fortuna negli anni '80 (utilizzata soprattutto da Saab), è stato abbandonato per via dei costi elevati (più elevati rispetto a quelli del Roots) date le tolleranze molto ristrette che devono essere garantite per i rotori. Il miglior rendimento e la minor rumorosità non giustificano i costi maggiori. I compressori volumetrici che troviamo oggi in commercio sono volumetrici di tipo Roots con rotori svergolati.

Motore turbocomposito (turbo-compound) (d)



Normalmente l'energia "estraibile" dai gas di scarico è superiore a quella necessaria per comprimere l'aria e quindi l'eccesso di potenza disponibile sulla turbina può essere riversato sull'albero motore.

Questa soluzione è usata in motori di grandi dimensioni con grado di sovralimentazione molto elevato, nei quali il recupero di potenza è consistente e permette un aumento del rendimento utile anche del 5%.



SI può osservare una prima turbina (1) collegata al turbocompressore e una seconda turbina (2), che utilizza il surplus di energia ancora disponibile nei gas combusti, collegata, attraverso un sistema complesso con un giunto idraulico e una cascata di ingranaggi, all'albero motore in modo da riversare potenza sull'albero motore.

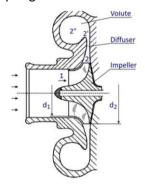
Oggi, data la tendenza all'elettrificazione, si preferisce realizzare un turbocompound elettrico: colleghiamo la turbina (2) a un alternatore per produrre energia elettrica per gli accessori.

Turbocompressore centrifugo

$$L_i = c_p(T_{2c} - T_{1c}) = c_p T_{1c} \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k} \frac{1}{\eta_{tc}}} - 1 \right)$$

$$L_i = u(c_{2u} - c_{1u}) = u_2^2 \; ; \; c_{2u} = u_2 \; ; \; c_{1u} = 0$$

Per applicazioni automotive di tipo **Light Duty** ($i_{tot}V=1\div 3$ [L]), la **girante** ($D_{est}\approx 35\div 65$ [mm]) è realizzata in lega leggera (AlSi), con una velocità periferica massima $u_{2,max}=450\div 500$ [m/s]. $u_{2,max}$ limita il $\beta_{c,max}$ che si può ottenere.



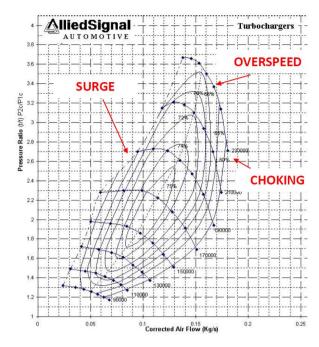
Per raggiungere velocità più elevata bisogna ricorrere a un altro materiale, per esempio al titanio.

Diffusore non palettato

Generalmente non si usa un diffusore (a valle della girante) palettato ma un diffusore più semplice non palettato; una macchina di questo tipo è destinata a funzionare con velocità di rotazione e portate che possono essere molto diverse tra loro; sarebbe difficile individuare una condizione di funzionamento di progetto in cui andare a minimizzare le perdite per incidenza nel passaggio della corrente dalla girante al diffusore: si correrebbe il rischio di avere elevate perdite per una non corretta incidenza della corrente sulla palettatura. Per questo motivo si preferisce avere un recupero meno efficiente dell'energia cinetica.

Sebbene comporti rendimenti massimi inferiori rispetto alla soluzione palettata, consente il funzionamento in un più **ampio intervallo** di valori di portata. Diffusori palettati sono utilizzati in genere solo in applicazioni destinate al funzionamento a punto fisso.

Caratteristica manometrica di un turbocompressore centrifugo



La caratteristica manometrica del turbocompressore può essere quindi ottenuta in termini di parametri ridotti o corretti, riportando il rapporto manometrico $\boldsymbol{\beta}_c$ in funzione della **portata** (corretta o ridotta), parametrizzato in funzione della **velocità di rotazione** (corretta o ridotta).

Sul diagramma sono poi riportate le linee isolivello corrispondenti a pari valori di rendimento isentropico.

$$\eta_{c,is} = \frac{L_{i,is}}{L_i} = \frac{c_p (T_{2c,is} - T_{1c})}{c_p (T_{2c} - T_{1c})}$$

Il campo di utilizzo del compressore è limitato da:

- Surge line (o linea di pompaggio)
- Overspeed line (max soll. centrifuga della pala)
- Choking line (blocco sonico della portata)

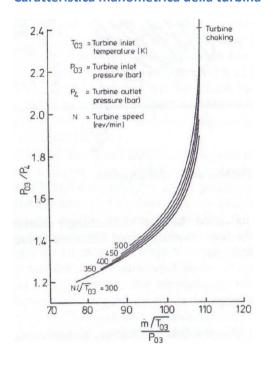
Il pompaggio (o surge) è un fenomeno di instabilità globale che si verifica per portate ridotte (\dot{m} \downarrow) ed elevati rapporti manometrici (β_c \uparrow), portando ad una periodica inversione del flusso attraverso il compressore. Il pompaggio si manifesta come un "rigurgito" della portata inviata (alla mandata) verso l'aspirazione, con un rumore caratteristico e con un aumento della temperatura dell'aria all'aspirazione (T_{1c} \uparrow). Il funzionamento prolungato del compressore in pompaggio può danneggiare seriamente il compressore.

Un'altra limitazione è in termini di velocità di rotazione alla quale il turbocompressore può girare: la massima velocità di rotazione (n_{max}) è limitata dalla **massima sollecitazione centrifuga** che la pala può sopportare: $n_{max} = 200 \div 250 \cdot 10^3 \ [rpm] \leftrightarrow u_{2,max} = 450 \div 500 \ [m/s]$; $u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} \rightarrow n = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi d_2}$: $d \downarrow \uparrow$: $n_{max} \uparrow \downarrow$.

Infine vi è un limite costituito dalla cosiddetta linea di "choking": si tratta di una linea verticale rappresentante il limite di portata massima (\dot{m}_{max}) al di sopra della quale non si riesce a far funzionare il compressore: si realizzano delle condizioni di "blocco sonico" all'interno delle sezioni di passaggio del fluido.

Dobbiamo tenere conto di queste limitazioni nell'accoppiamento con il motore.

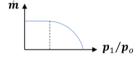
Caratteristica manometrica della turbina assiale monostadio ad azione



Anche se non è adatta alla sovralimentazione di un motore, prendiamo in esame la caratteristica manometrica di una turbina assiale monostadio ad azione per analizzare le caratteristiche partendo dal caso più semplice possibile.

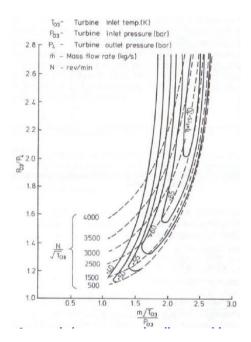
Anche per la turbina è possibile ottenere una caratteristica manometrica in termini di quantità corrette o ridotte, diagrammando il **rapporto di espansione** β_e in funzione della portata, parametrizzato in base alla velocità di rotazione

Per una turbina assiale l'effetto della velocità di rotazione è modesto, e le linee iso-velocità tendono a collassare su di un'unica linea, corrispondente al raggiungimento della condizione di blocco sonico in una sezione della macchina (chocked flow). Pertanto la caratteristica manometrica di una t. a. m. ad azione risulta molto simile a quella di un ugello.



Possiamo vedere la caratteristica come una serie di ugelli in parallelo che rappresentano i canali del distributore all'interno dei quali il fluido si espande per $\Delta p \to \Delta E_c$. All'interno della girante: $\Delta E_c \to L_i$

Caratteristica manometrica della turbina radiale



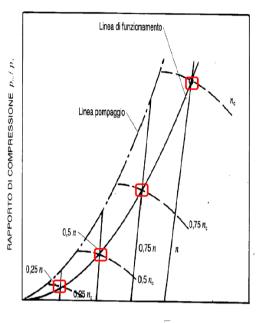
Nel caso invece di una turbina radiale si può notare come le linee isovelocità si dispongano a coprire un'area relativamente ampia, e come le condizioni di blocco sonico si raggiungano per rapporti di espansione sensibilmente superiori a quello di un singolo ugello semplicemente convergente (poichè grazie ad un certo grado di reazione il salto di pressione da elaborare può essere ripartito tra distributore e girante), e per rapporti di espansione crescenti al crescere della velocità di rotazione, poichè una frazione maggiore del gradiente di pressione è necessaria in questo caso per superare il campo di f. centrifughe.

Tuttavia, poichè il funzionamento della turbina è comunque limitato ad un'area ristretta, e dovrebbe essere confinato in corrispondenza delle condizioni di massimo rendimento, si preferisce in genere limitare il diagramma all'intorno delle condizioni di massimo rendimento ed utilizzare una rappresentazione ad hoc ("Swallowing Capacity diagram").

Trattandosi di una turbina a reazione l'espansione del gas è ripartita tra distributore e girante. Il rapporto di espansione critico $\beta_{e,c}$ tende a essere decisamente superiore a 2 per via dei due stadi di espansione in serie. Vi è un appiattimento delle linee iso-velocità su un asintoto verticale, corrispondente al raggiungimento della portata critica, che tende a spostarsi a valori di β_e sempre più alti al crescere della velocità di rotazione, poichè il fluido che si espande nella girante deve vincere un campo di forze centrifughe; il fluido non arriva altrettanto facilmente (rispetto al caso della turbina assiale) alla velocità che corrisponde alla condizione di blocco sonico: più è alta la velocità di rotazione più è intenso il campo di forze centrifughe.

Accoppiamento meccanico: turbocompressore - albero motore [↓ LEZIONE 18: 06/11/20]

Anche se nella pratica non si realizza, può essere utile analizzare la caratteristica dell'accoppiamento meccanico turbocompressore - motore. Troviamo un'ulteriore evidenza che non possa funzionare.



$$\beta_{\rm c} \propto \frac{\dot{m}_{sovr}}{n \cdot \lambda_{n} \cdot \xi} \; ; \; n = n_{m}$$

Sulla caratteristica manometrica del compressore la corrispondente caratteristica del motore è sempre rappresentata da un fascio di rette uscenti dall'origine, aventi coefficiente angolare inversamente proporzionale ad n, come già visto nel caso dei compressori volumetrici.

Nel caso di un accoppiamento meccanico diretto motore turbocompressore i punti di funzionamento cadrebbero su di una linea caratterizzata da forti variazioni del grado di sovralimentazione con la velocità del motore, essendo:

$$n_c = \mathbf{k} \cdot \mathbf{n}_m (k \text{ dipende da } \tau)$$
 $L_i \approx \mathbf{u}_2^2$

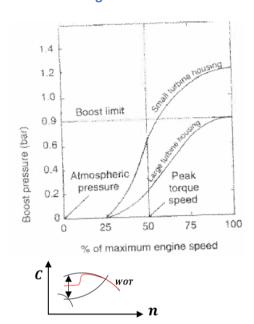
PARAMETRO DI PORTATA m $\sqrt{T_{\rm a}}$ / $p_{\rm a}$

Con questo tipo di accoppiamento bisognerebbe accettare una variabilità molto marcata del rapporto manometrico di compressione (β_c) con la velocità di rotazione del motore (n).

Se n_m varia tra 1500 e 6000 [rpm] cioè tra 1 e 4, β_c varierà tra 1 e 16. A seconda del rapporto di trasmissione (τ) che si utilizza, potremo avere:

- il caso di sovralimentazione adeguato a $n_m = n_{m,max}$ ma praticamente inesistente per $n_m < n_{m,max}$, o,
- il caso di sovralimentazione adeguata a $n_m = n_{m,bassa}$ ma eccessivo per $n_m > n_{m,bassa}$

Scelta della taglia della turbina



- (Large Turbine) Nel caso di una turbina con una sezione di passaggio piuttosto ampia, dimensionata per raggiungere la pressione di sovralimentazione massima (boost pressure) alla massima velocità di rotazione del motore: se scendiamo al 25% della velocità di rotazione massima l'effetto di sovralimentazione praticamente si annulla. Problema: ci troviamo a 1500 [rpm]; vogliamo accelerare \rightarrow spalanchiamo la farfalla e ci portiamo sulla curva WOT: se il grado di sovralimentazione non è adeguato, la caratteristica del motore, anziché seguire la curva WOT, si porta sulla curva rossa; finchè non abbiamo un'adeguata pressione di sovralimentazione il motore si comporta come un aspirato, quindi, con una coppia erogata molto più bassa; quindi, il ΔC disponibile per la ripresa risulta molto scarso.

- (Small Turbine) Potremmo pensare di risolvere l'inconveniente scegliendo di utilizzare una turbina più piccola: la pressione di sovralimentazione cresce più rapidamente con la velocità del motore; riusciamo a garantire un grado di sovralimentazione elevato già a bassi regimi. Problema: per quanto la situazione non sia drammatica come nel caso di trascinamento meccanico, ci porterebbe ben presto a superare il livello di pressione di sovralimentazione massima che il motore è in grado di sopportare.

Come possiamo evitare che si verifichi questo inconveniente? → utilizziamo una valvola di "Waste gate".

Valvola di "Waste Gate" a comando meccanico

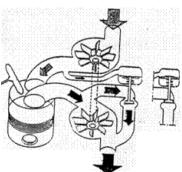
Nonostante l'accoppiamento puramente fluidodinamico del turbogruppo consenta di contenere notevolmente le variazioni del grado di sovralimentazione con la velocità di rotazione del motore, l'applicazione della sovralimentazione alla propulsione stradale risulta normalmente molto più difficile di quanto non sia la medesima operazione eseguita per un motore per applicazioni industriali o marine. Ciò a causa all'ampia gamma di regimi e carichi incontrati, nonché alla necessità di avere una rapida risposta nei transitori. Normalmente la turbina ed il compressore sono dimensionati in modo da fornire un elevato grado di sovralimentazione già in corrispondenza del 40% della massima velocità di rotazione del motore.

$$\begin{split} n_{m} \uparrow &\Rightarrow \dot{m}_{sovr} \uparrow \Rightarrow p_{s} \uparrow \Rightarrow \beta_{t} \uparrow \Rightarrow L_{t} \uparrow \\ L_{t} \gg L_{c} &\Rightarrow n_{turbo} \uparrow \Rightarrow \beta_{c} \uparrow \Rightarrow \begin{cases} n_{turbo} > n_{max} \left(se \ \beta_{c} rimane \ cost \right) \\ \beta_{c} > \beta_{c,max} \right. \left(se \ n_{tur} \ rimane \ cost \right) \end{split}$$

(↔ Il turbo si danneggia)

Per evitare di ottenere pressioni di sovralimentazione (boost pressure) troppo elevate agli alti regimi, si provvede allora a scaricare, in queste condizioni, parte dei gas combusti prima dell'immissione in turbina.

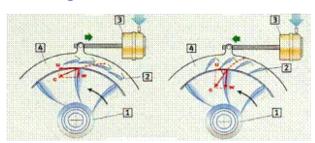
Questo viene realizzato inserendo una valvola, detta di "Waste Gate" (WG), che agli alti regimi consente a parte della portata dei gas combusti di by-passare la turbina, riducendo così l'energia trasferita al compressore e abbassando quindi la pressione di sovralimentazione.

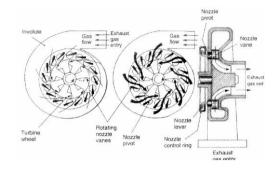


Quando la pressione agente su una membrana (p_s) supera il livello di pressione di taratura, ovvero la forza resistente della molla, la valvola si apre, permettendo a parte dei gas combusti di by-passare la turbina.

Questo ci permette di avere un controllo più flessibile della pressione di sovralimentazione. Per esempio, durante una manovra transitoria, per la quale potremmo accettare di avere per un breve periodo una pressione di sovralimentazione superiore al valore massimo che potremmo accettare come valore massimo in condizioni di funzionamento stazionario, possiamo realizzare un'operazione di over boost: teniamo chiusa la valvola WG per accelerare più rapidamente il turbogruppo (se pur per un breve periodo di tempo).

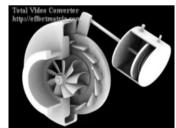
Turbina a geometria variabile

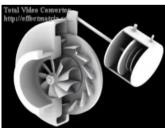


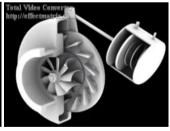


Alternativa più complessa e costosa (costo x2 risp. a WG) ma più efficiente è quella di utilizzare una turbina a geometria variabile (VGT: Variable Geometry Turbine o VNT: Variable Nozzle area Turbine), capace di variare le sue caratteristiche adeguandole al regime di rotazione del motore. Questa soluzione prevede un distributore palettato in cui è possibile far variare l'angolo della palettatura del distributore in funzione della velocità del motore o della portata in massa dei gas di scarico. Aprendo gli ugelli del distributore agli alti regimi e chiudendoli ai bassi, l'utilizzazione dell'energia dei gas di scarico può essere adeguata in modo da ottenere gradi di sovralimentazione soddisfacenti su di un più ampio campo di funzionamento del motore.

Un attuatore pneumatico, controllato dalla centralina, intervenendo su un anello sul quale sono incernierate le palette del distributore della turbina, permette di variare l'angolo di calettamento delle palette in modo simultaneo per tutte le palette. Per bassa velocità di rotazione del motore (Fig. sx) abbiamo una piccola portata dal smaltire: le palette sono praticamente chiuse, per cui la sezione di passaggio è ridotta al minimo: avendo poca portata, indirizziamo la velocità con una direzione di ingresso nella girante prevalentemente tangenziale, in modo da massimizzare il lavoro ottenibile con la portata ridotta. All'aumentare della velocità di rotazione del motore (Fig. dx) $(n \uparrow)$, la portata da smaltire aumenta $(\dot{m}_{gas} \uparrow)$: apriamo le pale, permettiamo l'ingresso a una portata maggiore indirizzando la velocità con una minor componente tangenziale: la portata risulta meno sfruttata ma più adatta per quanto riguarda il lavoro necessario alla turbina (estraiamo meno lavoro di quanto si potrebbe).





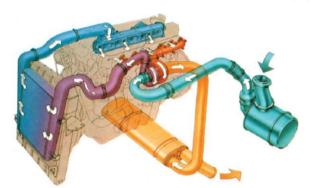


Questa soluzione richiede una lavorazione più complessa del distributore della turbina con tolleranze molto ristrette. Le temperature possono raggiungere i 900 [°C]. Per questo motivo, le turbine a geometria variabile, in genere, vengono utilizzate solo per la sovralimentazione dei motori diesel (motori Cl). Nei motori diesel, lavorando sempre con un certo eccesso di aria rispetto alla quantità stechiometrica, le temperature dei gas di scarico sono sempre decisamente più basse ($T_{exh,max}^{CI} \approx 850$ [°C]) rispetto alle temperature che raggiungiamo nei motori ad accensione comandata ($T_{exh,max}^{SI} \approx 950 \div 1000$ [°C]); abbiamo minori difficoltà nel realizzare questo sistema con tolleranze ristrette che non devono far fronte a dilatazioni termiche eccessive. Solo in alcune applicazioni ad alte prestazioni questo sistema è utilizzato anche nei motori SI (il sistema sviluppato da Porsche permetta di resistere $T_{exh,max}^{SI} \approx 1000 \div 1050$ [°C]).

Interrefrigerazione

L'aumento di temperatura della carica in seguito alla compressione limita i benefici della sovralimentazione, soprattutto per rapporti di compressione elevati. È quindi conveniente inserire a valle del compressore un **interrefrigeratore (intercooler o CAC: Charge Air Cooler)** con lo scopo di ridurre la temperatura della carica. I vantaggi che ne conseguono possono essere così sintetizzati.

- Aumenta la quantità in massa di aria introdotta nel cilindro;
- Si riducono tutti i livelli di temperatura raggiunti durante il ciclo, abbassando così i carichi termici sul motore;
- migliora il rendimento organico, perché si incrementa ulteriormente la potenza, senza variare sensibilmente i livelli di pressione e quindi le perdite per attrito meccanico;
- nel caso di motore ad accensione comandata (SI) si riduce il pericolo di detonazione (CAC obbligatorio).



Si tratta di uno scambiatore aria-aria. Viene montato davanti al radiatore (scambiatore aria-liquido); viene raffreddato prima il CAC e poi il radiatore.

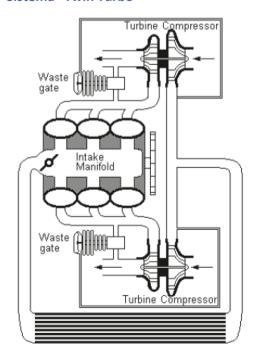
Bisogna mantenere un salto $\Delta T \approx 20 \div 25$ [°C] rispetto all'aria ambiente. Se $T_{amb} = 20$ [°C] allora il fluido in uscita dal CAC sarà a $T_{sovr.air} = 40 \div 45$ [°C].

Aumentando la massa d'aria aspirata (\dot{m}_{air} 1) possiamo aumentare la massa di combustibile (\dot{m}_b 1):

$$\dot{m}_{air} \uparrow : \dot{m}_b \uparrow : L_i \uparrow : pmi \uparrow : pme \uparrow ; \eta \uparrow$$

Abbiamo anche un beneficio in termini di rendimento organico (η ↑) poichè la pmi e la pme aumentano più di quanto non aumenti la pressione di marcia a vuoto. Si riducono inoltre gli stress termici sul motore.

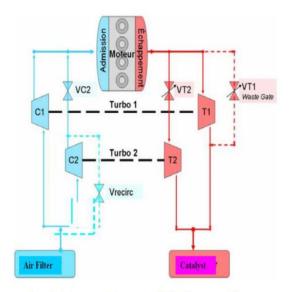
Sistema "Twin Turbo"



In motori ad elevato frazionamento (ad esempio motori V6 o V8) può essere conveniente utilizzare due sistemi di sovralimentazione in parallelo, uno per ciascuna bancata.

L'impiego di due turbo in parallelo consente di ridurre notevolmente il turbo lag (fino al 40%) grazie alle minori dimensioni delle macchine, anche se non può alterare i limiti rappresentati dal raggiungimento delle condizioni di surge dei compressori per basse portate. La portata viene dimezzata: utilizziamo due turbine di dimensioni più piccole: l'inerzia del turbo ($\propto D^5$) risulta minore: il turbolag si riduce.

Sistema "Two Stage" "sequenziale parallelo"

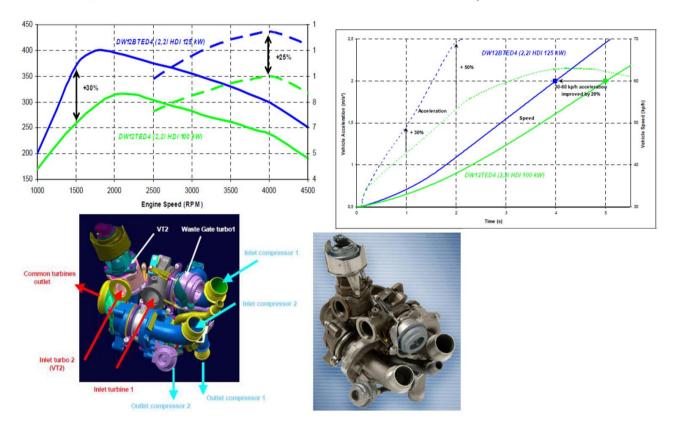


Parallel Sequential system (PSA, Honeywell)

Una possibile alternativa (sviluppato da Peugeot) è rappresentata dal sistema "sequenziale parallelo", che utilizza due turbo-gruppi di taglia confrontabile (non più uno HP e uno LP), destinati a operare in parallelo anziché in serie come nel caso precedente.

Alle basse velocità (fino a 2500 [rpm]) è in funzione solo il Turbo 1, mentre le valvole VC2 e VT2 sono chiuse, escludendo il Turbo 2.

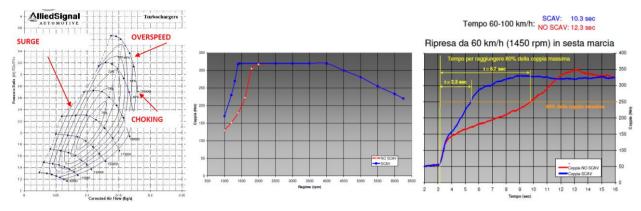
Alle velocità più elevate invece entrambi i turbo-gruppi operano in parallelo, come in un sistema "twin turbo", essendo le valvole VT2 e VC2 aperte. È poi prevista una ulteriore modalità di transizione in cui viene aperta la VT2, mantenendo però chiusa la VC2 ed aprendo la Vrecirc al fine di "lanciare" il Turbo 2 prima del suo inserimento.



La gestione del sistema risulta decisamente più complessa rispetto al sistema serie, ma il sistema risulta, nonostante la presenza di un maggior numero di valvole, più compatto in termini di «packaging» e presenta minori perdite di calore durante la fase di warm up del catalizzatore grazie all'utilizzo di una sola turbina.

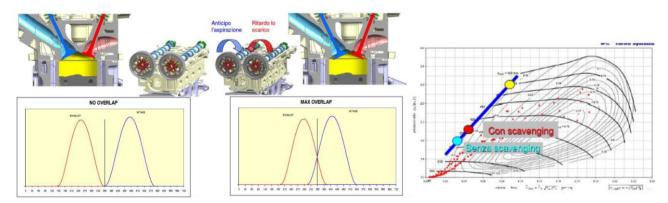
Il sistema consente di ottenere notevoli incrementi delle prestazioni, sia in termini potenza massima, sia in termini di low end torque, oltre ad un notevole miglioramento del turbo lag.

- Tecniche di Scavenging nei motori turbo GDI VVT



Consideriamo un motore turbo GDI VVT (GDI: Gasoline Direct Injection; VVT: Variable Valve Timing)

Una delle limitazioni più stringenti in un motore sovralimentato è rappresentato dall'impossibilità di ottenere alti livelli di sovralimentazione (β_c) a basse portate (\dot{m}), proprio perchè si andrebbe a far funzionare il turbo al di sopra della linea di surge (condizione di instabilità). Avere una limitazione in termini di boost ($p_{sovr} \downarrow$) alle basse portate ($\dot{m} \downarrow$) (\leftrightarrow alle basse velocità di rotazione $n \downarrow$) significa avere poca sovralimentazione ai bassi regimi e quindi poca coppia ($C \downarrow$). Osservando la caratteristica di coppia di un motore sovralimentato, vediamo che raggiungiamo la pressione di sovralimentazione massima ($p_{sovr,max}$), la coppia massima ($p_{sovr,max}$), la coppia massima ($p_{sovr,max}$), a $p_{sovr,max}$) a $p_{sovr,max}$ 0 a $p_{sovr,max}$ 1 se ci troviamo a $p_{sovr,max}$ 2 se ci troviamo a $p_{sovr,max}$ 3 per effettuare un sorpasso siamo costretti a scalare una marcia (cosa che si vorrebbe evitare). La coppia sale piano, non tanto per via del turbo lag, ma perchè a bassi regimi non riusciamo a sovralimentare; non possiamo risolvere il problema installando una turbina più piccola perchè trascinerebbe il compressore ad alta velocità ma lo porterebbe a funzionare in surge.



Tecnica di scavenging: lavaggio dello spazio morto: è possibile, posticipando la chiusura delle valvole di scarico ed anticipando l'apertura delle valvole di aspirazione, incrementare notevolmente l'incrocio, aumentando così la portata elaborata dal compressore (\dot{m} \cdot: +30%). Un aumento di portata del 30% può consentire di aumentare il rapporto manometrico di compressione del 15% (β_c \cdot). Grazie all'aumento di pressione di sovralimentazione (β_c \cdot: +15%), la portata aumenta ulteriormente (\dot{m} \cdot), e questo aumenta la potenza in turbina, che permette di incrementare ulteriormente la pressione di sovralimentazione (β_c \cdot), fino ad ottenere incrementi di pressione di sovralimentazione dell' 80% (β_c \cdot: +80%).

È fondamentale, tuttavia, l'impiego della **iniezione diretta (GDI)**, con inizio dell'iniezione **solo dopo** la chiusura della valvola di scarico, in modo da evitare che durante la fase di scavenging il combustibile raggiunga direttamente i condotti di scarico. Senza iniezione diretta non riusciamo a fare lo scavenging.

L'incrocio così ampio viene utilizzato solo per basse velocità di rotazione; sarebbe insostenibile avere sempre questo incrocio; per cui si prevede un sistema VVT.

- Complementi

Aumento delle prestazioni: sovralimentazione mediante comando meccanico vs turbo-sovralimentazione Limitazioni della caratteristica meccanica (motore SI)

Utilizzo della sovralimentazione: downsizing e downspeeding

Downsizing e rischio di detonazione - tecniche per evitare la detonazione

Applicazione del ciclo Miller per i motori Diesel

Aumento delle prestazioni: sovralimentazione mediante comando meccanico vs turbo-sovralimentazione

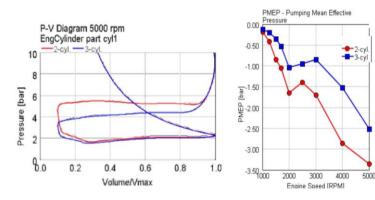
Un ulteriore incremento può derivare dal ciclo di ricambio fluido, positivo nel caso di sovralimentazione a comando meccanico, essendo $p_{sovr} > p_{scarico}$.

Attraverso un compressore Roots, per esempio, incrementiamo la pressione di sovralimentazione (p_{sovr} ↑) senza che ci sia una variazione significativa della pressione di scarico ($p_{scarico} \approx cost$). Otteniamo un ciclo di ricambio fluido che diventa positivo, con un lavoro raccolto durante l'aspirazione superiore al lavoro richiesto per la fase di scarico.

$$\left(\dot{\boldsymbol{m}}_{sovr} = \dot{m}_{asp} \frac{p_{sovr}}{p_{asp}} \sqrt{\frac{T_{asp}}{T_{sovr}}} \, \xi = \dot{\boldsymbol{m}}_{asp} \cdot \boldsymbol{\beta}_c \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \, \xi\right)$$

$$pmi_{sovr} = pmi_{asp} \frac{p_{sovr}}{p_{asp}} \sqrt{\frac{T_{asp}}{T_{sovr}}} \; \xi + (p_{sovr} - p_{scar})^{+ \; sovr.com.mecc.}_{\pm \; turbo-sovr.} = pmi_{asp} \cdot \beta_c \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \; \xi + (p_{sovr} - p_{scar})^{+ \; sovr.com.mecc.}_{\pm \; turbo-sovr.}$$

Tuttavia è bene ricordare che nel caso di sovralimentazione con turbina a gas di scarico, il ciclo di ricambio fluido può essere positivo o negativo a seconda del rendimento della turbina e di quello del compressore.



Per un funzionamento di un motore SI turbo-sovralimentato, in condizioni di piena ammissione, piena potenza, osserviamo (nel diagramma) come la pressione di scarico sia maggiore della pressione di aspirazione ($p_{scarico} > p_{aspirazione}$). Abbiamo un ciclo di ricambio fluido negativo e molto grande (in termini assoluti).

Infine per quanto concerne il **rendimento organico**, nel caso di comando meccanico il rendimento tende generalmente a peggiorare al crescere del grado di sovralimentazione, mentre nel caso di turbo-sovralimentazione generalmente il rendimento organico migliora al crescere del grado di sovralimentazione, poiché la pmi cresce più di quanto cresca la p_v .

- Sovralimentazione con comando meccanico: $oldsymbol{eta}_c \uparrow \colon oldsymbol{\eta}_o \downarrow$

(Aggiungiamo un accessorio che aumenta l'assorbimento di potenza da parte degli accessori $\eta_o = 1 - p_v/pmi$)

- Turbo-sovralimentazione: $\beta_c \uparrow : \eta_o \uparrow (poichè pmi \uparrow \uparrow rispetto p_v \uparrow)$

(non vi sono incrementi sensibili sulla pressione di marcia a vuoto (p_v) ; aumenta, ma in maniera contenuta) \rightarrow aumenta sia le prestazioni che il rendimento.

Utilizzo della sovralimentazione: downsizing e downspeeding

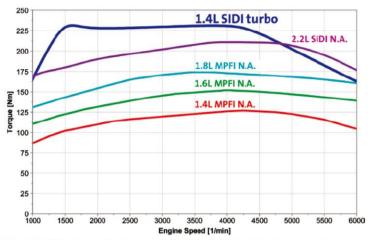


Figure 2: Full load comparison between naturally aspirated and turbocharged engines

Per quanto riguarda i **diesel**, i motori sovralimentati hanno comportato l'estinzione dei motori ad aspirazione naturale; la sovralimentazione si sposa bene con il motore diesel: non vi è il rischio di combustione anomala.

Per quanto riguarda i motori a benzina, mentre in passato, fino a una ventina di anni fa, i motori sovralimentati erano destinati alle vetture ad alte prestazioni, oggi vengono utilizzati molto più ampiamente anche su vetture che non possono essere definite ad alte prestazioni. Si sono abbinati il turbo-charging con il downsizing con lo scopo di ridurre i consumi dei veicoli e quindi le emissioni di CO_2 .

Il downsizing consiste nell'equipaggiare un veicolo con un motore di cilindrata inferiore - rispetto a quello che verrebbe normalmente utilizzato per la motorizzazione del veicolo nel caso quindi di motore ad aspirazione naturale - sovralimentato, in modo da garantire le stesse prestazioni ma con consumi inferiori.

Dal diagramma possiamo dire che sicuramente possiamo rimpiazzare un 1.8L; forse anche il 2.2L: potremmo non riuscire ad ottenere la stessa velocità massima.

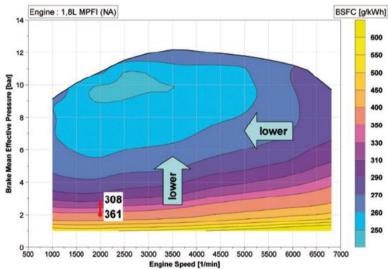
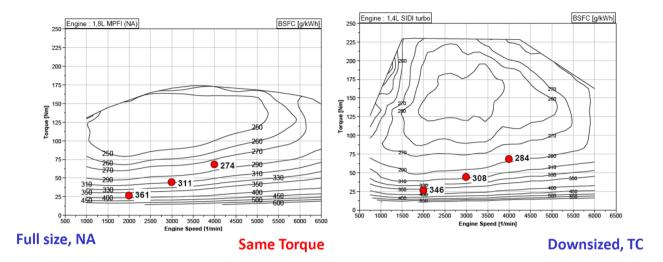


Figure 3: Shift of operating points during downsizing

Per un dato punto di un ciclo di riferimento, vi è una certa richiesta di coppia. **Erogare la stessa coppia** con un motore di cilindrata più piccola significa far funzionare il motore a una **pme più elevata**. Potendo far funzionare il motore a una pme più elevata possiamo ottenere un miglior rendimento. Consideriamo il punto 2000 [rpm] x 2 [bar]; se dimezziamo la cilindrata, per avere le stesse prestazioni, portiamo il motore a funzionare al punto 2000 [rpm] x 4 [bar], per il quale ci aspettiamo un'efficienza migliore.

Confronto (stessa Coppia) 1.8L aspirato vs 1.4L turbo



Se confrontiamo i motori con la stessa coppia il motore sovralimentato ha un consumo più basso in quanto funziona a una pme più alta (motore meno parzializzato; minori perdite organiche).

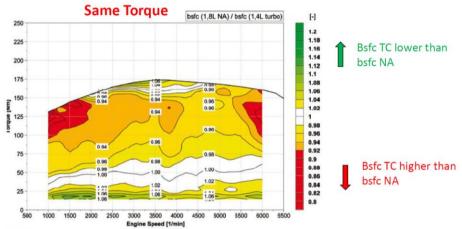


Figure 6: BSFC map of 1.8 I NA engine relative to 1.4 I turbo engine

La mappa è bianca dove i due motori hanno lo stesso consumo specifico, verde quando il consumo specifico del motore sovralimentato è inferiore a quello del motore aspirato e rossa, quando, viceversa, il consumo specifico del motore sovralimentato supera quello del motore aspirato.

Nella zona dei bassi regimi, bassi carichi (zona di maggior utilizzo), abbiamo un vantaggio nell'utilizzare il motore downsized.

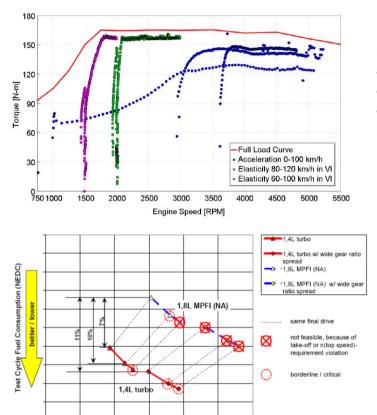
Definiamo il downsizing factor come il rapporto tra le cilindrate del motore aspirato e del motore sovralimentato.

$$DF = \frac{Cil_{asp}}{Cil_{sovr}}$$

Risparmio in termini di consumi vs variazione in termini di prestazioni

Per quanto riguarda le **prestazioni** non abbiamo un indice normato e accettato come per il consumo di combustibile sui cicli NEDC o WLTC (ciascun costruttore ha la sua "ricetta"). Il modo migliore per rappresentare il **performance index** è mediante una somma di **tempi** di manovre caratteristiche: ad, esempio, per passare da 0 a 100 [km/h] + due riprese, una da 60 a 80 [km/h] e l'altra da 80 a 120 [km/h] in VI marcia (riprese senza scalare la marcia). La performance è migliore al ridursi del tempo totale.

Example of performance index = $t_{0-100[km/h]} + t_{60-80_{VI}} + t_{80-120_{VI}}$



I punti di funzionamento per la manovra per passare da 0 a 100 [km/h] sono più distribuiti: affondiamo il pedale dell'acceleratore in I, fino a potenza massima; passiamo in II, e acceleriamo fino a potenza massima; passiamo in III, e acceleriamo fino a potenza massima.

Se effettuiamo il downsizing, lasciando inalterato il cambio, otteniamo una riduzione dei consumi sul ciclo NEDC del 7% e un netto miglioramento dell'indice di prestazioni (la curva di coppia è più alta); migliora al punto che potremmo pensare di fare anche downspeeding, ovvero, rivedere i τ , ad esempio andando ad allungare il rapporto finale al ponte (final drive; $\omega_{eng} = \omega_{wheel}\tau_{gear}\tau_{drive}$; in modo da scalare tutti i $\tau = \tau_{gear}\tau_{drive}$): cerchiamo di far funzionare il motore a più bassa velocità di rotazione e a più alto carico; quest'operazione risulta molto conveniente per il rendimento meccanico (η_m); permette un ulteriore riduzione dei consumi (7% \rightarrow 10%) a discapito della performance.

Downsizing: fuel consumption \downarrow performance \uparrow Downspeeding: fuel consumption \downarrow performance $\downarrow \eta_m \uparrow$

Se insistessimo maggiormente con il downspeeding otterremmo benefici più alti in termini di consumi ma caleremmo troppo in performance: potremmo peggiorare la performance rispetto a quella del motore di partenza (da evitare).

Non possiamo fare downspeeding direttamente sul motore di partenza poichè il downspeeding porta sì una riduzione dei consumi (più contenuta rispetto a quella con il downsizing) ma anche una riduzione delle prestazioni. Le due tecniche si prestano molto bene a essere combinate tra loro.

Downsizing: 2 o 3 cilindri? [↓ LEZIONE 22: 13/11/20] (LEZIONE 21: 10/11/20: Lab. "Smontaggio motore")

Riducendo la cilindrata si può arrivare a casi in cui ci si debba chiedere se non sia opportuno ridurre anche il numero di cilindri. I 1L, 1.2L o 1.4L al più, sono in molti casi delle soluzioni a 3 cilindri. Volendo fare un downsizing ancora più spinto, e quindi ridurre la cilindrata da 1.4L a 1L o $900 \ [cm^3]$, occorre il problema se ridurre anche il frazionamento, passando a una soluzione a 2 cilindri, possa essere conveniente.

Viene riportata un'analisi effettuata alcuni anni fa dal Politecnico.

TARGET: replace a 1.4 ltr NA engine

	2-cylinder	3-cylinder	
Cylinder Displacement	448.3 cm ³	298.9 cm ³	
Stroke	87.0 mm	76.0 mm	
Bore	81 .0 mm	70.76 mm	
Compression ratio	9.8	9.8	
Maximum Engine Torque	155-160 Nm	(4000 rpm)	
Maximum Specific Power	90 kW/l (5000 rpm)		
Firing order	360°	240°	
Number of Valves/Cyl.	4	4	

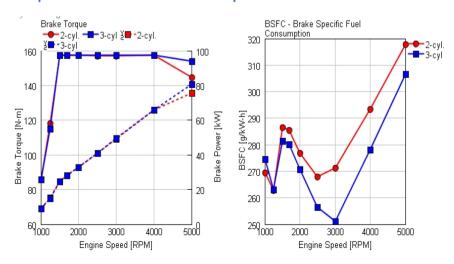
Il target consisteva nella valutazione della sostituzione un 1.4L ad aspirazione naturale, con due motore turbo downsized, 2 cilindri e 3 cilindri, aventi cilindrata di 0.9L.

2 cilindri: 450 [*cm*³] 3 cilindri: 300 [*cm*³]

0.9 ltr, Gasoline Direct Injection, spray guided SI

Qualche anno fa **Fiat** propose sul mercato una versione 2 cilindri "twin air" che abbinava quindi il downsizing e la sovralimentazione con il sistema di gestione Multiair delle valvole (sinergia tra le due tecnologie). Questa versione non ha avuto particolare successo; anche Fiat si è poi orientata con l'ultima serie di motori sulla **versione 3 cilindri**. Vediamo quali possano essere le ragioni per effettuare questa scelta.

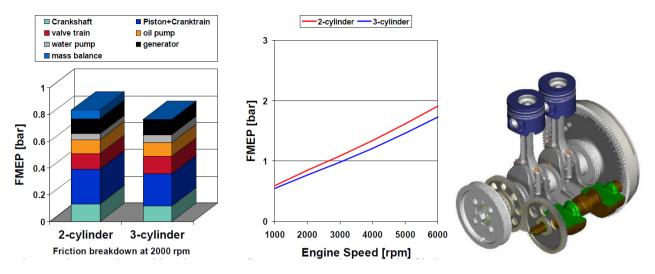
- Per quanto riguarda gli scambi termici con le pareti, considerando il diagramma rapporto superficie/volume (S/V) numero di cilindri (i_{tot}) , si può osservare come questo rapporto $(S/V \uparrow)$ tenda a crescere al crescere del frazionamento $(i_{tot} \uparrow)$; quindi, dal punto di vista del **rendimento termo-fluidodinamico interno**, sarebbe da privilegiare la soluzione con **2** cilindri $(S/V \downarrow)$.
- Considerando ora il lavoro di pompaggio: si potrebbe pensare che per il motore sovralimentato la scelta 2 o 3 cilindri non abbia importanza. In realtà non è così: **sfatiamo il mito che nei motori sovralimentati si abbia sempre un lavoro di ricambio fluido positivo**: non è così.



La versione a 2 cilindri, a velocità di rotazione medio-elevate, presenta un consumo specifico significativamente maggiore (8% superiore) rispetto alla versione 3 cilindri. Come si spiega? Una prima causa è proprio rappresentata dal lavoro di ricambio fluido.

Perchè la pressione di marcia a vuoto è maggiore per il motore a 2 cilindri?

Disassemblando progressivamente gli accessori dal motore valutiamo le diverse componenti che concorrono a dare la pressione di marcia a vuoto p_v :



Il motore a 2 cilindri ha due nette differenze:

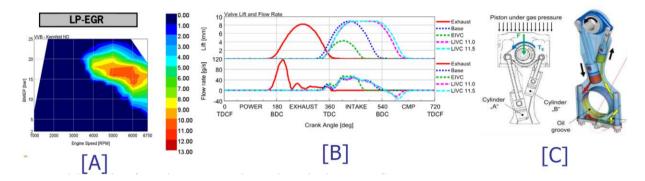
- gli attriti canna-stantuffo sono maggiori; (*)
- Inoltre, dobbiamo tenere conto della massa del contralbero di equilibramento delle forze d'inerzia.

Un motore a 2 cilindri richiede per l'equilibramento delle forze d'inerzia generalmente l'utilizzo di contralbero: vengono utilizzate delle masse eccentriche tali da produrre delle forze centrifughe che siano in controfase con quelle applicate all'albero dal sistema stantuffo-biella. Sfasando uniformemente i cicli nei 2 cilindri, i due stantuffi vengono a trovarsi contemporaneamente al PMS (uno al PMS di combustione e l'altro al PMS di incrocio). Di conseguenza, le forze centrifughe costituiranno un sistema di forze non equilibrato che tenderà a generare delle sollecitazioni sui supporti dell'albero motore. Possiamo applicare dei contrappesi per equilibrare queste force centrifughe, ma in tal modo non riusciamo ad equilibrare le forze alterne controrotanti; per equilibrare anche le forze alterne dobbiamo montare i contrappesi (le masse eccentriche) su un contralbero (countershaft) (contro rotante = con velocità di rotazione opposta a quella del motore). Questa soluzione comporta però una penalizzazione in termini di rendimento organico in quanto dobbiamo prevedere un albero ausiliario con i suoi supporti che andranno lubrificati e sui quali saranno applicate forze non trascurabili che dovranno essere scaricate mediante i cuscinetti. Siamo costretti ad aumentare la potenza che viene dissipata per l'azionamento di questo accessorio.

Questi motivi spiegano perchè oggi la maggior parte dei costruttori si sia orientata verso la soluzione a 3 cilindri per quanto riguarda il downsizing.

Per ridurre il rischio di detonazione (\downarrow) senza incorrere in grosse penalizzazioni in termini di rendimento ($\uparrow \downarrow \downarrow$) possiamo citare l'utilizzo di:

- Rapporto di compressione variabile
- Ciclo Miller (soluzione più interessante: agevolmente adottabile in caso di sistema Multiair)
- Ricircolo dei gas combusti EGR (alternativa all'arricchimento)
- Raffreddamento dei gas combusti | Scelta di materiali più resistenti alle alte T | Iniezione di acqua



Preview: riduzione dell'anticipo + EGR

- Utilizziamo l'EGR come diluente della miscela in modo da ridurne la reattività (rallentano le prereazioni che sono quelle che potrebbero dar luogo a una combustione anomala). In questo caso, l'obiettivo non è quello di abbattere le T di combustione per abbattere la formazione degli NOx (motivo per il quale l'EGR viene ampiamente utilizzato nei motori Diesel). In un motore sovralimentato dobbiamo andare a prelevare i gas combusti a bassa pressione (LP), quindi, a valle della turbina, generalmente a valle del sistema di post trattamento (catalizzatore ed eventuale trappola per il PM) e farli ricircolare facendoli riaspirare dal motore mediante l'aspirazione del compressore. In questo modo il circuito di ricircolo è a bassa pressione e cosa più importante i gas combusti ricircolati vengono prelevati quando sono già abbastanza freddi (si sono già espansi in turbina e nel sistema di after treatment); oltretutto, essendo ricircolati a monte del compressore, passano, dopo essersi miscelati e compressi con l'aria, nell'intercooler che ne abbassa ulteriormente la temperatura. Quindi l'EGR non impatta negativamente facendo alzare la T della carica all'aspirazione.

Rapporto di compressione variabile

- Rapporto di compressione variabile: alto ai bassi carichi ($\varepsilon=12.5\div13$), più contenuto ai carichi più elevati ($\varepsilon=10$). Negli anni '80/90 Saab propose, e per breve tempo mise in produzione, un sistema (molto complesso) a compressione variabile che prevedeva la traslazione della testa rispetto al monoblocco mediante l'utilizzo di attuatori idraulici. Qualche anno fa FEV propose un sistema diverso [C]: con una coppia di pistoni, azionati da olio in pressione, possiamo variare la lunghezza della biella: quando vogliamo aumentare il rapporto di compressione allunghiamo la biella, quando vogliamo diminuirlo accorciamo la biella.

Bassi carichi: allunghiamo la biella: ε \uparrow Alti carichi: accorciamo la biella: $\varepsilon \downarrow$

Questa soluzione viene oggi valutata da alcuni costruttori. L'unico costruttore che ha adottato una soluzione con ε variabile in produzione di serie è Infinity, il marchio di punta della Mitsubishi. Il sistema (ancor più complesso) sviluppato da Infinity prevede una traslazione del manovellismo che consente di poter commutare ε su due livelli (13 e 10).

Una soluzione più brillante è rappresentata dal ciclo Miller.

L'abbinamento della sovralimentazione con l'EIVC o LIVC ci dà effettivamente la possibilità di aumentare in modo significativo le prestazioni (1) e il rendimento (1) del motore. Perchè si riduce il rischio di detonazione?

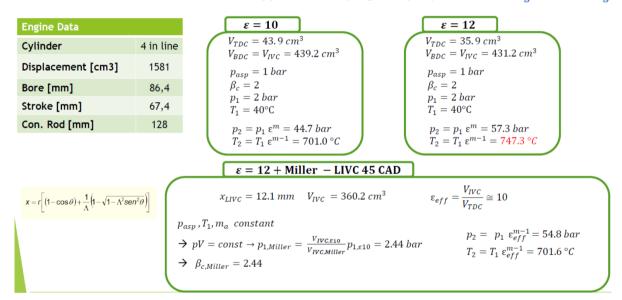
Sul ciclo 8 vi è un limite sulla pressione di fine compressione (p_2); con la sovralimentazione possiamo pensare di arrivare al valore massimo di pressione ($p_{2,max}$) in modo diverso: distribuiamo in modo diverso la compressione tra turbogruppo e camera di combustione.

$$\boldsymbol{p_{amb}} \rightarrow \boldsymbol{p_c} = p_{amb} \cdot \beta_c \rightarrow \boldsymbol{p_2} = p_c \cdot \varepsilon^m$$
, $p_c = p_{sovr}$

Con il ciclo Miller innalziamo la pressione di sovralimentazione (p_c); perchè risulta più conveniente? La differenza è dovuta alla presenza dell'**intercooler** all'uscita del turbocompressore: a valle della compressione che otteniamo con il turbogruppo vi è la fase di refrigerazione della carica che ci permette di tornare grossomodo a una **temperatura poco superiore** alla T_{amb} (mentre non vi è nulla a fine compressione in camera di combustione che possa abbassare la T) \rightarrow carica mero reattiva \rightarrow minori rischi di detonazione.

Esempio Ciclo Miller

Consideriamo un **esempio numerico** per vedere come con l'utilizzo del ciclo Miller si possa in un motore sovralimentato andare ad aumentare il rapporto di compr. geom. per passare da un $\varepsilon_q = 10 \rightarrow \varepsilon_q = 12$.



Se utilizzassimo motori convenzionali in cui l'IVC è al PMI (0° rispetto al PMI), e quindi il rapporto di compressione effettivo coincide con il rapporto di compressione geometrico, alzando il rapporto di compressione (da 10 a 12), otterremmo, a fine compressione (al PMS), una pressione elevata (p_2) e soprattutto una temperatura elevata (T_2) ; in tali condizioni il motore detonerebbe sicuramente.

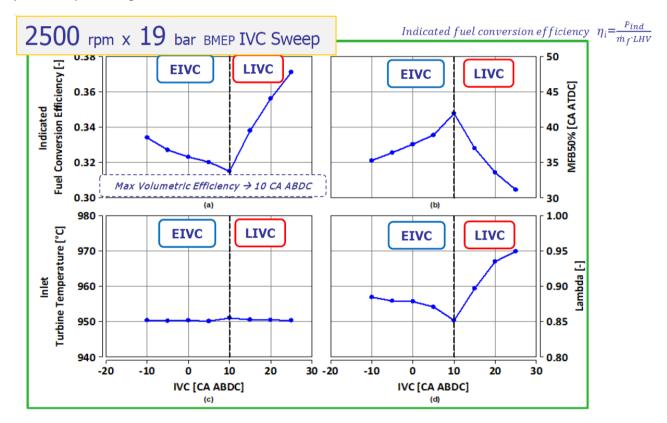
Se abbiniamo l'aumento del rapporto di compressione geometrico ($\varepsilon_g=12$) con una strategia, per esempio, di LIVC e chiudiamo 45 gradi dopo il PMI, otteniamo un rapporto di compressione effettivo minore ($\varepsilon_{eff}=10$) (il volume di partenza della fase di compressione è definito dalla chiusura della valvola di aspirazione). Con una soluzione di questo tipo possiamo incrementare la pressione di sovralimentazione ($p_1 \rightarrow p_{1,Miller} = p_{sovr} > p_1$) in modo da avere la stessa massa aspirata che avevamo nel caso precedente. Grazie all'intercooler otteniamo la stessa temperatura di inizio compressione ($T_1 \approx 40$ [°C]). Otteniamo, a fine compressione, una pressione elevata (T_2) e una **temperatura più contenuta** (T_2) rispetto al caso precedente. Le prereazioni risultano meno reattive (nella legge di Arrhenius la T compare all'esponenziale: forte dipendenza). Otteniamo una tendenza alla detonazione paragonabile a quella del motore di partenza, essendo $\varepsilon_{eff}^{Miller} = \varepsilon_{eff}^{M.rif} = \varepsilon_{eg}^{M.rif} = 10$, ma avendo un rapporto di compressione geometrico maggiore, anche il rapporto di espansione è maggiore, $\varepsilon_{g}^{Miller} = 12$, cosa che ci permette di avere notevoli benefici.

disomogeneità della miscela all'interno della camera: potremmo avere zone particolarmente ricche nelle zone dove la benzina è condensata e rievaporata in ritardo senza il tempo necessario per miscelarsi con l'aria.

Entrambi questi inconvenienti non si verificano con la LIVC. Lo svantaggio della LIVC non è tanto rappresentato dal back flow di parte della carica nel collettore di aspirazione poichè potremmo riaspirarlo in seguito. Il problema è che se pensassimo di utilizzare il downsizing, la sovralimentazione e il ciclo Miller (in combinazione con tecniche di scavenging ai bassi regimi) non potremmo utilizzare lo scavenging ai bassi regimi perchè la prima porzione di carica fresca che entra nel cilindro che presumibilmente potrebbe raggiungere lo scarico durante lo scavenging è costituita da aria + combustibile (per via dell'ingente riflusso a seguito della LIVC); quindi, manderemmo allo scarico del combustibile.

Rendimento indicato | baricentro della combustione | vs angolo di IVC

Per una condizione di carico elevato (vicino al pieno carico) $19 \ [bar]$ a un regime medio-basso $2500 \ [rpm]$, analizziamo il **rendimento indicato** in funzione dell'angolo di chiusura della valvola di aspirazione (IVC). Viene preso in considerazione il rendimento indicato per una questione di confidenzialità dell'azienda che ha prodotto questi diagramma.



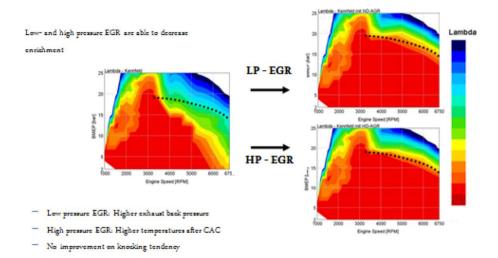
L'EIVC e LIVC non sono riferite al PMI (a cui corrisponde lo 0) ma a 10° dopo il PMI perchè è la chiusura che massimizza il riempimento, e quindi che ci permette di ridurre al minimo le perdite per riflusso (se chiudiamo prima rinunciamo ad aspirare aria, se chiudiamo dopo abbiamo perdite per riflusso).

A pari intervallo angolare ($\Delta\theta$) utilizzato per l'anticipo o il ritardo di chiusura, abbiamo un impatto sul rendimento molto diverso. Se chiudiamo la valvola 10° dopo (LIVC) l'angolo massimizzante il riempimento, quindi 20° dopo il PMI, otteniamo un miglioramento più significativo del rendimento rispetto a quanto potremmo ottenere se chiudessimo la valvola 10° prima (EIVC), quindi al PMI. Da cosa deriva questo incremento decisamente superiore? Deriva dalla capacità di queste soluzioni di ridurre il rischio di detonazione che ci permette di avere una migliore fasatura del processo di combustione.

Soluzioni alternative o concomitanti al ciclo Miller

- (1) Utilizzo dell'EGR
- (2) Raffreddamento dei gas combusti (CEM: Cooled Exhaust Manifold)
- (3) Materiali più resistenti alle alte T
- (4) Iniezione di acqua

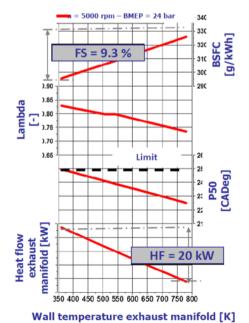
(1) Utilizzo dell'EGR

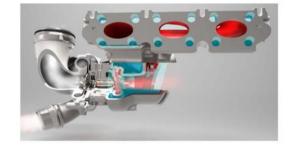


HP-EGR è un ricircolo che avviene tra collettore di scarico e collettore di aspirazione in alta pressione. **LP-EGR** è un ricircolo a bassa pressione che avviene prelevando a valle della turbina e ricircolando a monte del compressore.

I colori più freddi corrispondono a λ ricchi (lo stechiometrico è il rosso): con l'utilizzo dell'EGR possiamo estendere molto l'area in cui il motore viene alimentato con miscela stechiometrica e quindi ridurre l'entità dell'arricchimento.

(2) Raffreddamento dei gas combusti (CEM: Cooled Exhaust Manifold)





Sia all'interno del collettore di scarico sia all'interno del distributore della turbina sono ricavati dei canali per la circolazione del liquido di raffreddamento. Questo ci permette di raffreddare notevolmente i gas combusti ed evitare che per non superare la T ammissibile in turbina (\sim 750 [K]) si debba asportare calore sostanzialmente andando ad arricchire la miscela.

Se raffreddiamo da \sim 750 [K] a \sim 350 [K] arriviamo ad asportare \sim 20 [kW] di potenza che ci permette di ridurre l'arricchimento, da 0.72 a 0.82; otteniamo una riduzione sui consumi del \sim 9%.

Riepilogo: benefici delle soluzioni alternative/concomitanti al ciclo Miller

Vediamo un riepilogo in termini di benefici di consumo che si possono ottenere con le diverse soluzioni per un punto ad altissimo carico. Alcuni anni fa è stato condotto uno studio, da parte di alcuni studenti del Politecnico, su un motore 1.6L sovralimentato con un doppio sistema di alimentazione, abbinando un sovralimentatore volumetrico a comando meccanico con un turbo azionato dai gas di scarico (soluzione che era già stata adottata dalla Lancia Delta negli anni '80).

n=5000 rpm bmep=24 bar T=308 Nm	Base 1.6 I 1 TC + mech.	EGR		Temp.	0.514	Waterinjection	
		LP	HP	resistant materials	CEM	Intake manifold	Exhaust manifold
BSFC	326 g/kWh	317 g/kWh	321 g/kWh	278 g/kWh	308 g/kWh	223 g/kWh	293 g/kWh
Fuel improvement	-	2,9 %	1,6 %	14,9 %	9,3 %	31,7%	10,2 %
Lambda	0,73	0,84	0,82	0,91	0,83	1,0	0,86
Comment	-	EGR-rate 2%	EGR-rate 1,7%	T3 + 100 K	Heat flux. +20kW	W/Fuel 50%	W/Fuel 30%

Il motore di partenza ha un consumo piuttosto elevato: siamo costretti ad arricchire fino a un $\lambda = 0.7$.

- (1) Con l'utilizzo dell'EGR si possono avere riduzione dei consumi di qualche punto percentuale $\sim 1.5\%$; non è molto quello che riusciamo a guadagnare con l'EGR. Decisamente più interessanti sono le riduzioni di consumo che riusciamo a ottenere con l'utilizzo di materiali resistenti a più alte temperature oppure con collettori di scarico raffreddati (CEM: Cooled Exhaust Manifold).
- (2) Con il raffreddamento dei gas combusti (CEM: Cooled Exhaust Manifold) possiamo arrivare a una riduzione dei consumi di un $\sim 10\%$.
- (3) Utilizzando materiali più resistenti ad alta T possiamo arrivare a una riduzione dei consumi di un \sim 15%.
- **(4)** Con l'iniezione d'acqua all'aspirazione possiamo arrivare a una riduzione dei consumi di un \sim 32% (riusciamo ad avere miscela stechiometrica $\lambda = 1$ anche a pieno carico).

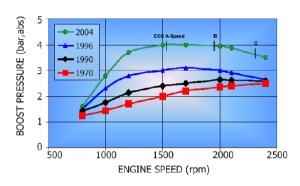
Si trattano di stime derivanti dalla simulazione numerica, non confermate da dati sperimentali. Segue un analisi di risultati ottenuti mediante un'attività sperimentale condotta in collaborazione con il centro di ricerca Fiat, sulla combinazione (sinergia) di downsizing + ciclo Miller + iniezione d'acqua.

Applicazione del ciclo Miller per i motori Diesel

In un motore Diesel possiamo utilizzare β_c più elevati in quanto non vi è il rischio combustione anomala.

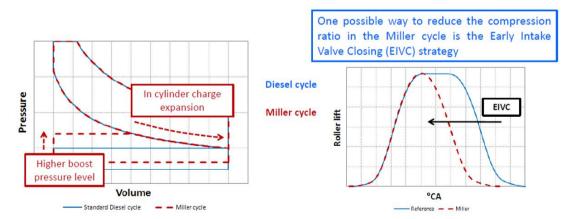
Il ciclo Miller, grazie all'abbassamento delle temperature, può essere utilizzato per contenere l'incremento della pressione massima raggiunta in camera di combustione (1) conseguente all'impiego di elevati gradi di sovralimentazione, senza dover ricorrere a riduzioni del rapporto di compressione o a ritardi del processo di combustione (tramite riduzioni dell'anticipo di iniezione) che risultano in genere piuttosto penalizzanti in termini di rendimento.

Andamento delle pressioni di sovralimentazione nei motori Diesel Heavy Duty negli ultimi 40 anni:



Arriviamo oggi a pressione di sovralimentazione (p_{sovr}) che possono superare anche i 4 [bar].

Il ciclo Miller riduce le temperature di fine compressione, il chè vuol dire che riduce tutte le temperature del processo di combustione; può quindi, in aggiunta, consentire di ridurre sensibilmente le emissioni di inquinanti (NOx in particolare; anche Soot) (2). Le velocità delle reazioni chimiche hanno una dipendenza esponenziale dalla T (legge di tipo Arrhenius), in particolare dalla T massima raggiunta dal processo di combustione. Spostiamo la bilancia verso una compressione più elevata nella fase di compressione che avviene nel compressore; a valle troviamo un interrefrigeratore che abbassa la T del gas aspirato, T di fine aspirazione, quindi la T di fine compressione. Tutto ciò comporta la possibilità di incrementare la pressione di sovralimentazione per compensare il riempimento ridotto. [Quando ci troviamo a pieno carico, per contenere l'incremento della pressione massima (1) e le temperature (2), facciamo ciclo Miller per ridurre il rapporto di compressione.]



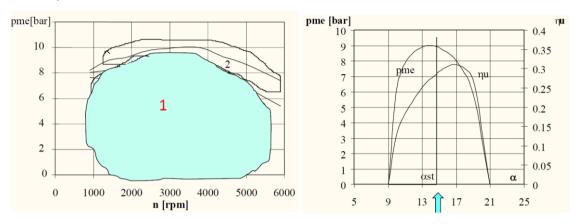
Una soluzione spesso adottata in motori per applicazioni navali è rappresentata dal ciclo Miller realizzato con una EIVC. Nei motori navali si può arrivare anche ad applicazioni estreme del Miller con soluzioni doppio stadio che arrivano a dei $\beta_c = 8 \div 9$ (2 stadi in serie, ciascuno con un $\beta_c = 3$). La chiusura della valvola di aspirazione è prevista talvolta già a 90 gradi prima del PMI. Questo permette di ridurre sensibilmente le temperature all'aspirazione. Se ci diamo come obiettivo quello di avere la stessa pressione a inizio aspirazione rispetto a un ciclo che chiuda la valvola di aspirazione al PMI in modo da avere la stessa pressione di fine compressione, permette anche una maggior massa d'aria intrappolata (Soot \downarrow).

- Alimentazione per il funzionamento a regime

Il campo di utilizzo del motore può essere suddiviso essenzialmente in 2 zone:

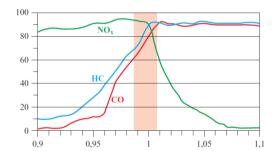
Carichi parziali (zona 1) Pieno carico (zona 2)

Carichi parziali



Poiché questa zona corrisponde generalmente alle condizioni di funzionamento più frequenti, è necessario minimizzare il consumo, adottando, quando possibile, dosature leggermente povere per lavorare in corrispondenza del massimo rendimento utile.

Tuttavia, se il motore è dotato di catalizzatore trivalente per il contenimento delle emissioni, la dosatura deve essere stechiometrica perché tale dispositivo ha efficienze di abbattimento elevate solo in un intorno estremamente limitato della dosatura stechiometrica ($\pm 1\%$ $di~\alpha_{st}$).



\leftarrow Efficienza di un catalizzatore a tre vie (η) per motori SI al variare della dosatura (λ).

Si definisce efficienza di abbattimento nei confronti di un inquinante, ad es. HC, il rapporto:

$$\eta_{HC} = \frac{\dot{m}_{HC,in} - \dot{m}_{HC,out}}{\dot{m}_{HC,in}} \cdot 100$$

La soluzione che prevede l'utilizzo di dosature leggermente povere ai carichi parziali per massimizzare il rendimento poteva essere realizzata prima dell'implementazione delle normative sulle emissioni (prima dell'inizio degli anni '90 in Europa). In campo aeronautico questa soluzione viene adottata: utilizziamo una miscela ricca al decollo e una miscela più povera in quota per massimizzare l'efficienza. In campo automobilistico dobbiamo utilizzare una dosatura stechiometrica per permettere al catalizzatore di operare con elevata efficienza di abbattimento delle emissioni.

Preview: la tendenza attuale da parte del legislatore, sull'onda dello scandalo del Diesel Gate, è stata quella di garantire che bassi livelli di emissione vengano mantenuti dal motore non soltanto nelle condizioni tipiche dei cicli di omologazione ma anche nelle condizioni di funzionamento su strada; sono stati introdotti nuovi test (RDE: Real Drive Emissions Test) e nuovi limiti. Le emissioni "reali" misurate su strada non si devono scostar di molto rispetto a quelle misurate in laboratorio. Questo ha portato, per quanto riguarda i motori SI, alla necessità di estendere sempre più la zona stechiometrica (zona 1) andando a coprire l'intero campo di funzionamento del motore, specie se si tratta di motori downsized, quindi con cilindrata ridotta che potrebbero essere chiamati a lavorare anche in condizioni di piena potenza (specie se abbinati con veicoli caratterizzati da un elevato assorbimento).

- Alimentazione per il funzionamento in transitorio

Transitorio termico di avviamento Transitorio di accelerazione

Transitorio termico di avviamento

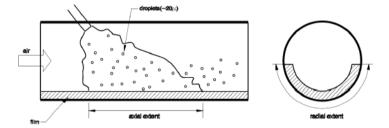
Il transitorio di avviamento a freddo è particolarmente critico a causa della difficoltà di vaporizzazione del combustibile. In linea di principio sarebbe necessario che il combustibile venga vaporizzato un attimo prima dello scoccare della scintilla, ma in pratica è bene che lo sia con un anticipo sufficiente a consentire, oltre alla completa vaporizzazione, anche una buona miscelazione con l'aria comburente.

Il combustibile evapora in quantità tale da far sì che la sua pressione parziale eguagli la tensione di vapore alla temperatura della miscela. Si può definire una dosatura di saturazione:

$$a_{sat} = \frac{m_a}{(m_b)_{\max per\ evap.}}$$
 dosatura di vaporizazione $(m_b)_{\max per\ ev}$: m_b massima che può evap.

È il rapporto tra la massa d'aria e la massima quantità di combustibile evaporabile e che quindi rappresenta la dosatura limite al di sotto della quale una parte di combustibile non evapora.

Se l'iniezione è di tipo PFI (PFI: Port Fuel Injection; avviene nel collettore di aspirazione) una buona parte del combustibile iniettato va a depositarsi sulle pareti del condotto. Come vedremo, l'iniezione, molto spesso per questi motori, avviene a valvole chiuse: il getto di combustibile va spesso a impattare sulla valvola e sulla parete dei condotti. Sulle pareti dei condotti si forma un film liquido di combustibile: il motore verrà di fatto alimentato dall'evaporazione di combustibile dal film liquido.



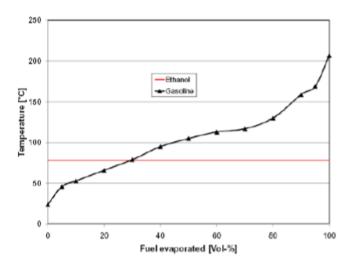
Perchè possa avvenire l'evaporazione del combustibile: $\alpha > \alpha_{sat} \leftrightarrow m_b < (m_b)_{\max per\ evap}$.

Quando (α 1) raggiungiamo $\alpha = \alpha_{sat}$ raggiungiamo una condizione limite (ambiente saturo)

Se $\alpha < \alpha_{sat} \leftrightarrow m_b > (m_b)_{max\,per\,evap}$. Il combustibile in eccesso non è in grado di evaporare; l'ambiente è già saturo di vapore di combustibile; una parte del combustibile rimane liquida. Il problema è che la quantità di combustibile che può evaporare in una determinata quantità d'aria dipende dalla tensione di vapore del combustibile alla temperatura in questione: la tensione di vapore si riduce (\downarrow) al ridursi della temperatura (\downarrow). Quindi, la quantità di combustibile che può evaporare (\downarrow) in seno a una determinata quantità d'aria si riduce al ridursi della temperatura (\downarrow). In alcune condizioni, per basse temperature, potremmo trovarci una α_{sat} molto alta (che potrebbe essere superiore alla dosatura stechiometrica), quindi con una piccola quantità di combustibile che può evaporare.

Cosa possiamo fare per evitare questo problema?

Curva di distillazione



La curva di distillazione riporta la frazione di combustibile evaporata in funzione della temperatura. A partire dalla temperatura ambiente si raggiunge la totalità dell'evaporazione a una temperatura di $\sim 200~[^{\circ}C]$. Possiamo pensare di arricchire ulteriormente la miscela. In tal modo possiamo sfruttare la capacità delle frazioni più volatili della benzina di evaporare a temperature relativamente basse: le frazioni alto bollenti condenseranno (non tutto il combustibile evaporerà), ma almeno riusciremo ad alimentare il motore con una miscela sufficientemente vicina allo stechiometrico in modo da essere accendibile.

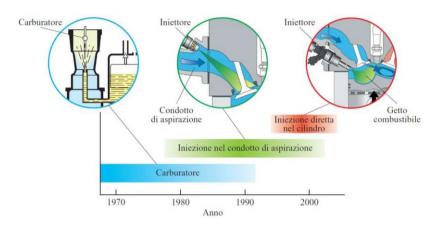
Per inciso questo è il motivo per cui, a parte condizioni climatiche geografiche particolari, come quelle, ad esempio, del Brasile, non è possibile prevedere un'alimentazione del motore con un combustibile costituito al 100% da etanolo. L'etanolo è un combustibile molto promettente, in quanto ottenibile da fonti rinnovabili: possiamo produrre bio-etanolo a partire da diverse filiere agricole, per esempio, dalla canna da zucchero nei climi tropicali, dalla barbabietola da zucchero o dal mais nei climi più miti. L'etanolo ci permette di ridurre le emissioni di anidride carbonica; con un bilancio piuttosto grossolano possiamo dire che la CO_2 che viene emessa a seguito del processo di combustione sarà almeno in parte compensata dalla CO_2 che viene assorbita dai vegetali che utilizziamo per la produzione dell'etanolo durante il loro ciclo di vita mediante il processo di fotosintesi (buon bilancio). Non dobbiamo dimenticarci che in realtà vi è anche un input energetico tutt'altro che trascurabile nel processo di coltivazione di questi vegetali: consumiamo energia che emette CO_2 (quindi il bilancio non sarà mai netto nullo). In ogni caso abbiamo una notevole riduzione di emissioni di CO_2 rispetto all'utilizzo di un combustibile di origine fossile.

L'etanolo risulta essere molto promettente per la riduzione di CO_2 , MA ha il grosso inconveniente di essere un combustibile monocomponente: evapora tutto a **un'unica temperatura**; la sua curva di distillazione è orizzontale. L'etanolo non può essere utilizzato in ambienti caratterizzati da climi temperati in cui si possano avere, specie in condizioni invernali, temperature all'aspirazione particolarmente basse per le quali non saremmo in grado di farlo evaporare. Questo è il motivo per cui, Brasile a parte, in tutti i paesi si utilizza il cosiddetto E85: costituito all'85% da etanolo e al 15% da benzina che è il minimo sindacale che ci serve per riuscire ad avere qualcosa che evapori a basse temperature.

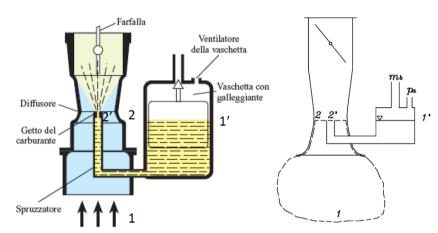
- Sistemi di alimentazione

Carburatore elementare | Circuito Idraulico | OBD e Misfiring
Iniezione elettronico | Circuito elettrico | Motori GDI
Iniezione nel Port (PFI: Port Fuel Iniection) | Logica di controllo

Iniezione diretta (GDI: Gasoline Direct Injection) | Sensori del motore



Carburatore elementare



La portata d'aria aspirata dal motore crea una depressione nella gola di un venturi posizionato nel condotto di aspirazione, in cui sbocca un condotto collegato alla vaschetta del carburante, da cui viene richiamata così una corrispondente portata di carburante.

Calibrando opportunamente le sezioni di passaggio dell'aria e del combustibile si può ottenere il valore di dosatura desiderato, seppure con una certa approssimazione (non compatibile con il grado di precisione richiesto dai catalizzatori a tre vie). Un certo livello di dosatura con un errore del $\pm 1\%$ è realizzabile solo con un sistema a iniezione elettronica con un controllo in anello chiuso della quantità iniettata.

$$\begin{split} & \underline{L_{t}} = -\int_{1}^{2} v dp - \Delta E_{c} - \underline{\Delta E_{cf}} - \underline{\Delta E_{g}} - \underline{L_{w \, visc}} \quad \textit{Teorema di conservazione dell' E. meccanica} \\ & \left(+\int_{1}^{2} v dp + \Delta E_{c} + \underline{\Delta E_{g}} = \mathbf{0} \right) \quad \textit{T. di Bernulli} \right) hp \, \textit{f. incompr: } \rho \approx cost \; \; ; \; c_{1} = 0 \; \; ; \; \Delta E_{cf} = \Delta E_{centrif} \end{split}$$

Supponendo che le perdite fluidodinamiche corrispondano a quelle di un moto turbolento $L_{w\ visc}=krac{c_2^2}{2}$

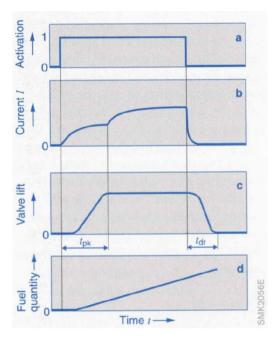
$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} = \frac{\rho \cdot S \cdot c_2}{\rho' \cdot S' \cdot c_2'} = \frac{\rho \cdot S \cdot \beta \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\rho' \cdot S' \cdot \beta' \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho'}}} = \frac{S \cdot \beta \cdot \sqrt{\rho}}{S' \cdot \beta' \cdot \sqrt{\rho'}}$$

Il termine β si può dimostrare facilmente che corrisponda alle perdite di carico nei due circuiti. In quota (2000 [m]): variazione della densità dell'aria (ρ) mentre la densità del combustibile (ρ'), essendo un liquido, rimane invariata \rightarrow aumenta la difficoltà nel controllare la dosatura. $\rho \downarrow \alpha \downarrow$ (arricchimento).

In realtà, il sistema fisico è più complesso. A fronte di un comando a onda quadra applicato in tensione all'avvolgimento, la corrente che circolerà nel solenoide avrà un andamento diverso dall'onda quadra che corrisponde alla tensione. L'iniettore può essere considerato da un punto di vista circuitale come un elemento resistivo induttivo (RL).



Quindi, in un circuito abbiamo sostanzialmente un interruttore a controllo elettronico (si tratta di un transistor, non è a comando meccanico) controllato dalla centralina che ci permette di aprire o chiudere in frazioni di millisecondo.



Tensione: onda quadra; Corrente: andamento esponenziale; Moto uniformemente accelerato dello spillo, sezione di passaggio e portata: andamento parabolico.

Come in ogni sistema RL se applichiamo una tensione a gradino il sistema reagisce, in termini di corrente, con una risposta (I ordine) che tenderà esponenzialmente a raggiungere la corrente di regime. Quindi, l'andamento della corrente è esponenziale sia in apertura che in chiusura. In questo schema vediamo un'ulteriore complicazione: per una serie di ragioni può essere opportuno far variare la resistenza durante la fase di apertura per accelerarla.

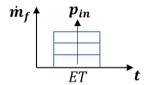
A fronte di questa variazione della corrente succede che lo spillo dell'iniettore non inizia ad aprirsi immediatamente all'applicazione del comando di tensione: prima che lo spillo si muova, la forza che circola nell'avvolgimento deve produrre una forza elettromagnetica superiore alla forza della molla. Dobbiamo raggiungere un livello di corrente (i_0) che corrisponderà ad avere una forza elettromagnetica uguale alla forza della molla. Quando $i > i_0$ lo spillo incomincia a muoversi con moto uniformemente accelerato con un andamento parabolico in funzione del tempo. A questa legge corrisponderà la legge con cui varia la sezione di passaggio e di conseguenza anche la portata istantanea.

$$\dot{m}_b = \rho \cdot A \cdot w \rightarrow m_b = \int \dot{m}_b \, dt$$

Il segnale di tensione viene in genere indicato con SOI_{EL} (Start of Injection) | EOI_{EL} (End Of Injection). Il segnale idraulico SOI_{IDR} è l'istante in cui la portata comincia a diventare diversa da zero ($\dot{m}_b \neq 0$) (perchè si sono esauriti i transitori elettrici e il transitorio meccanico) | EOI_{IDR} (End Of Injection).

Se la durata del comando è sufficientemente elevata rispetto alla durata dei transitori di apertura/chiusura (se i transitori sono relativamente brevi rispetto all'intervallo di tempo in cui l'iniettore rimane completamento aperto) ($\Delta t_c > \Delta t_0$) la quantità iniettata dipende esclusivamente dalla durata del comando applicato. Otteniamo un diagramma in cui la quantità iniettata di combustibile è in funzione dell'intervallo di tempo di comando applicato.

Questa dinamica di variazione della quantità iniettata ($m_{b,max} - m_{b,min} \rightarrow \Delta t_c$) che può sembrare piuttosto ampia, potrebbe non essere sufficiente. Possiamo intervenire cercando di ampliare il più possibile questo intervallo ($k \downarrow$), cercando di rendere la più rapida possibile la salita della corrente, il chè vorrebbe dire ridurre la resistenza dell'avvolgimento elettrico ($k \downarrow$) (il che spiega perchè si possano avere andamenti particolarmente complessi della corrente: si realizzano dei circuiti più complessi per accelerare la salita della corrente); possiamo cercare di minimizzare l'inerzia dello spillo per minimizzare i transitori ($k \downarrow$).



Una volta presi questi accorgimenti non ci rimane altro che **ridurre la pressione di iniezione** ($p_{in} \downarrow$) ai **bassi carichi:** così facendo riusciamo a mantenere aperto più a lungo l'iniettore ($\Delta t_c \uparrow$). All'aumentare della pressione di iniezione ($p_{in} \uparrow$) otteniamo delle portate più alte ($\dot{m}_b \uparrow$).

Utilizzando questo elettro-iniettore, potendo "affettare" il segnale di tensione con una precisione del $[\mu s]$, possiamo arrivare a una precisione elevatissima nel dosare la quantità iniettata. Ciò nonostante, potrebbe non essere sufficiente per garantire una dosatura stechiometrica con una precisione $\pm 1\%$. \rightarrow Vi è la necessità di un controllo in retroazione della dosatura realizzata per effetto dell'evento di iniezione.

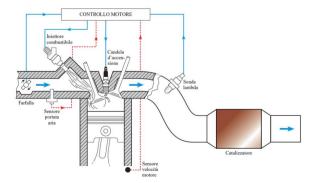
Controllo in retroazione

Per stabilire (primo tentativo) la quantità da iniettare, la centralina deve conoscere la quantità d'aria aspirata: viene rilevata mediante un sensore anemometrico a filo caldo al platino (debimetro); questo filo di platino viene immerso nella corrente d'aria aspirata dal motore; al suo interno viene fatta circolare una corrente elettrica che tende a riscaldare il filamento: abbiamo una potenza dissipata per effetto Joul che dipende dalla intensità della corrente circolante: parte di questa potenza viene asportata dalla corrente d'aria che investe il filamento; tra filamento e aria vi è uno scambio termico convettivo con coefficiente di scambio (h), funzione della velocità di efflusso con cui l'aria investe il filamento: $h \propto w^{0.7 \div 0.8}$. Se vogliamo risalire alla velocità della corrente d'aria (w) e quindi alla portata d'aria aspirata (\dot{m}_a) possiamo farlo attraverso la misura dell'intensità di corrente che dovremmo far circolare nel filamento per mantenerlo a una temperatura costante. Maggiore è la portata d'aria aspirata dal motore, maggiore sarà la velocità dell'aria, maggiore sarà il coefficiente di scambio, maggiore sarà la potenza termica sottratta dall'aria al filamento e di conseguenza maggiore sarà la corrente che dovremo far circolare nel filamento per mantenerlo a temperatura costante.

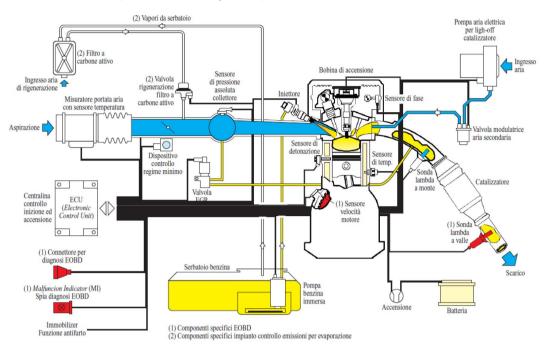
$$\dot{m}_a \uparrow w \uparrow h \uparrow \dot{Q}_{th} \uparrow \leftrightarrow i \uparrow \leftrightarrow T_{fil} = cost$$

Dalla misura della corrente possiamo risalire, tramite opportuna taratura, alla portata d'aria: $i \to \dot{m}_a$.

Un **elettro-iniettore** ha una **precisione del 4**%. Poichè la centralina conoscerà la \dot{m}_a con una precisione dell'ordine del 4%, non potrà certamente mantenere un rapporto aria combustibile nell'alimentazione del motore con un errore inferiore all'1%. **Abbiamo bisogno** di un **controllo in retroazione**: mediante una **sonda Lambda** che rileviamo la **concentrazione** di **ossigeno** all'interno dei gas combusti.



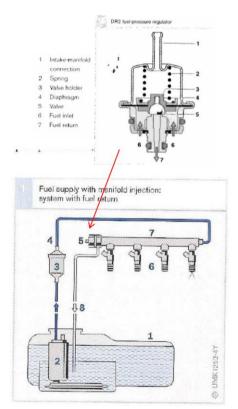
Iniezione nel Port (PFI: Port Fuel Injection)



Per completare l'analisi dobbiamo capire da un punto di vista idraulico come viene alimentato l'iniettore (per ora sappiamo che viene alimentato a pressione costante).

All'interno del **serbatoio** si trova una **pompa volumetrica**, per esempio a rullini, che invia il combustibile al sistema di alimentazione. Vediamo una serie di schemi adottati per **motori PFI**.

Schema 1:



La pompa volumetrica (2) all'interno del serbatoio (1) viene azionata elettricamente dalla centralina. Manda il combustibile, attraverso il filtro (3), al common rail (7) (propriamente il termine common rail viene utilizzato per motori diesel): si tratta di un volume a cui sono collegati i diversi elettro-iniettori (6). All'interno la pressione viene mantenuta costante ($p_{rail} = cost$) dall'azione di una valvola regolatrice di pressione (5). Questa valvola fa rifluire la portata di combustibile in eccesso, al fine di mantenere la pressione costante, all'interno del serbatoio. Quindi, da un punto di vista idraulico, abbiamo bisogno di 2 linee di collegamento: una per l'alimentazione e una per il riflusso del combustibile in eccesso.

La regolatrice di pressione differenziale (5) funziona grazie alla presenza di una membrana (nero) mantenuta in posizione dall'azione di una molla e dalla pressione che deriva dal condotto (1) collegato al collettore di aspirazione, sulla sua superficie superiore; la superficie inferiore è affacciata alla zona in cui, tramite i condotti (6) arriva il fluido in pressione. Quando la pressione nella camera inferiore sale eccessivamente e vince l'azione contrastante tende ad alzare la membrana permettendo il deflusso attraverso il condotto (7) di bassa pressione. (Controllo puramente meccanico)

Se vogliamo che sia effettivamente rispettata la relazione che lega la quantità iniettata alla durata del tempo di comando ($\dot{m}_b \propto \Delta t_c$) abbiamo la necessità di avere un Δp costante tra monte e valle dell'iniettore.

Iniezione diretta (GDI: Gasoline Direct Injection) [↓ LEZIONE 24: 19/11/20]

Nei sistemi PFI abbiamo una $p_{inezione}$ relativamente bassa (dell'ordine del $1 \div 6 \ [bar]$) in quanto non abbiamo particolari esigenze per la vaporizzazione per via dei tempi più lunghi. Possiamo iniettare, come generalmente avviene, nelle fasi a valvole a chiuse: il combustibile ha tempo di stazionare nel port, dove si trova circondato da T delle pareti elevate e quindi ha modo di evaporare prima di essere introdotto all'interno del cilindro.

In un sistema GDI, i tempi a disposizione per l'evaporazione del combustibile si riducono drasticamente. Pertanto abbiamo bisogno di pressioni di iniezione molto più elevate.

Per la legge di Bernoulli:

$$w_f \propto \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$
 velocità del getto $(w_f = w_b)$

$$F_{res} \propto \rho_a \cdot w_f^2$$
 forza resistente dell'ambiente

Quando la colonna liquida viene iniettata in un ambiente caratterizzato da una certa densità (ρ_a) avvengono interazioni tra la colonna liquida e l'ambiente: una forza resistente (F_{res}) si oppone alla penetrazione del getto liquido causando la rottura del getto liquido in gocce: fenomeno di break up primario. Le gocce hanno inizialmente dimensioni proporzionali alle dimensioni della colonna liquida e quindi alle dimensioni del foro.

Queste gocce che si muovono ad alta velocità all'interno di un ambiente caratterizzato da una pressione più o meno elevata. L'azione aerodinamica tende a deformare la goccia e progressivamente porta a una rottura della goccia in una miriade di gocce più piccole: fenomeno di break up secondario.

$$d_{goccia} \propto \frac{d_{foro}}{w_f^2}$$

Se vogliamo ottenere piccole gocce ($d_{goccia}\downarrow$), possiamo diminuire le dimensioni del foro ($d_{foro}\downarrow$), o aumentare la velocità del getto ($w_f\uparrow$) e quindi aumentare il salto di pressione ($\Delta p\uparrow$).

$$Q = m_{goccia} \cdot r \propto d_{goccia}^3$$

$$\dot{Q} = h \cdot S_{aoccia}(T_a - T_{aoccia})$$

La quantità di calore (Q) che la goccia deve ricevere per evaporare dipende dal prodotto della massa della goccia (m_{goccia}) per il calore di vaporizzazione del liquido (r) (in questo caso della benzina). La potenza termica (\dot{Q}) che la goccia riceve dall'aria circostante, attraverso scambio termico convettivo, è proporzionale alla differenza di T e alla superficie della goccia (che varia nel tempo! \rightarrow consideriamo dei valori medi). Si arriva all'evaporazione quando la goccia avrà ricevuto una quantità di calore pari al calore necessario per la sua evaporazione, ovvero quando:

$$Q = \int_{t=0 \; (inizio \; iniez.)}^{\tau_{evap}} \dot{Q} \; dt = \int_{t=0}^{\tau_{evap}} h \cdot S_g(T_a - T_g) \; dt \; \approx \overline{h} \cdot \overline{S_g} \big(\overline{T_a} - \overline{T_g} \big) \int_{t=0}^{\tau_{evap}} dt \; \rightarrow \; d_g^3 \propto d_g^2 \cdot \tau_{evap}$$

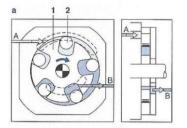
$$au_{evap} imes rac{d_g^3}{d_g^2} imes d_g$$

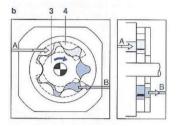
Siamo interessati ad avere gocce piccole perchè il tempo necessario per l'evaporazione della goccia si può dimostrare essere proporzionale al rapporto tra il volume della goccia e la superficie della goccia. Se

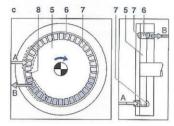
vogliamo diminuire il tempo di evaporazione:
$$\dfrac{d_{foro}\downarrow}{\Delta p\uparrow w_f\uparrow} \; d_{goccia}\downarrow \; au_{evap}\downarrow$$

Circuito idraulico

Pompe a bassa pressione (per PFI)

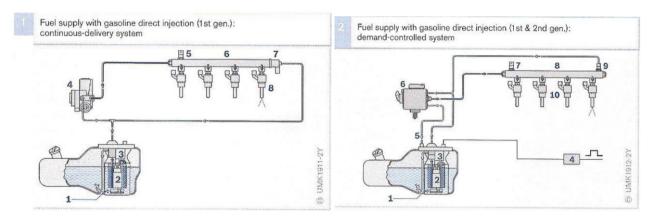






- (a) Pompa a rullini (utilizzata nello Schema 3): è molto simile a una pompa a palette. Anzichè avere le palette che strisciano sulla superficie interna della carcassa vi sono dei rullini che vengono proiettati verso l'esterno dalla forza centrifuga garantendo la tenuta tra il rotore eccentrico e la carcassa statorica.
- (b) Pompa a ingranaggi interni (come quella per il sistema di lubrificazione).
- (c) Pompa periferica: è più complicata dal punto di funzionamento idrodinamico (sembra una turbo-pompa).

Pompe ad alta pressione: volumetrica a stantuffo (per GDI)



Una pompa ad HP non sarebbe efficiente se azionata elettricamente: avremmo una catena di rendimenti che giocherebbero a nostro sfavore. In un sistema convenzionale (non ibrido) l'alternatore che produce energia elettrica per i sistemi di bordo è una macchina elettrica con un'efficienza relativamente bassa: $\eta_{alt} \approx 0.75$; sono macchine che vengono prodotte con una semplice architettura in grandi serie.

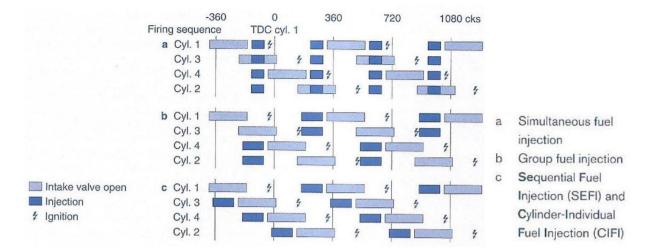
Quindi la pompa ad HP viene azionata meccanicamente ($\eta_{mecc} \approx 0.97 \div 0.98$) dall'albero motore tramite la stessa cinghia che viene utilizzata per il comando della distribuzione.

La pompa manda una portata sovrabbondante rispetto alla portata che verrà iniettata al common rail e il surplus di portata viene fatto ricircolare all'aspirazione della pompa. È necessario però che la portata possa essere regolata in modo efficiente; inviamo al common rail una portata sufficientemente grande per permetterci di mantenerla pressoché costante, facendo in modo che la portata spillata a seguito di un evento di iniezione sia così piccola rispetto a quella mandata dalla pompa da non far diminuire la pressione nel rail. Ma non possiamo permetterci una regolazione puramente dissipativa con una pompa che funziona a velocità costante e mandi una portata largamente eccedente le esigenze del motore in tutte le condizioni di funzionamento del motore (come nello schema 1 per un motore PFI: ci serve un sistema più efficiente).

Ci serve una pompa con azionamento meccanico, la cui corsa di mandata può essere regolata: la quantità mandata a ogni pompata può essere regolata.

Circuito elettrico

Fasatura delle iniezioni in un sistema PFI



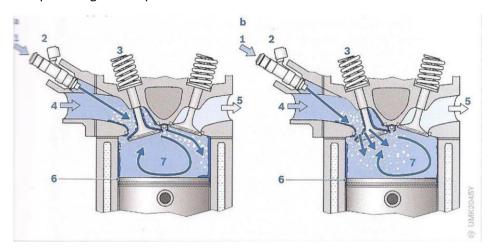
Per quanto riguarda il circuito elettrico di comando possiamo avere diverse architetture.

- (a) Iniezione simultanea: è la più semplice ed economica. Tutti gli iniettori sono collegati in parallelo (dal punto di vista elettrico): ricevono simultaneamente i comandi di apertura; la centralina manda un unico comando uguale per tutti gli iniettori. Tuttavia ha l'inconveniente di avere un processo di combustione che non può essere ottimale per tutti i cilindri. Per ogni giro dell'albero motore abbiamo un evento di iniezione: in un 4T significa 2 eventi a ciclo sincroni per tutti i cilindri. Supponiamo che l'iniezione ottimale avvenga a valvole chiuse in modo di dare il tempo al combustibile di evaporare: il combustibile stazionando nel Port a ridosso delle valvole calde ha il tempo di evaporare: questo accade per il cilindro 1: una prima metà viene inietta dopo l'IVC del ciclo precedente mentre la seconda metà prima dell'IVO; nel cilindro 3 la prima metà viene iniettata dopo lo scoccare della scintilla del ciclo precedente, mentre la seconda metà mentre la IV è aperta → non è una condizione ottimale.
- **(b)** Iniezione a gruppi: gli iniettori sono raggruppati a seconda delle fasi dei cilindri. In un motore 4T raggruppiamo tra loro i cilindri 1 e 3 e i cilindri 4 e 2, per evitare che ci siano delle iniezioni a valvole aperte. In questa architettura vi è un'unica iniezione per cilindro ogni due giri. Ogni due giri iniettiamo nella coppia di cilindri 1 e 3; le durate in termini di tempo disponibile per l'evaporazione del combustibile sono sensibilmente diverse tra i due cilindri: potremmo avere delle condizioni di alimentazione per quanto riguarda l'evaporazione disomogenee tra i diversi cilindri.
- (c) Iniezione sequenziale fasata (SEFI: Sequential Fuel Injection): è più complessa e costosa. I comandi elettrici da parte della centralina ai singoli iniettori sono indipendenti: l'iniezione avviene all'istante ritenuto essere quello ottimale: per esempio (*), un istante prima dell'IVO.

Un raffinamento di questa soluzione (c) è quella di prevede oltre la fasatura dei cilindri, anche un controllo individuale della quantità iniettata per ciascun cilindro mediante il controllo della durata del comando. Perchè? Alcuni cilindri possono differire in termini di riempimento perchè hanno, per esempio, condotti di aspirazione e scarico non simmetrici.

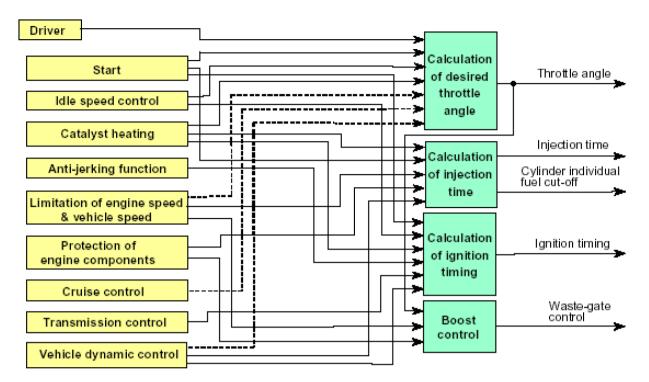
Spry targeting in un sistema PFI

Per quanto riguarda il posizionamento dell'iniettore:



Nella soluzione (a) l'iniettore punta verso l'asse del condotto: quando la valvola si apre il flusso d'aria tende a trascinare le goccioline all'interno della camera → sottrazione di calore all'aria → miglior riempimento → migliori prestazioni. Tuttavia vi è un maggior rischio di impattare la parete opposta → aumentano le emissioni di inquinanti.

Nella soluzione **(b)** L'iniettore tende proietta il getto **verso la parete** del **port** e la **zona** del **piatto valvola** → Perdiamo in termini di riempimento → peggiorano le prestazioni. Iniettiamo deliberatamente sulla parete calda e quindi l'evaporazione del combustibile avverrà a spese di calore sottratto al metallo e non all'aria. In compenso vi è un minor rischio di trascinamento delle gocce nel cilindro sulla parete opposta → diminuiscono le emissioni di inquinanti.

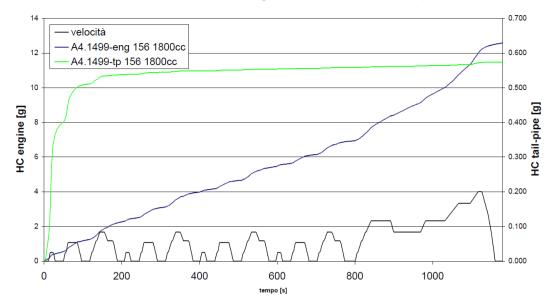


Accanto all'esigenza del guidatore che interviene sull'acceleratore per chiedere potenza al motore possiamo avere altre esigenze:

- Controllo della trazione: in condizioni di aderenza precarie la centralina deve intervenire per limitare la coppia. Se abbiamo la possibilità di coordinare tra loro due comandi la centralina decide quale richiesta far prevalere.
- -Controllo del minimo: quando lavoriamo al minimo, il pedale è nella posizione di riposo e la valvola a farfalla è completamente chiusa: vi è un piccolo condotto di by-pass che viene controllato ancora una volta con un ulteriore motore elettrico passo-passo. Al minimo la portata d'aria è così bassa che potrebbe essere difficile da controllare con la valvola a farfalla (che è calibrata per gestire portate molto più grandi). La quantità d'aria che viene inviata è quella strettamente indispensabile per consentire il corretto funzionamento del motore e l'azionamento degli accessori indispensabili ($pmi \approx p_v$). Supponiamo di introdurre un nuovo accessorio, per esempio, la pompa del servo sterzo oppure l'inserimento del condizionatore ($p_v \to p_v'$): questi assorbimenti di potenza repentini aumentano la coppia richiesta al motore ($pmi \to pmi'$); dobbiamo fare aspirare al motore più aria: possiamo aprire un pò di più il condotto di by-pass oppure la valvola a farfalla. Se avessimo un collegamento diretto, quando siamo fermi e accendiamo il condizionatore, vedremmo il pedale dell'acceleratore scendere. Se invece l'azione del pedale è finalizzato solo a esprimere un desiderio di coppia da parte del guidatore, queste ulteriori richieste possono essere gestite in modo trasparente per il guidatore.

Il transitorio a seguito dell'apertura della valvola a farfalla è relativamente lento: dobbiamo far salire la pressione nel collettore di aspirazione a valle della valvola a farfalla in modo da poter far aspirare al motore una maggior quantità d'aria. A fronte di un aumento impulsivo della coppia richiesta dagli accessori, vi sarebbe una certa lentezza da parte del motore nel rispondere alla nuova condizione di carico; il risultato è che per un certo intervallo di tempo la coppia resistente applicata dagli accessori supera la coppia erogata dal motore facendolo decelerare: se interveniamo sul condizionatore e sul servosterzo contemporaneamente sentiremmo il motore decelerare. Se la richiesta è particolarmente elevata e la risposta lenta il motore potrebbe spegnersi. Per evitare che questo avvenga abbiamo bisogno di poter intervenire con qualcosa che sia più rapido rispetto a una apertura di una valvola a farfalla o di by-pass.

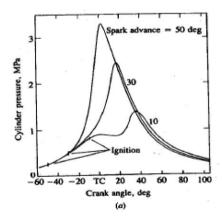




Possiamo osservare che ci sono due tracce per le ordinate: a sinistra abbiamo le "emissioni engine out", ovvero le emissioni misurate nel collettore di scarico del motore; a destra vi sono le "emissioni tail-pipe", ovvero le emissioni a valle del catalizzatore (le due scale differiscono tra loro per un fattore 20).

L'andamento delle emissioni engine out è lineare con il tempo: la portata di HC emessa dal motore è pressoché costante. L'andamento delle emissioni tail-pipe è differente: inizialmente crescono rapidamente; questa fase si esaurisce al termine del primo ciclo urbano. Successivamente l'andamento si porta a essere piatto, leggermente crescente. Durante la prima fase, a seguito di un avviamento a freddo, il catalizzatore non ha ancora raggiunto la T di light-off. Possiamo fare una stima dell'efficienza media sul ciclo: quando i due livelli di emissioni coincidono, dato il fattore 20, abbiamo che le emissioni tail-pipe sono 20 volte più basse rispetto alle emissioni engine out; ipotizzando che coincidano a fine ciclo, questo significherebbe che il catalizzatore ha funzionato con $\eta_{media} = 95\%$ (10 [g] / 20 =0.5 [g] η_{media} = (10 [g] – 0.5 [g])/ 10 [g] = 0.95). Il grosso delle emissioni si realizza durante il primo km del ciclo guida, quando il catalizzatore ha una bassa efficienza poichè non ha ancora raggiunto la T di light-off.

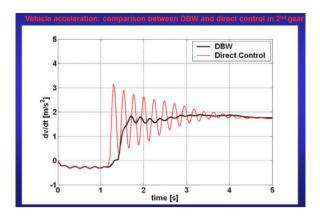
Cosa possiamo fare a livello di controllo della centralina per accelerare il raggiungimento della T di light-off?



Possiamo intervenire facendo scaricare al motore gas combusti a temperatura più elevata ritardando l'anticipo. Ritardando l'anticipo, facciamo avvenire il processo di combustione in ritardo, aumentiamo la temperatura dei gas di scarico e riscaldiamo più rapidamente il catalizzatore. Questo ci permette di ridurre notevolmente le emissioni ma comporta un aumento dei consumi.

Anche se il motore consuma di più (+10%), e quindi emetterebbe più HC (+10%) a livello engine out, a livello tail pipe emette molto meno grazie all'alta efficienza del catalizzatore.

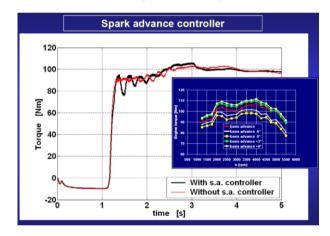
Tra le esigenze troviamo anche: la limitazione sulla **velocità massima del motore** per proteggere il motore da un fuori giri, la limitazione sulla **velocità massima del veicolo** per proteggere il guidatore da conseguenze penali, una funzione di **cruise control**, una funzione di **controllo della trasmissione**, una funzione di **protezione dei componenti** (controllo della T di ammissione in turbina)... due funzioni particolari su cui dobbiamo ancora soffermarci sono le cosiddette **funzione "filtro pedale"** e **funzione anti-jerk.**



Interponendo un "filtro pedale" tra l'azione del guidatore sul pedale e l'azione della centralina sulla valvola a farfalla riusciamo a "smussare" l'apertura, rendendola più progressiva e graduale. Anzichè farla avvenire in 0.2 [s] la facciamo avvenire in 0.5 [s].

Tuttavia, questa interposizione del "filtro pedale", come possiamo notare in questo diagramma, porta con sé uno svantaggio: da quando richiediamo coppia al momento in cui effettivamente acceleriamo passa un certo tempo. L'accelerazione sale con un certo ritardo che potrebbe non essere accettabile in termini di risposta desiderata.

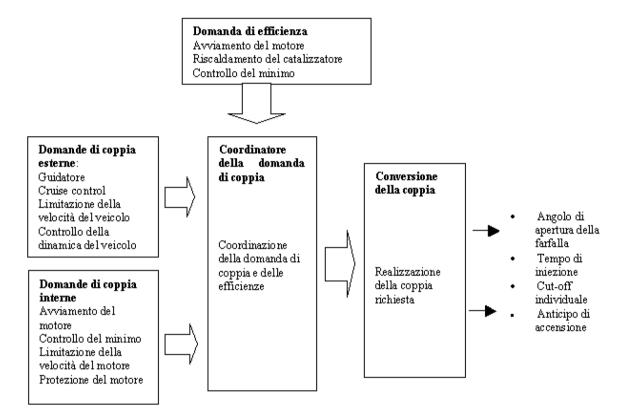
→ Dobbiamo cercare un modo per intervenire smorzando le oscillazioni nella drive line che possibilmente non implichi un ritardo di risposta così marcato. La funzione anti-jerk prevede un intervento sull'anticipo di accensione. Nel seguente diagramma (con sfondo scuro) troviamo l'andamento della coppia del motore in piena ammissione (a valvola a farfalla completamente aperta) in funzione della velocità di rotazione per diversi valori dell'angolo di anticipo.



"Giocando" sull'anticipo possiamo realizzare delle variazioni di coppia che siano in controfase con le variazioni di coppia prodotte dalle oscillazioni torsionali della drive line in modo da contrastarle. Quando il veicolo tenderebbe ad accelerare perchè abbiamo un'oscillazione di accelerazione positiva, facciamo diminuire la coppia cercando di rallentare questa accelerazione, e quando il veicolo tende a decelerare aumentiamo la coppia e cerchiamo di farlo accelerare. In questo modo riusciamo a ottenere un andamento dell'accelerazione decisamente più smorzato (rispetto al caso di partenza; meno rispetto alla soluzione con "filtro pedale") e rapido rispetto al caso precedente. Rimane comunque un picco iniziale: il meccanismo di controllo, per innescarsi, ha bisogno di una prima oscillazione; dopodiché può andare a modulare la coppia attraverso l'anticipo in modo da portare a un rapido smorzamento di questa oscillazione.

I due interventi, quello del "filtro pedale" + quello dell'anti-jerk sull'anticipo, possono essere combinati; a seconda dell'applicazione possiamo avere un peso diverso da dare alle due funzioni. Possiamo privilegiare la funzione "filtro pedale" se vogliamo privilegiare il confort e privilegiare la funzione anti-jerk se vogliamo privilegiare la rapidità di risposta e quindi la performance. Vi è può essere la possibilità su alcune vetture di selezionare una funzione confort e una funzione sport. Oppure potremmo avere, senza che ci sia questa possibilità, che lo stesso motore montato su vetture diverse, per le quali i clienti hanno aspettative diverse, possa essere dotato di un "filtro pedale" più o meno aggressivo o un'azione anti-jerk più o meno marcata.

Raggruppiamo le richieste che arrivano alla centralina in quelle che vengono chiamate "domande di coppia esterne" (d.c.e.): si tratta dei comandi che arrivano alla centralina come richieste esterne al motore: richieste del guidatore, del cruise control, le limitazioni della dinamica del veicolo come l'anti-pattinamento e la velocità massima. Poi vi sono le "domande di coppia interne" (d.c.i.): sono quelle che derivano da organi interni al motore, come il controllo del minimo, per preservare l'integrità del motore come le funzionalità di protezione componenti per quanto riguarda l'arricchimento a pieno carico e la limitazione della velocità massima del motore per evitare il fuori giri. Inoltre possiamo avere ulteriori richieste che possiamo indicare come "domande di efficienza" (d.c.d.ef.): in realtà si tratta di necessità di degradamento dell'efficienza, per il controllo del minimo o per il riscaldamento del catalizzatore.



La centralina tiene conto di tutte queste richieste assegnando a ciascuna una diversa priorità; deve essere chiaro per la centralina quale richiesta deve essere preponderante; le richieste di sicurezza hanno sempre la priorità più elevate. Dopo quest'azione di COORDINAMENTO delle richieste e una volta stabilito la COPPIA che DEVE fare erogare al motore (quanto combustibile e quindi quanta aria) e COME la deve fare erogare (per esempio con un anticipo degradato per avere una riserva di coppia per gli accessori al minimo o per il riscaldamento del catalizzatore), la centralina effettua una conversione in un opportuno angolo di apertura della farfalla, in un opportuno anticipo di accensione e in una opportuna quantità di combustibile da iniettare, con due diversi binari di interventi (lenti e veloci).

COORDINAMENTO delle richieste Angolo di apertura
$$v.a$$
 farfalla (int. lento)

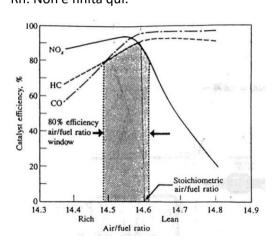
Centralina: \rightarrow QUANTITA DI COPPIA \rightarrow A/F \rightarrow Angolo di anticipo accensione (int. rapido)

 \rightarrow COME EROGARLA Durata di iniezione combustibile (int. rapido)

A valle del coordinamento segue la fase di conversione della coppia (Torque To Fuel) (quantità di coppia e come erogarla) in una quantità di combustibile (F) da dover iniettare e quindi in una quantità di aria (A) da dover aspirare. Dopodiché interviene sulla valvola a farfalla, sulla valvola di waste-gate, sugli anticipi di accensione e durate dell'iniezione.

Una volta che la centralina ha capito cosa deve fare, come fa a mettere in atto queste funzioni?

Questa seconda sonda lambda non ha la funzione di permettere alla centralina di controllare la dosatura con cui viene alimentato il motore, in quanto questa funzione è assolta dalla prima sonda lambda. Ha invece una funzione esclusivamente diagnostica: serve a monitorare il corretto funzionamento del catalizzatore a tre vie, o meglio, monitora la sua efficienza, monitorandone una sua funzione particolare detta "Oxygen Storage Capacity". Il catalizzatore è costituito da un supporto in materiale ceramico in genere, come per esempio la cordierite, avente struttura a nido d'ape. Nei canali paralleli, 600 [cpsi] = [channels per square inch], viene distribuito il flusso dei gas combusti. Sulle pareti interne dei canali viene depositato uno strato di materiale, chiamato washcoat; il monolita viene immerso in un bagno di γ -allumina ($\gamma - Al_2 O_3$) allo stato liquido: si tratta di un particolare ossido di alluminio (non tutti gli ossidi vanno bene) caratterizzata dalla particolarità di avere una struttura estremamente porosa con un elevato rapporto S/V → effetto di moltiplicazione della superficie di scambio di un fattore $6000 \div 7000$. Disperdiamo gli atomi di Pt, Pd, Rh che rappresentano il principio catalitico all'interno della matrice liquida di $\gamma - Al_2O_3$. In seguito solidifica. [non vengono inserite delle lamine di materiale nobile all'interno dei canali perchè da un lato sarebbe molto costoso dall'altro eccessivo in quanto quello che incide è il primo strato atomico; il materiale sottostante non riuscirebbe a essere raggiunto dalle molecole dei reagenti e quindi non potrebbe espletare la sua funzione]. Le molecole dei reagenti diffondono attraverso i fori del monolita andando a reagire con i metalli nobili: gli idrocarburi incombusti (HC) vengono convertiti in CO_2 e H_2O . Il volume del monolita è confrontabile con la cilindrata del motore: 1L di cilindrata \rightarrow 1L di catalizzatore \rightarrow superficie di scambio \approx campo da calcio. Con questa sistema riusciamo a ottenere un'elevata efficienza di moltiplicazione della superficie e riusciamo a sfruttare una quantità di metalli nobili molto modesta: 1[g/L] di principio catalizzante, diviso tra Pt, Pd e Rh. Non è finita qui.



Quando ci spostiamo nel ricco, l'efficienza non crolla drasticamente: vediamo che rimane relativamente alta (per 1% dallo stechiometrico). Il ritardo nel crollo dell'efficienza ci permette di trovare una finestra in cui far funzionare il catalizzatore con alta efficienza. Che cos'è che conferisce al catalizzatore questa capacità di continuare a ossidare il CO, per esempio, anche con dosature ricche? E ridurre gli NOx per dosature leggermente povere? È dovuta alla capacità di immagazzinare ossigeno durante il funzionamento con miscela povera e di rilasciarlo quando il motore funziona con miscela ricca, conferita al catalizzatore grazie alla **presenza nel washcoat**, oltre alla $\gamma Al_2 O_3$, di **ossido di cerio**.

L'ossido di cerio può presentarsi in due forme di ossidazione: come $CeO_2 \circ Ce_2O_3$.

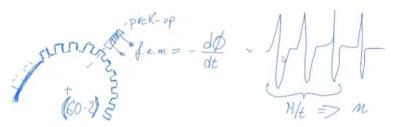
Dosatura povera:
$$A/F > A/F_{st}$$
: $Ce_2O_3 + O_2 \rightarrow CeO_2$
Dosatura ricca: $A/F < A/F_{st}$: $CeO_2 + CO \rightarrow Ce_2O_3 + CO_2$

Quando il motore funziona con miscela magra (ricca di ossigeno) l'ossido di cerio cattura ossigeno passando dalla forma Ce_2O_3 , in cui abbiamo 1.5 atomi di ossigeno per 1 atomo di cerio, alla forma CeO_2 , in cui abbiamo 2 atomi di ossigeno per 1 atomo di cerio.

Quando il motore funziona con miscela ricca (povero di ossigeno) l'ossido di cerio rilascia parte dell'ossigeno che aveva catturato precedentemente per ossidare il *CO* o gli HC.

Ovviamente questo non può avvenire all'infinito: c'è una capacità limitata (dipende da quanti siti di cerio abbiamo annegati nel washcoat). Una volta saturati tutti i siti, non siamo più in grado di immagazzinare ulteriormente ossigeno ↔ perdita della OSC → crollo dell'efficienza. I diagrammi di efficienza dovrebbero essere sempre accoppiati con un'indicazione della frequenza di oscillazione della dosatura (1 [Hz] per esempio: se stiamo più di 1/1 secondo nel povero o nel ricco l'efficienza cala drasticamente).

Sensore per la velocità di rotazione del motore (n) [↓ LEZIONE 25: 20/11/20]



Per completare la trattazione sulla logica di controllo e sui sensori utilizzati rimane da comprendere il funzionamento del sensore per la velocità di rotazione del motore (n). Generalmente, si tratta di un pick-up elettromagnetico (sensore magnetico + disco), costituito da un piccolo magnete permanente intorno al quale vi è un avvolgimento elettrico che si trova affacciato a una ruota dentata, detta "fonica", calettata generalmente a un'estremità dell'albero motore. La funzione dei denti è quella di creare una variazione di traferro nel passaggio di fronte al pick-up. Per la legge di Lenz, avremo, ai capi dell'avvolgimento elettrico, una forza elettromotrice indotta (f.e.m.) che sarà uguale alla derivata del flusso rispetto al tempo. Il passaggio di un dente davanti al pick-up darà luogo a una condizione in cui avremo un traferro minimo e quindi un flusso elettromagnetico massimo mentre il passaggio di un vuoto darà luogo a una condizione in cui avremo un traferro massimo e quindi un flusso elettromagnetico minimo. Quindi, la f.e.m. ha un andamento pseudo sinusoidale. Conoscendo il numero di denti della ruota e il numero di picchi nell'unità di tempo possiamo risalire alla velocità di rotazione (n) dell'albero motore. Questo dispositivo permette ha anche la funzione di sensore di posizione. Questa ruota presenta 60-2 denti: vengono rimossi due denti consecutivi per l'individuazione di una posizione ben specifica dell'albero motore, per esempio, per individuare il momento in cui lo stantuffo del primo cilindro si trova al PMS. Un sensore di questo tipo non permette di capire se lo stantuffo si trovi al PMS di combustione o al PMS di ricambio fluido; per questo motivo il segnale della ruota fonica deve essere integrato con il segnale di un sensore di fase (+). Il sensore di fase può essere realizzato con lo stesso principio, quindi con un pick-up; si trova affacciato sull'albero a camme; l'albero a camme ha una velocità di rotazione dimezzata rispetto all'albero motore in un 4T: ci permette di discriminare tra PMS di combustione e PMS di ricambio fluido. Essendo l'albero a camme fasato sull'albero motore, allora perchè non utilizziamo un solo sensore sull'albero a camme? Per due motivi: il sensore sull'albero motore è più preciso poichè 1 grado sull'albero a camme corrisponde a 2 gradi sull'albero motore: ci sarebbero difficoltà nella realizzazione di un disco avente un grande diametro quale ci servirebbe per il montaggio sull'albero a camme. Il sensore di fase potrebbe essere realizzato con un disco più piccolo con un unico dente che ci permetta di distinguere i due PMS. Inoltre, dobbiamo tener presente che il collegamento tra albero motore e albero a camme avviene tramite una cinghia dentata caratterizzata da una certa elasticità: la deformazione della cinghia potrebbe portare a una leggera variazione nella fasature tra i due alberi.

Approfondimento da "Powertrain Components Design":

Un'altra soluzione utilizza, invece che una ruota dentata, un disco che presenta 60-2 fori realizzati radialmente sulla periferia del disco. I fori, letti come variazioni del campo magnetico, forniscono la posizione del PMS.

Una terza soluzione, più precisa, utilizza un anello metallico rivestito da gomma magnetizzata con 60-2 polarità (N-S). Il sensore magnetico, affacciato all'anello, legge i passaggi di polarità acquisendo la posizione istantanea dell'albero motore.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Attuatori del motore SI

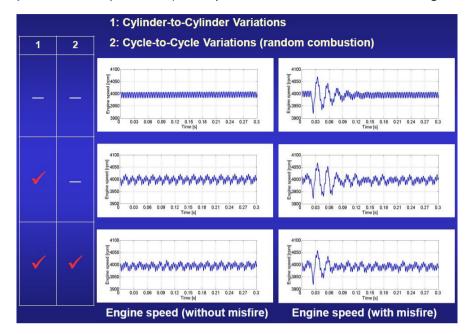
Gli attuatori principali del motore sono:

- Valvola a farfalla
- Iniettori
- Candela
- Elettro-valvole che controllano il carbon canister. Il carbon canister è un filtro a carboni attivi che viene utilizzato per il controllo delle emissioni evaporative dal serbatojo. È necessario prevedere un circuito di sfiato per il serbatojo. La benzina è un combustibile relativamente volatile; nel circuito di alimentazione laminiamo la benzina in eccesso per farla ricircolare all'interno del serbatoio: quest'operazione tende a fare aumentare la T della benzina stessa. Inoltre dobbiamo tener conto delle condizioni ambientali (se teniamo la vettura sotto al sole per esempio). Per evitare che il serbatoio vada in pressione per via dell'evaporazione delle frazioni più volatili, possiamo prevedere uno sfiato. Lo sfiato non è direttamente collegato all'ambiente. I vapori vengono prima fatti passare attraverso un filtro a carboni attivi che trattiene le molecole di HC facendo passare solo l'aria mescolata con i vapori. Il filtro impregnato di vapori di combustibile dovrà subire una rigenerazione: operazione di epurazione del filtro (purge): facciamo passare in contro-flusso attraverso il filtro aria che si miscela con i vapori intrappolati per poi far aspirare la miscela così formata dal motore. La centralina gestisce questa serie di elettro-valvole che devono essere attivate al momento opportuno; durante l'operazione di purge la centralina tiene conto che il combustibile non deriva solo dall'iniettore ma anche dallo scarico dei vapori catturati dal filtro nel collettore di aspirazione. La sonda lambda si accorgerà di questo arricchimento della miscela portando la centralina a ridurre la durata dell'iniezione nel ciclo successivo al rilevamento. Potrebbe succedere che, se il filtro è molto carico (perchè per esempio abbiamo lasciato il veicolo al sole per un lungo tempo), nelle prime fase successive all'avviamento, quando la centralina effettua il purge, ci sia una quantità tale di HC accumulati che la centralina si trovi costretta a ridurre notevolmente il tempo di comando sull'iniettore; siccome la centralina ha dei parametri di controllo - per esempio, deve capire se l'iniettore presenta anomalie di funzionamento - potrebbe trovarsi ad effettuare delle correzioni che potrebbero sembrarle "sospette" (in quanto dobbiamo accorciare molto la durata dell'iniezione): potrebbero essere interpretate come degli errori.

In alcuni casi possono essere presenti ulteriori attuatori:

- Valvola di controllo per l'EGR: consente di controllare il flusso di gas combusti che ricircoliamo a valle della valvola a farfalla. Il ricircolo dei gas combusti ha lo scopo di miscelare all'aria comburente e al combustibile degli inerti, che non parteciperanno al processo di combustione ma assorbiranno parte dell'energia rilasciata dalle reazioni di combustione, con lo scopo di abbattere le T di picco e la formazione degli NOx. L'EGR si sposa bene con il funzionamento a carico parziale; NON può essere adottato nel funzionamento a pieno carico per il quale l'obiettivo è realizzare la potenza massima e quindi bruciare la massima quantità possibile di combustibile. Nei motori SI questa soluzione può essere adottata, più che per contenere le emissioni di NOx, per realizzare del de-throttling, ovvero per la riduzione della parzializzazione, ovvero per poter, a carico parziale, ridurre la chiusura della valvola a farfalla: quando a carico parziale ci serve aspirare meno aria possiamo occupare dello spazio con i gas combusti inerti ricircolati anzichè laminare molto con la valvola a farfalla. Quindi, nei motori SI, è più dedita alla riduzione dei consumi più che alla riduzione delle emissioni.

In un motore reale, questi fenomeni di dispersione cilindro-cilindro e di dispersione ciclo-ciclo fanno sì che la velocità di rotazione di un motore reale, in condizioni operative fisse e stabili, NON abbia un andamento perfettamente periodico (come quello rilevato nell'esercitazione a seguito delle ipotesi semplificative).



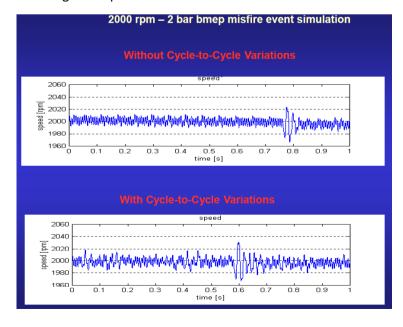
Dispersione cilindro-cilindro \downarrow Variazione di λ_{v} tra cilindri

Dispersione ciclo-ciclo

Variazione di L_i tra cicli (per via di variazioni nel campo di moto allo scoccare della scintilla)

- No dispersione cilindro-cilindro, No dispersione ciclo-ciclo: andamento periodico con periodo di 90 gradi di rotazione dell'albero motore perchè si tratta di un 8 cilindri con sfasamento uniforme: i cicli sono sfasati di 90 gradi e non di 180 come in un 4 cilindri.
- Dispersione cilindro-cilindro: andamento più irregolare.
- Dispersione cilindro-cilindro + Dispersione ciclo-ciclo: presenta un'ulteriore variabilità.

Sulla destra vediamo come reagisce la velocità di rotazione a un evento di Misfiring in un solo ciclo: si generano delle oscillazioni di ampiezza iniziale notevole che poi si smorzano nel tempo. Diventa più difficile distinguere le oscillazioni nel caso in cui si abbia una variabilità cilindro-cilindro, e ancor più nel caso in cui si abbia una variabilità ciclo-ciclo oltre che quella cilindro-cilindro. Inoltre, la difficoltà cresce al ridursi del carico (P4). Più è basso il carico più piccola è la variazione di coppia. Inoltre, più è alta la velocità di rotazione più breve risulta l'interruzione della coppia (P5), quindi più difficile risulta percepire gli effetti di variabilità che vengono in parte filtrati dall'inerzia del motore.



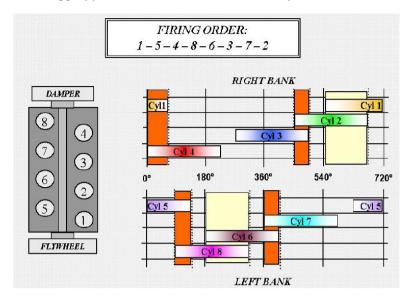
Carico (molto basso): 2 [bar] Velocità di rotazione: 2000 [rpm]

Notiamo come già normalmente (prima dell'evento di Misfiring) possiamo avere delle variazioni di ampiezza confrontabili con quelle prodotte dall'evento di Misfiring.

L'individuazione del Misfiring diventa particolarmente complicata.

Creazione del modello considerando le dispersioni cilindro-cilindro e ciclo-ciclo

Le ragioni derivano dalla **fasatura dei cicli** nei **diversi cilindri**. Questo motore ha un'architettura a V: i cilindri sono raggruppati in due bancate: le linee di aspirazione e scarico sono comuni per le due bancate.



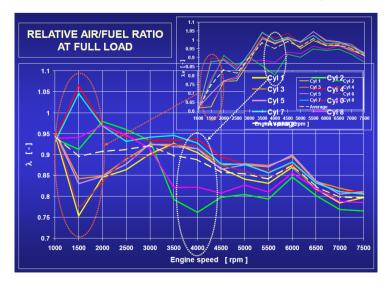
Dato l'ordine di accensione (FO) può succedere che si trovino sulla stessa bancata due cilindri che si susseguono nel FO, tra i quali vi è quindi uno sfasamento di soli 90 gradi oppure cilindri che hanno uno sfasamento tra di loro di 180 gradi che li può portare ad avere delle sovrapposizioni parziali tra le fasi di scarico dei diversi cilindri.

I cilindri 2 e 1 scaricano nello stesso collettore: sfasamento di 90 gradi; I cilindri 8 e 6 scaricano nello stesso collettore: sfasamento di 90 gradi;

Può succedere che mentre il cilindro 8 è ancora nella fase finale dello scarico forzato, il cilindro 6 si trovi nella fase di scarico spontaneo. I gas combusti ad alta velocità e ad alta pressione che fuoriescono dal cilindro 6 e arrivano allo scarico possono risalire dalla giunzione verso il cilindro 8 rendendo più difficile la fase di espulsione. Lo stesso può succedere nel cilindro 2.

Questo fenomeno di risalita dei gas combusti avviene con intensità diverse in funzione della velocità di rotazione: cambiano i tempi che i gas hanno a disposizione per spostarsi nei condotti.

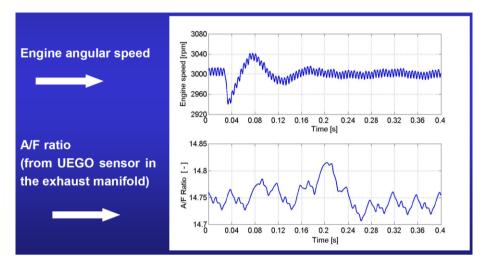
Dispersione cilindro-cilindro o (se non variamo m_b tra i cilindri) o Variazione di λ tra cilindri



Se il sistema controlla l'iniezione in modo sequenziale fasato ma senza variare la quantità per i singoli cilindri ci ritroviamo - anche se mediamente il λ medio è sempre ricco (decrescente per velocità più alte per la protezione dei componenti), perchè ci interessa avere la massima prestazione - ad avere dei cilindri con un λ povero e cilindri con un λ decisamente più ricco.

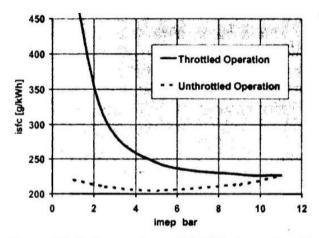
Segnale della ruota fonica + segnale della sonda Lambda

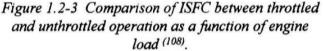
Per inciso, un ulteriore segnale che può essere utilizzato in abbinamento al segnale della ruota fonica per quanto riguarda l'individuazione dell'evento di Misfiring, è il segnale della sonda Lambda.

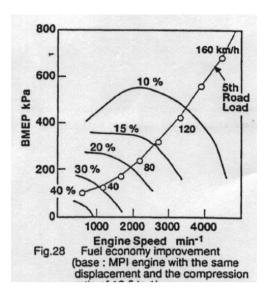


Quando abbiamo un ciclo con Misfiring non consumiamo ossigeno: la sonda Lambda si vede arrivare un segnale impulsivo di ossigeno allo scarico. È piuttosto difficile da interpretare questo segnale. Vediamo un picco di dosatura apparentemente più magra provocato dal Misfiring ma non è così semplice. Può essere utile per abbinarlo al segnale della ruota fonica. Avendo due sonde lambda, ciascuna per una bancata, questo accoppiamento di segnali ci può essere utile per individuare anche il cilindro in cui si è verificato il Misfiring.

In alcuni casi potrebbe essere difficile capire qual è il cilindro in cui si sia verificata l'anomalia. Le normative sull'OBD prevedono che la centralina debba poter risalire anche al cilindro in cui si è manifestata l'anomalia e in cui si debba intervenire.







Nel diagramma sulla sinistra sono indicati il **isfc** (indicated fuel consumption) e la **imep** (indicated mean effective pressure) e non il bsfc e la pme perchè, per il fatto che il rendimento utile si annulla nelle condizioni di marcia a vuoto, sia per PFI che per GDI, sarebbe più difficile cogliere le differenze tra i due sistemi.

Nel diagramma sulla destra sono riportati valori reali rilevati su una vettura Mitsubishi che monta un motore GDI (introdotto negli '90). Le curve iso-livello si riferiscono al risparmio di combustibile rispetto a un motore PFI con la stessa cilindrata del motore a carica stratificata. A basso carico (1 [bar] di pme) vediamo come si possa arrivare a risparmi di consumo superiori al 30%. Se prendiamo a riferimento il ciclo NEDC, con la stratificazione della carica, possiamo arrivare ad avere sull'intero ciclo un risparmio del $20 \div 25\%$.

Perchè, potendo arrivare a riduzioni di consumi così marcati, il motore GDI non ha avuto particolare successo e la maggior parte dei costruttori oggi, pur utilizzando il sistema GDI, non effettuano la stratificazione della carica? Un sistema di questo tipo ha come tallone d'Achille il fatto di non poter utilizzare un catalizzatore a tre vie per il controllo delle emissioni, poichè i gas di scarico sono i prodotti di una combustione mediamente molto povera (media tra una zona stechiometrica e una zona dove vi è praticamente solo aria). L'efficienza di conversione degli NOx diventa nulla. Questa difficoltà nel controllare le emissioni di NOx, la necessità di dover eventualmente ricorrere all'utilizzo di catalizzatori ad hoc, sviluppati per queste tipologie di applicazioni, hanno di fatto costituito da sempre un blocco alla diffusione dei motori GDI.

Iniezione diretta e carica stratificata non sono da intendere come sinonimi: se un motore è un motore a iniezione diretta di benzina non significa necessariamente che si realizzi una stratificazione della carica; anzi vedremo che la maggior parte dei costruttori oggi utilizzano l'iniezione diretta con carica omogenea, quindi con il solo scopo di avere un controllo più efficiente della dosatura durante i transitori (1) e di poter avere un raffreddamento più efficace della carica (2): se iniettiamo il combustibile durante la fase di aspirazione, quando le valvole sono aperte, possiamo cercare di sottrarre calore all'aria piuttosto che alle pareti del port e delle valvole. Otteniamo un miglioramento non soltanto in termini di riempimento (2.1) ma soprattutto un miglioramento della resistenza alla detonazione (2.2): a inizio compressione la carica è più fredda.

Risulta efficace combinare: iniezione diretta con carica omogenea + downsizing + sovralimentazione.

Arriviamo a benefici in termini di consumo **confrontabili** con i benefici ottenibili con la stratificazione ma con la **possibilità di utilizzare il catalizzatore a tre vie**.

Iniettori nei motori GDI

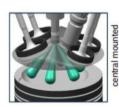
In un motore GDI con carica omogenea iniettiamo (sempre) durante la fase di aspirazione e utilizziamo la farfalla per il controllo del carico del motore. Nella figura vediamo diverse soluzioni costruttive degli iniettori dei motori GDI. Il problema dello spry targeting è molto più sentito di quanto non lo sia nel caso di iniezione nel Port, così come il problema dell'atomizzazione del getto. Dobbiamo cercare di raggiungere dimensioni delle gocce dell'ordine della decina di $[\mu m]$ dato che il tempo per l'evaporazione è molto limitato. Nel caso di carica stratificata, a carico parziale, potremmo dover far scoccare la scintilla anche 45 gradi prima del PMS; possiamo iniettare soltanto una volta che si è chiusa la valvola di aspirazione; la valvola di aspirazione ha un posticipo di chiusura in genere abbastanza ampio, in genere di un 45 gradi; per cui abbiamo che già 90 gradi della corsa di aspirazione sono inutilizzabili: ci restano 90 gradi per iniettare e permettere al combustibile di evaporare e ai vapori di mescolarsi con l'aria comburente. Quindi, a basso carico, l'intervallo di tempo che abbiamo per iniettare è molto limitato. Per questo motivo è importante la polverizzazione del getto in una miriade di goccioline che dovrebbero avere le dimensioni minime possibili. Per far questo possiamo intervenire riducendo il più possibile il diametro dei fori, considerando il limite dettato dalla possibilità di formazione di depositi carboniosi, oppure possiamo intervenire innalzando la pressione di iniezione. In genere questi sistemi hanno una pressione di iniezione dell'ordine del centinaio di [bar].









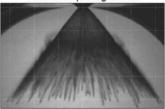


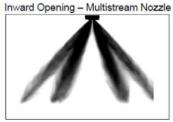
In figura vediamo le tre possibili configurazioni tipiche degli iniettori. Nella prima soluzione abbiamo una serie di fori di efflusso (Multi hole concept) collegati a una camera di mandata controllati dallo spillo dell'iniettore. Possiamo disporre i fori con una certa libertà cercando di fare in modo che i getti non vadano a urtare contro le valvole di aspirazione se iniettiamo a valvole aperte.

Direzioniamo i getti nello spazio in modo opportuno. Possiamo montare l'iniettore lateralmente tra le due valvole di aspirazione (in quanto è la zona più fredda) oppure in posizione centrale. Generalmente nei motori di nuova concezione la soluzione migliore è rappresentata dall'iniettore in posizione centrale: permette una migliore distribuzione del combustibile all'interno della camera. L'altra soluzione, in cui montiamo l'iniettore lateralmente, è un po' una soluzione di ripiego: quando il motore che era stato originariamente concepito per essere fatto funzionare con un sistema di iniezione indiretta PFI, viene convertito a iniezione diretta GDI.

La soluzione multi-foro non è l'unica. Possiamo avere degli iniettori cosidetti "swirlati" (Inward opening concept): in una sorta di camera di lancio all'interno dell'iniettore il combustibile viene introdotto in direzione tangenziale: in tal modo assume un moto rotatorio intorno all'asse dell'iniettore e fuoriesce dall'unico foro, andando a creare una sorta di nuvola tronco-conica: sulla superficie del cono abbiamo un moto rotatorio del combustibile che tende a distribuirsi con una sorta di spirale. Questo ci permette di aumentare la velocità del fluido aumentando l'interazione aerodinamica con l'aria, favorendo l'atomizzazione del getto senza che l'energia cinetica sia data in direzione dell'efflusso e quindi senza avere problemi di penetrazione eccessiva del getto e rischio di impatto contro le pareti.









Emissioni di PM da motori GDI

Nei sistemi GDI si assiste purtroppo alla comparsa di un inquinante, il particolato (PM), che è praticamente assente nei motori PFI. Si tratta di un insieme di particelle prevalentemente solide su cui possono depositarsi gli HC per dar luogo a un mix di particelle solide e liquide che vengono portate in sospensione dalla corrente.

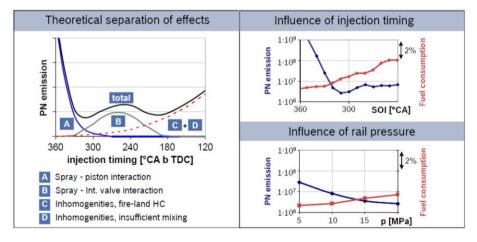
I precursori di questo inquinante sono i nuclei carboniosi: si formano quando cerchiamo di far bruciare un idrocarburo (HC) in una condizione di gravissima carenza di ossigeno: quando scendiamo a $\lambda < 0.5$, il processo di combustione porta a una deidrogenazione della molecola di combustibile: l'idrogeno, essendo il più reattivo, reagisce con il poco ossigeno disponibile. Rimangono degli scheletri carboniosi che, addensandosi gli uni sugli altri, portano alla formazione di questi nuclei contenenti milioni di atomi di carbonio (responsabili del fumo nero che vediamo allo scarico in alcune condizioni).

Questo inquinante è assente nel processo di combustione di un motore PFI a carica omogenea, in quanto, per funzionare, ha bisogno che combustibile e comburente siano miscelati tra loro in un rapporto prossimo allo stechiometrico; per cui non si hanno situazioni in cui si possa avere una miscela tanto ricca da portare alla formazione di particolato.

Viceversa, se iniettiamo combustibile all'interno della camera, anche se il nostro scopo è quello di realizzare una carica omogenea – quindi anche se iniettiamo durante la fase di aspirazione con l'obiettivo di realizzare una carica omogenea – qualcosa purtroppo può sempre andare storto: possiamo avere, anche se non voluto, un impatto del combustibile contro il cielo dello stantuffo o contro le valvole di aspirazione, oppure che le ultime goccioline immesse in camera con velocità di efflusso ridotte, quando l'iniettore si sta chiudendo, possono rimanere in prossimità dell'iniettore e quindi non trovare modo di miscelarsi in modo opportuno con l'aria comburente, oppure possiamo avere problemi di tempo (in particolare per carica stratificata).

Per questo motivo le normative hanno introdotto dei limiti specifici sulle particelle emesse allo scarico per i motori GDI. Questi limiti invece non sono presenti per i motori PFI.

Pressione di iniezione, fasatura dell'iniezione ed emissioni di PM

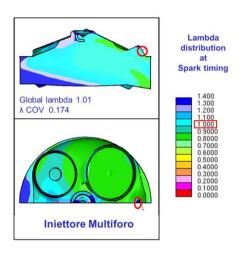


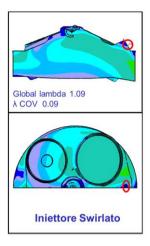
Vediamo il numero di particelle (PN) emesse allo scarico in funzione della fasatura dello evento di iniezione.

Con diversi colori sono riportati i contributi dati dall'impatto con il pistone (A), con le valvole (B) e dalla disomogeneità (C+D).

Se iniettiamo **360** gradi prima del PMS di combustione, significa che iniettiamo in fase di incrocio: abbiamo problemi di impatto contro lo stantuffo (A); se iniettiamo **300** gradi prima del PMS abbiamo il problema dell'impatto contro le valvole (B), perchè al PMS iniziano ad aprirsi le valvole di aspirazione (o addirittura un po' prima); a mano a mano che le valvole si aprono aumenta l'interferenza con il getto. L'alzata massima è più o meno al centro della corsa di aspirazione, quindi a circa 360-90=270 gradi. Se ritardiamo ulteriormente l'iniezione, per esempio iniettiamo alla fine della aspirazione, quindi a circa 360-180=180 gradi: risolviamo i due problemi (A) e (B) ma incominciamo a essere in una zona critica per la quale potremmo non avere più tempo a sufficienza per realizzare una miscela omogenea. Quindi, per un motore GDI a carica omogenea: → iniettiamo nell'intorno di 300 gradi prima del PMS di comb. → miglior trade-off tra PM e *bsf c*.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero



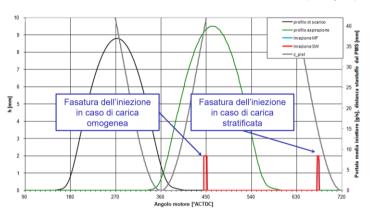


Scala di colori: rosso \rightarrow blu: $\lambda \uparrow$ (λ allo scoccare della scintilla)

Miscela omogenea \rightarrow vorremmo tutta l'area in azzurrino ($\lambda=1$). Notiamo però la presenza di zone più ricche, verdi (0.8), e zone più povere, blu (1.4). in queste seconde zone il fronte di fiamma potrebbe non riuscire a propagarsi perchè la miscela è troppo magra.

Fortunatamente non ci sono zone con miscele al di sotto dello 0.5, quindi non vi è il rischio di formazione di Soot. Tuttavia, anche se la dosatura globale è all'incirca stechiometrico vi è una notevole dispersione.

- Carica stratificata: → iniettiamo a valvole chiuse (sempre) il più vicino possibile allo SOC.

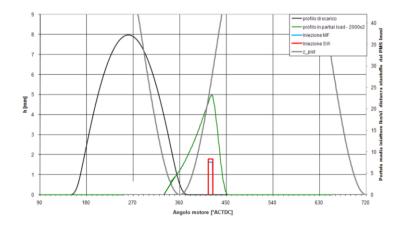


Dobbiamo però tener presente che dobbiamo lasciare un **tempo** sufficiente per l'evaporazione (non troppo, se no il combustibile "se ne andrebbe in giro in camera").



Vediamo l'iso-superficie che contiene la zona all'interno della quale $\lambda=1.6$, ritenuto il limite per l'accendibilità. È necessario che questa zona capiti tra gli elettrodi della candela.

- Sistema VVA + carica omogenea: → iniettiamo a valvole chiuse il più vicino possibile allo SOC.



Curva verde: **chiusura anticipata**; chiudiamo appena 90 gradi dopo il PMS (basso carico ↔ poca aria da aspirare)

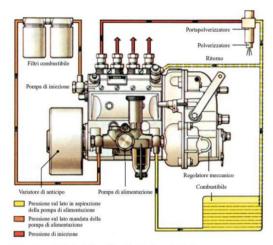
Iniettiamo a valvole aperte.

(sempre per realizzare una carica omogenea)

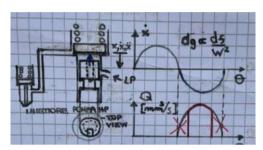
- Sistemi di alimentazione meccanici

Sistema meccanico di tipo in linea (tipo Bosch) Pompa-distributrice rotativa

Sistema meccanico di tipo in linea (tipo Bosch)



Schema personale qualitativo:



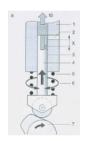
38.22-a - Pompa di iniezione in linea (Robert Bosch): schema del circuito.

Il primo sistema sviluppato di iniezione meccanica è stato quello di tipo in linea (anche detto di tipo Bosch).

Serbatoio \rightarrow pompa LP \rightarrow prealimenta \rightarrow pompa HP \rightarrow iniettore meccanico.

Apertura e chiusura dell'iniettore ↔ raggiungimento di un certo livello di pressione.

La pompa HP è costituita da tanti elementi, ognuno costituito da un pompante che scorre all'interno di un cilindretto quanti sono i cilindri del motore. Il pompante, relativo a un cilindro, è sollevato da una camma ed è riportato nella posizione iniziale da una molla di ritorno; si muove quindi di moto alterno similmente allo stantuffo di un motore alternativo.



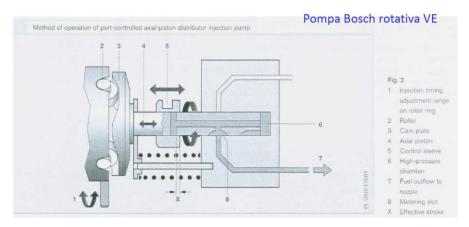
Vi è una limitata flessibilità in termini di controllo della fase di iniezione e della quantità di combustibile iniettato; inoltre, questo sistema comporta l'esigenza di una pompa che sia fasata con il cilindro con cui si vuole iniettare il combustibile. Dobbiamo far in modo che la pompata avvenga in sincronia con una determinata posizione dello stantuffo all'interno della camera di combustione. L'albero della pompa deve essere trascinato dall'albero motore tramite un accoppiamento che deve essere, così come quello delle valvole, opportunatamente fasato. Cosa che invece non avviene per le pompe HP per i motori GDI che devono soltanto mettere in pressione il rail ma senza alcun vincolo di fase perchè il controllo dell'evento di iniezione è affidato a un azionamento elettro-magnetico sull'iniettore.

Il primo problema è rappresentato dal fatto che la legge del moto prevede che la velocità dello stantuffo si annulli ai punti morti e quindi che la portata si annulli all'inizio e alla fine della corsa di mandata: nelle fasi iniziale e finale della corsa di mandata abbiamo una velocità di efflusso relativamente contenuta \rightarrow gocce di grandi dimensioni ($d_g \propto d_f/w^2$) \rightarrow notevoli difficoltà di evaporazione. Quindi, dobbiamo cercare di eliminare le fasi iniziale e finale a bassa velocità ottenendo un profilo di portata iniettata limitato come quello riportato in rosso \leftrightarrow sfruttiamo solo la parte centrale della corsa dello stantuffo.

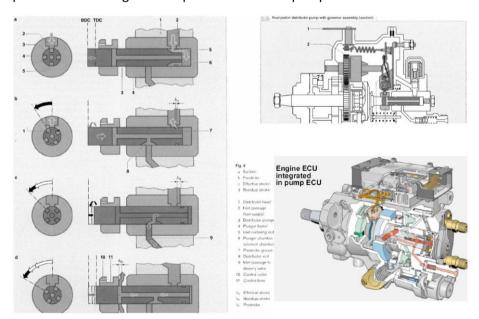
L'accoppiamento tra il pompante (in acciaio) e il relativo cilindretto (in acciaio) è curato in modo particolare (senza segmenti) per evitare perdite di gasolio anche con alte pressioni e basse velocità. La lavorazione ha tolleranze tali da garantire una perfetta tenuta (non vi sono dilatazioni termiche). La parte centrale del pompante ha un diametro ridotto; nella parte superiore viene effettuato un intaglio che collega il cielo dello stantuffo con l'incavo ricavato nella parte centrale.

Pompa-distributrice rotativa [↓ LEZIONE 27: 23/11/20] (LEZIONE 26: 20/11: Lab. smontaggio motore SI)

Il sistema di iniezione meccanico di tipo in linea è oggi impiegato solo in alcuni motori navali di grande cilindrata mentre in campo automobilistico è stato soppiantato prima delle **pompe-distributrici rotative con pistone assiale** in grado di alimentare con un'**unica pompa** e un **unico sistema pompante-cilindretto** più cilindri e successivamente dai sistemi ad accumulo come il Common Rail.



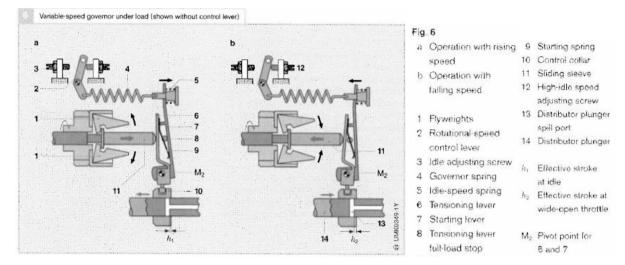
Si tratta di una versione modificata del sistema precedente. Lo stantuffo si muove di moto alterno all'interno di un cilindretto; ha anche un moto rotatorio intorno al proprio asse che gli permette di essere messo in comunicazione con tanti iniettori quanti sono i cilindri da servire. Nella soluzione più diffusa veniva utilizzato nei motori a 4 cilindri: per un 4 cilindri lo stantuffo presenta 4 intagli che consentono di effettuare 4 corse di mandata. Lo stantuffo si muove su un disco che riporta 4 camme; questo permette di servire in successione i cilindri con un unico pompante. Otteniamo un sistema più compatto. Non entriamo nel dettaglio di questo sistema molto complesso oramai superato. Nelle versioni più moderne questo sistema può essere dotato di un controllo elettronico: con un'elettrovalvola controlliamo l'apertura della luce di riflusso e quindi può permettere una regolazione più flessibile della pompa stessa.



Il problema principale dei sistemi meccanici è rappresentato dalla scarsa flessibilità nella gestione dell'evento di iniezione. I problemi sono sostanzialmente 3:

- 1) Impossibilità di controllare la pressione
- 2) Difficoltà nel gestire l'evento di iniezione
- 3) Impossibilità di effettuare iniezioni multiple

Nell'immagine sottostante vediamo un esempio (non da comprendere in dettaglio) di un sistema che ci permetta di variare la fasatura dell'evento di iniezione:



In questo schema un "alberino" che è collegato all'albero motore porta una serie di masse eccentriche: al crescere della velocità di rotazione la forza centrifuga tende a fare aprire queste masse che tendono in questo caso a spingere in direzione assiale un collare (...). Più generalmente si possono studiare dispositivi centrifughi che vadano per esempio a far variare l'angolo di calettamento tra l'albero a camme che comanda la pompa e l'albero motore per far variare la fasatura dell'evento di iniezione.

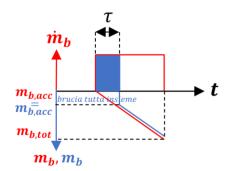
Nel sistema meccanico di tipo in linea, possiamo progettare dei dispositivi che vadano sostanzialmente a far variare l'angolo con cui è calettato l'albero che comanda i diversi pompanti rispetto all'albero motore, che possono quindi permettere di avere un anticipo che cresca linearmente con la velocità di rotazione.

MA non abbiamo comunque una grande flessibilità.

3) Impossibilità di effettuare iniezioni multiple

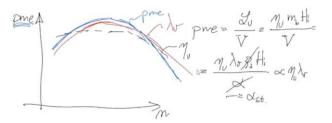
Un ulteriore problema è rappresentato dall'impossibilità di frazionare l'evento di iniezione cosa che potrebbe essere molto utile per riuscire a gestire il problema appunto dell'ignition delay.

Per semplicità supponiamo di avere a che fare con una portata iniettata (m_b) in funzione del tempo a onda quadra (portata costante durante l'evento di iniezione). Diagrammiamo anche l'integrale nel tempo: otteniamo la quantità di combustibile **iniettata** (m_b) e la quantità di combustibile **bruciata** (m_b) . Il **processo di combustione**, **una volta avviato**, **tende a svilupparsi molto rapidamente**; se la prima gocciolina brucia con un certo ritardo (τ) , la seconda massecola di combustibile che inizia a bruciare richiede un tempo minore per via dell'accelerazione del processo, così la terza, la quarta e così via. Quindi il ritardo tra SOI e SOC non è un ritardo costante: la linea di combustibile **acceso** (m_b) **non è parallela** alla quantità di combustibile iniettata (m_b) . Tutto il **combustibile che si è accumulato** all'interno della camera (area blu) **tende a bruciare quasi simultaneamente** \leftrightarrow andamento verticale della massa accesa (m_b) ; prosegue con un ritardo minimo.



Controllo del processo, NOx ↓ (modo 2 per motori CI con sistema di alimentazione meccanico)

Consideriamo un motore SI ad aspirazione naturale:

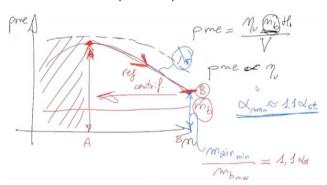


- Il rendimento utile è abbastanza piatto in funzione della velocità di rotazione; tende a diminuire alle alte velocità di rotazione soprattutto perchè tende a diminuire il rendimento organico.
- Il coefficiente di riempimento è più sensibile alla velocità di rotazione.

In prima approssimazione possiamo ritenere che, per un motore SI ad aspirazione naturale, a parte per un fattore di scala, la pme ricalca l'andamento del λ_v . La coppia erogata dal motore, o il lavoro al ciclo, dipende dalla quantità d'aria che riesce ad aspirare.

$$pme_{SI} \propto \lambda_v \cdot (\eta_u) \propto m_{air}$$

Considerando un motore CI alimentato con un sistema meccanico (pompa Bosch), l'andamento della caratteristica meccanica è diverso. In caso di sistema di alimentazione meccanico la quantità massima iniettata dipende soltanto dalla cilindrata del pompante e dal profilo dell'elica del pompante. L'asta cremagliera è a fine corsa, lo stantuffo è completamente ruotato; iniettiamo una determinata quantità per ciclo che rimane fissa al variare della velocità di rotazione ($m_b = cost$) \rightarrow la pme è così caratterizzata da un andamento che rispecchia quello del rendimento utile.



- Il rendimento utile è abbastanza piatto in funzione della velocità di rotazione; tende a diminuire alle alte velocità di rotazione soprattutto perchè tende a diminuire il rendimento organico.
- Il coefficiente di riempimento è più sensibile alla velocità di rotazione.

 $pme_{CI} \propto \eta_u$

Nel caso di motore CI alimentato con un sistema meccanico si pone un problema: se la quantità di combustibile iniettata è costante ($m_b = cost$) la quantità d'aria che il motore aspira, invece, dipende sempre dal riempimento che varia con la velocità di rotazione. In ogni condizione di funzionamento dovremmo garantire un $\alpha_{min} \approx 1.1\alpha_{st}$. La minima quantità d'aria (α_{min}) per ciclo è quella che si ha in condizioni di piena ammissione e velocità di rotazione massima (dove vi è $\lambda_{v,min}$).

(Punta B) Quindi, potremmo calibrare la quantità di combustibile iniettata dalla pompa ($m_b = cost$ con n) nel punto B, in modo tale che, associata alla quantità d'aria minima ($m_{b,max} = m_{air,min}/1.1\alpha_{st}$), si possa rispettare la condizione di dosatura minima $\alpha_{min} \approx 1.1\alpha_{st}$.

Così facendo però, quando il motore funziona a una velocità di rotazione più bassa $(n \downarrow)$ la quantità d'aria aspirata dal motore aumenta $(m_{air} \uparrow)$ perchè aumenta il coefficiente di riempimento; quindi, ci ritroviamo in una situazione in cui il motore potrebbe elaborare una quantità di combustibile ben superiore a quella che andiamo a iniettare $(m_{b,potenziale} > m_b = cost)$ ma che non potrà farlo perchè la quantità che abbiamo scelto di iniettare come quantità massima $(m_{b,max} = cost \text{ con } n)$ è stata dimensionata per un valore di massa d'aria aspirata più basso $(m_{air,min})$. Quindi ci ritroviamo con un motore sotto-sfruttato in tutti i regimi di funzionamento (Problema B $(n \downarrow)$).

- Sistemi di alimentazione elettronici

Sistemi a iniettore pompa Sistemi di tipo Common Rail Sistema di controllo Sensori e attuatori nei motori CI HP EGR FMA (Fuel Mean Quantity Adaptation)

Con un sistema di alimentazione a controllo elettronico, per tagliare la quantità di combustibile, possiamo intervenire con un sistema più semplice: possiamo, in base al sensore della velocità di rotazione, creare in modo molto semplice un limitatore di giri: se non vogliamo che il motore superi una determinata velocità di rotazione, arrivati a tale velocità, possiamo tagliare il comando agli iniettori e così tagliare il combustibile iniettato e impedire che il motore salga ulteriormente di giri.

I sistemi di alimentazione meccanici sono stati soppiantati dai sistemi a controllo elettronico: inizialmente dai sistemi a iniettore pompa e successivamente dai sistemi di tipo common rail.

Sistemi a iniettore pompa

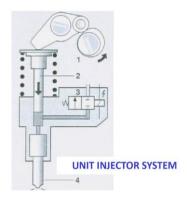
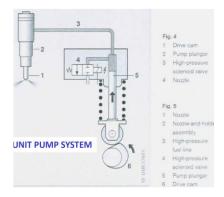


Fig. 4

Iniettore (Unit injection system): è costituito da un pompante che è montato direttamente sulla testa del motore; lo stantuffo del pompante è azionato tramite un bilanciere da una camma \rightarrow classica curva $Q-\vartheta$. Per eliminare le fasi iniziale e finale a bassa velocità per ottenere un profilo di portata iniettata limitato e quindi per sfruttare solo la parte centrale della corsa dello stantuffo, in questo caso, viene utilizzata un'elettro-valvola ad alta velocità. L'elettro-valvola è normalmente chiusa; per tagliare la fase iniziale lasciamo inizialmente aperta l'elettro-valvola in modo tale che il pompante non metta in pressione la camera; il combustibile viene inviato a scarico; quando volgiamo far iniziare l'evento d'iniezione diseccitiamo l'elettro-valvola, l'elettro-valvola si chiude e il pompante riesce a iniettare il combustibile. Per tagliare la fase finale

riapriamo l'elettro-valvola. La velocità di azionamento dell'elettro-valvola è tale per cui riusciamo anche a frazionare l'evento di iniezione: possiamo realizzare un primo e un secondo evento di iniezione (iniezioni pilota e principale). Essendo il sistema molto compatto (il pompante è a ridosso dell'iniettore), possiamo realizzare pressioni di iniezione elevate $\sim\!2000~[bar]$. Tuttavia avremo sempre una pressione che dipenderà dalla velocità di rotazione del motore. Quindi, il profilo della camma e la geometria del pompante devono essere un compromesso tra l'esigenza di avere pressioni adeguate anche alle basse velocità di rotazione e la necessità di avere pressioni non eccessivamente elevate alle alte velocità di rotazione.

$n \uparrow p_{in} \uparrow$



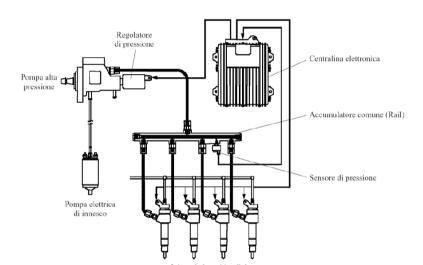
Iniettore pompa (Unit pump system): una variante del sistema appena descritto è costituita dal cosiddetto iniettore pompa. Dal punto di vista concettuale non vi sono differenze; l'unica differenza è dal punto di vista tecnologico: in questo caso non abbiamo l'elemento pompante montato sulla testata del motore a ridosso dell'iniettore; il pompante viene comandato da un albero a camme non necessariamente in prossimità dell'iniettore; potrebbe essere nel basamento o collegato sul monoblocco: questa soluzione permette maggior flessibilità nel poter implementare questo sistema su un motore progettato inizialmente con un altro sistema d'iniezione.

Sistemi di tipo Common Rail [↓ LEZIONE 28: 26/11/20]

Un sistema di iniezione meccanico non consente una notevole flessibilità per quanto concerne le modalità di iniezione del combustibile in quanto:

- 1) La variazione dell'anticipo di iniezione con la velocità di rotazione del motore è affidata ad un regolatore centrifugo che impone pertanto una legge di variazione piuttosto rigida.
- 2) La pressione di iniezione è correlata con la velocità di rotazione della camma che aziona i pompanti e quindi con la velocità di rotazione del motore ciò porta ad avere pressioni di iniezione basse alle basse velocità di rotazione con scarsa polverizzazione del getto.
- 3) Non è possibile frazionare l'evento di iniezione effettuando più iniezioni nell'ambito del medesimo ciclo come sarebbe viceversa utile per contenere ad esempio l'accumulo e la rumorosità tramite un'iniezione pilota effettuata prima dell'iniezione principale.

Agli inconvenienti sopra elencati è viceversa in grado di ovviare il sistema di iniezione a controllo elettronico di tipo "Common Rail", sviluppato da Fiat e commercializzato a partire dalla fine degli anni '90 dapprima per applicazioni automobilistiche per poi diffondersi progressivamente anche nel campo dei motori per trazione pesante e, più recentemente anche nel campo dei motori navali.



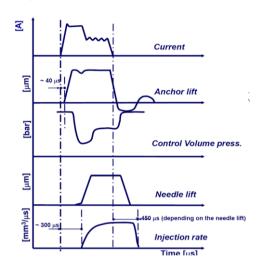
La pompa elettrica di innesco estrae il combustibile dal serbatoio e lo manda alla pompa di alta pressione di tipo volumetrico (a pistoni radiali). Questa invia una portata di gasolio, largamente eccedente la quantità da iniettare, ad un piccolo serbatoio di accumulo, generalmente costituito da un cilindro cavo posizionato sulla testata del motore, che per la sua forma prende appunto il nome di Common Rail.

All'interno del rail la pressione può raggiungere valori superiori ai 180 [MPa] essa viene controllata tramite un sensore di pressione che trasmette il suo segnale alla centralina elettronica di controllo, la quale, a sua volta, interviene su di una elettrovalvola a due vie (regolatore di pressione) che provvede a ricircolare all'aspirazione della pompa un'adeguata quantità di combustibile al fine di regolare la pressione al valore desiderato. Al rail sono collegati gli iniettori il cui funzionamento viene determinato dall'eccitazione di un veloce attuatore elettromagnetico a solenoide integrato nel corpo di ogni elettroiniettore.

Il solenoide agisce su una piccola valvola di controllo e non direttamente sullo spillo dell'iniettore che viene sollevato sfruttando la pressione del combustibile (non è possibile l'azionamento diretto come nel caso dei motori Si per via dei più alti livelli di pressione). L'architettura è analoga a quella che abbiamo visto per i sistemi PFI; la differenza più rilevante consiste nell'azionamento dell'iniettore. Un'altra differenza è rappresentata dal fatto che, anche in questo caso, come avevamo visto per i motori GDI, essendo la pompa di HP destinata a lavorare con pressioni particolarmente elevate, non è conveniente un azionamento elettrico dal punto di vista energetico; utilizziamo una pompa meccanica trascinata dall'albero motore.

Per il funzionamento dell'iniettore è prevista quindi, durante l'iniezione, una portata di riflusso verso la bassa pressione. Questa prende il nome di back leak (portata di fuga). Questa portata di scarico è fondamentale per il funzionamento dell'iniettore, per quanto rappresenti una perdita dal punto di vista energetico (per avere un'idea: se annullassimo questa portata - cosa possibile modificando il tipo di azionamento come vedremo - potremmo avere un risparmio in termini di consumo di combustibile, sul ciclo NEDC per un autovettura media, dell'ordine di poco meno dell'1%; comunque non trascurabile).

Segnali caratteristici:



Come si passa dal comando del **segnale elettrico** (current) che la centralina invia all'elettroiniettore alla **portata istantanea iniettata** (injection rate) ($\dot{m}_b \ [mm^3/us]$)?

La corrente, a seguito di un comando in tensione da parte della centralina, viene fatta circolare nel solenoide di controllo. All'inizio, per ridurre il transitorio elettrico, si cerca di far salire molto rapidamente la corrente circolante nel circuito utilizzando delle resistenze in parallelo che hanno appunto lo scopo di far circolare immediatamente una corrente molto elevata.

Soltanto quando la i raggiunge un certo livello, tale da poter esercitare, attraverso il solenoide, una f.e.m. tale da vincere la molla (2), l'ancoretta inizia a sollevarsi.

Quindi vi è un primo ritardo, $\sim 40~[\mu s]$, tra l'istante in cui applichiamo il comando elettrico ($SOI_{elettrico}$) e l'istante in cui l'ancoretta inizia ad alzarsi. L'ancoretta, sollevandosi dalla sua sede, libera il foro di efflusso che collega la camera di controllo con l'ambiente a bassa pressione; la pressione (control volume pression) nella camera di controllo tende a crollare non appena l'ancoretta si solleva (anchor lift). Come conseguenza del crollo della pressione, lo spillo inizia a sollevarsi (needle lift). Oltre al transitorio elettrico ($\sim 40~[\mu s]$) sull'ancoretta abbiamo un transitorio idraulico ($\sim 260~[\mu s]$) per il tempo necessario perchè la camera di controllo si depressurizzi.

Quindi, vi è un **ritardo**, $\sim 300 \ [\mu s]$, tra l'istante in cui applichiamo il comando elettrico ($SOI_{elettrico}$) e l'istante in cui avviene effettivamente l'iniezione ($SOI_{idraulico}$). Nei **sistemi di ultima generazione** si può, con opportuni accorgimenti, soprattutto per quanto riguarda la parte idraulica, ridurre questo ritardo a $\sim 100 \ [\mu s]$ (al di sotto dei quali, con un sistema a solenoide, non possiamo scendere ulteriormente). Questo ritardo viene in genere indicato con NOD: Nozzle Opening Delay.

Dopo il ritardo (NOD) la portata istantanea inizia a crescere (con un andamento non a onda quadra come abbiamo ipotizzato nelle nostre analisi semplificate); vi un transitorio durante il quale la portata cresce progressivamente, in quanto lo spillo si solleva progressivamente. Arriviamo a una condizione di regime in cui lo spillo è completamente sollevato e l'efflusso avviene in condizioni stazionarie. Questa fase continua finchè non decidiamo di interrompere l'iniezione: interrompendo il comando applicato in tensione al solenoide, la corrente diminuisce fino a 0; l'ancoretta scende e chiude il passaggio; la pressione nella camera di controllo torna a salire provocando la chiusura dello spillo. Dalla chiusura dello spillo vi è un transitorio di diminuzione della portata fino al suo annullamento. Anche qui abbiamo un ritardo, \sim 450 [μ s], tra l'istante di fine comando elettrico ($EOI_{elettrico}$) e l'istante in cui finisce effettivamente l'iniezione ($EOI_{idraulico}$).

[Domanda (13) per il Prof. inerente alla rappresentazione grafica: il transitorio in chiusura di \dot{m}_b non dovrebbe coincidere (rispetto al t) alla chiusura dello spillo? Una volta che lo spillo è chiuso è chiuso; come può defluire portata? La portata non è definita in funzione della sezione di passaggio liberata/chiusa dallo spillo?]

Sistema Common Rail Unijet (prima generazione)

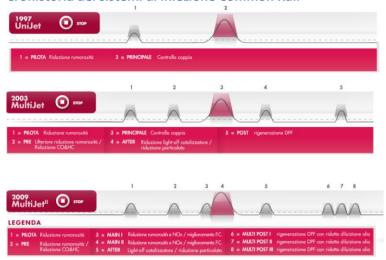


Il sistema Unijet è stato il primo ad andare in produzione nella seconda metà degli anni '90 (1997). Consentiva di effettuare sì un frazionamento ma comportava limitazioni in termini di cosiddetto **Dwell Time**, ovvero il tempo che intercorre tra la chiusura dell'iniettore ($EOI_{idraulico}$) e la successiva riapertura ($SOI_{idraulico}$) per un successivo impulso di iniezione. Il **Dwell Time** è dovuto ai **ritardi** ~300 [μ s] in apertura tra $SOI_{elettrico}$ e $SOI_{idraulico}$, ~450 [μ s] in chiusura tra $EOI_{elettrico}$ e $EOI_{idraulico}$ \rightarrow **Dwell Time** dell'ordine di ~1 [ms].

La quantità di combustibile iniettata con la pilota (5%) veniva iniettata con un notevole anticipo rispetto al PMS, quindi in condizioni poco favorevoli ad avere un breve intervallo di tempo (τ_{pilot} ↑) tra SOI e SOC per via delle p e T relativamente basse. La quantità di combustibile iniettata con la main (95%) trovava in camera condizioni di p e T più favorevoli a seguito della combustione della pilota che permettevano di accorciare l'ignition delay (τ_{main} ↓). La funzione primaria dell'iniezione pilota era di ridurre la rumorosità. Tuttavia la combustione principale portava ad avere ancora elevatissimi picchi di pressione che si traducevano in forti vibrazioni e quindi in una forte rumorosità, tipica dei vecchi motori Diesel. Questa forte rumorosità era particolarmente sentita nelle condizioni di funzionamento a freddo: quando si avviava il motore a freddo, le basse T rallentavano l'evaporazione delle goccioline e le reazioni chimiche: l'ignition delay tendeva ad allungarsi ulteriormente facendo aumentare l'accumulo di combustibile prima che potesse bruciare tutto insieme comportando un picco di pressione ancor più elevato.

A valle dell'iniezione principale poteva essere presente, in alcuni casi, un'iniezione detta Post: si trattava di un iniezione che veniva effettuata non per intervenire sul processo di combustione ma esclusivamente per gestire i sistemi di post trattamento. Queste iniezioni venivano fatte in genere al termine della fase di espansione, quando le valvole di scarico potevano già essere aperte: il combustibile iniettato in tali condizioni non bruciava nella camera: deliberatamente venivano prodotti degli idrocarburi incombusti (HC) affinchè potessero essere utilizzati nei sistemi di post trattamento. In particolare questi HC erano necessari per rigenerare i sistemi di post trattamento, ovvero per riportarli nelle condizioni iniziali di alta efficienza (per quanto riguarda catalizzatori particolari per ridurre gli NOx: DeNOx): gli HC venivano utilizzati come agenti riducenti per catturare l'ossigeno combinato con l'azoto negli NOx. Oppure poteva essere necessario inviare combustibile direttamente allo scarico per rigenerare la trappola per il particolato (PM), ovvero per andar a creare le condizioni favorevoli per l'ossidazione delle particelle carboniose intrappolate all'interno della trappola per il PM (per evitarne l'intasamento). Per bruciare queste particelle era necessario raggiungere T allo scarico superiori ai 650 [°C] che, in un motore Diesel, specie se facciamo funzionare il motore a carico parziale, non sono mai raggiunte spontaneamente. Come nei sistemi più moderni (multijet) la centralina, in base al soot accumulatosi nella trappola per il PM, imponeva la necessità di avere una T più alta allo scarico, e comandava la realizzazione dell'iniezione Post (per questo motivo le iniezioni Post sono rappresentate con una linea tratteggiata \leftrightarrow all'occorrenza).

Cronistoria dei sistemi di iniezione Common Rail



Sistema Common Rail Multijet (ultima generazione)

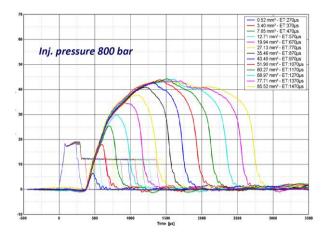
Si tratta del Common Rail di ultima generazione introdotto nel 2009. Consente un frazionamento fino a 8 eventi di iniezione. Permette 2 iniezioni pilota + una Pre, una After + 3 Post (anche quella After potrebbe essere frazionata in più eventi di iniezione).

Consideriamo l'iniezione Pilota a ridosso dell'iniezione Main, ovvero la **Pre iniezione**: si crea una situazione molto particolare: **condizione di fusione idraulica** tra le iniezioni: anche se i comandi dal punto di vista elettrico sono distinti, **se** il **Dwell time**, ovvero il tempo che intercorre tra la chiusura dell'iniettore ($EOI_{idraulico}$) e la successiva riapertura ($SOI_{idraulico}$) è molto piccolo, i transitori di chiusura e apertura dello spillo possono non essere in grado di completarsi: diamo il comando di riapertura dello spillo per l'iniezione principale (Main) quando lo spillo si sta ancora chiudendo. Questo rende molto più rapida l'iniezione nel transitorio di apertura nell'iniezione successiva, in quanto apriamo lo spillo partendo non dalla posizione di chiusura ma da una posizione in cui lo spillo non è ancora arrivato in battuta.

La fusione idraulica ha come risultato quello di realizzare un injection rate particolare con due fasi: una prima fase a bassa portata di iniezione seguita da una seconda fase ad alta portata di iniezione con un profilo della portata istantanea iniettata che viene in genere indicato come "Boot Shape" ("a forma di stivale"). Questo profilo può essere molto utile per il controllo del processo di combustione: sappiamo che uno dei problemi principali nel caso di motori CI è rappresentato dal fatto che a causa dell'ignition delay, quando iniettiamo, il combustibile si accumula nella camera di combustione per poi bruciare tutto insieme; se riusciamo a ridurre la portata iniettata durante la prima fase dell'iniezione, potremmo ridurre l'entità dell'accumulo e così facendo l'entità della combustione che avviene praticamente a volume costante → riduzione del gradiente di pressione che si verifica all'interno della camera → riduzione della rumorosità + impatto favorevole per quanto riguarda il controllo degli NOx.

Realizziamo più iniezioni Post a fine fase di espansione: la densità dei gas combusti è molto bassa, $\rho_{gas\ comb} \approx 1[kg/m^3] \sim$ 20, 30 volte più bassa rispetto alla densità che la carica ha quando iniettiamo al PMS. La pressione di iniezione (p_{in}) è la stessa, dell'ordine del migliaio di [bar]; non vi è alcun freno aerodinamico: il getto iniettato risulta avere un'elevata penetrazione che potrebbe portare il getto a impattare contro le pareti, per l'effetto di scia (le prime gocce subiscono tutta la resistenza aerodinamica permettendo alle seguenti di seguirle con minor "fatica" e superarle) \rightarrow problema dell'Oil diluition (diluizione dell'olio lubrificante – apparente incremento dell'olio in coppa; purtroppo, il combustibile non ha le caratteristiche che ci aspettiamo dall'olio lubrificante). Con più iniezioni la scia aerodinamica si chiude dopo ogni pacchetto di iniezione: ogni iniezione deve vincere la resistenza aerodinamica \rightarrow minor rischio di impatto.

Portate istantanee in funzione dell'ET nei sistemi Common Rail



Si tratta del duale del diagramma precedente; in questo caso abbiamo pressione di iniezione fissa: $p_{in} = 800~[bar]$. Facciamo variare le durate del comando elettrico, ovvero L'Energising Time (ET). Passiamo da un ET molto ridotto, $\sim 270~[\mu s]$, a un ET elevato, $\sim 1470~[\mu s]$: range da 1 a 5.

In un motore SI se
$$\Delta p=cost$$
 $ightarrow$ linearità tra m_b - ET. In un motore CI se $ET=cost$ $ightarrow$ p_{in} : 1 a 4 m_b : 1 a 6 In un motore CI se $\Delta p=cost$ $ightarrow$ ET : 1 a 5 m_b : 1 a 165

Dobbiamo accettare il fatto che, in un sistema Common Rail, il controllo della quantità iniettata (m_b) sia molto più complesso di quanto non fosse in un sistema di tipo PFI utilizzato in un motore SI. I transitori sono più lunghi per via del sistema di apertura. La pressione di iniezione ha un ruolo fondamentale nel determinare la durata dei transitori. Con ET molto breve riusciamo appena ad aprire lo spillo e immediatamente dopo viene richiuso: la portata non arriva neanche lontanamente al valore massimo; per arrivare a un valore stabile di portata stazionaria dobbiamo arrivare alla curva rossa a cui corrisponde un ET di $\sim 1000~[\mu s] = 1~[ms]$. Per valori più bassi, ET < 1~[ms] si dice che l'iniettore lavori in modalità balistica: la durata del comando elettrico è così breve da non permettere all'iniettore di arrivare a fine corsa di completa apertura dello spillo (iniezione in continuo transitorio: di apertura e poi di chiusura). Per ET > 1~[ms] I tempo che l'iniettore impiega a richiudersi dall'istante in cui viene impartito il comando è sempre lo stesso e dipende dal Δp ; non lo è per ET < 1~[ms] poichè in questi casi l'iniettore tende a chiudersi da una posizione di non completa apertura.

Quindi, in un motore CI, la quantità iniettata (m_b) dipende sia dall'ET sia dal Δp con una legge complessa per la quale non possiamo mai trascurare i transitori di apertura e chiusura dello spillo.

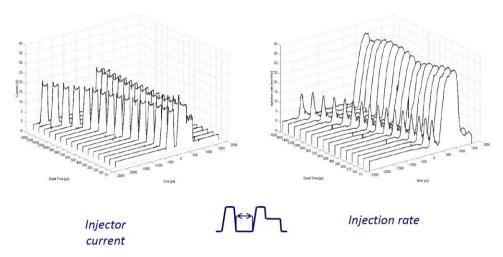
Problema: fenomeni di riflessione dell'onda di pressione (colpi d'ariete) (fenomeni idraulici)

A complicare ulteriormente le cose dobbiamo considerare i **fenomeni di colpo d'ariete**. Possiamo avere una situazione in cui **l'evento di chiusura dell'iniettore**, al termine dell'iniezione pilota, provochi una **brusca interruzione di portata** \rightarrow **oscillazione di pressione** (stesso effetto del colpo d'ariete che si ha nelle condotte delle turbine idrauliche): si genera un'onda di **sovrapressione** ($p + \Delta p$) che si riflette **dall'iniettore verso il Rail**. Quando **l'onda arriva nel Rail**, ambiente che possiamo considerare **a pressione costante**, l'onda di **si riflette indietro** come **onda di depressione** ($p - \Delta p$) fino a raggiungere l'iniettore: **se l'onda trova lo spillo chiuso**, si riflette indietro come **onda dello stesso segno** ($p - \Delta p$); raggiunto il rail, cambia di segno e torna indietro come **onda di sovrapressione** ($p + \Delta p$); **se l'onda trova lo spillo aperto**, entra in camera come onda di sovrapressione. I condotti che collegano l'iniettore al Rail sono corti, e l'onda viaggia in un liquido per cui si trasmette ad alta velocità.

Repentina chiusura ightarrow riflessione dell'onda ightarrow oscillazioni di pressione ightarrow alterazioni di m_b

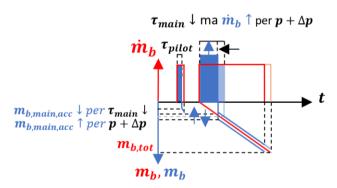
Preview: Per il controllo di m_b tramite il DT bisogna prima prevedere un'ottimizzazione della parte idraulica (lunghezza dei condotti Rail - iniettori).

Diagramma a cascata (waterfall) per un sistema di iniezione ottimizzato:



Quindi, a complicare ulteriormente le cose dobbiamo considerare che, per effetto dei fenomeni idraulici, possiamo avere delle conseguenze tali da vanificare quasi totalmente la funzione dell'iniezione pilota: fare da "apripista" per l'iniezione principale, riducendone l'ignition delay ($\tau_{main} \downarrow$) per ridurne l'accumulo.

Se l'onda di pressione arriva come onda di sovrappressione ($p + \Delta p$) all'inizio dell'iniezione Main, l'aumento di pressione ($p \uparrow$) comporta un aumento della portata iniettata ($\dot{m}_b \uparrow$); la riduzione dell'ignition delay dell'iniezione principale ($\tau_{main} \downarrow$), resa possibile tramite l'introduzione di un'iniezione Pilota per ridurre la quantità di combustibile che brucia tutta insieme, potrebbe essere vanificata dall'aumento di portata ($m_b \uparrow$) dettato dall'onda di sovrapressione ($p + \Delta p$).



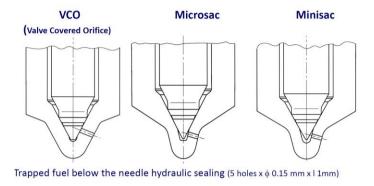
Per questo motivo è di fondamentale importanza controllare queste oscillazioni di pressione che possono essere indotte nel sistema dagli eventi di chiusura dell'iniettore.

[Domanda (14) per il Prof.: non ho capito se preferiamo avere in camera un'onda di sovrapressione con il rischio però che la riduzione dell'ignition delay ottenuta mediante l'introduzione di un'iniezione Pilota per ridurre l'accumulo sia vanificata dall'aumento della portata, oppure un'onda di depressione in camera che comporti una riduzione di \dot{m}_b durante l'iniezione Main. Devo forse ragionare pensando che non ci sia una soluzione ottimale se non associata a un'opportuna strategia?]

Geometria dei fori del polverizzatore

0,145mm³

La parte terminale dell'iniettore, detto **polverizzatore**, dove lo spillo va in battuta contro la sua sede, può essere realizzata in diversi modi in funzione della modalità con cui si vuole controllare l'efflusso del combustibile.



0,23mm³

Le soluzione oggi più utilizzate sono le configurazioni Microsac e Minisac.

(Oggigiorno, in realtà, vengono realizzate le Nanosac \sim 0. 1 $[mm^3]$).

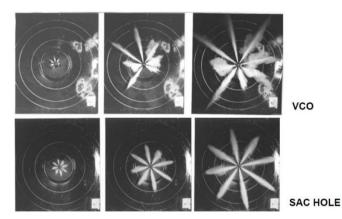
La superficie di tenuta è la superficie tra lo spillo e la sede a monte del foro. Tra Microsac e Minisac vi è una differenza di angolo di inclinazione della parte terminale dello spillo. Viene lasciata un piccola quantità di combustibile all'interno di un piccolo volume, la sacca, dell'ordine di pochi decimi di $[mm^3]$ per un motore automobilistico. Questo combustibile rappresenta un problema; non riesce a effluire attraverso il foro se non con velocità molto ridotte \rightarrow gocciolamento dal foro \rightarrow fonte di emissione di HC.

0,32mm³

Bisogna limitare il più possibile il volume della sacca.

Una soluzione che permette di ridurre veramente questo volume a una quantità minima e che permette di evitare che il combustibile intrappolato sia in comunicazione con la camera di combustione, è quella del cosiddetto VCO: Valve Covered Orifice: la superficie troncoconica dello spillo copre il foro d'efflusso: la sacca non è più in comunicazione con la camera di combustione. C'è però un problema: un minimo disallineamento dello spillo con l'asse dell'iniettore può provocare una notevole differenza nelle condizioni in cui vengono alimentati i diversi fori d'efflusso (qui ne viene rappresentato solo uno).

Negli altri casi, essendo tutti i fori collegati al pozzetto (sacca) vengono alimentati allo stesso modo.

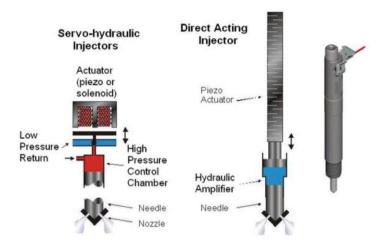


Riprese fotografiche "in bomba": effettuiamo le iniezioni un recipiente pressurizzato con delle finestre in quarzo per poter prendere, per diversi istanti, le immagini del getto.

Iniettore VCO: i getti che effluiscono dal polverizzatore presentano delle disomogeneità importanti. Per questo motivo la soluzione VCO è stata abbandonata.

Sistema di iniezione piezoelettrico direct-acting

L'utilizzo di un attuatore solenoidale non è l'unica soluzione possibile per il controllo degli iniettori Common Rail. Possiamo utilizzare anche iniettori di tipo piezoelettrico (soluzione più costosa) che utilizzano una particolare proprietà di materiali particolari.



Proprietà piezoelettrica: consiste nel dar luogo alla separazione di cariche elettriche ogni qualvolta il cristallo del materiale venga assoggettato a una sollecitazione meccanica e a una conseguente deformazione: la forma del reticolo cristallino è tale per cui la deformazione, che può essere la conseguenza di una sollecitazione meccanica di compressione, dà luogo alla separazione di cariche elettriche. Questa proprietà è quella che viene utilizzata nei trasduttori di pressione che si utilizzano per esempio all'interno della camera di combustione. In questa applicazione utilizziamo questo fenomeno al contrario: applicando una tensione elettrica al reticolo cristallino, questo si può deformare, dilatare o contrarre.

Si tratta di deformazioni dell'ordine della frazione di $[\mu m]$: quindi, con un unico cristallo non riusciremmo a produrre il sollevamento dello spillo. Andando a impilare in serie tanti cristalli - isolati da un punto di vista elettrico per evitare corto circuito - creando uno stack piezoelettrico in modo che le loro deformazioni si sommino, possiamo ottenere uno spostamento dello spillo dell'ordine di qualche $[\mu m]$ sufficiente per l'alzata dello spillo.

Utilizziamo cristallo di quarzo opportunatamente drogato con determinate impurità che vengono deliberatamente inserite all'interno del reticolo cristallino.

In questo modo possiamo by-passare tutta l'attuazione indiretta che abbiamo con un iniettore solenoidale tradizionale. L'iniettore piezoelettrico viene detto "direct-acting" proprio perchè lo stack piezoelettrico permette un'attuazione estremamente rapida \leftrightarrow no transitori elettro-idraulici \leftrightarrow no Dwell Time \leftrightarrow transitori di apertura e chiusura praticamente istantanei \leftrightarrow riusciamo a realizzare \dot{m}_b quasi a onda quadra.

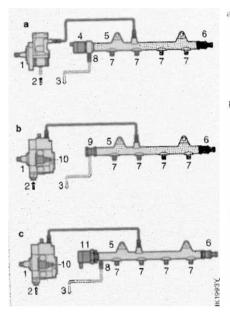
Per contro questo sistema ha un costo decisamente più elevato rispetto alla soluzione con iniettore solenoidale → soluzione in genere adottata solo per motori in cui si voglia garantire un controllo estremamente fine della portata iniettata.

Esiste una soluzione intermedia:

Abbiamo sempre una camera di controllo che effettua il sollevamento o la chiusura dello spillo venendo opportunamente pressurizzata o depressurizzata ma l'ancoretta non è più azionata da un solenoide ma viene azionata da uno **stack-piezo** ("piezo dei poveri"). In questo caso l'attuazione piezo non è in grado di annullare completamente i ritardi in apertura e chiusura.

Combinazione dei componenti – possibili architetture

Analizziamo 3 architetture diverse per il sistema Pompa – Common Rail – regolazione della pressione.



- Pressure control on the high-pressure side by means of pressure-control valve for passengercar applications
- Pressure control on the suction side with a metering unit flanged to the highpressure pump (for passenger cars and commercial vehicles)
- the suction side with a metering unit and additional control with a pressurecontrol valve (for passenger cars)
- 1 High-pressure pump
- 2 Fuel inlet
- 3 Fuel return
- 4 Pressure-control valve
- 5 Fuel rail
- 6 Rail-pressure sensor
- 7 Injector connection
- 8 Return fuel connection
- 9 Pressure-relief valve
- 10 Metering unit
- Pressure-control valve

a) La prima versione Common Rail prevedeva l'utilizzo di una pompa HP meccanica, non fasata con il processo di combustione. A un'estremità del rail troviamo un sensore di pressione (sulla destra), dall'altra una limitatrice di pressione (a sinistra) regolabile elettricamente: non ci affidiamo al moto di un otturatore controllato da una molla di contrasto: questo ci darebbe una pressione fissa; utilizziamo un otturatore per il quale la forza di contrasto può essere controllata dall'esterno \rightarrow controlliamo a piacimento p_{Rail} . La portata in eccesso viene fatta ricircolare nel serbatoio insieme alle back leaks che provengono dagli iniettori.

Questa soluzione ha il pregio di avere una notevole velocità di intervento. Immaginiamo di attuare una brusca manovra di rilascio: passiamo da una situazione a pieno carico ($p_{Rail,max}$) a una situazione a carico molto ridotto ($p_{Rail} \downarrow$): possiamo immediatamente aprire la limitatrice di pressione e fare defluire a scarico la portata in eccesso di combustibile e molto rapidamente convergere sul nuovo valore di pressione.

Dal punto di vista energetico questa soluzione è poco efficiente. Costringiamo la pompa HP a elaborare una portata in eccesso rispetto alle necessità del motore per poi laminarla (perdite energetiche; la potenza assorbita dalla pompa è data dal prodotto tra la portata in volume e la prevalenza).

b) Per limitare queste perdite energetiche, nella seconda versione Common Rail è stata introdotta una regolazione della pompa HP all'ammissione della pompa. La regolazione avviene andando sostanzialmente a laminare il fluido all'aspirazione della pompa: riduciamo la portata di fluido aspirata dalla pompa; questo modo riusciamo a controllare la pressione in modo più efficiente ($p_{Rail} = p_{Rail,min} = cost$) evitando che vi sia uno spreco dettato dall'elaborazione di una portata largamente superiore di quanto sia necessario. La limitatrice di pressione è più semplice rispetto al caso precedente in quanto ha solo una funzione di sicurezza.

c) Si tratta di una combinazione dei due schemi (a) e (b). in questo caso abbiamo sia una regolazione sulla pompa HP sia una regolazione sul Rail. Questa soluzione ha un costo maggiore ma tende ad avere i pregi di entrambe le soluzioni: notevole rapidità di intervento e ridotto consumo energetico grazie alla regolazione sulla pompa. Attualmente i sistemi sono tutti di questo tipo (c).

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Si trattano sempre di sistemi Torque-based (come abbiamo visto per i motori SI): non c'è un collegamento diretto tra il pedale dell'acceleratore e il sistema di iniezione; il segnale proveniente dal pedale dell'acceleratore viene inviato alla centralina elettronica, tradotto da questa in una richiesta di coppia e, in base delle condizioni di funzionamento del motore, regime e carico, la centralina effettua una conversione Torque-To-Fuel, ovvero converte la richiesta di coppia in una quantità di combustibile che deve essere iniettata.

Per quanto riguarda il controllo della quantità d'aria, mentre in un motore SI dobbiamo sempre associare al combustibile da iniettare una quantità d'aria in rapporto stechiometrico per garantire un'appropriata velocità di propagazione della fiamma e un'alta efficienza di abbattimento del catalizzatore a tre vie, nel caso di un motore CI la quantità d'aria aspirata non deve essere necessariamente in un rapporto predeterminato con la quantità di combustibile da introdurre: possiamo far variare il carico lasciando il motore libero di aspirare tutta l'aria che è capace di incamerare dosando il combustibile a seconda delle esigenze. Posto che dobbiamo lavorare con un rapporto A/F medio superiore al valore stechiometrico, possiamo comunque spaziare in un intervallo molto ampio che sarà molto vicino allo stechiometrico quando lavoriamo a pieno carico (cerchiamo di sfruttare tutta l'aria raccolta nel cilindro) e potrà essere 5, 6 volte superiore allo stechiometrico nel funzionamento a vuoto (quando il motore aspira tutta l'aria che è in grado di incamerare e limitiamo l'iniezione a una piccola quantità di combustibile).

Questo modo di funzionare che sarebbe di per sè, dal punto di vista del controllo, molto semplice (tant'è che fino prima dell'avvento dei sistemi Common Rail funzionavano con un sistema di controllo meccanico), è notevolmente complicato dal fatto che i motori CI, specialmente per la trazione pesante, sono sovralimentati per riuscire a raggiungere adeguati valori di potenza specifica. Quindi, il sistema viene complicato dalla necessità di controllare il sistema di sovralimentazione. Inoltre dobbiamo far fronte alla necessità di controllare le emissioni inquinanti senza purtroppo poter disporre di una soluzione come il catalizzatore a tre vie che risolva tutti i problemi e sia in grado di trattare simultaneamente tutte le emissioni gassose. Dato che il motore lavora sempre con eccesso d'aria rispetto alla quantità stechiometrica, abbiamo delle notevoli difficolta nel trattamento degli NOx. Quindi nei motori CI si utilizza, in tutte le applicazioni (automobilistiche), il ricircolo dei gas combusti, l'EGR: misceliamo all'aria comburente gas combusti dei cicli precedenti che si comportano come inerti e assorbono parte dell'energia delle reazioni di ossidazione del combustibile e contribuiscono quindi ad abbattere le temperature di picco; poichè l'ossidazione dell'azoto presente nell'aria comburente è un processo che avviene soltanto se le temperature superano una soglia critica, $T_{critica} = 1850 \, [K]$, riuscire ad abbattere anche di poche decine di gradi la temperatura di picco può significare riuscire ad abbattere in modo estremamente significativo le emissioni di NOx. Ricircolando i gas combusti a carico parziale per un 40% possiamo arrivare a un abbattimento degli NOx di un ordine di grandezza, quindi di un fattore 10, a monte dei dispositivi di post-trattamento. L'EGR, inoltre, si sposa molto bene con l'applicazione automobilistica e con il motore Diesel perchè: nell'applicazione automobilistica il funzionamento tipico è un funzionamento a carico parziale, generalmente anche a carico molto lontano dalla coppia massima erogabile, quindi normalmente facciamo funzionare il motore con un notevole eccesso d'aria rispetto alla quantità stechiometrica; possiamo quindi pensare di sostituire parte di questo eccesso d'aria con i gas combusti per abbattere gli NOx senza che il processo di combustione ne soffra particolarmente (senza criticità per carenza di ossigeno).

HP EGR

DC Electric motor + valvola; Attuatore di controllo by-pass per l'EGR; Attuatore di controllo del rack di VGT; Attuatore di controllo DTW: Diesel Throttle Valve

Obiettivo primario dell'EGR: contenere gli NOx a basso carico: $EGR \uparrow NOx \downarrow$ Dobbiamo fare però attenzione a non esagerare: $EGR \uparrow (poca\ aria)\ PM \uparrow$

Questo sistema è complicato dalla necessità di ricircolare i gas combusti. Il sistema HP EGR è detto in alta pressione perchè, in questo caso, i gas combusti vengono spillati dal collettore di scarico, a monte della turbina, e ricircolati nel collettore di aspirazione, a valle del compressore.

[Innanzitutto questo ci dà un'ulteriore prova della necessità di sfatare il mito che nei motori sovralimentati il ciclo di ricambio fluido da sempre un contributo positivo perchè la pressione di sovralimentazione è superiore alla pressione di scarico: questo nei sistemi a turbocompressore non è assolutamente vero nella maggior parte dei casi: dipende dai rendimenti della turbina e del compressore, dalle portate che devono elaborare le due macchine: in generale abbiamo sempre che la pressione di scarico è più alta alla pressione che abbiamo in aspirazione a valle del compressore → quindi, avremo sempre un gradiente di pressione positivo che spingerà i gas combusti dallo scarico all'aspirazione.]

Per controllare la portata di EGR vi è una valvola (EGR DC Electric motor) che permette di variare la sezione di passaggio. La valvola a farfalla (Attuatore DTV: Diesel Throttle Valve) presente all'aspirazione serve in alcuni casi per aumentare il gradiente di pressione (Δp ↑) tra scarico e aspirazione per aumentare la frazione di gas combusti ricircolati (EGR). Ci sono alcune condizioni, specialmente a basso carico e bassa velocità di rotazione, in cui le portate che circolano sono molto basse. Per ricircolare potremmo essere costretti ad aumentare artificialmente le perdite di carico all'aspirazione in modo da incrementare il Δp poichè, anche spalancando la valvola dell'EGR, potremmo non essere in grado di ricircola sufficiente portata.

Dobbiamo dosare con precisione la quantità di gas combusti ricircolata (EGR).

Se a basso carico possiamo ricircolare EGR per abbattere gli NOx senza particolari indicazioni, a mano a mano che si alza il carico, quindi quando aumenta la quantità iniettata e si riduce l'eccesso d'aria, andare a ridurre ulteriormente l'aria presente all'interno del cilindro introducendo gas combusti può essere pericoloso: la ridotta disponibilità di ossigeno può portare a un incremento delle emissioni di particolato (se c'è poca aria). Quindi la quantità di EGR dev'essere dosata attentamente; per far questo però la centralina non può disporre agevolmente di una misura diretta della quantità di EGR che stiamo ricircolando (mettere un sensore anemometrico non è generalmente possibile in quanto i gas combusti contengono impurità, sono ad elevata T,...) né possiamo affidarci alla misura della posizione della valvola che utilizziamo per controllare il circuito dell'EGR (si potrebbe pensare che se si misura il Δp , la velocità dei gas nel condotto e la sezione di passaggio lasciata libera dalla valvola, questo potrebbe permetterci di calcolare la portata; purtroppo non è così, sia perchè i Δp sono relativamente modesti, gli errori che potremmo avere sui sensori non ci consentirebbero di fare una misura accurata della velocità, sia perchè le tolleranze, il posizionamento e l'imbrattamento per i depositi carboniosi della valvola, non ci consentirebbero di fare una valutazione corretta della portata). Misuriamo la portata di EGR per via indiretta: utilizziamo, come sensore fondamentale, il misuratore della portata d'aria e, come attuatori, la valvola dell'EGR e l'attuatore di controllo del rack della turbina. Quando andiamo a variare la posizione del rack della turbina per inseguire un certo obiettivo in termini di sovralimentazione dobbiamo tener conto che se chiudiamo il rack della VGT andiamo ad aumentare la contropressione allo scarico (p_s \uparrow): l'azione sulla turbina ha un effetto anche sulla portata di EGR: sale la pressione allo scarico \rightarrow sale la pressione di sovralimentazione \rightarrow il Δp varia. Se non interveniamo in modo coordinato anche sulla valvola dell'EGR cambierebbe il tenore di EGR.

Quindi risulta evidente la necessità di un coordinamento tra gli interventi.

```
In atmosfera la CO_2 è circa 400 parti per milione. \frac{400}{1.000,000} = 0.0004\% dell'aria \rightarrow trascurabile.
```

Allo scarico: se $\lambda=1$; H/C=1.85 (come nel benzina) $\rightarrow \%CO_{2,exhaust}\cong 13.4\%$ ma $\lambda=1$ non si verifica nel motore Diesel: se $\lambda=2$; H/C=1.85 $\rightarrow \%CO_{2,exhaust}\cong 6.7\%$ (si dimezza).

Supponiamo di misurare allo scarico $\%CO_{2,exhaust}\cong 6\%$. Se misceliamo gas combusti e aria comburente in proporzione 50% e 50% all'aspirazione ci aspettiamo $\%CO_{2,intake}\cong 3\%$. Quindi, utilizzando in laboratorio due sonde di prelievo, analizziamo i gas, otteniamo un'indicazione della % di EGR ricircolata all'aspirazione.

Purtroppo su vettura non vengono installati questi sensori sulla CO_2 . Per cui dobbiamo ricorrere a una misura indiretta della CO_2 : fatta la misura in laboratorio, rileviamo la portata d'aria aspirata in tutte le condizioni con diverse % di EGR \rightarrow queste portate (\dot{m}_a) d'aria associate a diverse % di EGR diventano il nuovo obiettivo \leftrightarrow controllando con il debimetro \dot{m}_a controlliamo la % di EGR ricircolata.

(*) Se il sistema di controllo rileva una portata d'aria inferiore a quella che abbiamo misurato in laboratorio e che è stata memorizzata all'interno della centralina significa che sono stati ricircolati troppi gas combusti: la centralina entra in una mappa con la velocità di rotazione e il carico, quindi la pme; per ogni punto ha un obiettivo in termini di portata d'aria ($\dot{m}_{a,target}$). Se la portata d'aria misurata è inferiore a quella obiettivo la centralina comanda la chiusura della valvola EGR fintanto non verrà raggiunto l'obiettivo.

```
\dot{m}_{a,misurata} < \dot{m}_{a,target} \leftrightarrow EGR > EGR_{target} \rightarrow chiusura \ valvola \ EGR \ \dot{m}_{a,misurata} > \dot{m}_{a,target} \leftrightarrow EGR < EGR_{target} \rightarrow apertura \ valvola \ EGR
```

Ma come risaliamo alla portata di EGR (\dot{m}_{EGR})?

Viene misurata la portata d'aria ($\dot{m}_{a,misurata}$) con il debimetro; la centralina calcola la portata totale aspirata dal motore ($\dot{m}_{tot,ricavata}$) utilizzando i valori di p e T misurati nel collettore di aspirazione e facendo riferimento ai valori tabulati di λ_{v} , per poi sottrarre a questa portata totale la portata d'aria misurata.

```
\dot{m}_{EGR} = \dot{m}_{tot,ricavata} - \dot{m}_{a,misurata}
```

Resta da chiarire come si possa avere un coordinamento tra le due catene di controllo.

La soluzione più semplice che si può adottare è l'assegnazione di priorità diverse ai due controlli a seconda della zona di funzionamento del motore:

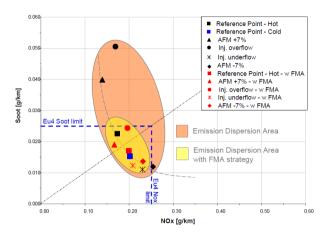
Ai bassi carichi, per esempio 2 [bar] di pme, la priorità va data al controllo emissioni: quindi, l'ultima parola spetterà sempre al controllo per l'EGR.

Agli alti carichi la priorità è la p_{sovr} : La centralina agisce sulla VGT, intervenendo sul rack, per raggiungere un determinato livello di sovrapressione (boost); l'EGR è interrotto, p_{sovr} \uparrow .

[Domanda (15) per il Prof.: è corretto il seguente ragionamento? Se passiamo da un alto carico a un basso carico, la centralina risente la necessità di aumentare la % di EGR; allora, apre (*) la valvola EGR - se necessario chiude la valvola a farfalla (Attuatore DTV: Diesel Throttle Valve) presente all'aspirazione per aumentare il gradiente di pressione (Δp 1) tra scarico e aspirazione (più velocemente?) - e comanda una diminuzione della pressione di sovralimentazione per limitare la portata d'aria; dopodiché se il carico aumenta, chiude (*) la valvola EGR - se necessario apre la valvola a farfalla (Attuatore DTV: Diesel Throttle Valve) presente all'aspirazione per aumentare la portata d'aria (più velocemente?) - e aumenta la p_{sovr} facendo raccogliere più lavoro alla turbina per accelerare il compressore.]

```
pme \downarrow : \dot{m}_{a,misurata} > \dot{m}_{a,target} \leftrightarrow EGR < EGR_{target} \rightarrow \begin{array}{l} apertura\ valvola\ EGR \rightarrow \dot{m}_{EGR} \uparrow \\ \dot{m}_{EGR} \uparrow = \dot{m}_{tot,calcolata}(\sim cost) - \dot{m}_{a,misurata} \downarrow \end{array}
```

Le scelte in termini di parametri di calibrazione, ad esempio in termini di scelta dei valori di EGR rate da adottare, dovranno essere sempre delle scelte di compromesso tra esigenze differenti: da un lato, se aumentiamo l'EGR, abbattiamo le temperature di picco e quindi gli NOx, ma dall'altro lato, aumentando l'EGR, riduciamo la disponibilità di ossigeno e quindi rendiamo più probabile la possibilità che parte del combustibile iniettato non riesca a trovare l'ossigeno per completare l'ossidazione comportando emissioni di PM, o della sua aliquota carboniosa nota con il nome di "soot". Per trovare un compromesso utilizziamo i diagrammi di Trade-Off.



Per un determinato punto motore, per esempio 2000 [rpm] x 5 [bar], sono riportate le emissioni specifiche di NOx [g/kWh] o [g/km] e le emissioni specifiche di Soot [g/kWh]. I livelli di emissioni tendono a disporsi su un ramo di iperbole equilatera. Se incrementiamo il quantitativo di gas ricircolati ($EGR\ rate\ \uparrow$) percorriamo il ramo da destra verso sinistra $(\lambda\ \downarrow)$: gli ossidi di azoto si riducono $(NOx\ \downarrow)$ e il particolato aumenta $(Soot\ \uparrow)$.

Questo diagramma è disponibile per tutti i punti di funzionamento della mappa motore. I limiti fanno riferimento all'Euro4 perchè a questo livello si potevano rispettare i limiti senza ricorrere a sistemi after treatment né per gli NOx né per il soot.

Scegliendo di calibrare i punti di funzionamento con diversi rate di EGR, per ciascun punto ci muoviamo sul ramo di iperbole tratteggiato. Supponiamo di scegliere come strategia il punto rappresentato dal quadrato rosso; se il misuratore di portata d'aria (debimetro) che utilizziamo per il controllo dell'EGR è starato o ha una deviazione rispetto al suo funzionamento nominale dell'ordine del 7%,e quindi misura, per esempio, il 7% in più della portata d'aria effettiva, significa che in realtà il motore aspira il 7% in meno di aria, quindi con un EGR più elevato del previsto $\rightarrow NOx \downarrow Soot \uparrow > Soot_{limit}$. Lo stesso discorso vale per l'iniettore: se è affetto da errori possiamo avere uno scostamento dal punto teorizzato.

Se teniamo conto di tutto quello che può andare storto per una progressiva deriva di sensori e attuatori durante la vita del motore, le emissioni vengono a cadere su una zona del diagramma di Trade Off purtroppo molto più ampia rispetto alla zona relativamente ristretta dove dovremmo rimanere rispetto al punto nominale di calibrazione per non sforare i limiti.

Possiamo intervenire con un controllo FMA (Fuel Mean Quantity Adaptation): si tratta di un adattamento della quantità di combustibile iniettato per mantenere il λ al livello corrispondente a quanto previsto in sede di progetto. Sostanzialmente viene utilizzata una sonda Lambda (λ) per andare a correggere la quantità iniettata in modo da mantenere il λ a livello di progetto compensando per eventuali errori o derive da parte di sensori, come il debimetro, o attuatori, come l'iniettore. Questo ci permette di restringere la variazione, che rimarrà comunque presente ma limitata, per rimanere all'interno dei limiti previsti dalla normativa.

- Rapporto Aria/Fuel

Nota la composizione chimica dell'aria:

$$O_2 \frac{21\% \ vol.}{23.2\% \ mass.} N_2 \frac{79\% \ vol.}{76.8\% \ mass.}$$

Nota la composizione chimica del combustibile, il rapporto A/F_{st} può essere determinato agevolmente. H/C=1.85 sia per benzine che gasoli.

$$C_x H_y + \left(O_2 + \frac{79}{21}N_2\right) \rightarrow CO_2 + H_2O + N_2$$

Bilanciando questa reazione, tenendo conto dei pesi molecolari di C, H, O, N, si può calcolare A/F_{st} in massa:

In particolare, per miscele di idrocarburi di composizione $C_x H_y$ (H/C = 1.85) risulta:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = \frac{\left(1 + 0.25\frac{y}{x}\right)(32 + 3.773 \cdot 28.16)}{12.011 + 1.008\frac{y}{x}} = 14.57 \cong 14.6$$

Sono necessari 14.6 [kg] di aria per bruciare 1 [kg] di combustibile.

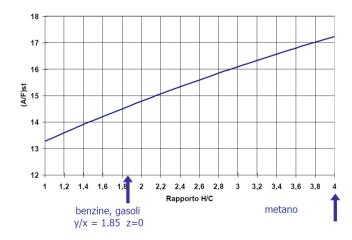
Per combustibili ossigenati di composizione generica $C_x H_y O_z$ (etanolo $C_2 H_5 OH$) risulta:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = \frac{\left(1 + 0.25\frac{y}{x} - 0.5\frac{z}{x}\right)(32 + 3.773 \cdot 28.16)}{12.011 + 1.008\frac{y}{x} + 16\frac{z}{x}}$$

In alternativa, nel caso in cui sia nota la composizione percentuale massica del combustibile, risulta, con riferimento alle % in massa di C, H, O e S:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{sf} = \frac{32}{23.2} \left[\frac{C}{12.011} + \frac{H}{(4 \cdot 1.008)} + \frac{S}{32.065} - \frac{O}{32} \right]$$

Per un combustibile avente formula chimica $C_x H_y$:



Benzina
$$\frac{H}{Gasolio} = 1.85 \rightarrow \left(\frac{A}{F}\right)_{st} \cong 14.6$$

Metano
$$\frac{H}{C} = 4 \rightarrow \left(\frac{A}{F}\right)_{st} \cong 17.2$$

Anzichè far riferimento al rapporto A/F_{st} è senz'altro più sensato utilizzare la dosatura relativa (λ):

$$\lambda = \frac{A/F}{A/F_{st}} = \frac{F_{st}}{F} \; ; \; \; \varphi = \lambda^{-1} = \frac{F}{F_{st}} \quad \begin{array}{l} \lambda < 1 \text{: miscela ricca} \leftrightarrow \varphi > 1 \text{(eccesso di combustibile)} \\ \lambda = 1 \text{: miscela stechiometrica} \leftrightarrow \varphi = 1 \\ \lambda > 1 \text{: miscela povera} \leftrightarrow \varphi < 1 \text{(carenza di combustibile)} \end{array}$$

Spesso nella letteratura anglosassone viene preferita alla dosatura (A/F) il rapporto inverso (F/A) e alla dosatura relativa (λ) il rapporto di equivalenza (ϕ).

- Richiami di cinetica chimica

Facciamo riferimento a una reazione tra le **molecole** di **due reagenti** (a) e (b) per dal luogo alle **molecole** dei **prodotti** (c) e (d). Non avviene mai un'unica reazione; per esempio, non succede mai che la molecola CH_4 reagisca con l'ossigeno O_2 per dar luogo a CO_2 e H_2O in un'unica reazione: la **reazione** avviene **sempre** attraverso una serie di reazioni intermedie.

$$M_a + M_b = M_c + M_d$$

Prendiamo a riferimento la reazione di ossidazione dell'azoto (effetto collaterale processo di combustione):

$$O + N_2 \rightarrow NO + N$$

Una molecola di azoto (N_2) urta un atomo di ossigeno (O); se l'urto è sufficientemente intenso, ovvero se le due molecole di reagenti hanno un'energia cinetica sufficientemente elevate e quindi si trovano a T sufficientemente alta, l'urto può portare a una rottura del legame tra i due atomi di azoto e alla formazione di un legame tra azoto e ossigeno, il monossido di azoto (NO) e alla liberazione di un atomo di azoto (NO).

Possiamo definire la velocità con cui prosegue la reazione chimica:

$$R^{+} = -\frac{d[M_a]^{+}}{dt} = \frac{d[M_c]^{+}}{dt} = k^{+}[M_a][M_b] \quad reazione \ diretta$$

$$R^{-} = -\frac{d[M_c]^{-}}{dt} = \frac{d[M_a]^{+}}{dt} = k^{-}[M_c][M_d] \quad reazione \ inversa$$

Reazione diretta: la velocità di propagazione è proporzionale al prodotto delle concentrazioni dei reagenti ciascuno elevato al suo coefficiente stechiometrico, attraverso il coefficiente k.

Possiamo definire la velocità netta come la differenza tra la velocità di reazione diretta e la velocità di reazione inversa. La produzione netta di NO, per esempio, sarà il risultato della differenza di quanto NO produciamo e quanto NO successivamente si dissocia.

$$R^{+} - R^{-} = \frac{d[M_c]^{+}}{dt} + \frac{d[M_c]^{-}}{dt} = -\frac{d[M_a]^{+}}{dt} - \frac{d[M_a]^{+}}{dt} = k^{+}[M_a][M_b] - k^{-}[M_c][M_d]$$

Il coefficiente k è ricavato da una legge di tipo Arrhenius:

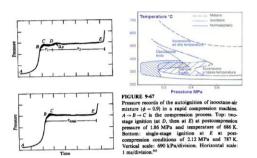
$$k = A \cdot exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right)$$

A: fattore di proporzionalità (costante) | T: temperatura alla quale si trovano i reagenti E_A : energia di attivazione della reazione | R: costante dei gas

 $\left(-\frac{E_A}{RT}\right)$: fattore di Boltzmann: rappresenta la frazione tra tutte le collisioni, che avvengono nella miscela di gas contenente i reagenti, che hanno un'energia più grande dell'energia di attivazione (E_A) . L'energia di attivazione (E_A) rappresenta in sostanza una misura dell'intensità del legame tra le molecole dei reagenti; ci dice quanto deve essere intenso l'urto tra le molecole dei reagenti perchè sia in grado di rompere il legame. Più è alta l'energia di attivazione $(E_A \uparrow)$ più il legame tra gli atomi all'interno della molecola di un reagente è saldo e più forte dovrà essere l'intensità dell'urto $(T \uparrow)$ per rompere questo legame e portare alla formazione di una nuova molecola. L'energia di attivazione della molecola di azoto $(E_{A,N_2} \uparrow)$ (lo N_2 è molto stabile) è molto elevata; per cui serve una T elevata $(T \uparrow)$ perchè si possa rompere per portare alla formazione di monossido di azoto. Quindi vi è una temperatura di soglia perchè si possa superare la barriera energetica. Una volta superata la temperatura di soglia, anche piccoli incrementi di T danno subito un notevole incremento della velocità di reazione. Questo è il motivo per cui può essere sufficiente abbattere di poche decine di gradi la temperatura di picco per riuscire a ridurre notevolmente la velocità di reazione degli NOx e di conseguenza le concentrazioni di NOx allo scarico.

Ipotizziamo quindi una cumulabilità e una linearità col tempo delle reazioni di formazione dei **composti intermedi** che precedono le ultime tappe fortemente esotermiche del processo di ossidazione.

Nota: l'ignition delay (τ) di cui parliamo nel processo di combustione dei motori diesel non ha nulla a che vedere con questo τ in quanto comprende fenomeni fisici. L'ignition delay di cui stiamo parlando è esclusivamente chimico e si riferisce al tempo necessario perchè avvengano queste reazioni preliminari.



Si tratta di tracciati reali (non una schematizzazione) dei tempi misurati in una macchina di compressione rapida con una miscela di isottano + aria leggermente povera ($\lambda=1.1\leftrightarrow \phi=0.9$). Nel diagramma inferiore abbiamo ben evidente l'ignition delay (τ) tra l'istante di fine compressione (C) e l'istante di accensione di miscela (E). Il tempo di induzione risulta: $\tau\approx 5$ [ms].

Nel diagramma superiore distinguiamo una prima fase (B \rightarrow D) a cui corrisponde un primo ignition delay (τ_1), seguita da un aumento di pressione (Δp), e una seconda fase (D \rightarrow E) a cui corrisponde un secondo ignition delay (τ_2). Il Δp è accompagnato da un'emissione luminosa con fiamme blu/azzurre (fiamme fredde: esotermia modesta; accensione in più stadi: diverse reazioni i).

Costruiamo un diagramma con curve iso-ritardo andando a riportare per ciascun valore di temperatura (T_i) e pressione (p_i) di fine di compressione, il corrispondente valore dell'ignition delay (τ_i). Possiamo farlo su un diagramma 3D (un asse per la p, un asse per la T e un asse per τ); riconduciamo il diagramma 3D a un diagramma 2D andando a tracciare delle curve iso-ritardo (τ_i) (rami di iperbole).

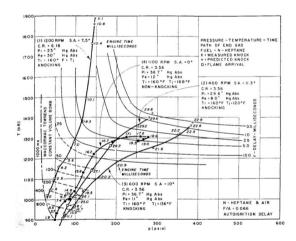


Diagramma reale: miscela di **normal-eptano** (C_7H_{16}) (catena dritta e lineare) + **aria**. F/A = 0.066 \leftrightarrow A/F = 15.1 Consideriamo la miscela stechiometrica ($\lambda = 1$) compressa in una macchina a compressione rapida.

La catena lunga e flessibile del N-eptano (C_7H_{16}) consente alle pre-reazioni di svilupparsi con una notevole rapidità. La catena perde un atomo di idrogeno (H); un atomo di ossigeno (O) lo sostituisce, rimanendo con una valenza libera (-); questa valenza libera può essere saturata andando a sostituire un altro atomo di idrogeno (H) all'interno della molecola, attraverso un processo di idro-perossidazione (formazione di perossidi) interno alla molecola \rightarrow accelerazione delle pre-reazioni (non è necessario attendere un ulteriore urto; procediamo di uno step rimanendo all'interno della stessa molecola): elevata flessibilità \leftrightarrow reattività. Questo è il motivo per il quale i τ_i per questo combustibile sono molto contenuti.

La hp di cumulabilità è rispettata se non si verificano (e di solito si realizzano se abbiamo dei range di T molto ampi) binari morti di reazioni che portino alla formazione di prodotti intermedi che non siano poi utili per il progredire delle reazioni. Questa hp è rispettata perchè il campo di T è relativamente contenuto. La hp di linearità (ciascun stazionamento consuma una porzione di vita) è rispettata se consideriamo Δt_i sufficientemente piccoli.

Possiamo rilevare questi diagrammi nelle macchine a combustione rapida per un certo numero di combustibili rappresentativi di quelli utilizzati nei motori ICE. Possiamo farlo per esempio per l'isoottano.

Isoottano (C_8H_{18}) = 2,2,4-trimetilpentano si tratta di un isomero dell'ottano. Al centro vi è una molecola di pentano a cui sono collegati due gruppi metile (CH_3) sul secondo atomo di C e un terzo gruppo metile (CH_3) sul quarto atomo di C. È una molecola decisamente **più rigida** rispetto al normal-eptano (C_7H_{16}): è più difficile che si possano realizzare la formazione di perossidi all'interno della molecola (possibile solo se la molecola è lunga e flessibile).

Questi diagrammi valgono per un determinato combustibile ma anche per un determinato rapporto combustibile - comburente, quindi, per una determinata dosatura; dovremmo ripetere il rilievo dei diagrammi molte volte. Generalmente ci limitiamo a indagare il comportamento delle miscele con dosature stechiometriche.

Resta il problema che questo tipo di approccio basato sulle mappe può essere utile dal punto di vista didattico per capire quali sono le hp che dobbiamo fare per poter applicare questa metodologia e i meccanismi del processo di combustione, ma è difficilmente applicabile nella pratica.

Più recentemente, a partire dagli anni '70, sono state introdotte delle relazioni analitiche che consentono di interpolare i diagrammi precedenti per quanto riguarda la dipendenza dell'ignition delay dalle p e T a cui si trova esposta la miscela. Queste relazioni hanno sempre una formulazione che ricorda quella della legge di Arrhenius. Tra queste relazioni una delle più note è quella che è stata proposta da una coppia di ricercatori francesi dell'IFP (Institut Francais du Petrole), Douaud e Eyzat, in cui il tempo di induzione (τ) è proporzionale alla pressione (p) e alla temperatura (T) a cui è esposta la miscela, tramite una costante (A) che dipende dalla tipologia di combustibile (in termini di struttura). Viene tutt'oggi ampiamente utilizzata.

$$\tau = A \cdot p^{-n} \exp\left(\frac{B}{T}\right)$$

I termini A, B e n possono essere esplicitati nel seguente modo:

$$A = 17.68 \left(\frac{\mathbf{O}N}{100}\right)^{3.402} B = 3800 \quad n = 1.7$$

Viene esplicitato il numero di ottano (ON); si tratta di una misura della resistenza della benzina alla detonazione; viene determinato per confronto tra il comportamento della benzina per quanto riguarda la detonazione e il comportamento di combustibili di riferimento, tra cui appunto l'isottano. Si dice che una benzina ha numero di ottano pari a cento (ON = 100) quando si comporta come una miscela costituita al 100% da isoottano. Supponendo di avere una miscela con ON = 100, a fine compressione (per $\varepsilon = 10$):

$$P_{2} = 20$$
 bar $P_{2} = 700 \text{ K}$

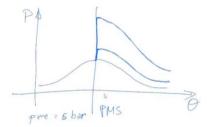
benson $P_{2} = 700 \text{ K}$
 $P_{2} = 700 \text{ K}$

È più importante la **T** rispetto alla p nel determinare il tempo di ritardo (il termine esponenziale ne risalta gli effetti).

In questo modo, tramite una relazione analitica, possiamo valutare se la miscela in determinate condizioni possa arrivare all'autoaccensione oppure no.

sarebbe estremamente difficile da controllare: basterebbe una variazione delle condizioni ambiente ($T_a \uparrow \downarrow$) per aspirare, per esempio, aria più fredda perchè poi si abbassino tutte le T durante la fase di compressione, diminuisca la reattività della miscela: la miscela si autoaccende ancora una volta in ritardo.

- Variazioni nelle caratteristiche del combustibile ($\tau \uparrow \downarrow$) o del motore ($\epsilon \uparrow \downarrow$) possono portare ad accensioni in istanti inopportuni. Potremmo avere un combustibile con un mix di idrocarburi leggermente diverso con una reattività, per esempio più alta.
- La combustione repentina isocora al PMS comporta un aumento a gradino della pressione \rightarrow vibrazioni \rightarrow rumore intenso. Quindi, anche nel caso in cui riuscissimo a superare gli inconvenienti precedenti, avremmo delle limitazioni: potremmo realizzare un sistema di questo tipo ma soltanto se l'incremento di pressione è relativamente contenuto; il chè vuol dire se liberiamo relativamente poca energia, il chè vuol dire se bruciamo relativamente poco combustibile, ovvero se facciamo funzionare il motore con una miscela con una dosatura molto elevata (λ ↑): molta aria, poco combustibile \rightarrow liberiamo poca energia \rightarrow Δp contenuto.



Di fatto vedremo che questa tipologia di processo di combustione è talmente allettante dal punto di vista dei vantaggi in termini di rendimenti, ridotti emissioni inquinanti che ci si è sforzati in tutti i modi negli ultimi decenni per avvicinarsi il più possibile a questo processo ma che generalmente si è tutt'oggi limitato a livelli di carico del motore che difficilmente possano superare i 5 [bar] di pme.

Adeguamento del motore a diverse condizioni di funzionamento: reattività $\uparrow\downarrow$ oppure $\varepsilon\uparrow\downarrow$

Come possiamo superare gli inconvenienti (per realizzare comunque un motore con $pme \le 5 [bar]$)?

Facciamo (1) variare la reattività della miscela o (2) il rapporto di compressione ($\varepsilon \uparrow \downarrow$) in modo da adeguare il processo con diversi carichi ($pme \uparrow \downarrow$) e con diverse velocità di rotazione ($n \uparrow \downarrow$) ?

(1) Per variare la reattività della miscela:

- **1.1** Possiamo giocare sulla composizione della miscela A/F $\leftrightarrow \lambda \uparrow \downarrow$: più ci allontaniamo dallo stechiometrico meno reattiva risulta la miscela;
- **1.2** Possiamo miscelare combustibile e comburente con gas combusti ricircolati: EGR ↑↓. In questo caso utilizziamo l'EGR non per abbattere gli NOx (questo sarà poi un effetto collaterale che non ci dispiacerà). Gli inerti miscelati ai reagenti ci permettono di alterare la reattività della miscela.

(2) Per variare il rapporto di compressione:

- **2.1** Possiamo far variare il **rapporto di compressione effettivo** rispetto a quello geometrico $\varepsilon_{eff} \uparrow \downarrow$ and and o per esempio a **ritardare l'IVC**.
- **2.1** Possiamo far variare il rapporto di compressione geometrico $\varepsilon_{aeom} \uparrow \downarrow$

Tramite questi interventi si sono riusciti a realizzare dei processi di combustione che si avvicinano molto a questo processo di combustione ideale ("Sacro Graal" negli ultimi decenni per i motoristi). Nonostante le difficoltà esaminate, sono quindi allo studio motori basati su questa logica di funzionamento, detti HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) o CAI (Controlled Auto Ignition) che appaiono particolarmente promettenti per gli elevati rendimenti e le ridotte emissioni. Riusciamo a realizzare l'accensione spontanea per compressione di una carica omogenea.

4.2 Combustione nei motori SI

- Introduzione
- Velocità di propagazione del fronte di fiamma
- Moto turbolento della carica

Velocità istantanea = media d'insieme + componente turbolenta

Moti organizzati della carica

Influenza dell'anticipo della IVC

Frazione in massa di carica bruciata (x_h)

- Processo di combustione normale

Le 3 fasi del processo di combustione

Fasatura

Dispersione ciclica - LES: Large Eddy Simulation

- Anomalie di combustione

Misfire

Detonazione

- Diagnostica della detonazione: metodi accelerometrici

Introduzione: sensori accelerometrici vs trasduttori di pressione

Indici di intensità di detonazione

- 1) Analisi preliminare delle frequenze di risonanza e dei disturbi
- 2) Analisi dei valori medi delle intensità di detonazione
- 3) Analisi delle distribuzioni in frequenza delle intensità di detonazione
- 4) Analisi della correlazione tra gli indici basati sul segnale di pressione e gli indici sul segnale accelerometrico
- Caratteristiche dei combustibili

Introduzione – ON (Octane Number)

Metodo Research → RON

Metodo Motor → MON

Caratteristiche delle benzine tipiche

- Parametri geometrici, parametri operativi, condizioni ambientali ightarrow detonazione

Parametri geometrici

Parametri operativi

Condizioni ambientali

Con $\sim 20~[bar] \sim 700~[K] con~\varepsilon = 10~la~velocità~laminare~(v_L)~tende~a~raddoppiare~rispetto~ai~valori~riportati~nel~diagramma. Rimane comunque una velocità~insufficiente. <math>x_{burn}~$ è la frazione di gas combusti~intrappolati~nello spazio morto e poi miscelati con la carica fresca: sono degli inerti diluenti, quindi, diminuiscono il valore della velocità laminare di fiamma \leftrightarrow rallentano le reazioni. Si tratta comunque di una quantità molto limitata (non incide in misura significativa).

Cerchiamo di capire il perchè di questa dipendenza dalla p_x e dalla T_x ; perchè, ad esempio, il fronte di fiamma tende a propagarsi più lentamente ($v_L \downarrow$) se abbiamo valori di pressione più elevati ($p_x \uparrow$).

Il fronte di fiamma si porta a $\sim 2000~[K]$, quale la temperatura che abbiamo nei gas combusti (T_{burn}), e si propaga per scambio termico convettivo con lo strato di miscela adiacente; di fronte a sé trova uno strato di miscela che si trova a T decisamente più basse: all'inizio dei processo: $T_{unburn} \sim 700 \div 800~[K]$. Il flusso termico convettivo può essere espresso come:

$$\dot{Q} = h \cdot S \cdot (T_{burn} - T_{unburn})$$

Se la pressione nella camera aumenta (p_{unburn} \uparrow), la carica fresca risulta più densa (ρ \uparrow): lo strato di miscela adiacente al fronte di fiamma deve ricevere una maggior quantità di calore (\dot{Q} \uparrow) per raggiungere la temperatura a cui le reazioni di combustione si avviano per procedere spontaneamente.

Se sale la temperatura della miscela sale ($T_{unburn} \uparrow$), la carica fresca risulta meno densa ($\rho \downarrow$): è sufficiente una quantità di calore inferiore ($\dot{Q} \downarrow$) per raggiungere la temperatura necessaria perchè la carica si accenda.

$$\begin{array}{l} p_{unburn} \uparrow (\rho \uparrow => \dot{Q}_{nec} \uparrow) : v_L \downarrow \\ T_{unburn} \uparrow (\rho \downarrow => \dot{Q}_{nec} \downarrow) : v_L \uparrow \end{array}$$

L'effetto che permette al fronte di fiamma di recuperare i due ordini di grandezza mancanti ($[cm/s] \rightarrow [m/s]$) e soprattutto di essere in grado di adeguarsi alle diverse velocità di rotazione ($n \uparrow \downarrow$) è dato dalla turbolenza. Non abbiamo la propagazione di un fronte di fiamma all'interno di una miscela quiescente ma all'interno di una miscela in cui sono presenti dei moti turbolenti che sono il risultato del processo di aspirazione durante il quale la carica fresca entra all'interno del cilindro con velocità attraverso il meato valvola dell'ordine del centinaio di [cm/s], dopodiché viene rallentata bruscamente dissipando tutta l'energia cinetica: i moti turbolenti agitano la carica e provocano un corrugamento del fronte di fiamma.

Il fronte di fiamma viene pertanto ad essere deformato e "stirato" dai moti turbolenti, assumendo la forma di una sottile lamina corrugata e ripiegata su sé stessa più volte, con una geometria di tipo frattale.

Ciò provoca un incremento della velocità di propagazione della combustione ($v \uparrow \uparrow v_L \rightarrow v_T [m/s]$).

Secondo un primo modello proposto da Damkohler (1940) tale incremento, essenzialmente attribuibile all'aumento della superficie di separazione ($S \uparrow$) tra gas combusti e carica fresca, può essere espresso come:

$$v_T = v_L \cdot (S_T/S_L)$$

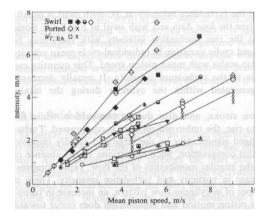
 S_T : Area effettiva corrugata (moto turbolento \rightarrow comb. turb.); S_L : Area piana (miscela quiescente \rightarrow comb. lam.);

inoltre, secondo Damkohler:

 $(S_T/S_L) \propto u'$: intensita' della turbolenza:

 $u' \propto v_p : velocita' media dello stantuffo$

$$v_p \uparrow u' \uparrow (S_T/S_L) \uparrow v_T \uparrow \leftrightarrow v_T \propto v_p$$



- Moto turbolento della carica

Velocità istantanea = media d'insieme + componente turbolenta | Influenza dell'anticipo della IVC Moti organizzati della carica | Frazione in massa di carica bruciata (x_b)

Velocità istantanea = media d'insieme + componente turbolenta

Moto all'interno di un condotto (quasi-stazionario): la velocità del fluido è funzione della posizione del punto considerato, quindi della coordinata in linea d'asse, e del tempo (v = v(x, t)); non vi sono variazioni significative lungo la direzione trasversale (\sim moto uniforme). La velocità subisce delle fluttuazioni rispetto al suo valore medio, ma quest'ultimo si manterrà costante nel tempo \leftrightarrow il valor medio è stazionario.

Il valore medio di una qualsiasi grandezza (G(t)) in condizioni di moto turbolento stazionario è dato da:

$$\overline{G} = \lim_{T \to \infty} \left[\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0 + T} G(t) dt \right]$$

Abbiamo dunque un valor medio costante a cui si sovrappone una componente variabile nel tempo rappresentata dalla fluttuazione della velocità causata dai moti turbolenti. Il valore istantaneo (G(t)) è dato:

$$G(t) = \overline{G} + g(t)$$

 \bar{G} definisce la stazionarietà del moto; g(t) definisce le fluttuazioni nel tempo \rightarrow moto quasi-stazionario

Moto turbolento quasi-periodico: nel caso di un motore la situazione è più complessa: il moto (principale) della corrente non è stazionario ma periodico nel tempo: a causa del succedersi delle fasi di aspirazione, compressione, combustione e espansione, la velocità del fluido nel punto considerato (x) varia nel tempo (θ) e gli effetti dell'agitazione turbolenta ($g(\theta, i)$) si sovrappongono agli effetti di una variazione del flusso di tipo periodico ($\overline{G}^I(\theta)$) qual è il funzionamento del motore.

Se si dispone di rilievi della grandezza G effettuati su di un numero di cicli N abbastanza elevato, ritenendo il flusso quasi-periodico, si può pensare di esprimere il valore istantaneo ($G(\theta, i)$), relativo a un particolare valore dell'angolo di manovella θ e all'i-esimo ciclo motore, come somma di due termini.

$$G(\theta, i) = \overline{G}^{I}(\theta) + g(\theta, i)$$
 valore istantaneo (in un punto x)

 θ definisce la periodicità; i definisce le variazione nei cicli \rightarrow moto guasi-periodico

Il primo rappresenta la media d'insieme ($\overline{G}^{I}(\theta)$) della grandezza G, effettuata su di un elevato numero di cicli (i) consecutivi (le condizioni di funzionamento sono mantenute fisse e stabili), a $\theta = cost$, definita da:

$$\overline{G}^{I}(\theta) = \lim_{N \to \infty} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} G(\theta, i) \right] \quad media \ di \ insieme \ (in \ un \ punto \ x)$$

Elaborando i rilievi istantanei ($U(\theta, i)$) relativi a 100 cicli consecutivi, si è ricavata la media d'insieme ($\overline{U}^I(\theta)$) della velocità durante il ciclo. Ad essa è stata riferita la componente turbolenta ($u'(\theta) = u(\theta, i)$), "intensità (assoluta) di turbolenza", espressa tramite il valore dello scarto quadratico medio, definito come segue.

$$U(\theta, i) = \overline{U}^I(\theta) + u(\theta, i) = \overline{U}^I(\theta) + u'(\theta)$$
 valore istantaneo della velocita (in un punto x)

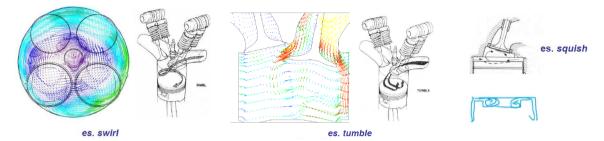
$$\overline{U}^{I}(\theta) = \lim_{N \to \infty} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} U(\theta, i) \right] \quad media \, di \, insieme \, della \, velocita \, (in \, un \, punto \, x)$$

$$u'(\theta) = u(\theta, i) = \lim_{N \to \infty} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} u^2(\theta, i)} = \lim_{N \to \infty} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} [U(\theta, i) - \overline{U}^I(\theta)]} \quad componente \ turbolenta$$

Moti organizzati della carica

Cerchiamo ora di capire quale sia l'influenza della **geometria dei condotti di aspirazione** e **della camera** sulla **turbolenza**. Queste geometrie inducono lo sviluppo di **moti organizzati** della carica.

La carica all'interno del cilindro si trova generalmente allo scoccare della scintilla in condizioni di moto turbolento, in conseguenza dei moti vorticosi indotti dal processo di aspirazione (es. Swirl, Tumble) o causati dalla geometria dello stantuffo e della testa durante la corsa di compressione (es Squish).



Moto di Swirl

Si tratta di un moto vorticoso prodotto dalla geometria dei condotti di aspirazione che tende a far roteare la carica intorno a un asse coincidente o parallelo con l'asse del cilindro. Viene derivato dalla componente tangenziale della velocità del fluido che entra nel cilindro, ed ottenuto principalmente grazie ad una opportuna geometria del condotto valvola di aspirazione.

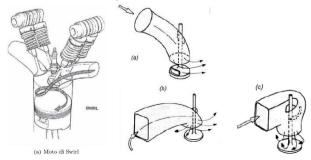
Sono possibili due diversi accorgimenti:

- 1) Il movimento rotatorio tangenziale viene prodotto all'interno del cilindro, come risultato dell'interferenza del flusso entrante con la sua parete o con uno schermo posto sulla valvola (condotto direzionale).
- 2) Imprimendo al flusso un moto rotatorio attorno all'asse della valvola prima del suo ingresso nel cilindro.

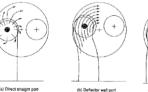
Nel caso (1) l'uso di uno schermo su di una parte della circonferenza della valvola di aspirazione, non è generalmente utilizzabile nella pratica, e si preferisce piuttosto ricorrere a condotti orientati o tuffanti, tali da conferire al getto uscente dalla valvola una distribuzione di velocità non uniforme sulla circonferenza, in modo da orientare il flusso verso la parete del cilindro, che impone a sua volta un moto tangenziale di swirl. I condotti orientati tendono ad essere poco efficaci come generatori di swirl alle piccole alzate dal momento che la velocità del fluido nel condotto di aspirazione risulta troppo bassa perché la sua particolare geometria possa imporre una disuguale distribuzione del getto lungo la periferia della valvola. Alle maggiori alzate essi, invece, sono efficaci nel produrre swirl ma presentano dei coefficienti di efflusso bassi, poiché viene usata solo parte dell'area della luce scoperta dalla valvola.

Nel caso (2) si utilizzano invece condotti elicoidali (anche detti "a chiocciola") che imprimono al fluido una forte componente tangenziale già prima del suo ingresso nel cilindro. Abbiamo effetti di swirl apprezzabili anche alle basse alzate.

Il moto di swirl sviluppandosi prevalentemente nel piano ortogonale all'asse del cilindro, tende a conservare le sue strutture organizzate anche nella fase di compressione (dissipazione modesta).



(b) Accorgimenti utilizzati per produrre il moto di swirl: a) valvola schermata, b) condotto orientato, c) condotto elicoidale







Moto di Tumble

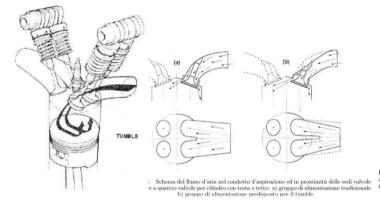
Si tratta di un moto rotatorio organizzato su di un piano passante per l'asse del cilindro, che incomincia a formarsi durante la fase di aspirazione ed è poi sostenuto ed amplificato alla fine di quella di compressione.

Per intensificare il tumble occorre disegnare un condotto che non solo acceleri il flusso entrante, ma anche lo diriga prevalentemente verso la zona sottostante la valvola di scarico. Una successiva azione di pari importanza è prodotta dal movimento del pistone nella seconda parte della corsa di compressione.

Quando il vortice viene schiacciato dalla risalita del pistone, vede ridursi il suo raggio giratorio, e aumenta la propria velocità (fenomeno dello Spinning up) per conservare (a meno di piccole perdite) il momento globale della quantità di moto. Gli sforzi viscosi di taglio in seno al fluido, dovuti ai più elevati gradienti di velocità, provocano il decadimento del moto rotatorio organizzato di maggiori dimensioni in microvortici chiamati "eddies" \rightarrow produzione del frastagliamento del fronte di fiamma: $(S_T/S_L) \uparrow v_T \uparrow$

Il principale vantaggio del tumble consiste quindi nella capacità di generare turbolenza verso la fine della corsa di compressione (di intensità fino a 2, 4 volte quella di un condotto tradizionale), in modo da accelerare e stabilizzare la parte iniziale del processori combustione. Per contro bisogna tener presente che l'energia spesa per incrementare il tumble durante l'aspirazione, finisce col penalizzare sempre di più il riempimento.

Quindi, nei motori SI, i condotti sono disegnati per privilegiare i moti di Tumble; nei motori CI, invece, sono disegnati per privilegiare il moto di Swirl.



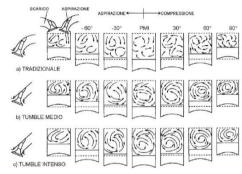


Figura 1.20. Condizioni di moto del finido, su di un piano parallelo all'asse del cilindro, durante la ecconda parte della corsa di aspirazione e la prima parte della corsa di compressione: a) condotto oradizionale con tumbie molto debole b) condotto in grado di produrre un medio tumble c) condotto

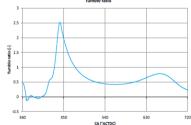
Prova di flussaggio (b) → intensità del moto di Tumble:

Per la misura del tumble si puo' utilizzare una matrice nido d'ape a un'estremità di un giunto a T di adattamento (b-sperimentale): il giunto converte la direzione del moto di 90 gradi rispetto all'asse originario.

$$N_T = \frac{8 \cdot T}{\dot{m} \cdot v_{is} \cdot B}$$
 Numero di Swirl

Il Tumble può essere determinato anche tramite analisi CFD 3D (+c).

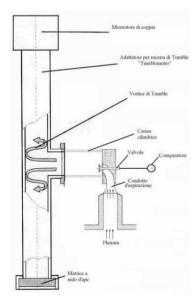
$$R_T = \frac{\omega_T}{\omega_m} = \frac{\omega_T}{2\pi n} \ (\geq 1) \ Rapporto \ di \ Tumble: \ R_T \uparrow \ v_T \uparrow$$



Il massimo di R_T a circa 90 gradi della corsa di aspirazione (alzata massima).

Secondo picco ↔ spinnig up.

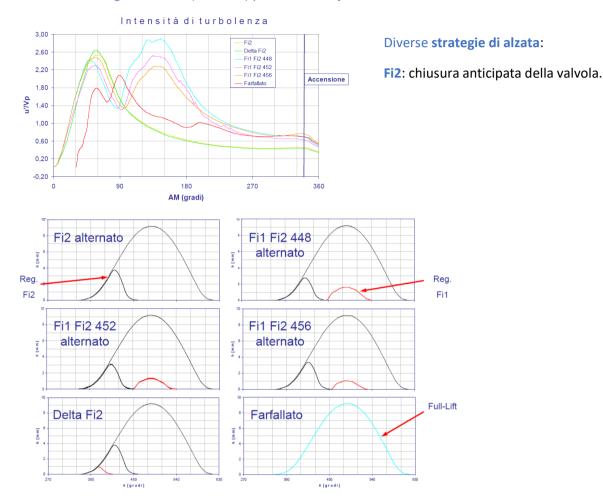
1 quello che ci interessa maggiormente.



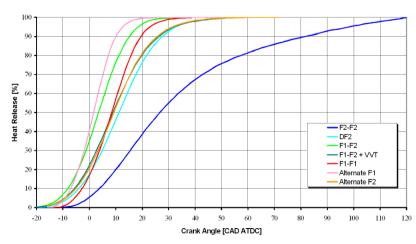
Influenza dell'anticipo della IVC

Le chiusure anticipati sono ottimali per la riduzione del lavoro di pompaggio ma un disastro dal punto di vista della turbolenza.

È riportata l'intensità di turbolenza (u') normalizzata rispetto alla velocità media dello stantuffo (v_p) in funzione dell'angolo motore (2000 x 2) per differenti profili di alzata valvola.



Effetto dell'intensità di turbolenza sulla rapidità del processo di combustione: andamento della frazione di massa bruciata per le medesime condizioni operative (2 [bar] di pme, 2000 [rpm]) sul medesimo motore, ma con diversi livelli di turbolenza ottenuti con differenti profili di alzata delle valvole di aspirazione (sistema VVA Uniair FIAT).



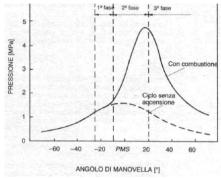
- Processo di combustione normale

Le 3 fasi del processo di combustione | Fasatura | Dispersione ciclica - LES: Large Eddy Simulation

Le 3 fasi del processo di combustione

Il primo nucleo di miscela viene portato a temperature elevatissime dallo scoccare della scintilla (oltre 6000 [K]) e reagisce in modo estremamente rapido, creando un nucleo iniziale pressochè sferico, a partire dal quale il processo di combustione si estende a tutta la camera, fino a raggiungere le pareti più lontane.

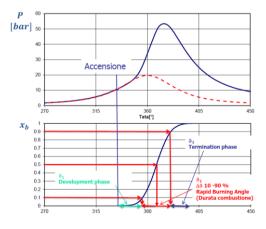
Si possono distinguere tre fasi:

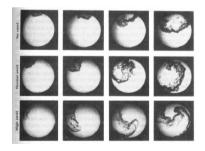


- **1° Development phase**: sviluppo del primo nucleo; Energia chimica → energia termica.
- **2°** Rapid burning phase: propagazione del fronte di fiamma attraverso la camera fino a raggiungere le pareti. Il fronte di fiamma è turbolento e la sua velocità di avanzamento è proporzionale all'intensità della turbolenza a sua volta proporzionale alla velocità di rotazione del motore;
- **3° Termination phase**: completamento del processo di ossidazione dopo che il fronte ha raggiunto le pareti.

1° Development phase: il ritardo tra il manifestarsi del processo di combustione e l'istante in cui lo avviamo (fase 1°) non è dovuto, come nel Diesel, a ritardi fisici (atomizzazione, evaporazione del getto, mixing ariavapori); in questo caso la miscela è già formata. In realtà non è neanche dovuto a un ritardo chimico, perchè quando portiamo la miscela a 6000 [K], poichè le velocità di reazione aumentano esponenzialmente con la T, le reazioni sono rapidissime. È dovuto al fatto che inizialmente il processo di combustione coinvolge una frazione di carica così piccola che l'energia rilasciata non altera le condizioni medie della camera, che sono quelle che andiamo a misurare; la pressione media non risente del fatto che bruci un qualcosa che è meno dell'1% del totale del combustibile contenuto nella camera. Soltando quando comincia a essere coinvolto un quantitativo sufficiente a produrre con la sua combustione un innalzamento della pressione all'interno della camera, percepiremmo dall'esterno che il processo si è effettivamente avviato. Generalmente diciamo che questa 1° fase si esaurisce dopo che è bruciato il 5% del combustibile.

2° Rapid burning phase: diciamo che questa 2° fase si esaurisce dopo che è bruciato il 95% del combustibile.
3° Termination phase: fase in cui brucia l'ultimo 5, 10% di combustibile.





Camera quiescente (no swirl)

Swirl (intensità normale)

Swirl (notevole intensità)

Lo swirl tende a far ruotare la carica come un corpo rigido (macro-trascinamento di tutto il fronte) (non porta alla formazione di micro-vortici).

Se **misuriamo la p** all'interno della camera e applichiamo **il 1° PTD** possiamo risalire all'**energia chimica rilasciata** e quindi alla **frazione di combustibile rilasciata** (x_b) in funzione dell'angolo di manovella.

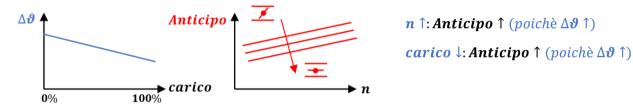
La frazione di massa bruciata (x_b) ha un'andamento a S e viene rappresentata da una funzione analitica interpolata, di tipo esponenziale, che prende il nome di funzione di Wibe. Il 50% della massa bruciata corrisponde al baricentro. Individuiamo tre durate (intervalli angolari) caratteristiche: ϑ_1 , ϑ_2 , ϑ_3 .

Variazione di $\Delta \theta$ in funzione della *pme*:

Cerchiamo adesso di capire come varia la durata complessiva ($\Delta \theta$) al variare del carico (pme).

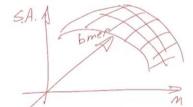
Se a pieno carico abbiamo il 3-4% della carica costituito da gas residui e il 97-96% costituito di carica fresca, se diminuiamo il carico, per esempio a 2 [bar] di pme, e grossomodo incameriamo 1/5 dell'aria che aspiriamo a pieno carico, i gas combusti, che sono rimasti gli stessi, pesano maggiormente: diventano il 20% della carica. Questo significa che, a carico parziale, abbiamo una concentrazione maggiore dei gas residui del ciclo precedente che sono degli inerti e quindi dei diluenti che rallentano le reazioni di combustione. Il chè vuol dire che al ridursi del carico ($pme \downarrow$), la velocità delle reazioni chimiche e quindi la velocità con cui si propaga il fronte di fiamma ($v_T \downarrow$), tendono a diminuire sensibilmente; quindi, tutti gli intervalli angolari tendono ad allungarsi ($\Delta \vartheta \uparrow$) al diminuire del carico ($pme \downarrow$). Quindi, tutti gli intervalli angolari tendono a diminuire ($\Delta \vartheta \downarrow$) al crescere del carico ($pme \uparrow$).

Abbiamo detto che al crescere della velocità di rotazione $(n \uparrow)$ l'anticipo dev'essere crescente $(anticipo \uparrow)$; al cresceredel carico $(pme \uparrow)$ (a mano a mano che apriamo la valvola a farfalla), a pari giri, è sufficiente un anticipo più basso $(anticipo \downarrow)$.



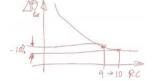
Nei sistemi pre centralina elettronica con alimentazione a carburatore, la regolazione dell'anticipo veniva effettuata con metodi meccanici molto semplici: con un regolatore centrifuco scalettavamo l'alberino dello spinterogeno per far crescere progressivamente l'anticipo con la velocità di rotazione; con una capsula pneumatica comandata dalla depressione nel collettore, quindi al ridursi del carico, tendeva a far crescere l'anticipo.

Oggi con le centraline elettroniche possiamo avere delle leggi di variazione dell'anticipo, con la velocità di rotazione e con il carico, molto più complesse che possono essere mappate all'interno della centralina. Dunque, la centralina ha al suo interno una mappa 3D: sull'asse z vi è lo Spark Advance (anticipo), sugli assi x e y la velocità di rotazione e la pme.



Parametri geometrico-costruttivi: [↓ LEZIONE 32: 04/12/20]

- Le dimensioni della camera impattano sulla durata angolare della rapid burning phase: $\Delta \vartheta_2 \propto B$ Il tempo che possiamo permetterci di impiegare per andare dagli elettrodi della candela alla zona più lontana, quella dell'end gas, che non deve autoaccendersi spontaneamente, è limitato; questo limita di conseguenza le dimensioni massime che possiamo utilizzare per quanto riguarda le dimensioni della camera: $B < 100 \ [mm]$.
- La forma della camera di combustione impatta sulla durata angolare: utilizziamo forme compatte in cui il volume di spazio morto è il più possibile raggruppato, per così dire, nell'intorno degli elettrodi della candela; da questo punto di vista può essere un'ottima soluzione quella della camera a tetto (pent-roof): abbina la possibilità di avere una forma compatta ed elevata turbolenza, specie se prevediamo dei condotti capaci di generare moti di Tumble. Quindi con una forma della camera compatta e tale da aumentare la turbolenza riusciamo a far diminuire $\Delta \vartheta_2$.
- La forma a tazza del cielo dello stantuffo permette l'istaurarsi dei moti di Squish: aumenta la turbolenza, per cui riusciamo a far diminuire $\Delta \theta_2$.
- Il rapporto di compressione influisce sulla durata angolare della rapid burning phase: $\Delta \vartheta_2 \propto \frac{1}{RC}$ All'aumentare del rapporto di compressione $\Delta \vartheta_2$ diminuisce: più è alto il rapporto di compressione $(RC\uparrow)$ più alta risulta la T di fine compressione $(\uparrow) \rightarrow$ reattività della miscela più elevata $(\uparrow) \rightarrow$ si accorciano tutte le fasi $(\Delta \vartheta_1 \downarrow, \Delta \vartheta_2 \downarrow, \Delta \vartheta_3 \downarrow)$ Se osserviamo la zona che ci interessa maggiormente (tra 9 e 10), il $\Delta \vartheta$ è di circa il 10%. Quindi la durata tende a ridursi del 10% ($\Delta \vartheta = -10\%$) per un aumento del rapporto (RC: 9 \rightarrow 10).



Quindi:

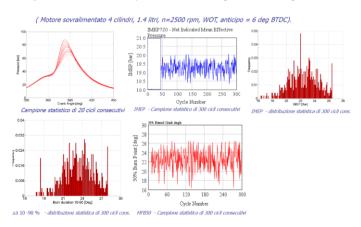
Parametri di funzionamento:

Se turbolenza $\uparrow \Delta \vartheta_2 \downarrow$ Se RC $\uparrow \Delta \vartheta \downarrow$ Se $n \uparrow \Delta \vartheta \uparrow \quad (=> Anticipo \uparrow)$ Se carico $\uparrow \Delta \vartheta \downarrow \quad (=> Anticipo \downarrow)$

La riduzione della durata del processo di combustione è in genere anche tale da avere effetti positi anche per quanto riguarda la stabilità del processo di combustione: più è rapido il processo di combustione e più tende a essere stabile e ripetitivo.

Variabilità del processo di combustione (ciclo dopo ciclo):

In condizioni di funzionamento costanti (esempio: $2500 \ [rpm]$, WOT) per un valore di anticipo fisso ($SA=6^{\circ}\ BTDC$) e dosatura costante ($\lambda=cost$), se acquisiamo un certo numero di cicli consecutivi (20) vediamo come questi siano caratterizzati da una diversa evoluzione del processo di combustione che può evolvere in modo più o meno rapido portando quindi al raggiungimento di valori, per quanto riguarda il picco di pressione, anche sensibilmente differenti: $\Delta p_{picco} \approx 20 \ [bar]$. I cicli con combustione più rapida sono caratterizzati da una pressione massima più elevata raggiunta a una minor distanza dal PMS: come conseguenza, se raggiungiamo un livello di pressione più elevato, più in prossimità del PMS, sfruttiamo meglio il lavoro di espansione che i gas sono in grado di compiere sullo stantuffo: cicli fast burning: pmi \(\frac{1}{2}\)

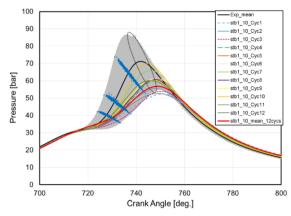


È altrettanto evidente che, essendo costante la quantità di combustibile, se otteniamo un lavoro maggiore ($pmi \uparrow$) otteniamo un rendimento più elevato ($\eta \uparrow$).

Le escursioni della pmi sono piuttosto ampie: passiamo da escursioni massime di 20~[bar] a valori minimi inferiori ai $18.5[bar] \rightarrow$ escursione del $\sim 10\%$ tra massimo e minimo.

La posizione del baricentro della combustione varia tra valori massimi di $\sim\!26^\circ$ e valori minimi di $\sim\!16^\circ\to$ escursione di $\sim\!10^\circ.$

Dispersione ciclica - LES: Large Eddy Simulation

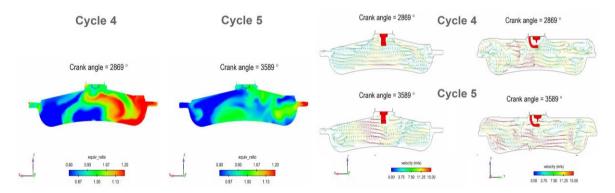


Example of LES simulations carried out at Argonne National Labs: FIAT – T-Jet Engine - Operating point : 2500 rpm x 16 bar BMEP Experiments: 1000 consecutive engine cycles Simulations: 12 consecutive engine cycles

LES: Large Eddy Simulation: anzichè ricorrere a relazioni semi-empiriche per quanto riguarda la simulazione dei moti turbolenti per riuscire a prevedere in qualche modo a calcolo l'intensità di turbolenza (u'), si propone di simulare almeno le componenti su scala più macroscopica del campo di moto; quindi, almeno i vortici di macro-dimensioni vengono effettivamente calcolati e non stimati con relazioni semi-empiriche. Questo permette di simulare anche, con qualche approssimazione, gli effetti della dispersione ciclica, andando al di là di una simulazione CFD di tipo più tradizionale che in genere si propone sempre di riprodurre il ciclo medio che si realizza all'interno del motore. un codice di calcolo non è in grado di prevedere la miriade di fattori casuali che possono intervenire a modificare il processo di combustione. La LES si tratta di una tecnica di calcolo molto sofisticata ma anche molto onerosa dal punto di vista computazionale: per simulare 50 cicli motore consecutivi sono stati impiegati due mesi utilizzando una potenza di calcolo che disponeva di un centinaio di CPU in parallelo. Qui sono riportati solo 12 cicli simulati.

Questo approccio ci ha permesso di capire molto meglio quali siano le cause della dispersione ciclica. I cicli fast-burning raggiungono gli 85 [bar]; i cicli slow-burning raggiungono i 55 [bar].

Distribuzione della miscela e distribuzione del campo di moto:



Vediamo due fotogrammi che confrontano tra loro due cicli per quanto riguarda la distribuzione della miscela all'interno della camera di combustione all'istante che corrisponde grossomodo allo scoccare della scintilla. Il sistema di alimentazione è di tipo PFI. Date le condizioni di piena ammissione si lavorava con una dosatura ricca, $\lambda=0.8\div0.9$; dovevamo avere una distribuzione omogenea della miscela intorno all'arancione; come vediamo vi sono delle zone rosse, quindi più ricche della media, e anche ampie zone blu, quindi decisamente più povere della media. Può succedere che, allo scoccare della scintilla, la distribuzione della miscela all'interno della camera sia sensibilmente differente tra i cicli.

Qualcosa che è ancora più importante è la distribuzione del campo di moto.

- Anomalie di combustione [↓ LEZIONE 32: 04/12/20]

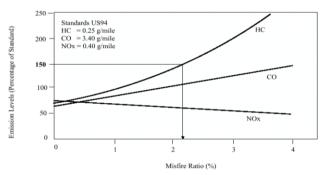
Misfire Detonazione

Misfire

Si tratta di un'anomalia nel processo di accensione. Il misfire, o mancata accensione, ha tra le sue cause più frequenti un malfunzionamento del sistema di accensione; spesso, come vedremo, una delle cause più frequenti è la formazione di depositi carboniosi sugli elettrodi della candela che possono corto-circuitare gli elettrodi impedendo lo scoccare dell'arco elettrico.

È un'anomalia molto pericolosa per quanto riguarda le emissioni inquinanti e anche per il fatto che può provocare dei danni permanenti al catalizzatore. Un rate di misfire relativamente modesto dell'ordine del $1 \div 2\%$ possiamo avere degli incrementi di emissioni molto marcati, specialmente per gli HC.

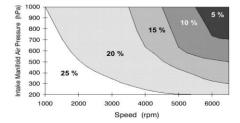
La centralina motore è dotata di funzioni di diagnostica (OBD) che le permettono di individuare eventuali fenomeni di misfire e intervenire allertando il guidatore mediante l'accensione di un'apposita spia (MIL: Malfunctioning Indication Lamp). In officina vengono individuate e risolte le cause dell'anomalia.



Il diagramma è datato perchè si riferisce a un motore omologato per gli standard americani di 25 anni fa. Il concetto rimane lo stesso. Osserviamo come con poco più del 2% di misfire, si abbia un incremento di HC che essenzialmente raddoppiano.

Il misfire può anche avere delle conseguenze gravi in termini di danneggiamento del sistema di posttrattamento. Questo è dovuto essenzialmente al fatto che il catalizzatore a tre vie è stato concepito per
eliminare gli HC ossidandoli, ma progettato per elaborare una portata di HC contenuta; in un motore SI
possiamo avere concentrazioni di HC allo scarico che possono arrivare a qualche migliaia di parti per milione
(che è pur sempre una concentrazione contenuta); l'esotermia della loro ossidazione può portare a un
aumento della T all'interno del catalizzatore di un centinaio di gradi. Il catalizzatore non è in grado di
sopportare una condizione in cui la produzione di HC aumenta di ordini di grandezza come nel caso in cui si
verifichi l'evento di misfire. Può succedere che, nelle condizioni di funzionamento anomalo, la quantità di
calore liberata dalle reazioni di ossidazione degli HC sia tale da portare a un innalzamento della T del
catalizzatore che possa danneggiare in modo permanente il catalizzatore stesso.

- Tra i vari meccanismi di danneggiamento quello che si può verificare a **T** più basse è la transizione da γ -allumina ($\gamma - Al_2O_3$), caratterizzata da un'elevata superficie specifica, ad α -allumina ($\alpha - Al_2O_3$), caratterizzata da una più ben bassa superficie specifica (due ordini di grandezza in meno). A T > 1000 [°C]: transizione irreversibile. Quindi, dobbiamo evitare che il catalizzatore venga esposto a T > 900 [°C] (per avere un margine di sicurezza).



Qual è di conseguenza la massima % di misfire che possiamo accettare che si verifichi prima di avere un danno permanente per il catalizzatore? Questa % dipende dal carico (p nel coll.) e dalla velocità di rotazione come possiamo notare in questo diagramma.

$$\begin{array}{c} \textit{Carico} \uparrow \\ \textit{rpm} \uparrow \end{array} \% \ \textit{ammissibile} \ \downarrow$$

(il 25% di misfire ↔ un motore a 4 cilindri funziona con 3 cilindri)

365

Codifica delle candele:

Ogni candela deve essere opportunatamente abbinata alle caratteristiche del motore. Questa caratteristica viene detta grado termico della candela ed è codificata da lettere e numeri:



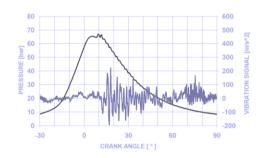
- Una prima lettera indica la tipologia di filettatura (diametro e passo);
- Un numero che indica il grado termico della candela: non esiste una codifica standardizzata; a complicare le cose, alcuni costruttori come Bosch, hanno una codifica che prevede una numerazione crescente al variare del grado termico da candela fredda (numero basso) a candela calda (numero alto); altri costruttori, come i giapponesi, utilizzano usano esattamente la codifica opposta.
- Una lettera che indica la tipologia degli elettrodi;
- Una lettera che indica il materiale di cui sono costituiti gli elettrodi;
- Una lettera che indica la distanza tra gli elettrodi.

→ Per evitare la formazione di depositi carboniosi e quindi il misfire, dobbiamo scegliere opportunatamente la candela, caratterizzata da un certo **grado termico**, in funzione delle caratteristiche del motore.

Detonazione

Si tratta di un'anomalia nel processo di propagazione del fronte di fiamma.

Tra le anomalie di propagazione del fronte di fiamma la più importante è la detonazione (knock): le frazioni di miscela più lontane dalla candela che dovrebbero bruciare per ultime si autoaccendono spontaneamente, prima di essere raggiunte dal fronte di fiamma, dando luogo ad un brusco aumento di pressione all'interno del cilindro, che provoca oscillazioni di pressione che mettono in vibrazione le pareti della camera di combustione, causando un caratteristico rumore metallico (battito in testa).



La detonazione è responsabile di danni agli organi meccanici (isolante della candela, fasce elastiche) per fenomeni di fatica a caldo.

L' autoaccensione dell'end gas avviene quando si esauriscono le prereazioni ovvero: $\int \frac{dt}{t} = 1$

- => La detonazione limita il massimo valore del rapporto di compressione (↔ limita il lavoro ideale) utilizzabile e del grado di sovralimentazione (↔ limita le prestazioni).
- \rightarrow La detonazione può essere controllata **riducendo l'anticipo** di accensione ($SA \downarrow$) (\leftrightarrow limita i valori di rendimento fluido-dinamico interno, ovvero l'efficienza che possiamo realizzare).

L'insorgere della detonazione può essere individuato tramite l'analisi del segnale di pressione misurato in camera di combustione o tramite il rilievo, effettuato per mezzo di accelerometri, delle vibrazioni indotte nel monoblocco.

È dunque opportuno, specialmente nei motori ad alte prestazioni, che il motore sia dotato di sensori per permettere alla centralina di intervenire tempestivamente. Generalmente si utilizzano degli accelerometri posizionati sul monoblocco del motore che rilevano le vibrazioni indotte dalla detonazione (un accelerometro ha un costo di una decina di euro; con un accelerometro solo riusciamo a tenere sotto controllo 4 cilindri).

Da questo punto di vista la dispersione ciclica risulta conveniente: permette alla centralina di intervenire quando ancora l'anomalia si manifesta in una piccola % di cicli, prima che l'anomalia interessi la totalità dei cicli e possa portare a dei danni rilevanti.

Excursus su uno studio di ricerca condotto dal Prof. F. Millo nei primi anni '90, commissionato da Fiat: nel 1993 è stata introdotta la normativa Euro1 per le emissioni di inquinanti. Tale normativa imponeva dei limiti tali da richiedere l'utilizzo del catalizzatore a tre vie. Il catalizzatore a tre vie era incompatibile con l'utilizzo di additivi anti-detonanti a base di piombo (tetraetile e tetrametile). Questi additivi venivano aggiunti alle benzine in quantità molto piccole (1 [g/L]) per alterare la resistenza della benzina alla detonazione: tendono a rallentare le preazioni (inibitori delle pre-reazioni; sono degli octane booster: aumentano il numero di ottano della benzina ↔ aumentano la resistenza alla detonazione). Purtroppo questi additivi tendono, allo scarico del motore, a combinarsi con i metalli nobili utilizzati all'interno del catalizzatore portando alla disattivazione del catalizzatore È stato necessario, parallelamente all'introduzione dei catalizzatori, introdurre sul mercato una nuova categoria di combustibile, la cosiddetta benzina verde (senza piombo), in cui sono stati rimossi gli additivi a base di piombo. Il passaggio (1993) dalla benzina super alla benzina verde ha comportato una diminuzione della resistenza alla detonazione. All'epoca Fiat era particolarmente preoccupata per le conseguenze della sostituzione e passaggio a un combustibile con una ridotta resistenza alla detonazione, in special modo sul mercato tedesco. In Germania, non essendo presente un limite di velocità massima sulle autostrade, potevano esserci condizioni di utilizzo in cui il motore poteva funzionare ad alta velocità di rotazione e ad alto carico anche per tempi prolungati tali da poter portare a danni per via della detonazione. In realtà, essendo il traffico particolarmente congestionato, nonstante la mancanza di un limite sulla velocità massima, questa condizione di utilizzo a piena ammissione per tempi prolungati non si verifica così frequentemente come si potrebbe pensare. Questo per sottolineare come, anche in un motore in cui non sia prevista una sensoristica adeguata per rilevare l'insorgere della detonazione e intervenire opportunamente, se si tratta di un motore automobilistico non da competizione, il rischio di danneggiare il motore per via della detonazione è tutto sommato abbastanza limitato. Con l'avvento sul mercato dei motori ad alte prestazioni, quindi, delle tecnologie di downsizing e turbo-charging, i motori hanno incominciato a essere provvisti di sensori per la detonazione.

Nota: sui motori da competizione in genere non c'è un controllo sulla detonazione. Viene accettato il rischio di funzionamento in condizioni di detonazione in quanto l'insorgenza dei danni richiede un tempo più lungo del tempo di utilizzo previsto. È altamente improbabile che oggi un motori di serie si danneggi per detonazione.

Mega knock:

Tuttavia, vi è un fenomeno che può danneggiare il motore anche in casi in cui si manifesti una sola anomalia di combustione. Questo fenomeno è rappresentato da una pre-accensione che porta al cosiddetto megaknock. Tende a verificarsi soprattutto nei motori di ultima generazione, sovralimentati ad alta potenza specifica. Si tratta di motori in cui possiamo raggiungere i 25, 28 [bar] di pme.

Negli attuali motori sovralimentati che possono raggiungere i 25, 28 [bar] di pme, spesso si può verificare una degenerazione della detonazione in preaccensione raggiungendo picchi di pressione superiori ai 200 250 [bar] (il cielo dello stantuffo resiste, ma i segmenti sicuramente no) che portano ad un immediato danneggiamento degli organi del motore.

B) innesco per diluizione del lubrificante:

Nei motori SI a iniezione diretta (GDI) la causa principale è la diluizione del lubrificante. Per quanti sforzi si possono fare per posizionare in modo opportuno l'iniettore e fasare opportunamente l'iniezione, non riusciamo mai a evitare che una parte del combustibile vada a impattare sulla canna. Se impatta sulla canna diluisce il lubrificante. Non avendo il combustibile le stesse caratteristiche del lubrificante, esso tende a perdere le sue caratteristiche di viscosità; tende a essere anche più volatile. Essendo meno viscoso, l'olio tende a sfuggire all'anello raschia-olio; la mistura rimasta di olio e combustibile tende poi a evaporare; come la benzina non è adatta a fare da lubrificante, l'olio non è adatto a fare da combustibile: l'olio, essendo caratterizzato da una catena di idrocarburi molto lunga si autoaccende molto facilmente. Quindi, una particella d'olio che evapora può fare da innesco. Talvolta possono essere degli additivi, per esempio degli ossidi metallici aggiunti all'olio lubrificante per migliorarne le caratteristiche, che possono purtroppo fare da catalizzatori per innescare il processo di combustione.

Un'evidenza sperimentale che la causa di queste preaccensione e del fenomeno di mega-knock possa essere la diluizione del lubrificante da parte del combustibile, è stata individuata dal Prof. Spicher e da altri ricercatori tedeschi di un'università in collaborazione di VW. Su un motore ad accesso ottico è stata rilevata l'insorgenza della pre-accensione.

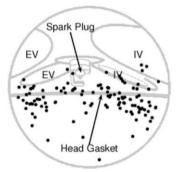


Figure 7. Spatial distribution of pre-ignition origins

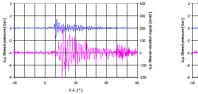
Figure 4. Effect of coolant temperature on pre-ignition frequency

I punti che vediamo sullo schema sono i punti in cui si è innescata la pre-accensione. Sono state registrate un certo numero di preaccensioni. Notiamo come non ci sia una zona prevalente. Per fortuna la preaccensione avviene raramente. Al crescere della temperatura del lubrificante, se la preaccensione fosse dovuta a un punto caldo, la frequenza di preaccensione dovrebbe aumentare; invece diminuisce; questo poichè, più il motore è freddo più possibilità abbiamo che del combustibile liquido impatti sulla canna della parete.

Diffidiamo da chi ci dice che ha rotto un motore per detonazione; è estremamente improbabile che il motore si rompa per detonazione, proprio perchè, grazie alla dispersione ciclica, quando il motore incomincia a detonare, quest'anomalia è in genere limitata al 2- 4% dei cicli; se si è rotto un motore, molto probabilmente si è rotto perchè la detonazione è degenerata in una preaccensione; allora sì che la preaccensione può distruggere un motore anche in un solo ciclo. Nei confronti della preaccensione la centralina di controllo motore è assolutamente impotente perchè non può prevenire questa anomalia non essendo un fenomeno graduale.

Filtro passa-banda + finestra angolare:

Il segnale di pressione e il segnale accelerometrico vengono filtrati in entrambi i casi con filtri passa-banda, ovvero con dei filtri che eliminano sia le basse frequenze, inferiori ai 3 [kHz] (infatti vediamo che sul segnale di pressione sparisce completamente la forma del ciclo che ha un armonica di qualche decina di [Hz]) sia le alte frequenze, superiori ai 30 [kHz].



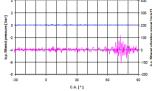


Fig.14 - Band-pass filtered (3-30 kHz) cylinder pressure and engine block vibration traces of the knocking cycle shown in Fig.13b.

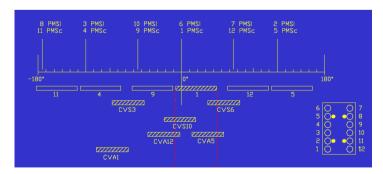
Possiamo osservare, andando ad analizzare in prima battuta il segnale di pressione, come le frequenze comprese tra i 3 e i 30 [kHz] siano evidentemente correlate con la detonazione perchè, se osserviamo il contributo armonico in questo campo di frequenza, nel ciclo non detonante risulta essere assente; mentre in un ciclo detonante sono chiaramente visibili delle oscillazioni di pressione a queste frequenze (la prima armonica ha generalmente una frequenza dei 5, 6 [kHz]).

Per quanto riguarda il segnale accelerometrico possiamo vedere come, filtrandolo allo stesso modo, notiamo delle oscillazioni che hanno un certo ritardo rispetto alle oscillazioni di pressione: le vibrazioni sulla struttura del motore sono indotte dalle oscillazioni di pressione (vi è naturalmente un certo ritardo). È evidente il collegamento tra i due segnali. Nel ciclo non detonante vediamo che rimane una vibrazione anche in questo campo di frequenze, ma in un diverso intervallo angolare.

Questa prima analisi ci fa capire come si possa utilizzare l'accelerometro con un opportuno filtraggio in frequenza, nello spettro di frequenze 3 – 30 [kHz]; tuttavia vediamo che il filtraggio non è sufficiente poichè le vibrazioni indotte dalla chiusura delle valvole possono interessare lo stesso spettro di frequenze.

Per eliminare queste ulteriori vibrazioni utilizziamo una finestratura angolare; osservando che la detonazione si possa manifestare essenzialmente nell'intorno del PMS, quindi in un intervallo angolare da 0° a 60° dopo il PMS, scegliamo di concentrare l'attenzione solo in questo intervallo. Più è elevato il frazionamento più è complicato il filtraggio delle vibrazione indotte dalla chiusura delle valvole (fino a 4 cilindri è piuttosto semplice filtrare i disturbi mediante il filtro passa-banda e la finestratura angolare).

A titolo d'esempio è riportato il caso di un motore 12V:



Sono riportati l'ordine di accensione e per quanto riguarda il cilindro 1 l'intervallo angolare che corrisponde alla finestra angolare sulla quale vorremmo monitorare il processo di combustione, quindi da poco prima il PMS a 60° dopo il PMS. Sono inoltre riportate le fasature corrispondenti alle chiusure delle valvole (di A e S) sugli altri cilindri che possono cadere all'interno della stessa finestra.

Perchè c'è una finestra angolare così ampia se si tratta di un evento di chiusura di una valvola (quindi un evento che dovrebbe avere una fasatura ben determinata)? Questo motore è dotato di un sistema di fasatura variabile (VVT) e quindi gli eventi possono spaziare su intervalli angolari. Tuttavia, abbiamo un intervallo angolare (sia per l'apertura che per la chiusura delle valvole) da considerare anche nel caso di un motore con fasatura fissa.

Dilatazioni termiche – disturbi elettromagnetici – usura dell'accoppiamento camma-punteria:

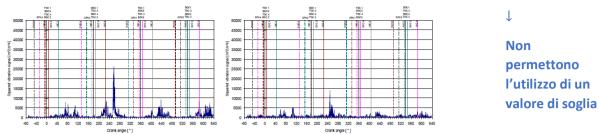


Fig.17 Engine block vibrations induced by valve closing events at 3000 r.p.m. under knock-free operating conditions: comparison between cold start operating conditions (left - cooling water at 20°C) with steady-state operating conditions (right - cooling water at 85°C).

Vediamo le vibrazioni indotte nel monoblocco e registrate dall'accelerometro nel caso di funzionamento del motore dopo l'avviamento del motore a temperatura ambiente (liquido di raffreddamento a 20 [°C])(a sinistra) e le vibrazioni nel caso di funzionamento quando il motore è regimato termicamente (liquido di raffreddamento a 85 [°C]) (a destra); le linee verticali corrispondono agli eventi di chiusura valvole e scoccare della scintilla [la scintilla è un disturbo elettromagnetico che si propaga nell'ambiente e viene percepito dai sensori; i sensori che si utilizzano sia per gli accelerometri che per i trasduttori di pressione sono di tipo piezoelettrico; utilizzano quindi lo stesso principio che abbiamo visto per gli iniettori piezoelettrici; nel caso degli iniettori si applica una tensione allo stack e lo stack reagisce con una variazioni delle sue dimensioni; qui, viceversa, è il sensore che viene schiacciato dalla massa sismica o dalla pressione reagendo con una variazione di tensione molto piccola (segnali dell'ordine dei picocoulomb [pC] come cariche elettriche)]. Quindi il segnale può essere facilmente perturbato anche da disturbi elettromagnetici dettati dalla candela.

I disturbi (dettati dalle chiusure e dallo scoccare della scintilla) cambiano a seconda delle condizioni termiche del motore. Quindi non possiamo fidarci più di tanto di un valore di soglia assoluto.

Inoltre vi sono delle **apparenti stranezze** come quelle riportate in questo diagramma che si riferisce **all'ampiezza di oscillazione** registrata dall'accelerometro **in corrispondenza di un evento di chiusura valvola** (in particolare si tratta della IVC del cilindro 2 diagrammata in funzione del n.o. di 400 cicli consecutivi).

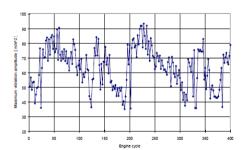


Fig.18 Maximum amplitudes, recorded for 400 consecutive engine cycles at 2000 r.p.m., of engine block vibrations induced by Intake Valve Closing in cylinder #2 (IVC2).

Vediamo che vi è, per qualche strana ragione, un andamento di tipo pseudo-periodico ben definito, con un periodo relativamente lungo, dell'ordine di ~ 200 cicli. A che cosa è dovuto? È dovuto al fatto che per ridurre il rischio che il bicchierino della punteria si ovalizzi, la camma è generalmente disegnata in modo da non agire esattamente sull'asse del bicchierino in modo esattamente simmetrico ma da agire sull'asse del bicchierino con una piccola eccentricità rispetto all'asse in modo che l'azione della camma provochi una lenta rotazione del bicchierino intorno al proprio asse.

Quindi il bicchierino, dotato di moto alterno all'interno del castello delle punterie, in realtà ha un moto di roto-traslazione. Una rotazione completa avviene con un periodo di qualche centinaio di cicli. Questo fa si che il contatto tra la valvola e la sua sede avvenga in condizioni diverse, quindi, che vadano in battuta contro la sua sede in zone diverse, zone diverse del piatto valvola; queste zone, per effetto dell'usura, possono portare urti di maggiore / minore intensità. Questo spiega perchè ci sia questo andamento pseudoperiodico (livello di dettaglio non necessariamente richiesto per la prova d'esame).

Quindi, non possiamo purtroppo fare riferimento a un livello di soglia: sul lungo periodo per effetto dell'usura dell'accoppiamento camma-punteria che variano l'entità degli urti delle valvole in chiusura, sul breve periodo per effetto delle dilatazioni termiche che, a seconda dello stato termico, variano le entità delle vibrazioni.

Quindi, in linea di massima, nonstante oggi sia quasi uniformemente accettato l'approccio che prevede il segnale picco a picco massimo, quindi di tipo puntuale, indicato con l'acronimo MAPO (Maximum Amplitude of Pressure of Oscillation), sarebbe preferibile utilizzare piuttosto degli indici integrali.

$$ID = \int \left| \frac{dp}{dt} \right| dt = \int |dp|$$

Questo indice è stato sviluppato presso il Politecnico negli anni '70 dal Prof. Antonelli, poi perfezionato dal Prof. Ferraris. Questa definizione si riconduce al modo in cui, in mondo analogico quale era quello degli anni '70, veniva misurato questo segnale con dei circuiti analogici che prevedevano al loro interno dei derivatori, degli integratori e dei raddrizzatori della forma d'onda. In pratica il segnale veniva trattato analogicamente. Oggi, con un trattamento digitale del segnale, questo non è più necessario. Ricordiamoci la definizione:

$$ID = \sum_{l} |\Delta p|$$

Appurato come dobbiamo trattare i segnali vediamo di capire meglio quali siano le frequenze su cui dobbiamo concentrare l'attenzione, quali siano gli intervalli angolari e come trattare il segnale per quanto riguarda il filtraggio.

1) Analisi preliminare delle frequenze di risonanza e dei disturbi

Consideriamo una camera di combustione avente forma tubolare, con l'innesco da un lato della camera. Rileviamo le oscillazioni di pressione causate dall'autoaccensione spontanea dell'end gas che si trova dalla parte opposta alla candela. A seguito della autoaccensione un'onda di sovrapressione si propaga a una velocità superiore della velocità del suono (un multiplo di c_s), in quanto non si tratta di una piccola perturbazione, per poi riflettersi sulle pareti della camera; in assenza di fenomeni dissipativi dovuti alla viscosità del fluido continuerebbe a tenere in vibrazione il gas all'interno del cilindro.



La situazione in un motore è differente perchè in un motore la camera di combustione ha, nel caso più semplice, una forma a disco quando lo stantuffo è al PMS. Possiamo ricondurre i modi di vibrare del volume fluido cilindrico ai modi di vibrare di una membrana circolare piana, trascurandone lo spessore.

Quindi dobbiamo trovare i modi di vibrare di una membrana circolare. Questi modi sono descritti da equazioni differenziali di Friedrich Wilhelm Bessel. Le frequenze proprie con cui una membrana piana può oscillare sono espresse da un'equazione di Bessel; applicata al caso dei motori:

$$f_{m,n} = \alpha_{m,n} \frac{c_s}{\pi B}$$

Le frequenze proprie di vibrare $(f_{m,n})$ risultano direttamente proporzionali alla velocità del suono (c_s) , e inversamente proporzionali all'alesaggio (B), tramite un coefficiente $(\alpha_{m,n})$ (tabulati risolvendo le equazioni di Bessel) che dipende dal numero di linee nodali diametrali (m) e dal numero di linee circonferenziali (n).

MOTORE F133E (12cil.) Alesaggio 89 mm

f _{m,n} [kHz]	f ₁₀	f ₂₀	f ₀₁	f ₃₀	f ₄₀	f ₁₁
teorica	6.53	10.83	13.59	14.91	18.87	18.92

MOTORE F136B (8cil.) Alesaggio 92 mm

$f_{m,n}$ [kHz]	f ₁₀	f ₂₀	f ₀₁	f ₃₀	f ₄₀	f ₁₁
teorica	6.13	10.17	12.76	14.00	17.72	17.77

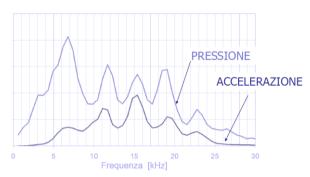
MODI DI VIBRARE DEL GAS IN CAMERA



Ma come interviene la struttura del motore?

Sappiamo che la struttura del motore sostanzialmente applica una sorta di filtro a questa forzante: la vibrazione registrata dall'accelerometro si può individuare applicando un'opportuna funzione di trasferimento alla forzante con cui sollecitiamo la struttura del motore.

Spettro in frequenza del segnale dell'accelerometro:



Se confrontiamo lo spettro rilevato dallo accelerometro con lo spettro misurato dal sensore di pressione vediamo come alcune frequenze vengono filtrate pesantemente: per esempio, il primo modo di vibrare, quello in cui si concentra gran parte dell'energia, che un trasduttore vedrebbe molto bene, purtroppo non viene rilevato dall'accelerometro.

L'accelerometro vede bene il secondo modo di vibrare ($\alpha_{2,0}$), vede molto bene il terzo modo di vibrare ($\alpha_{0,1}$), che viene quasi amplificato.

Quindi, dobbiamo sempre fare un'analisi preliminare di questo tipo per capire quale spettro di frequenze andare a scegliere per l'accelerometro: in questo caso potrebbe essere tra 10 e 20 [kHz], in modo da cercare di isolare il contenuto armonico della detonazione.

Fatto questo dobbiamo cercare di capire come agisce una centralina quando non tutti i cicli hanno un processo di combustione esattamente identico a quello del ciclo precedente; per effetto della dispersione ciclica si possono alternare cicli detonanti con cicli non detonanti.

2) Analisi dei valori medi delle intensità di detonazione

Cerchiamo di capire come individuare il rischio di detonazione per una determinata condizione di funzionamento operativa, quindi, quando andiamo a calibrare il motore, ovvero, quando scegliamo un certo valore di anticipo (SA), di dosatura (λ), di pressione di sovralimentazione (p_{sovr}) cercando di volta in volta di raggiungere l'obiettivo che potrà essere, se siamo nella zona di piena ammissione, quello di massimizzare la prestazione del motore.

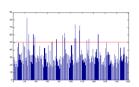
Allora come facciamo in laboratorio a capire fino a che valore di anticipo (SA), fino a che pressione di boost (p_{sovr}) ci possiamo spingere? Possiamo farlo con una analisi che si basa sui valori medi. Strumentiamo in laboratorio il motore con un sensore di pressione: per ogni ciclo motore calcoliamo il corrispondente valore dell'intensità di detonazione (ID) o del segnale picco a picco massimo della pressione (PPmax).

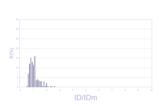
Naturalmente questo valore varia da ciclo a ciclo.

Se acquisiamo l'intensità di detonazione (ID) su un certo numero di cicli consecutivi (in questo caso 300), vediamo che riscontriamo valori anche molto diversi tra loro. Perchè questo?

Purtroppo per quanto ci sforziamo di eliminare i disturbi scegliendo il trasduttore di pressione che ci restituisce un segnale più pulito, filtrando in frequenza e finestrando angolarmente, non riusciamo comunque ad avere un segnale completamente ripulito dai disturbi e quindi che ci dia intensità di detonazione zero (ID = 0) e quindi oscillazioni di pressioni nulle, in assenza di detonazione. Rimane comunque sempre un certo rumore di fondo che, purtroppo, varia anche da ciclo a ciclo.

Se analizziamo solo il valor medio (ID_m) dei 200/300 cicli acquisiti – ovvero, per ogni valore dell'anticipo riportiamo su un diagramma soltanto il valor medio – in realtà non cambierà ancora nulla; perchè se il 2% dei cicli ha un valore molto alto, il 98% dei cicli continua ad avere un valore dovuto solo ai disturbi (dispersione ciclica). Quindi, la curva dei valori medi (ID_m) continua a rimanere piatta; dopodiché se aumentiamo ulteriormente l'anticipo $(SA\uparrow)$ il numero di cicli in cui si manifesta l'anomalia di combustione tende a crescere ulteriormente $(\%\uparrow)$, la distribuzione diventa sempre più dissimetrica, con una coda sempre più pronunciata in cui cadono i cicli detonanti. Allora la % di cicli detonanti $(\%\uparrow)$ sarà tale da far salire nettamente anche il valor medio dell'indice di detonazione $(ID_m\uparrow)$.

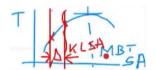






Raggiunto il valore che corrisponde all'incipiente detonazione ($ID = k \cdot ID_m$) la curva incomincia a salire in modo molto netto proprio perchè adesso l'anomalia viene percepita anche a livello di valore medio.

Grazie a questo ginocchio (netto cambiamento di pendenza) possiamo individuare il cosiddetto anticipo limite KLSA (Knock Limited Spark Advance), ovvero l'anticipo in corrispondenza del quale il 2-3% dei cicli è detonante (per i quali $ID > k \cdot ID_m \leftrightarrow$ cicli detonanti).



Questo significa che, per via dell'insorgenza della detonazione così investigata, potremmo non arrivare alle massime prestazioni (MBT) KLSA < MBT.SA

Che valore registriamo all'interno della centralina? Generalmente un valore inferiore al KSLA; possiamo prendere un certo margine di sicurezza che limiti ulteriormente lo SA, Δ , più o meno grande a seconda che il motore sia dotato di un sistema di controllo della detonazione oppure no. In caso di motore sprovvisto di un sistema di controllo della detonazione, scegliamo un margine di sicurezza più alto (Δ 1) poichè, al cambiare delle condizioni ambientali (T_a 1) può aumentare il rischio della detonazione (rischio1) (le condizioni ambiente incidono molto sulle condizioni di detonazione): un motore che aspira aria a T già molto elevata (esempio: $T_a=40$ [°C]), durante la stagione estiva, è ovvio che, a parità di ogni altra condizione ([rpm] carico, SA), il rischio di detonazione risulti più elevato rispetto al rischio che si avrebbe durante la stagione invernale. Anche la qualità dei combustibili (NO ($Numero\ di\ Ottano$) \downarrow 1 influisce sul rischio di detonazione ($rischio\ \uparrow$ 1): le benzine in commercio devono soddisfare una serie di requisiti (misurati tramite il numero di ottano) in termini di resistenza alla detonazione. Quindi può essere sufficiente una benzina che non soddisfi le specifiche previste e quindi abbia una resistenza alla detonazione inferiore rispetto al previsto per portarci in detonazione. Ragion per cui dobbiamo prevedere sempre un certo margine (Δ_{NO}):

Nel caso in cui NON ci sia un sistema di controllo:

 $\Delta_{NO} = 2$

Nel caso in cui ci sia un sistema di controllo:

 $\Delta_{NO} = 0.5$

Esempio: la benzina che troviamo in commercio (95 ottani) ha NO=95; se il motore non dispone di un sistema di controllo, la centralina viene mappata in modo tale che il motore possa funzionare senza detonare anche con una NO=93. Se invece il motore è dotato di un sistema di controllo, sarà mappata in modo da non detonare, al limite, anche con una benzina caratterizzata da NO=94.5 ($NO\downarrow rischio\uparrow$).

La dispersione ciclica ci aiuta nel controllare il fenomeno. Grazie alla dispersione ciclica non passiamo da una situazione in cui l'anomalia è assente a una situazione in cui l'anomalia si presenti nella totalità dei cicli. La transizione da knock free a 100% di cicli detonanti avviene con una certa gradualità.

Se diagrammiamo la % di cicli detonanti al crescere dell'anticipo di accensione, vediamo come questa % tenda a crescere man mano che aumentiamo l'anticipo ma con una certa gradualità.

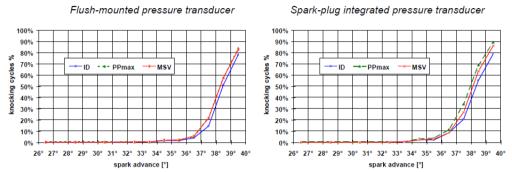


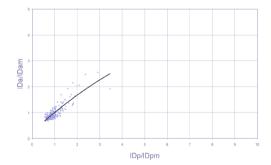
Fig. 12 - Comparison between knock indexes obtained by means of flush-mounted (left) and spark-plug integrated (right) pressure transducers: percentages of knocking cycles as a function of spark advance (W.O.T., λ = 0.9, 3000 r.p.m.).

Qui l'anticipo di incipiente detonazione corrisponde a circa 35 gradi (2-3%); per arrivare a % superiori al 50% abbiamo bisogno di incrementare ulteriormente l'anticipo di altri 4 gradi circa. Fortunatamente abbiamo questa transizione graduale che è proprio quella che permette alla centralina di poter intervenire tempestivamente agendo sull'anticipo.

4) Analisi della correlazione tra gli indici basati sul segnale di pressione e gli indici basati sul segnale accelerometrico

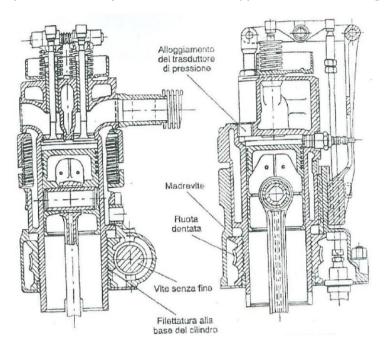
È necessario in laboratorio, quando si va a calibrare il sistema di controllo, verificare che ci sia una buona corrispondenza tra i cicli detonanti segnalati dall'accelerometro e i cicli detonanti che sono segnalati dal sensore di pressione.

Grazie all'elevata correlazione tra l'intensità di detonazione rilevata per via accelerometrica (metodo utilizzabile su vettura) e l'intensità rilevata tramite rilievo della pressione in camera di combustione (metodo utilizzabile in laboratorio) è possibile effettuare la calibrazione del motore (ad esempio, per la scelta dell'anticipo di accensione) in laboratorio.



Qui vediamo un esempio di diagramma di correlazione.

Inoltre la **forma della camera** di combustione è studiata appositamente per rendere più probabile la detonazione. La **candela** è posizionata **lateralmente**: il fronte di fiamma deve coprire tutta la camera prima di raggiungere l'end gas; massimizziamo le probabilità che l'end gas si autoaccenda. Il **trasduttore di pressione** viene posizionato sul **lato opposto** dove vi è l'end gas.



Il motore viene raffreddato da acqua in ebollizione in modo da avere una regimazione termica che sia ripetibile; potremmo pensare a una data quota, per esempio al livello del mare, dove l'acqua bolle effettivamente a 100 [C]. Nel caso di quota differente basta addizionare al liquido di raffreddamento un'opportuna quantità di glicol in modo da riportare sempre la T di ebollizione al valore di riferimento di 100 [C]. Viene controllata anche la temperatura e il tenore di umidità dell'aria all'aspirazione. L'aria aspirata viene fatta bassare attraverso una batteria di condizionamento in modo da tenere l'umidità dell'aria a valori controllati. Questo perchè il vapor d'acqua presente nell'aria comburente è un potente inibitore della detonazione: più aspiriamo aria umida, più la detonazione viene inibita; per due ragioni sostanzialmente: perchè il vapor acqueo ha una notevole capacità termica e quindi, assorbendo calore, ci aiuta ad abbattere la temperatura all'interno della camera; la seconda ragione è che il vapor acqueo ha anche una funzione di inibizione in alcune delle prereazioni che preludono poi alla fase finale del processo di combustione.

Tuttavia, purtroppo, non possiamo fare affidamento sull'intensità di detonazione che misuriamo. Supponendo di misurare un indice che si chiama KI (Knock Intensity) basato sulle oscillazioni di pressione che sono prodotte dall'autoaccensione dell'end gas, non possiamo stabilire, nonostante tutta questa maniacale cura nel codificare la prova in ogni minimo dettaglio, una correlazione tra il KI e lo ON, e quindi dire che $KI \propto 1/ON$, proprio perchè, purtroppo, provando lo stesso combustibile nelle stesse condizioni di prove e sullo stesso motore, ci ritroveremmo dei valori di KI anche sensibilmente differenti (effettuando la prova in momenti diversi). Questo è il motivo per cui il test viene effettuato per confronto. Si alimenta il combustibile prima con il combustibile in prova, quindi, con la benzina che deve essere sottoposta al test (composta, per esempio, 96% di isoottano e per il 4% da N-eptano); poi si prova il motore con una miscela di riferimento composta, per esempio, per il 94% di isoottano e per il 6% da N-eptano. Si effettua un'interpolazione tra i valori di KI (KI_{94} e KI_{96}).

Dobbiamo tener conto anche della **dosatura** (λ) poichè **KI varia in misura notevole** con la composizione della miscela. In linea di massima, più la miscela è vicina allo stechiometrico, più alte sono le probabilità che le reazioni possano progredire rapidamente. Dobbiamo tener presente che questa procedura risale agli anni '20, per cui non si parlava ancora di iniezione elettronica, sonda Lambda... si usava il carburatore.

Metodo Motor → MON

Le condizioni dei test Research e Motor sono molto differenti tra loro per quanto svolte sullo stesso motore.

Tabella 6.4	Parametri caratteristici dei monocilindro CFR utilizzato per la determinazione dei Numero d'Ottano			
Metodo		Motore	Ricerca	
Alesaggio	[mm]	82,6	82,6	
Corsa	[mm]	114,3	114,3	
Cilindrata	[cm³]	613	613	
Rapp. di comp. variabile		4+16	4 ÷ 16	
regime di rotazione	[giri/min]	900	600	
Anticipo accensione	[°]	19° + 26°*	13°	
Temperatura acqua raffred.	[°C]	100	100	
Temp.aria di alimentaz.	[°C]	149	libera	
Umidità aria di alimentaz.	[g/kg _{aria}]	3 ÷ 7	3 ÷ 7	
Rapporto di miscela		di massima detonazione		

variabile con il rapporto di compressione.

il test è effettuato a velocità di rotazione relativamente bassa (n=900~[rpm]). Il metodo Research, il primo a essere stato introdotto dall'ASTM, prevedeva una velocità inferiore (n=600~[rpm]). È stata poi incrementa; n=900~[rpm] può sembrare una velocità risibile rispetto a quella di normale funzionamento di un motore odierno, ma in realtà si tratta comunque di un incremento del 50%: i tempi si riducono del 50%. Dal punto di vista della velocità ci aspetteremmo che il metodo Motor sia meno gravoso rispetto al metodo Research: in realtà, se testiamo lo stesso combustibile con i due metodi, troveremmo che, con il metodo Research, a una benzina verde commerciale corrisponderebbe un $ON_{benzina}=95$, mentre con il metodo Motor, corrisponderebbe un $ON_{benzina}=85$. Questa differenza nel ON prende il nome di sensitivity: si tratta di una misura di quanto la resistenza alla detonazione è sensibile al variare delle condizioni operative, e in particolare della velocità di rotazione del motore.

In realtà, se riflettiamo un po' più a fondo sulla procedura di misura, dovremmo osservare che, basandoci sempre su una misura di confronto, ciò che stiamo valutando non è tanto in assoluto come varia la resistenza alla detonazione del combustibile in prova al variare della velocità, ma piuttosto come varia la resistenza alla detonazione del combustibile in prova rispetto a come varia il comportamento dell'isoottano e del N-eptano.

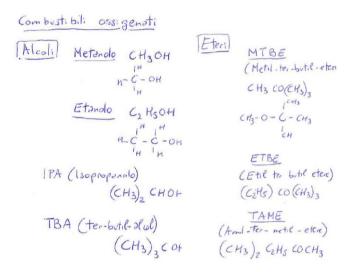
Quando diciamo che una benzina provata con il metodo Research dia un $ON_{benzina}=95$ e con il metodo Motor dia un $ON_{benzina}=95$, in realtà stiamo valutando non quanto sia sensibile la benzina alla velocità di rotazione ma quanto è sensibile la benzina rispetto alla sensibilità di riferimento dell'isoottano che è nulla per definizione.

Inoltre, nel metodo Motor cambiano anche altri parametri: l'anticipo di accensione (SA) che con il metodo Research è di 13 gradi, nel metodo Motor può variare tra 19 e 26 gradi a seconda delle caratteristiche della benzina in prova. In secondo luogo, quello che incide ancor più è il fatto che, nel metodo Motor, la miscela è riscaldata e portata all'aspirazione del motore a 149 [C]. Questa è una condizione estremamente gravosa. Questo fa sì che la benzina abbia generalmente un $ON_{Motor} \ll ON_{Research}$.

Per quanto il metodo sia stato messo a punto ormai 100 anni fa, viene utilizzato ancor oggi, per quanto ci si renda conto che la misura della resistenza alla detonazione possa non essere rappresentativa delle condizioni di funzionamento che andiamo a esplorare su un motore attuale (ad esempio perchè i motori sovralimentati attuali portano le miscele a condizioni di p e T molto diverse ↔ le prereazioni possono avere evoluzioni diverse: il numero di ottano misurato in questo modo potrebbe non essere adeguato a rappresentare la resistenza effettiva della benzina alla detonazione su un motore reale).

Nel 1993 quando sono state introdotte le cosiddette benzine verdi in Europa e ci si è trovati di fronte alla necessità sostanzialmente di recuperare per altra via la resistenza alla detonazione che non potevamo più ottenere andando a utilizzare questi additivi. Si è intervenuti andando a modificare il mix di idrocarburi costituenti le benzine; inizialmente si è aumentata molto la % di aromatici, poichè gli aromatici sono caratterizzati da un anello benzenico, quindi da una molecola molto compatta che conferisce un'elevata resistenza alla detonazione. Hanno però l'inconveniente di essere tossici (il benzene è cancerogeno). Per questo motivo le prime benzine verdi introdotte sul mercato negli anni '90 erano dette più tossiche delle benzine etilate precedenti (per via della più alta % di aromatici). Successivamente è stata progressivamente ridotta la % di aromatici: oggi la % di benzene non può superare l'1%.

Per incrementare la resistenza alla detonazione delle benzine si è ricorso alla **miscelazione** con **alcoli** ed **eteri**. Alcoli come il metanolo, l'etanolo, l'isopropanolo, il ter-butil-alcol...



Si preferisce utilizzare gli eteri agli alcoli in quanto la molecola dell'alcol (molto polare) è molto aggressiva e corrosiva; può danneggiare componenti del circuito di alimentazione del motore. L'etanolo è meno aggressivo e meglio tollerato del metanolo.

Alcuni di questi alcoli, oggi, sono di particolare interesse in quanto, oltre a essere particolarmente resistenti alla detonazione grazie alla loro molecola molto compatta, possono essere ottenuti da processi biologici, come l'etanolo.

Possiamo ottenere, per esempio, bio-etanolo a partire dalla canna da zucchero, come avviene in Brasile, o dalla barbabietola da zucchero, come avviene nei paesi europei, o dal mais, come avviene negli Stati Uniti.

Rappresentano un'alternativa ai combustibili fossili. Possono aiutare nel compesare le emissioni di CO₂.

Quindi i bio-combustibili posso essere sicuramente un'opzione valutabile per la riduzione delle emissioni di ${\it CO}_2$; in alcuni contesti possono essere decisamente più efficaci rispetto ad altre soluzioni come l'elettrificazione: se li confrontiamo per esempio con l'utilizzo di un veicolo elettrico, in termini di emissioni, in un paese come la Cina o l'India dove l'energia elettrica deriva principalmente dal carbone, possono essere un'ottima scelta.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

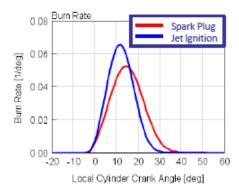
Condizioni ambientali

$$T_{amb} \uparrow => ID \uparrow$$

 $p_{amb} \uparrow => ID \uparrow$
 $\varphi_{aria} \uparrow => ID \downarrow$

Il funzionamento risulta meno critico in quota piuttosto che al livello del mare, poichè in quota abbiamo una minor pressone e quindi una minor densità dell'aria → condizione meno critica per quanto riguarda lo stress sull'end gas.

Se sale l'umidità dell'aria (ϕ_{aria} 1) l'intensità di detonazione diminuisce (ID \downarrow) perchè il vapor acqueo tende da un lato a raffreddare la miscela, data la maggior capacità termica, dall'altro a fare da inibitore delle prereazioni di combustione. Quindi un modo per ridurre il rischio di detonazione potrebbe essere, se possibile, quello di far aspirare al motore aria umida.



Vediamo riportate su questo diagramma la rapidità di una combustione normale (in rosso) e la rapidità di una combustione TJI (in blu).

La combustione TJI è decisamente più rapida e permette di bruciare miscele anche molto magre che avrebbero difficoltà a bruciare in tempi ridotti in un processo tradizionale.

Questa tecnologia, per la possibilità di poter bruciare miscele molto magre, è stata inizialmente adottata su grandi motori a gas per applicazioni navali o stazionarie, dove può essere estremamente conveniente lavorare con miscele molto magre ($\lambda \approx 2$) che non sarebbero in grado di bruciare con un processo di combustione tradizionale. Lavorare con miscele molto magre da un lato permette di avere elevate efficienze e dall'altro di contenere le emissioni di alcuni inquinanti, in particolare degli NOx in quanto la formazione degli NOx è estremamente sensibile alle temperature: tendono a formarsi quando i prodotti della combustione si trovano a T > 1850 [K]; L'utilizzo di notevoli eccessi di aria che ci permette di abbattere notevolmente le temperature del processo di combustione ci permette di ottenere combustioni con emissioni di NOx ridotte.

A seguito di una modifica dei regolamenti introdotta nel 2014, è stato introdotto nei motori di Formula1; più recentemente (2020) è passato alla produzione di serie nei motori automobilistici; la Maserati che monta il motore Nettuno è il primo esempio di vettura di serie, per quanto si tratti di una vettura di nicchia, che utilizza questa tecnologia che, come vedremo tra poco, presenta notevoli vantaggi.

In base alle dimensioni dei fori due meccanismi di accensione sono possibili:

Turbolent Jet ignition: se i fori sono sufficientemente piccoli da spegnere il fronte di fiamma. ← **Turbolent Flame Ignition**: se i fori sono sufficientemente larghi da lasciar passare il fronte di fiamma.

Tra le due quella preferibile è sicuramente la prima perchè, dal punto di vista della rapidità del processo di combustione che si riesce a realizzare nella camera principale, è decisamente più favorevole la condizione in cui a fuoriuscire siano getti pur già combusti, e quindi non reattivi, ma caratterizzati da un'alta velocità di efflusso quale si ottiene andando appunto a diminuire il più possibile le dimensioni dei fori di collegamento.

In base alla configurazione della camera di combustione distinguiamo:

Sistemo TJI attivi Sistemo TJI passivi ←

- Sistemo TJI attivi: controllo attivo della formazione della miscela nella pre-camera. possiamo avere un sistema di iniezione indiretta in cui il combustibile viene iniettato nei condotti per miscelarsi con l'aria comburente (\sim PFI), oppure un sistema a iniezione diretta in cui il combustibile viene iniettato direttamente all'interno della camera principale (\sim GDI). Oltre all'iniettore PFI o GDI utilizzati per l'iniezione nella camera principale vi è un secondo iniettore posizionato all'interno della pre-camera. Questo iniettore ci permette di realizzare all'interno della pre-camera condizioni della miscela differenti rispetto a quelle della camera principale. Potremmo pensare di iniettare in camera principale una miscela molto povera e nella pre-camera una miscela ricca, o prossima allo stechiometrico, che renda più facile l'innesco del processo. Ci fornisce una maggior flessibilità, benefici in termini sia di efficienze ($\geq 40\%$) che di emissioni di NOx a fronte di una maggior complicazione costruttiva e a fronte anche di una maggior complicazione del sistema di post trattamento che dev'essere in grado di trattare gli NOx in un ambiente fortemente ossidante.

Motore Maserati Nettuno

Il motore Maserati Nettuno è il primo motore di serie che dispone di tecnologia TJI con pre-camera passiva.

Vi è una seconda candela nella camera di combustione principale per consentire un corretto innesco del processo di combustione in condizioni operative in cui la combustione con il sistema pre-camera potrebbe essere critica. Specie ai bassissimi carichi, un problema che si può verificare con la pre-camera passiva è che la zona della pre-camera venga a essere poco lavata dalla carica fresca, o in altri termini, che si realizzi all'interno della pre-camera una sacca di gas combusti che non vengono ricambiati dalla carica fresca; per questo motivo l'accensione nella pre-camera passiva può risultare critica. Per cui può essere conveniente avere a disposizione una candela tradizionale in camera principale che possa essere utilizzata nelle condizioni di basso carico (2 [bar] di pme) e al minimo.

Cronistoria del sistema TJI con camera passiva:



È stato inizialmente brevettato da MAHLE nel 2012 per applicazioni nel motorsport e successivamente introdotto per applicazioni di serie.

Dati caratteristici del motore Nettuno:

Cilindrata	Sovralimentazione	
3.01	BiTurbo con valvole WasteGate attuate	Altezza motore
	elettronicamente	650 mm
Alesaggio per Corsa	Sistema Accensione	
88 x 82 mm	Doppia Candela con Precamera passiva	Lunghezza motore
		600 mm
Rapporto Compressione	Pompa di lubrificazione	
11: 1	Pompa olio a cilindrata variabile in continuo	Massa motore (secondo DIN GZ)
		<220 kg
Ordine di Scoppio	Sistema di Lubrificazione	
1-6-3-4-2-5	Carter a secco con modulo di recupero e serbatoio	Livello emissioni
	olio esterno	EU6D/China 6B/Ulev 70
Potenza Massima Pot. Spec.		
630CV @ 7500 rpm > 210 CV/litro	Sistema iniezione	
Coppia Massima	PDI (Iniezione diretta 350bar + Iniezione Indiretta	
730 Nm @3000 rpm (30.5 bar BMEP)	Sharl	

$\lambda = 1$; $\lambda < 1 \ a \ P > 400 \ [CV]$

Si tratta di un motore 6V con cilindrata complessiva di 3L che raggiunge una $pme_{max}=30~[bar]$. Il sistema TJI permette di lavorare con un $\varepsilon=11$ con un elevatissimo valore di potenza specifica: >200~[CV/L]. Il sistema di accensione è a doppia candela. Un'altra particolarità interessante è la presenza di un sistema PDI, ovvero un sistema ibrido che prevede contemporaneamente la presenza di un iniettore nel port (iniezione indiretta PFI) con p=6~[bar] e di iniettori in camera di combustione (diretta GDI) con p=340~[bar].

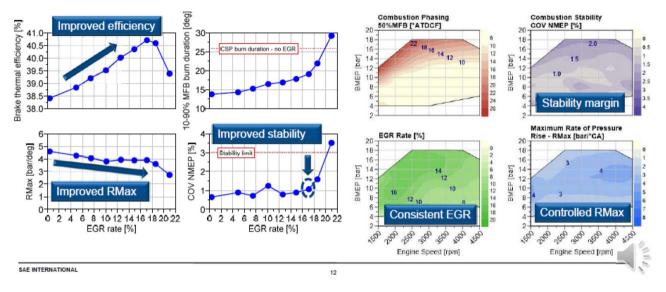
Iniezione indiretta PFI: per $BMEP < 10 \ [bar]$: per ridurre il numero di particelle (PN) allo scarico (con il sistema a iniezione diretta è inevitabile, per quanti sforzi si facciano, la formazione di Soot, perchè parte dei getti di combustibile andrebbero sempre a impattare contro la valvola o il cielo dello stantuffo).

Iniezione indiretta PFI + iniezione diretta GDI: per $BMEP > 10 \; [bar]$

iniezione diretta GDI: nella zona in prossimità del pieno carico (WOT): questo ci consente di avere un più efficace raffreddamento della miscela e quindi una miglior resistenza alla detonazione.

- Vediamo come la fasatura si possa mantenere ottimale fino a 16 [bar] di pme; dopodiché bisogna ritardare un po'; nella combustione tradizionale siamo costretti a ritardare già dai 12 [bar] di pme.
- La durata è nettamente inferiore;
- la combustione è nettamente più stabile (COV della pmi);
- Nonostante tutti questi vantaggi i ricercatori di MAHLE evidenziano la necessità di ottimizzare ulteriormente l'hardware che, nonostante la maggior resistenza alla detonazione, nonostante la possibilità di lavorare con combustioni più rapide e meglio fasate, non presenta ancora, in questo caso, delle riduzioni di consumo specifico particolarmente significative se non a condizioni di carico elevato.

Aumento % EGR:



Vediamo un'analisi effettuata a 3000 [rpm] e 14 [bar] di pme andando a incrementare notevolmente il rapporto di compressione (+5.5 CR). Si tratta di un'applicazione estrema. Si cerca, in questo caso, di ottenere dei benefici in termini di riempimento, sfruttando la possibilità che il processo di combustione più rapido ci dà, ovvero di lavorare con rapporti di compressione decisamente più elevati e lavorare anche con EGR. Con un ricircolo dell'ordine del 16% otteniamo dei rendimenti del 40% con una durata che è sempre inferiore alla durata che avremmo in un motore tradizionale addirittura senza EGR, e con una stabilità che è sempre al di sotto del limite sulla COV.

Trattandosi di un inerte chimico, utilizziamo l'EGR anche per rallentare le reazioni: ci permette di avere una crescita della pressione in camera (Rmax) che sia più contenuta e che quindi non ci dia un fronte di salita molto ripido che potrebbe essere critico per il processo.

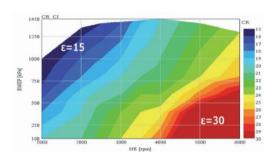
 $EGR \uparrow \eta \uparrow (quello che rende quest'applicazione di interessante)$

- SPCCI: Spark Controlled Compression Ignition

Accensione per compressione + accensione comandata SI Motore Mazda SkyActive X

Accensione per compressione + accensione comandata SI

Si tratta di una tecnologia che è stata sviluppata da Mazda (per combustibili a bassa reattività) ed entrata in produzione con i motori della serie SkyActive X. Avevamo visto come in via teorica fosse possibile realizzare una combustione di tipo HCCI, ovvero una combustione in cui una miscela omogenea viene portata alle condizioni di autoaccensione spontanea di tutta la miscela per effetto della semplice compressione, senza un innesco esterno. La soluzione HCCI è molto interessante dal punto di vista del rendimento: trattandosi di una combustione isocora ci restituisce il rendimento più elevato per un dato rapporto di compressione; purtroppo risulta critica nel momento in cui cerchiamo di far funzionare in questa modalità un motore sull'intero piano quotato, poichè al variare della velocità di rotazione i tempi di induzione della miscela cambiano e quindi avremmo la necessità di variare la reattività della miscela oppure il CR al variare della velocità; al variare del carico siamo anche costretti a variare il rapporto A/F all'interno della camera: ci serve più combustibile a carichi più elevati, e questo comporta una miscela più reattiva → abbiamo bisogno di diversi CR al variare del carico.



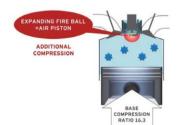
Queste considerazioni sono sintetizzate da Mazda in questo diagramma. Vengono riportati i rapporti di compressione (ε) che dovrebbero essere utilizzati per arrivare all'autoaccensione spontanea della miscela al variare del carico e della velocità di rotazione.

Secondo i calcoli di Mazda dobbiamo far variare il rapporto di compressione in un intervallo molto ampio.

Ai bassi carichi utilizziamo una miscela molto magra; agli alti regimi la miscela stazionerebbe poco tempo; avendo una miscela poco reattiva che staziona poco tempo ad alte → dobbiamo portarla ad alta T con un alto rapporto di compressione.

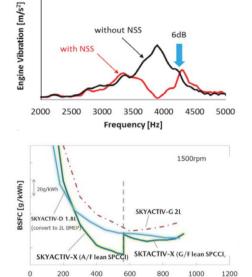
Questo range di rapporti di compressione NON è realizzabile con sistemi di rapporto di compressione variabile: con sistemi meccanici per la variazione della lunghezza della biella, per esempio, riusciamo a realizzare variazioni contenute $10 \le \varepsilon \le 13$ (escursione contenuta). Come risolvere il problema?

L'idea che hanno avuto gli ingegneri di Mazda è stata quella di combinare l'accensione comandata SI con l'accensione per compressione, ovvero utilizzare un rapporto di compressione già di base molto alto ($\varepsilon \approx 16$) e quando questo non sia sufficiente da solo a fare autoaccendere la miscela, comunicare l'accensione tramite una scintilla, in modo che si abbia un nucleo dal quale si propaghi un fronte di fiamma: i gas combusti, in questo caso, espandendosi, collaborano con il pistone a comprimere la miscela: la miscela, sotto l'azione combinata della compressione da parte dello stantuffo e della compressione della carica che ha già bruciato e che si sta espandendo, si autoaccende spontaneamente. Dunque, abbiamo una transizione alla accensione spontanea e simultanea di tutta la miscela, partendo però da una condizione in cui controlliamo noi l'inizio del processo facendo scoccare la scintilla.



È un processo indubbiamente molto complesso da controllare ma che può fornire notevoli vantaggi dal punti d vista del rendimento.

La ridotta frazione della miscela che brucia in modalità HCCI aiuta anche dal punto di vista delle vibrazioni e del rumore nel cosiddetto comportamento NVH (Noise Vibrantion and Harshness).



BMEP [kPa]

Insieme a tecniche per l'incapsulamento del motore, quindi l'attenuazione della rumorosità irradiata verso l'esterno e tecniche di smorzamento (tramite smorzatori), la modalità SPCCI permette di ridurre l'entità delle vibrazioni e quindi la rumorosità del motore e quindi a ovviare a uno degli inconvenienti tipici della combustione HCCI.

Riusciamo a ottenere riduzioni di consumo significative rispetto al motore di generazione precedente che, pur avendo un rapporto di compressione molto elevato (14) non utilizzava questa tecnologia di combustione.

 $\Delta bsfc \approx -20 \left[g/kWh \right]$ (in condizioni di carico parziale)

Ai bassi carichi, prima facciamo funzionare il motore con miscela molto magra (2); a un certo punto, per carichi crescenti, si commuta al funzionamento con EGR (3) per avere un diluente che ci renda la miscela meno reattiva e quindi che ci permetta di continuare a far funzionare il motore in questa modalità (SPCCI) anche se aumentiamo la quantità di combustibile tendendo quindi a rendere la miscela più reattiva: controbilanciamo questo effetto intervenendo con l'EGR. A pieno carico facciamo funzionare il motore nella modalità tradizionale con scintilla.

[Quiz Kahoot 6! Giovedì 10/12/20 (LEZIONE 34)]

- 1) L'isottano rispetto alla benzina ha una dosatura stechiometrica A/F: superiore perchè ha un rapporto H/C superiore.
- 2) La velocità di una tipica reazione di combustione cresce con la T: in modo esponenziale.
- 3) Un motore HCCI non può funzionare con benzina perchè è un combustibile a bassa reattività: falso (bisogna trovare il giusto rapporto di compressione).
- 4) Un motore HCCI funzionante a un carico di 2 [bar] di pme, rispetto a un motore a benzina farfallato: ha un rendimento più elevato perchè non si lamina all'aspirazione, si usano miscele molto magre (basse T); la combustione avviene a volume costante.
- 5) La velocità di una fiamma laminare di una miscela stech. benzina/aria è dell'ordine di: 0.3 -0.4 [m/s].
- 6) Tra i moti di swirl e tumble, qual è più efficace nell'incrementare la turbolenza al PMS?: Tumble.
- 7) Dopo lo scoccare della scintilla la pressione in camera non aumenta immediatamente: perchè la combustione del primo nucleo interessa una piccola quantità di carica.
- 8) Al diminuire del carico, l'anticipo di accensione: aumenta per compensare la minor reattività della miscela.
- 9) Una candela fredda, montata su di un motore a bassa potenza specifica, può aumentare il rischio di misfire: vero.
- 10) La detonazione (che non degeneri in preaccensione) può provocare dalli al motore: solo se protratta per lungo tempo (per fenomeni di fatica a caldo).

Properties	В0	B100
Carbon content C [w%]	86.5	78.5
Hydrogen content H [w%]	13.5	10.8
Oxygen content O [w%]	1	10.5
Sulfür content S [ppm] (EN ISO 14596-98)	< 10	< 10
Stoichiometric ratio (A/F)st	14.5	12.3
Net heating value, LHV [kJ/kg] (ASTM D 240-00)	43100	37350
Cetane Number (ISO 5165-98)	51.8	52.3
Density at 15 °C, [kg/m ³]	840.1	883
Viscosity at 40 °C, [mm²/s]	3.141	4.254
LHV/(A/F)st [MJ/kg]	2.972	3.037

L'estere metilico ha caratteristiche molto simili a quelle del gasolio dal punto di vista dell'accendibilità (ha un numero di cetano molto simile); il suo contenuto energetico e la dosatura sono più bassi; essendo un estere la sua molecola contiene all'interno un 10% di ossigeno e quindi riduce il potere calorifero e anche la dosatura stechiometrica. Per cui se li confrontiamo a pari rapporto potere calorifero su dosatura stechiometrica vediamo che siam sempre intorno ai 3 [MJ/kg].

È dunque un'alternativa molto promettente.

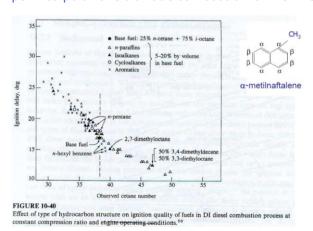
Le coltivazioni per la produzione del bio-diesel non devono però essere in competizione con l'alimentazione umana; si devono utilizzare terreni residuali che non sarebbero adatti a una coltura intensiva.

Caratteristiche chimiche del combustibile

La reattività del combustibile, ovvero la sua capacità di autoaccendersi con ritardi di ignizione contenuti è elevata nel caso di molecole "flessibili" (esempi: alcani ad alto peso molecolare) che favoriscono le reazioni di formazione dei composti intermedi (perossidi, idroperossidi), modesta invece nel caso di molecole "rigide" (esempio: aromatici).

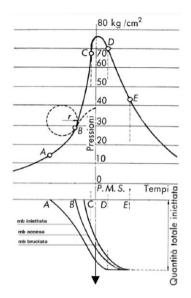
La misura della qualità di combustibile per quanto concerne le sue caratteristiche di accendibilità viene effettuata per confronto, in condizioni di prova standardizzare dall'ASTM, con quella di miscele di combustibili di riferimento, costituite da cetano ($C_{16}H_{34}$) e α -metilnaftalene ($C_{11}H_{10}$). Il cetano è caratterizzato da spiccate proprietà (molecola lunga e flessibile) per quanto riguarda la rapidità di accensione; il α -metilnaftalene ha proprietà opposte (molecola rigida e compatta) \rightarrow combustibile che tende ad autoaccendersi con notevole difficoltà dopo tempi di induzione lunghi. L' α -metilnaftalene è costituito da due anelli benzenici con un gruppo metilico (CH_3) in posizione alfa, ovvero collegato a un atomo di carbonio su uno dei vertici benzenici.

Numero di cetano (NC) di un combustibile: % in volume di cetano in una miscela di cetano e α -metilnaftalene avente le stesse caratteristiche di ritardo di accensione del combustibile in esame in condizioni di prova standardizzate. Queste condizioni sono molto simili a quelle viste per un motore SI: si tratta di un test su motore standardizzato con la possibilità di far variare il rapporto di compressione con il motore in funzionamento; il combustibile viene iniettato con un anticipo fisso rispetto al PMS; si regola il RC per avere l'autoaccensione del combustibile stesso proprio quando lo stantuffo raggiunge il PMS. Dopodiché si procede per interpolazione tra i due combustibili di riferimento (si valuta a quale è più vicino).



A differenza di quanto avviene per i combustibili destinati per motori SI, per i quali siamo a fondo scala come misura delle caratteristiche di resistenza alla detonazione; le benzine in commercio hanno un NO=95. Nel caso dei gasoli, la scelta dei combustibili di riferimento è stata più centrata sulle caratteristiche medie dei gasoli, tant'è che NC=50÷55 (centro della scala). Si può osservare come i comb. con NC più elevati (alcani) abbiano un ignition delay più basso: $NC \uparrow \tau \downarrow$ (aromatici: $NC \downarrow \tau \uparrow$).

La presenza di moti turbolenti all'interno della camera favorisce la miscelazione del combustibile con l'aria.



In figura sono riportati gli andamenti nel tempo della pressione nella camera di combustione e della cumulata di quantità di combustibile iniettate, accese e bruciate.

Come si vede la combustione non inizia esattamente quando le prime goccioline di gasolio vengono iniettate nel cilindro (Punto A = SOI), ma si ha un certo ritardo (AB = τ) (dell'ordine delle frazioni di millisecondi) necessario al riscaldamento, alla vaporizzazione e al miscelamento

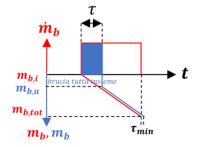
Si osserva così durante tale intervallo di tempo la formazione di un accumulo dovuto alle particelle di gasolio che vengono iniettate mentre la combustione non è ancora iniziata; raggiunte le condizioni di autoaccensione (Punto B = SOC), il combustibile accumulatosi brucia contemporaneamente e in modo quasi isocoro dando luogo a una brusca impennata della pressione nella camera di combustione (rumore).

La distanza tra le curve relative al combustibile iniettato e a quello acceso tende a diminuire fino a stabilizzarsi con il passare del tempo poichè il ritardo non è costante: le goccioline iniettate a combustione già iniziata infatti trovano condizioni di p e T sempre più favorevoli cosicché il t necessario al loro riscaldamento, vaporizzazione e miscelamento va via via riducendosi fino a stabilizzarsi a un valore pressoché costante.

Il ritardo AB = τ non deve essere confuso con il ritardo τ che misuriamo nelle macchine a compressione rapida: nelle macchine a compressione rapida comprimiamo una miscela preformata di combustibile e comburente entrambi allo stato gassoso e misuriamo il tempo necessario perchè abbiano luogo le reazioni chimiche all'interno della miscela. Invece, in questo caso, misuriamo sia i **tempi** legati a **fenomeni fisici**, rappresentati dall'**atomizzazione del getto** (1), dall'**evaporazione delle goccioline** (2) e dal **miscelamento dei vapori di combustibile con l'aria** (3), sia i **tempi** legati a **fenomeni chimici**. Il τ non dipende esclusivamente dalla reattività del combustibile ma anche dalle caratteristiche del sistema di iniezione: se il sistema di iniezione presenta dei fori più piccoli, le goccioline risultano inferiori, evaporano più in fretta e il τ si riduce.

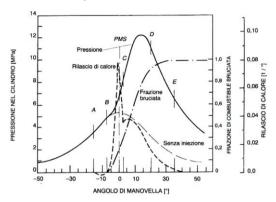
Al termine dell'ignition delay (τ) il processo di combustione si avvia: sull'andamento della pressione possiamo notare una crescita molto rapida della pressione all'interno della camera con un gradiente di pressione (dp/dt) molto elevato ($dp/d\vartheta \approx 4 \div 5 \ [bar/^\circ]$). La crescita della pressione, purtroppo, quando il processo si avvia, tende a progredire molto rapidamente.

Se guardiamo alle due curve della quantità di combustibile iniettata $(m_{b,i})$ (curva A) e della quantità di combustibile accesa $(m_{b,a})$ (curva B) NON sono due curve che viaggiano parallele, ovvero non si trovano in modo costante alla distanza τ , ma tendono ad avvicinarsi rapidamente: la curva B, una volta avviato il processo, tende a crescere molto rapidamente: ha una crescita quasi verticale; si avvicina molto alla curva A; il chè significa che il τ va progressivamente riducendosi fino ad arrivare a un valore minimo (τ_{min}). Arrivato a questo valore minimo, il processo prosegue con effettivamente le due curve quasi parallele. Trascurando i transitori di apertura/chiusura dell'iniettore:



Questo comportamento (τ \downarrow) è dovuto al fatto che, a mano a mano che frazioni di combustibile che immettiamo in camera ultimano i processi fisici e chimici, l'energia chimica rilasciata tende localmente ad aumentare la $T \leftrightarrow$ ambiente caratterizzato da condizioni più favorevoli per il combustibile iniettato dopo.

Le 4 fasi del processo di combustione



Osservando l'andamento schematico della pressione e la curva di rilascio calore in funzione dell'angolo di manovella in figura è possibile individuare, nella durata complessiva del periodo di iniezione - combustione, quattro intervalli caratteristici:

A→**B**: Ritardo di accensione (ignition delay)

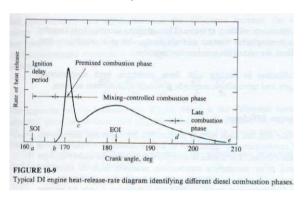
B→**C**: Combustione premiscelata (premixed phase)

C→D: Combustione diffusiva (mixing controlled phase)

D→**E: Completamento della combustione** (late comb.)

[Applicando il primo principio della termodinamica (I PTD) possiamo ottenere l'andamento della rapidità con cui viene rilasciata l'energia delle reazioni chimiche e la rapidità con cui viene bruciato il combustibile.]

Andamento della rapidità con cui viene rilasciato il calore (HRR: Heat Release Rate):



A→**B**: **Ritardo di accensione** (ignition delay)

$$\begin{array}{l} \textbf{Ignition} \\ \textbf{delay} \end{array} (\tau) = SOI \rightarrow SOC \ dovuto \ a: \textbf{ritardo fisico} \left(\begin{array}{l} atomizzazione \\ evaporazione \\ miscelamento \end{array} \right) + \textbf{ritardo chimico} \end{array}$$

Durante tale intervallo di tempo (τ) si osserva la formazione di un accumulo di combustibile.

I fenomeni fisici sono predominanti in termini di durata temporale (preview: serve 1[ms] per far evaporare una goccia avente $SMD \approx 25 \ [\mu m]$ con $T_a \approx 1000 \ [K]$).

Fenomeni chimici: reazioni con formazione di composti intermedi (radicali, preossidi) e fenomeni di cracking che precedono gli stadi finali fortemente esotermici del processo di ossidazione.

B→C: Combustione premiscelata (premixed phase)

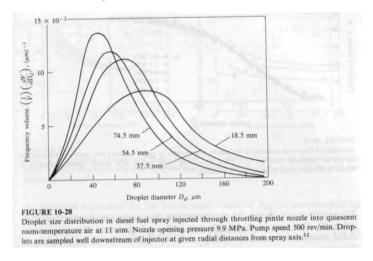
Durante questa fase si registra il massimo rilascio di calore per via della forte esotermia delle tappe finali del processo di ossidazione. Una volta raggiunte le condizioni di ignizione dei primi nuclei (Punto B), l'innalzamento della temperatura prodotto dalla combustione di questi ultimi accelera notevolmente il processo di combustione del combustibile accumulatosi, che brucia così pressoché simultaneamente dando luogo a un brusco gradiente di pressione. Tale incremento, seppur vantaggioso dal punto di vista del rendimento termodinamico, è responsabile della caratteristica rumorosità di funzionamento del motore Diesel, nonché vibrazioni e sollecitazioni.

Durante questa fase tendono inoltre a realizzarsi le condizioni idonee alla formazione di NOx, a causa delle alte T raggiunte nella combustione che avviene in modo quasi isocoro.

Al fine di **ridurre il più possibile il tempo** richiesto dall'evaporazione, è opportuno aumentare il più possibile la superficie del getto, facendo sì che esso si polverizzi in goccioline di dimensioni i più possibili contenute.

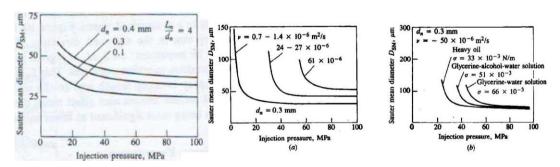
Poichè il getto risulta costituito da gocce di dimensioni differenti tra loro (sia nel tempo che nello spazio), può essere utile caratterizzarne il grado di polverizzazione tramite un diametro medio, quale ad esempio il diametro medio di Sauter (SMD): corrisponde al diametro di una "goccia media" avente lo stesso rapporto superficie/volume del getto.

$$SMD = \frac{\sum N_i d_i^3}{\sum N_i d_i^2}$$
 diametro medio di Sauter



SMD diminuisce ($SMD \downarrow$) (ovvero la polverizzazione migliora) se:

- Diminuisce il **diametro del foro** di efflusso (e quindi il d iniziale del getto liquido): $d_f \downarrow SMD \downarrow d_f \geq d_{lim} = 100 \ [\mu m]$
- Aumenta la **pressione di iniezione** (e quindi la velocità del getto rispetto all'aria) $p_{in} \uparrow v \uparrow We \uparrow SMD \downarrow accumulo \uparrow$
- Diminuisce la **viscosità** del liquido; $\mu_{liquido} \downarrow SMD \downarrow$ (criticità per il bio-diesel: $\mu_{bio-diesel} > \mu_{diesel}$)
- Diminuisce la tensione superficiale del liquido: $\sigma \downarrow We \uparrow SMD \downarrow$
- Aumenta la **densità dell'aria**: $\rho_{air} \uparrow We \uparrow SMD \downarrow$



Dalla pressione di iniezione (p_{in}) dipende la velocità di efflusso del getto (v):

 $p_{in} \uparrow v \uparrow We \uparrow$: più intenso risulta l'effetto di atomizzazione del getto. Bisogna però ricordare che l'andamento del diametro medio di Sauter (SMD) con la pressione di iniezione (p_{in}) è un andamento sì decrescente ma che tende a un andamento quasi asintotico verso un asintoto orizzontale: se incrementiamo la pressione di iniezione da livelli relativamente bassi (per esempio da 200 a 300 [bar]) abbiamo una variazione del diametro molto marcata; ma se siamo su livelli di pressione già elevati (per esempio a 1000 [bar]) e incrementiamo ulteriormente la pressione (per esempio a 2000 [bar]) l'effetto sulla atomizzazione del getto tende a diventare quasi trascurabile.

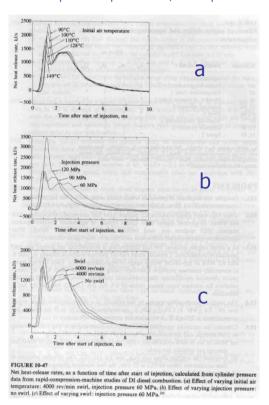
Combustione premiscelata (premixed phase) [↓ LEZIONE 36: 14/12/20]

Il combustibile che si è accumulato durante l'ignition delay tende a bruciare tutto insieme durante la "premixed phase" con una combustione quasi isocora che produce un picco elevato di calore. Questa fase è seguita da una fase caratterizzata da una combustione più graduale, detta "mixing controlled phase" in quanto controllata dalla rapidità con cui rendiamo disponibile nuovo combustibile per il processo all'interno della camera di combustione. Solo una frazione modesta del combustibile, $\approx 10\%$, brucia durante la "premixed phase".

Combustione diffusiva (mixing controlled phase)

La maggior parte del processo di combustione si svolge durante la fase diffusiva, in cui la velocità del processo è controllata essenzialmente dalla rapidità con cui i vapori di combustibile e l'aria comburente si miscelano.

I tempi necessari per il miscelamento risultano infatti durante questa fase nettamente superiori sia a quelli richiesti per l'evaporazione, sia a quelli richiesti dalla cinetica chimica.



Esempio:

a) $T_a \uparrow \tau \downarrow$: si accumula meno combustibile: si riduce il picco di rilascio calore della premixed phase: si riduce il rumore. In condizioni di avviamento a freddo, specie per basse T all'aspirazione, si ha una rumorosità notevolmente più alta.

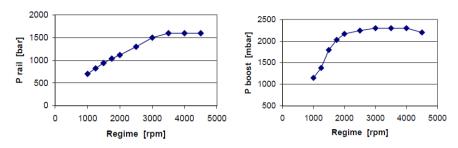
b)
$$p_{in} \uparrow (v \uparrow We \uparrow SMD \downarrow) \tau \downarrow$$

c) Aumento della turbolenza (Swirl) → effetto benefico sulla mixed controlled phase: aumenta la rapidità con cui il nuovo combustibile viene introdotto e reso disponibile per il processo di combustione (aumenta l'intensità di questa fase).

[Domanda (18) per il Prof.: $T_a \uparrow : (\rho_a \downarrow) = p_a/nR(T_a \uparrow)$ $\begin{array}{c} \rho_a \downarrow => SMD \uparrow \tau \uparrow \\ T_a \uparrow => \tau \downarrow \end{array}$ se la temperatura dell'aria

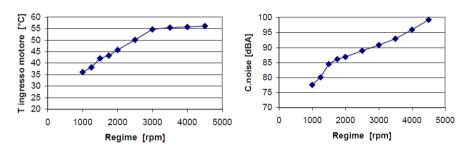
è più elevata l'evaporazione è agevolata e l'ignition delay si riduce; se però l'aria è più calda risulta meno densa e l'impatto del getto liquido contro il muro d'aria meno densa porta a una minore disgregazione in gocce più piccole; l'effetto prevalente, per ridurre τ , è quello della temperatura più alta, corretto? O meglio, l'evaporazione è facilitata dalle dimensioni più piccole delle gocce: a tal fine aumentando, per esempio, la pressione di sovralimentazione aumentiamo la densità della carica per ottenere una disgregazione maggiore; aspirando aria a T più elevata facilitiamo l'evaporazione delle gocce.]

Andamenti della pressione nel rail (p_{rail}) e della pressione di sovralimentazione (p_{boost}):



La pressione nel rail raggiunge un massimo $p_{rail}=1600\ [bar]$ a $3000\ [rpm]$ e poi si mantiene costante. La p_{boost} cresce fino a un massimo (viene aperta la Wastegate) e poi si mantiene pressoché costante.

Andamento della T di ingresso del motore ([°C]) e del rumore di combustione (C.noise):

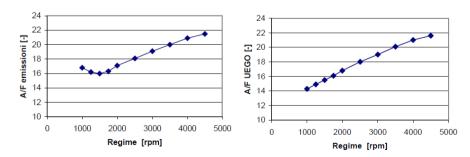


Segue l'andamento della pressione nel rail. In realtà si tratta di una conseguenza di come viene effettuata la sperimentazione del motore in sala prova dove allo scambiatore di calore aria-aria (intercooler) montato su vettura viene sostituito generalmente uno scambiatore più efficiente aria-acqua (viene utilizzata acqua di rete per il raffreddamento della carica), controllato per mantenere l'aria all'aspirazione a una $T \approx cost$.

Lo scambiatore in genere è dimensionato per asportare la potenza termica nelle condizioni di potenza massima che dev'essere rimossa dal circuito aria: quando lavoriamo a portate inferiori abbatte più del dovuto la temperatura dell'aria all'aspirazione.

L'andamento che si ha su vettura è diverso: sulla vettura su cui viene montato uno scambiatore di calore aria-aria (intercooler) abbiamo un andamento della T che tende a crescere progressivamente in modo monotono crescente con il crescere del regime di rotazione (in quanto abbiamo un flusso pressoché costante di fluido freddo che investe lo scambiatore di calore).

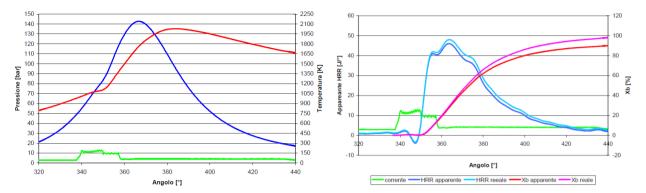
Andamento del rapporto A/F: misura dai gas di scarico (emission) e tramite sonda UEGO:



A/F emission: misura del quantitativo di ossigeno presente all'interno dei gas di scarico;

A/F UEGO: misura del quantitativo di ossigeno mediante la sonda UEGO: soggetta a errori di misura soprattutto per i valori più bassi di concentrazione di ossigeno prossimi allo stechiometrico: stando a questa misura sembrerebbe che il motore funzioni addirittura con miscela leggermente ricca per i regimi di rotazione più bassi, cosa che non può essere perchè un motore diesel deve lavorare sempre con un eccesso d'aria.

Andamento di: comando elettromagnetico, pressione media [bar], T media [K], HRR, x_b per $n=4500 \ [rpm]$:



$$n = 3000 [rpm](1^{\circ} = 55 [\mu s])$$
:

SOI (elettrico) =
$$348.5^{\circ} \leftrightarrow 11.5^{\circ} BTDC$$

SOI (effettivo) = **SOI** (elettrico) + **200** [
$$\mu$$
s] = 348.5° + $\frac{200 \ [\mu s]}{55 \ [\mu s]}$ = 348.5° + 3.6° = **352**.1°

$$x_h = 2\% \ a \ 358.5^{\circ}$$

$$\tau = SOC - SOI = 358.5^{\circ} - 352.1^{\circ} = 6.4^{\circ}$$

$$\tau = 6.4^{\circ} \cdot 55 \, [\mu s] = 352 \, [s] = \mathbf{0}.35 \, [s]$$

$$\Delta \theta_{x_h=10-90\%} = 403.1^{\circ} - 362.7^{\circ} = 40.4^{\circ}$$

$$\vartheta_{x_b=50\%} = 375.3^{\circ} \leftrightarrow 15.3^{\circ} ATDC$$
 (baricentro della combustione)

$$n = 4500 [rpm](1^{\circ} = 37 [\mu s])$$
:

$$SOI(elettrico) = 337^{\circ} \leftrightarrow 23^{\circ} BTDC$$

↓ Qui il tempo è lo stesso perchè lavoriamo a pari livello di p

$$301 (eieii1 iii0) = 337 \leftrightarrow 23 B1DC$$

SOI (effettivo) = **SOI** (elettrico) + **200** [
$$\mu$$
s] = 337° + $\frac{200 \ [\mu s]}{37 \ [\mu s]}$ = 348.5° + 5.4° = **342.4**°

$$x_h = 2\% \ a \ 351.9^{\circ}$$

$$\tau = SOC - SOI = 351.9^{\circ} - 342.4^{\circ} = 9.5^{\circ}$$

$$\tau = 9.5^{\circ} \cdot 37 \ [\mu s] = 351.5 \ [s] = \mathbf{0.35} \ [s]$$

$$\Delta \vartheta_{x_h=10-90\%} = 407.5^{\circ} - 355.9^{\circ} = 51.6^{\circ}$$

$$\theta_{x_h=50\%}=372.1^\circ\leftrightarrow 12.1^\circ$$
 ATDC (baricentro della combustione)

Al crescere della velocità $(n \uparrow)$ l'injection delay rimane lo stesso $(\tau = 0.35 [s])$: questo significa che l'accumulo è molto maggiore \rightarrow intensità della premixed phase maggiore $(p \uparrow)$.

- Emissioni acustiche

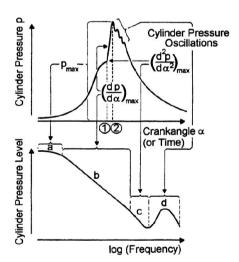
Classificazione del rumore | Determinazione del rumore di combustione Strategia di controllo della quantità Pilota

Classificazione del rumore

- Rumore meccanico: dovuto agli urti che si verificano tra le diverse parti del motore durante il funzionamento (ad esempio: scampanamento dello stantuffo al PMS, chiusure delle valvole, chiusura degli iniettori, ecc.);
- Rumore di combustione: dovuto al rapido incremento di pressione in camera durante il processo di combustione, e alle conseguenti deformazioni elastiche indotte nella struttura del motore (testa, pareti, ecc.)
- Rumore gasdinamico: dovuto al moto non stazionario della corrente gassosa nei sistemi di aspirazione e scarico, irradiato all'esterno dalla bocchetta di aspirazione (rumore di aspirazione) e dal terminale di scarico (rumore di scarico). Si interviene con dei componenti finalizzati a silenziare il rumore gasdinamico (silenziatori di scarico = marmitte = camere di espansione: la corrente viene rallentata e fatta espandere) (filtro dell'aria: smorza le oscillazioni di pressione alla bocca di aspirazione).

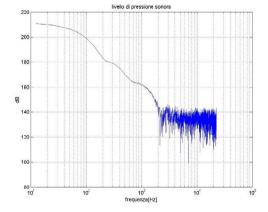
Determinazione del rumore di combustione

In base all'analisi del segnale di pressione si può risalire allo spettro eccitante la struttura del motore. Il contributo più importante è quello della derivata prima della pressione. Andando ad analizzare lo spettro armonico della forzante (pressione in funzione del tempo) analizziamo quanto venga filtrato dalla struttura del motore: la struttura del motore tende a sopprimere alcune armoniche e a risonare con altre.



Nella parte bassa del diagramma vediamo riportato l'andamento dello spettro del segnale di pressione (ampiezza dell'armonica) in funzione della frequenza.

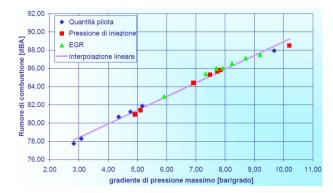
Trattandosi di un segnale periodico nel tempo (T = ciclo) possiamo pensare di scomporlo in armoniche in serie di Fourier e andare a riportare, in corrispondenza della frequenza di ciascuna armonica, l'ampiezza dell'armonica stessa, ottenendo così lo spettro delle componenti armoniche del segnale di pressione.



Spettro reale rilevato su un motore reale Diesel (stesso 1.3 Fiat della 1° esercitazione) a 1500 [rpm] e 5 [bar] di pme.

All'interno dello spettro possiamo riconoscere alcune zone caratteristiche dove il livello dello spettro corrisponde a una particolare caratteristica della traccia di p in funzione del tempo. L'armonica a frequenza nulla (ovvero la componente media del segnale) corrisponde al valore medio del segnale di p, quindi anche al valore della p massima; all'estremità opposta, se la brusca combustione dell'accumulo provoca delle oscillazioni di p, queste si manifestano con una f corrispondente alla f propria con cui vibra il gas all'interno della camera (molto elevata).

Il contributo più importante nel rumore di combustione è quello della **derivata prima della pressione**: valori elevati di gradiente di pressione (e quindi di rumore) sono dovuti essenzialmente alla **fase di combustione premiscelata**.



Vi è una quasi perfetta relazione di tipo **lineare**;

i punti (ricavati sperimentalmente su un motore nelle condizioni 1500 [rpm] per 5 [bar] di pme) sono caratterizzati da tre diverse serie in ciascuna delle quali è stato variato uno dei parametri di calibrazione.

Blu: è stata variata la quantità dell'in. Pilota; Rosso: è stata variata la pressione di iniezione;

Tutte queste variazioni sui parametri di controllo del processo di iniezione e combustione del motore hanno un effetto sull'evoluzione del processo di combustione:

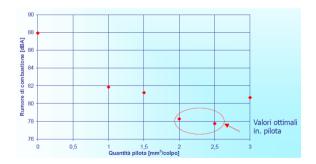
Al crescere della quantità dell'iniezione Pilota (↑) si riduce l'accumulo nella combustione Main, quindi l'intensità della combustione premiscelata, quindi il valore dell'intensità della derivata prima della pressione e di conseguenza il rumore di combustione (↓) (punti da destra a sinistra: crescita della quantità Pilota).

Al crescere della pressione di iniezione (↑) aumenta l'accumulo nella combustione Main, quindi l'intensità della combustione premiscelata, quindi il valore dell'intensità della derivata prima della pressione e di conseguenza il rumore di combustione (↑) (punti sinistra a destra: crescita della pressione di iniezione).

Al crescere della quantità di EGR (↑) aumenta il ritardo chimico, l'accumulo nella combustione Main, quindi l'intensità della combustione premiscelata, quindi il valore dell'intensità della derivata prima della pressione e di conseguenza il rumore di combustione (↑) (punti sinistra a destra: crescita della quantità di EGR).

È interessante osservare come, a prescindere di come si intervenga sul processo di combustione, sia che si intervenga con diverse quantità Pilota / diverse pressioni di iniezione / diverse quantità di EGR, quello che conta in definitiva sul rumore di combustione è soltanto il valore della derivata prima della pressione.

Strategia di controllo della quantità Pilota [↓ LEZIONE 37: 17/12/20]



Il rumore di combustione è stato diagrammato in funzione della quantità dell'iniezione Pilota.

Con una quantità dell'iniezione Pilota di $1 \ [mm^3]$ il rumore di combustione si riduce di $4 \ [dB]$ (da $88 \ a \ 82$). Con una quantità dell'iniezione Pilota a $2 \ [mm^3]$ il rumore di combustione si riduce di $10 \ [dB]$ (da $88 \ a \ 78$).

Nota: ricordiamoci che la scala per quanto riguarda i [dB] e la misura della potenza acustica è una scala logaritmica: ogni 3 [dB] abbiamo il dimezzamento (1/2) della potenza acustica; quindi, una riduzione 6 [dB] significa una riduzione a 1/4 della potenza acustica; una riduzione 9 [dB] significa una riduzione a 1/8 della potenza acustica.

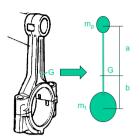
Se incrementiamo la quantità dell'iniezione Pilota a $> 2 \ [mm^3]$ il rumore di combustione ricomincia a salire. Il perchè lo possiamo comprendere andando ad analizzare l'andamento della pressione in camera.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Alcuni costruttori utilizzano un sistema simile a quello visto per il rilievo della detonazione: utilizzando un accelerometro montato sul monoblocco del motore, che rileva quindi le vibrazioni indotte, in questo caso non dalla detonazione ma dal processo di combustione, in particolare nelle condizioni di funzionamento al minimo, dove la quantità iniettata è molto piccola e tutto il combustibile iniettato finisce con il bruciare in fase premiscelata (↔ combustione molto rumorosa), la centralina elettronica interviene andando a ridurre deliberatamente e progressivamente la quantità della Pilota fino a che non si innescano vibrazioni tali da essere rilevate dall'accelerometro. In questo modo la centralina può riaggiustare il tiro per quanto riguarda l'iniezione delle piccole quantità.

Altri costruttori, per esempio Bosch, utilizzano invece una tecnica più complessa dal punto di vista dell'algoritmo diagnostico ma più efficiente dal punto di vista dei costi perchè non necessità di sensori aggiuntivi. Questa tecnica utilizza come sensore la ruota fonica che rileva la velocità di rotazione del motore e interviene durante le fasi di rilascio, quando normalmente viene attivata la funzione di cut off, ovvero mentre viene inibita l'iniezione del combustibile (come abbiamo visto nella prima esercitazione: non essendo richiesta coppia sarebbe inutile iniettare del combustibile); durante questa fase viene effettuata una serie di piccole iniezioni con quantità via via progressivamente crescenti fino a che la centralina non percepisce un'alterazione nel rate di decelerazione del motore. Il motore, in tali condizioni, è soggetto a un progressivo rallentamento a causa dell'assorbimento da parte degli accessori e degli attriti; dando queste piccole iniezioni tendiamo a invertire questo trend perchè facciamo sì che vengano bruciate piccole quantità di combustibile che diano piccoli contributi di coppia che tendono a opporsi alla decelerazioni del motore. Rilevando, quindi, la variazione nel rallentamento del motore si può anche in questo caso ricalibrare la quantità dell'iniezione Pilota.

Sistema equivalente a parametri concentrati



Generalmente si sostituisce alla biella reale un sistema equivalente a parametri concentrati, costituito da una massa concentrata nel piede di biella (m_p) , che si considera animata di moto puramente alterno come lo stantuffo, ed una massa concentrata nella testa di biella (m_t) , che si considera invece animata di moto puramente rotatorio uniforme intorno all'asse motore come la manovella.

Affinchè il sistema a parametri concentrati sia equivalente con il sistema reale (di corpo continuo), devono essere soddisfatte le leggi di conservazione della massa totale, del centro di gravità e del momento di inerzia totale:

$$\mathbf{1.} \ m_{b} = m_{p} + m_{t} \qquad \leftrightarrow m_{cr} = m_{cr,a} + m_{cr,r} \qquad \rightarrow m_{cr,a} = m_{cr} \frac{x_{2}}{l} \quad x_{2} = b$$

$$\mathbf{2.} \ m_{p} \cdot a = m_{t} \cdot b \qquad \leftrightarrow m_{cr,a} \cdot x_{1} = m_{cr,r} \cdot x_{2} \qquad \rightarrow m_{cr,r} = m_{cr} \frac{x_{1}}{l} \quad x_{1} = a$$

$$\mathbf{3.} \ m_{p} \cdot a^{2} + m_{t} \cdot b^{2} + J_{add} = J_{b} \qquad \leftrightarrow m_{cr,a} \cdot x_{1}^{2} + m_{cr,r} \cdot x_{2}^{2} + J_{0} = J_{cr} \qquad \rightarrow J_{0} = J_{cr} - m_{cr} x_{1} x_{2}$$

$$m_{cr,a} = (0.2 \div 0.35) m_{cr}$$

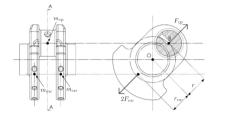
$$m_{cr,a} = (0.2 \div 0.35) m_{cr}$$
 $m_{cr,r} = (0.8 \div 0.65) m_{cr}$
 $J_0 = -(0.01 \div 0.03) = m_{cr} \frac{r^2}{\Lambda} \quad con \Lambda = \frac{r}{1} e longation ratio$

 J_0 : momento di inerzia aggiuntivo fittizio (sempre negativo): non ha significato fisico ma è necessario per garantire la conservazione del momento di inerzia totale.

(*) Sarebbe quindi necessario considerare il **momento d'inerzia associato al moto di rotazione della biella intorno al proprio asse** ($M_{b,add} = -I_{add}\ddot{\beta}$) ma questo termine risulta modesto e può essere trascurato.

Forze centrifughe (F_c)

$$F_c = m_c \omega^2 r \quad \leftrightarrow \quad F_\omega = m_r \omega^2 r \quad con \ m_r = m_{cp} + 2m_{cw,red} + m_{cr,r} = m_{cp} + 2m_{cw} \frac{r_{cw}}{r} + m_{cr,r}$$

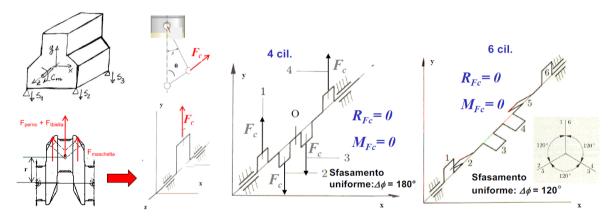


$$m_{cw,red} = m_{cw} \frac{r_{cw}}{r}$$

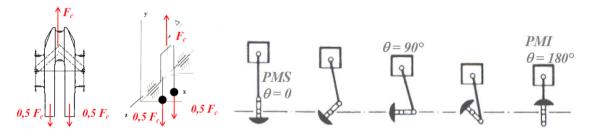
Le forze centrifughe sono generalmente preponderanti rispetto alle forze alterne. Sono caratterizzate da modulo fisso, direzione rotante nel piano x,y.

Nei motori pluricilindrici, se si adotta il criterio dell'uniforme sfasamento tra i cicli, le forze centrifughe costituiscono un sistema avente risultante nulla per qualsiasi motore con numero di cilindri ≥ 3.

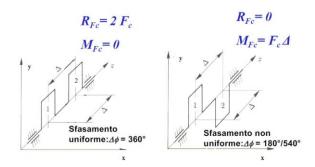
Se inoltre le manovelle vengono disposte longitudinalmente lungo l'asse simmetricamente rispetto alla mezzeria, allora anche il momento delle forze centrifughe risulta nullo per tutti i motori con numero di cilindri pari.



Nel caso di motore monocilindrico e necessario, per ottenere l'equilibramento delle forze centrifughe, ricorrere all'uso di contrappesi *F* applicati alle maschette.

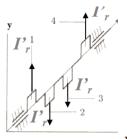


Nel caso di motore bicilindrico invece si ha invece:



Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero

Esempio: 4 cilindri in linea



y 4 I''r I''r I''r I''r 2 3

1° ordine:

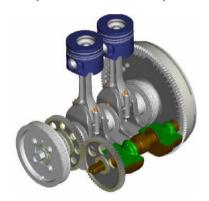
$$R_{I_r'}=0
ightarrow R_{I_{cr}'}=0$$
 (per simmetria) $M_{I_r'}=0
ightarrow M_{cr}'=0$ (per simmetria)

2° ordine:

$$R_{I_r''}=4I_r''
ightarrow R_{I_{cr}''}=4I_{cr}''$$
 (per simmetria) $M_{I_r'}=0
ightarrow M_{cr}'=0$ (per simmetria)

Le forze rotanti e controrotanti del secondo ordine si sommano integralmente (ma il loro momento è nullo). Possono essere equilibrate tramite una coppia di contralberi.

Esempi di contralberi di equilibratura:



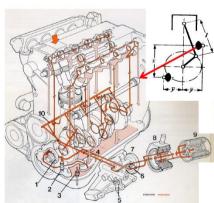


Equilibratura forze centrifughe e forze rotanti del I ordine tramite contrappesi sull'albero motore.

Equilibratura forze controrotanti del I ordine tramite contralbero (albero ausiliario controrotante alla stessa velocita di rotazione del motore)



Equilibratura forze rotanti e controrotanti del 2 ordine tramite coppia di contralberi (alberi ausiliari controrotanti, ovvero rotanti rispettivamente a velocita 2 ω e -2 ω)

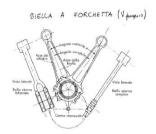


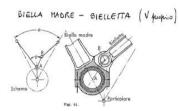
Tipologia di bielle in un motore a V proprio

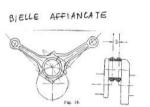
Nei motori a V proprio sono possibili diverse soluzioni costruttive per collegare 2 bielle alla medesima manovella:

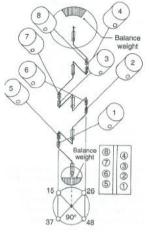
- 1. Biella a forchetta
- 2. Biella madre + bielletta
- 3. Bielle affiancate

Nei motori automobilistici viene generalmente utilizzata la soluzione con bielle affiancate (3), per cui gli assi dei 2 cilindri collegati alla medesima manovella non si trovano sul medesimo piano trasversale, ma risultano leggermente sfalsati tra loro.









Disposizione dei cilindri a V

Design			Number of cylinders	Normal firing sequence (examples)
		Power output	4 5 6	1 3 4 2 or 1 2 4 3 1 2 4 5 3 1 5 3 6 2 4 or 1 2 4 6 5 3 or 1 4 2 6 3 5 or 1 4 5 6 3 2 1 6 2 5 8 3 7 4 or
				1 3 6 8 4 2 7 5 or 1 4 7 3 8 5 2 6 or 1 3 2 5 8 6 7 4
	234 538	Power output	4 6 8	1 3 2 4 1 2 5 6 4 3 or 1 4 5 6 2 3 1 6 3 5 4 7 2 8 or
	55			1 5 4 8 6 3 7 2 or 1 8 3 6 4 5 2 7
		Power output	4	1 4 3 2

Secondo la DIN 73021, per i motori automobilistici, i cilindri sono numerati secondo l'ordine in cui verrebbero intersecati da un piano di riferimento immaginario, che guardando l'estremità del motore opposta alla potenza erogata, si trova orizzontalmente a sinistra all'inizio della numerazione, e quindi spostato in senso orario attorno all'asse longitudinale del motore: quando più di un cilindro si trovano nel piano di riferimento, al cilindro più vicino all'osservatore viene assegnato il numero 1, quindi il successivo numero 2 e così via.

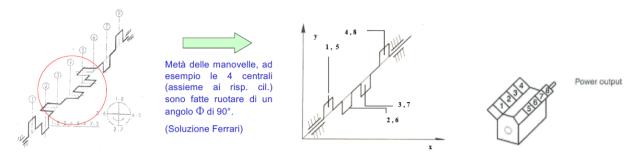
Per applicazioni navali e stazionarie viene utilizzata una diversa procedura di numerazione (riferita all'estremità di potenza invece che all'estremità opposta).

L'ordine di accensione (FO: Fire Order) è la sequenza di accensione dei cilindri: di solito vengono utilizzati intervalli di accensione equidistanti tra i cilindri (es. intervalli di 180° per un motore a 4 tempi, 4 cilindri, per cui 2 diversi ordini di accensione 1-3-4-2 o 1- 2-4-3 sono possibili).

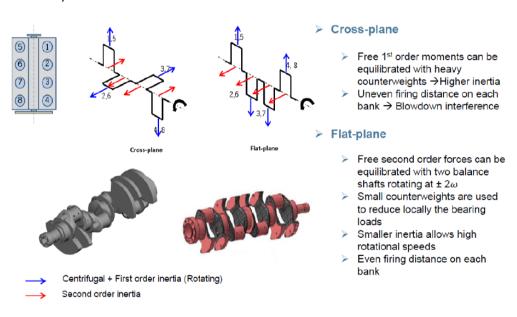
Bicilindrico Boxer ($V = 180^{\circ}$) 4 cilindri Boxer ($V = 180^{\circ}$) 8 cilindri Boxer ($V = 90^{\circ}$)

8 cilindri Boxer ($V = 90^{\circ}$)

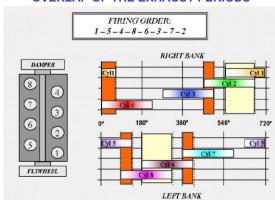
Nel caso dei motori a V proprio, si sceglie l'angolo F del V in modo che le manovelle che vengono ruotate insieme ai rispettivi cilindri vadano a sovrapporsi a quelle che non vengono ruotate: si ottiene così un albero a gomiti analogo a quello del motore 4 cilindri in linea, ma in cui ogni manovella e collegata a due bielle.



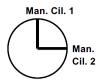
In alternativa è possibile ruotare sempre di 90° 4 manovelle (ad esempio le manovelle 8, 7, 6 e 5), in modo da ottenere un albero "a croce" ovvero con 4 manovelle disposte su due piani ortogonali (Soluzione Maserati).



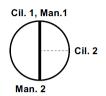
OVERLAP OF THE EXHAUST PERIODS



Regole di simmetria

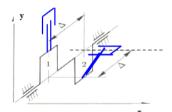


Nel caso in cui gli assi dei cilindri non giacciano tutti sullo stesso piano, le regole di simmetria in base alle quali si può dedurre ad es. l'annullamento della risultante delle forze controrotanti sulla base di quello delle forze rotanti non sono più valide.



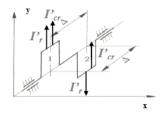
Esempio : Motore a 2 cilindri con manovelle sfasate di 90° (cicli sfasati di 270°/450°) Motore in linea: $R_{F_c} \neq 0$

Per ottenere una risultante delle forze centrifughe nulla si può pensare di ricorrere ad una soluzione a V di 90° (ma senza mettere in comune la manovella tra i 2 cilindri. Non è un V proprio come il motore Ducati!)



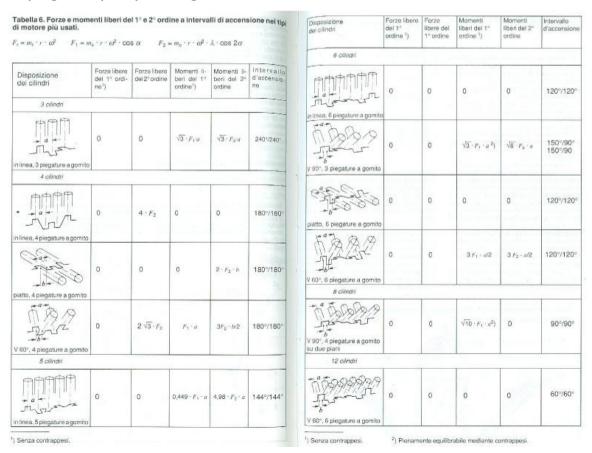
Le forze centrifughe sono dirette come le manovelle, così come le rotanti del 1° ordine:

$$R_{F_c}=0$$



Le forze controrotanti sono comunque simmetriche rispetto alle rotanti rispetto all'asse di ciascun cilindro: il sistema delle controrotanti ha adesso risultante non nulla a causa del fatto che non tutti i cilindri giacciono sullo stesso piano.

Riepilogo sulle principali configurazioni



7. Emissioni inquinanti

- 7.1 Il contesto ambientale e normativo
- 7.2 Contesto normativo per LDV e HDV (Light/Heavy Duty Vehicles)
- 7.3 Emissioni di Inquinanti da parte dei motori SI a 4T
- 7.4 Sistemi di After Treatment nei motori SI
- 7.5 Emissioni di Inquinanti e sistemi di After Treatment dei motori SI a 4T: GDI
- 7.6 Emissioni di Inquinanti da parte dei motori CI a 4T
- 7.7 Effetto dei principali parametri di calibrazione per motori CI Common Rail
- 7.8 Sistemi di After Treatment nei motori CI

7.1 Il contesto ambientale e normativo

- Introduzione
- -Inquinanti primari nei motori SI
- -Inquinanti primari nei motori CI
- Processo di formazione degli inquinanti primari nei motori SI Monossido di carbonio (${\it CO}$)

Ossidi di azoto (NO_x)

Idrocarburi incombusti (HC)

- Processo di formazione degli inquinanti primari nei motori CI Monossido di carbonio (CO)

Ossidi di azoto (NO_x)

Idrocarburi incombusti (HC)

Particolato (PM)

- Introduzione

- Reazione di combustione
- 1% H2O CO2 9% 18% Pollutants 1% HC NOX 10% 85%

- Inquinanti secondari
- Scale di impatto geografico
- Impatto del settore dei Trasporti
- Effetti sulla salute umana
- Emissioni di Gas Serra (CO₂)

Effetto serra (Greenhouse Gas Effect)

Global Warming Potential (GWP)

Emissioni di CO_2 a livello globale per settori

Obiettivi: limiti sulla CO₂

Cronistoria sui livelli e limiti di emiss. di CO2

WLTC vs NEDC: obiettivo equivalente

Fuel Economy negli Stati Uniti

Confronto tra i cicli

$$C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) (O_2 + \psi N_2) \rightarrow x C O_2 + \frac{y}{2} H_2 O + \left(x + \frac{y}{4}\right) \psi N_2 \quad con \quad \psi = 3.773$$

Benzina, Diesel: $y/x \cong 1.85$

Un idrocarburo (C_xH_y) reagisce con l'aria dando anidride carbonica, acqua e azoto.

La formazione di inquinanti deriva dal fatto che questa combustione non è completa.

La combustione reale dà origine a: HC, CO, NO_x (gassosi) e PM10 (solidi). Questi rappresentano la categoria degli inquinanti primari (Criteria Pollutants).

Accanto agli inquinanti primari non possiamo trascurare le **emissioni di** CO_2 ; distinguiamo le emissioni di gas serra $(CO_2, CH_4 \text{ e } N_2O)$ dalle emissioni di inquinanti. La CO_2 non è responsabile di danni alla salute dell'uomo ma, essendo un gas serra, ha effetti nocivi sull'ambiente; è responsabile del progressivo innalzamento della temperatura media del pianeta.

- Processo di formazione degli inquinanti primari nei motori SI

Monossido di carbonio (CO) | Ossidi di azoto (NO_x) | Idrocarburi incombusti (HC)

Monossido di carbonio (CO) $\leftrightarrow \lambda < 1$ (miscela ricca), T > 1900 [K]

Ogni qualvolta cerchiamo di realizzare il processo di combustione in carenza di ossigeno ($\lambda=0.8\div0.9<1$) emettiamo allo scarico monossido di carbonio. Anche in condizioni di miscela stechiometrica ($\lambda=1$) possiamo avere formazione di monossido di carbonio che deriva, in questo caso, non dalla carenza di ossigeno ma da fenomeni di dissociazione della CO_2 che, ad alta temperatura (T>1900~[K]), si dissocia in monossido di carbonio e ossigeno; dopodiché il successivo processo di espansione avviene troppo velocemente per consentire a queste specie che si sono formate dalla dissociazione della molecola di CO_2 di ricombinarsi tra loro: le concentrazioni rimangono congelate ai valori che avevano in corrispondenza delle temperature di picco raggiunte nel processo di combustione.

Ossidi di azoto $(NO_x) \leftrightarrow \lambda > 1$ (miscela povera), T > 1850 [K]

NO e NO_2 si formano in condizioni di miscela povera anch'essi ad alta temperatura (T>1850~[K]) per effetto dell'ossidazione dell'azoto contenuto nell'aria comburente che dovrebbe rimanere inerte ma, se portato ad alte temperature, reagisce con l'ossigeno portando alla formazione di NO, prima, e successivamente alla formazione di NO_2 . La zona dove si formano gli ossidi di azoto è alle spalle del fronte di fiamma, quindi nella zona dei gas combusti, perchè in questa zona possiamo avere temperature sufficientemente elevate da portare alla loro formazione; al tempo stesso possiamo avere una certa disponibilità di ossigeno, specie se facciamo funzionare il motore con una miscela leggermente povera o se abbiamo ossigeno reso disponibile da fenomeni di dissociazione della CO_2 . Anche in questo caso la successiva espansione dei gas avviene così velocemente che le concentrazioni rimangono congelate ai valori che avevano in corrispondenza delle temperature di picco raggiunte nel processo di combustione.

È opportuno osservare che sia per quanto riguarda la formazione di CO sia per quanto riguarda la formazione degli NO_x è relativamente semplice prevederne le concentrazioni se si conoscono le condizioni termodinamiche di p, T e concentrazioni di reagenti presenti all'interno della camera. Quindi, conoscendo:

 $\lambda, p, T \rightarrow CO, NO_x$ allo scarico. Non è così per quanto concerne gli idrocarburi incombusti HC.

Idrocarburi incombusti (HC) \leftrightarrow geometria della camera

Si tratta di una specie chimica non ben definita perchè in realtà gli HC sono costituiti da un mix di specie differenti, tutte accumunate dalla presenza all'interno della propria molecola di atomi di idrogeno (H) e di carbonio (C). Il nome non dev'essere fuorviante perchè non si tratta di combustibile che sia sopravvissuto inalterato al processo di combustione; si tratta di una molecola che è stata esposta a situazioni di estreme condizioni di p e T (decine di [bar] e centinaia di gradi). Questo provoca alterazioni nella struttura della molecola. Quindi, gli idrocarburi incombusti che troviamo allo scarico sono figli della composizione chimica del combustibile ma non dobbiamo aspettarci di ritrovare le stesse molecole che abbiamo all'interno del combustibile. Le alterazioni che subiscono portano alla formazione di composti che possono essere particolarmente tossici come la formaldeide: si tratta di un prodotto intermedio pericoloso per la salute dell'uomo. La formazione degli HC non è determinata unicamente dalle condizioni di p e T e concentrazioni di reagenti che vi è all'interno della camera ma è determinata dalle caratteristiche geometriche della camera: alcuni HC si formano a seguito dell'intrappolamento di parte della miscela nello strato limite termico (strato di miscela gassosa in prossimità della parete) caratterizzato da T più bassa che spegne il fronte di fiamma, altri per l'intrappolamento negli interstizi o per l'assorbimento nell'olio lubrificante.

MHC: idrocarburi metanici \leftrightarrow non reattivi \leftrightarrow non pericolosi;

Dividiamo gli *HC* in due grandi categorie:

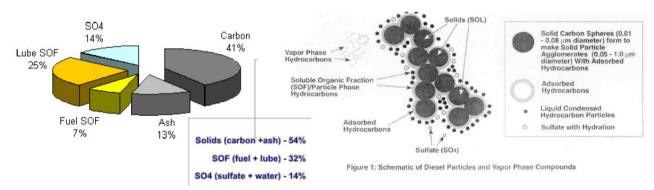
NMHC: idrocarburi non metanici \leftrightarrow molto reattivi \leftrightarrow pericolosi per lo smog fotochimico \rightarrow sempre normati.

Particolato (PM) $\leftrightarrow \lambda \ll 1 \ PM^{CI} > PM^{SI}$

Il particolato si forma per effetto della combustione con forte carenza di ossigeno ($\lambda \ll 1$) ($\lambda < 0.5$). Anche se globalmente all'interno della camera di combustione abbiamo addirittura un eccesso d'aria rispetto allo stechiometrico, purtroppo il combustibile è un combustibile ad altissima reattività: quando lo iniettiamo è così reattivo (impaziente di bruciare) che non appena i vapori di combustibile si sono miscelati con l'aria comburente in rapporti ancora lontani dallo stechiometrico ($\lambda < 0.5$) cominciano immediatamente a bruciare; purtroppo, bruciando con forte carenza di ossigeno, la molecola subisce un processo di deidrogenazione: l'idrogeno reagisce con il poco ossigeno disponibile \rightarrow si formano degli scheletri carboniosi che tendono poi ad addensarsi gli uni sugli altri formando degli agglomerati di particelle carboniose che, portati in sospensione della corrente dei gas, ritroviamo allo scarico sottoforma del cosidetto Soot \leftrightarrow tipico fumo nero che possiamo osservare in alcune condizioni di funzionamento del motore Diesel.

Se gli idrocarburi incombusti sono specie chimiche non ben definite, il particolato lo è ancor più. Per quanto riguarda la definizione di particolato dobbiamo necessariamente far riferimento alle modalità con cui ne viene effettuata la misura. La misura viene effettuata diluendo i gas combusti con l'aria prelevata dall'ambiente e andando a raccogliere quanto si deposita su un apposito filtro standard a $T\cong 52$ [°C]. Il processo di diluizione per quanto sia caratterizzato da un rapporto di diluizione (dell'ordine della decina: diluiamo di un fattore 10, 20) molto diverso rispetto alla diluizione che possiamo avere a seguito dell'immissione dei gas combusti in atmosfera (fattore 100, 1000). Per quanto siano diverse le condizioni questa misura ci permette di congelare i processi che altrimenti continuerebbe ad avvenire allo scarico; in particolare si trattano di processi di coagulazione e condensazione delle particelle emesse che tenderebbero ad addensarsi portando a una sensibile riduzione del numero di particelle (PN: Particular Number) e per contro una crescita delle dimensioni delle particelle. Con questo processo di diluizione controllata riusciamo in sostanza a fare una sorta di fotografia di quella che è la situazione nella corrente dei gas di scarico, impedendo che le particelle continuino ad addensarsi le une sulle altre fino ad avere un numero molto ridotto di particelle aventi dimensioni maggiori.

Il particolato, per definizione, è l'insieme delle particelle solide e liquide che raccogliamo su un filtro standard con caratteristiche note dopo aver diluito la corrente di gas di scarico con aria prelevata dall'ambiente fino a portarla a una $T \cong 52$ [°C] sul filtro sul quale effettuiamo la raccolta.



Questo fa sì che gli HC presenti allo scarico in forma gassosa condensino, dato l'abbassamento della temperatura provocato dal processo di diluizione. Anche molecole di solfati possono condensare in forma liquida. Quindi quello che raccogliamo sul filtro è un mix di particelle solide che tendono ad addensarsi formando delle particelle caratterizzate da geometria irregolare (Soot = agglomerati carboniosi), sulle quali, a loro volta, possono condensare goccioline microscopiche di HC e solfati.

Quindi la composizione chimica è molto complessa: il peso delle diverse aliquote può variare molto a seconda delle condizioni di funzionamento del motore. indicativamente possiamo avere:

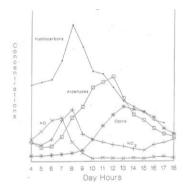
Soot (agglomerati carboniosi e ceneri) + SOF (Soluble Organic Fraction) + SO4 (Solfati)

- Inquinanti secondari

Si trattano di inquinanti che si formano in atmosfera per effetto di reazioni tra gli inquinanti primari o tra gli inquinanti primari e altre sostanze presenti in atmosfera. Esempi sono rappresentati dalle cosiddette **piogge acide** (acido nitrico, acido solforico), dovute alle reazioni tra ossidi di azoto (NO_x) / ossidi di zolfo (SO_x) e il vapor acqueo presente in atmosfera. Le piogge acide sono dannose per la flora e la fauna; possono portare a un'acidificazione dei fiumi e laghi. Inoltre possiamo avere anche a formazione del cosiddetto smog fotochimico (ozono): è dovuto alle reazioni tra NO_x e HC sotto l'azione catalizzatrice della radiazione solare, in particolare della componente ultravioletta della radiazione solare. L'ozono che si forma (più pesante dell'aria) rimane confinato negli strati bassi dell'atmosfera \rightarrow potente irritante per le mucose della pelle e degli occhi. Altre sostanze tossiche possono essere alcuni aldeidi che si formano per effetto di questi processi tra NO_x e HC. Lo smog fotochimico è stato riscontrato la prima volta nell'area di Los Angeles (USA); essendo circondata da catene montuose che agiscono da schermo per i venti risulta più difficile il ricambio dell'aria in atmosfera. La California è caratterizzata da un clima mite e soleggiato: la radiazione solare fa da catalizzatore per tale fenomeno. Inoltre è caratterizzata da una elevata densità demografica (in combinazione con la limitata presenza di servizi di trasporto pubblico che determina un più alto numero di veicoli circolanti) che fa sì che i livelli di emissione di inquinanti raggiungano valori elevati.

Piogge acide: ossidi di azoto (NO_x) / ossidi di zolfo (SO_x) + vapor acqueo \rightarrow acido nitrico, acido solforico \rightarrow \rightarrow conseguenze negative per flora, fauna, fiumi e laghi.

Smog fotochimico: ossidi di azoto (NO_X) + idrocarburi incomb. (HC) + radiazione solare (ultravioletti) \rightarrow $Ozono \rightarrow irritante$ $\rightarrow Aldeidi \rightarrow atm. brunastra$



Sono riportate le concentrazioni rilevate in atmosfera di alcuni inquinanti primari e secondari nell'area di Los Angeles in funzione dell'orario nell'arco della giornata in cui sono state misurate.

Possiamo osservare un picco nelle prime ore del mattino, tra le 7.00 e le 9.00, in cui si concentra buona parte del traffico di pendolari che si recano al lavoro \rightarrow picco di emissioni inquinanti primari (HC, NO, NO_2); nelle prime ore del pomeriggio, tra le 12.00 e le 15.00, in cui vi è il massimo della concentrazione della radiazione solare, si riscontra il picco di emissioni secondarie (ozono e aldeidi).

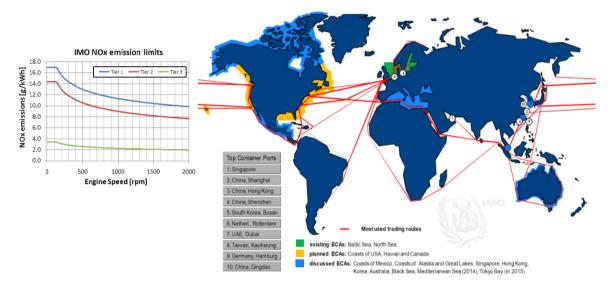
Per questo motivo è necessario intervenire controllando le emissioni degli inquinanti primari non soltanto per gli effetti nocivi che possono avere direttamente sulla saluta umana le emissioni di NO_x , HC, ma anche per gli effetti legati alla produzione di inquinanti secondari. Da questo punto di vista dobbiamo tener presente che gli HC sono in realtà costituiti da un mix di sostanze molto diverse tra loro all'interno delle quali alcune sono inerti, come tutti gli HC metanici (derivati dal metano = poco reattivi = inerti dal punto di vista dello smog fotochimico), altre sono particolarmente reattive, come le olefine, caratterizzate da un doppio legame con l'atomo di C; possono dar luogo a una spiccata formazione di smog fotochimico.

Per questo motivo le normative hanno provato a distinguere in passato gli HC in diverse categorie, associando alle diverse tipologie di HC un diverso grado di reattività e quindi di pericolosità. Nessuna di queste classificazioni è stata recepita dalle normative ad eccezione della più grossolana che presenta una dicotomia e divide gli HC in due grandi categorie:

MHC: idrocarburi metanici ↔ non reattivi ↔ non pericolosi
NMHC: idrocarburi non metanici ↔ molto reattivi ↔ pericolosi per lo smog fotochimico

Alcune normative, come quella Americana, prevedono una distinzione tra le due classi e pongono **dei limiti solo sugli** *NMHC*.

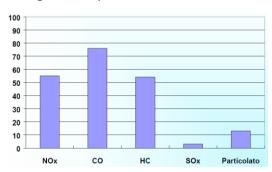
Nel caso della propulsione navale la IMO (International Maritime Organization: organizzazione transnazionale che regolamenta i diversi aspetti del traffico marittimo, tra cui le emissioni prodotte dalla navigazione) prevede dei limiti differenti per quanto riguarda gli NO_x nelle zone geografiche che vengono chiamate aree ECA (Emission Control Areas). Si tratta di zone costiere per le quali valgono limiti molto stringenti per gli ossidi di azoto rispetto alle rotte trans-oceaniche dove invece vi è un rilassamento sui limiti per quanto riguarda gli ossidi di azoto \rightarrow permette di bruciare meno combustibile.



Nei motori Diesel bisogna trovare un compromesso tra gli interventi che tendono a ridurre gli NO_x e gli interventi che tendono a ridurre la CO_2 , quindi i consumi. Facendo scendere l'importanza della fase premiscelata (che porta al picco di HRR, di T \leftrightarrow combustione efficiente) riusciamo a ridurre gli NO_x a scapito dell'efficienza. Siccome la CO_2 è un inquinante globale non è importante dove viene emessa: su una rotta trans-oceanica, dove gli effetti delle emissioni di NO_x possono essere tollerati, tendiamo a dare priorità alla riduzione dei consumi e quindi della CO_2 . Nelle zone costiere privilegiamo la riduzione degli NO_x .

- Impatto del settore dei Trasporti

Il diagramma riportato si riferisce a dati europei oramai di 15/20 anni fa. La situazione non è cambiata molto.



Il traffico veicolare (in particolare i motori SI) è il principale responsabile delle emissioni di monossido di carbonio (CO) perchè in tutti i processi stazionari finalizzati alla produzione di energia si brucia il combustibile con grandi eccessi d'aria rispetto alla quantità comburente, quindi con emissioni di CO contenute. Il traffico veicolare è responsabile di un buon 50% delle emissioni di ossidi di azoto e idrocarburi incombusti (NO_{X} , HC); decisamente più contenuto è il suo contributo alle emissioni di ossidi di zolfo (SO_{X}).

La normativa americana mette dei limiti specifici, data la sua pericolosità, sulla formaldeide oltre che un limite per gli *NMHC* e un limite per gli *MHC*. Sono particolarmente pericolose anche tutte le sostanze che derivano dagli aromatici (caratterizzati da un anello benzenico). Si cerca di limitare le emissioni cercando di limitarle alla fonte cercando di limitare la concentrazione di questi composti aromatici già nei combustibili: viene limitato il contenuto di aromatici nelle benzine e nei gasoli, e in particolare viene limitato il contenuto di alcuni aromatici, come il benzene che dev'essere presente nelle benzine e gasoli in concentrazione non superiore all'1%.

PM: il nostro apparato respiratorio è in grado di bloccare nel naso: il 100% delle particelle di dimensioni $10 \ [\mu m]$; il 70% delle particelle di dimensioni $5 \ [\mu m]$; il PM2.5 è in grado di penetrare in profondità raggiungendo gli alveoli polmonari: possono veicolare negli alveoli sostanze pericolose quali HC ad alto peso molecolare (quelle che condensano sul Soot).

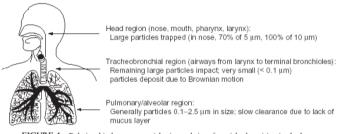


FIGURE 1 Relationship between particle size and site of particle deposition in the lung.

Nota: diffidiamo da coloro che tendono ad allarmare l'opinione pubblica riguardo, ad esempio, motori Diesel di ultima generazione sostenendo che i sistemi di iniezione ad alta pressione tendano a dare maggiori emissioni di nano-particelle o che le trappole del particolato producano durante la rigenerazione emissioni di nano-particelle perchè, purtroppo, tutte le emissioni dei motori rientrano nel campo delle nano-particelle.

Le trappole per il particolato sono in grado di abbattere le emissioni di PM anche nel campo delle nanoparticelle ($10 \ [nm]$). È molto difficile riuscire a caratterizzare in termini di dimensioni e concentrazioni emissioni di milioni di particelle per centimetro cubo con dimensioni dell'ordine del nanometro (molto difficili da misurare). Oggi si riescono a misurare in modo ripetibile e riproducibile particelle fino ai $10 \ [nm]$: al di sotto la misura diventa molto difficile.

Nota: con il progressivo inseverimento delle normative, con l'adozione di tecnologie quali le **trappole per il**PM che consentono di **abbattere di 2 ordini di grandezza** il **numero di particelle** emesse dai motori **anche**per le classi di particelle più piccole, tende a diventare sempre più importante l'emissione da sorgenti non

correlate dal processo di combustione: **emissioni** dovute all'**usura e abrasione dei freni,** degli **pneumatici**,

del **manto stradale** e le emissioni dovute al risollevamento delle particelle così prodotte.

Emissioni di CO₂ a livello globale per settori

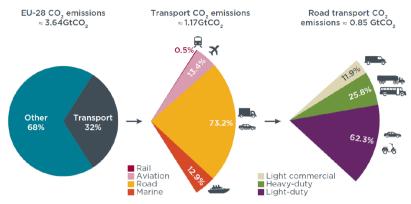
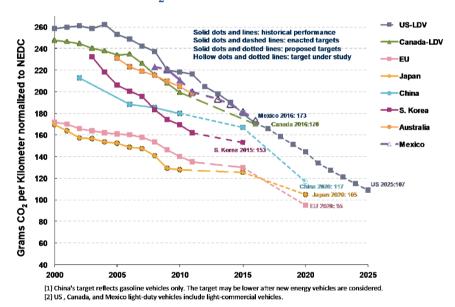


Figure 2. Distribution of total ETS and non-ETS direct CO₂ emissions in the European Union in 2015.8 GtCO₂; gigatonnes of carbon dioxide

Anche se le emissioni di $\mathcal{C}O_2$ imputabili al settore dei trasporti può sembrare un'aliquota modesta del totale dobbiamo tener presente che è quella destinata a crescere maggiormente; dobbiamo quindi intervenire. Su questo punto concordano tutte le legislazioni nei principali paesi del mondo.

Obiettivi: limiti sulla CO2



Per la CO_2 parliamo NON di limiti ma di **Obiettivi** da raggiungere.

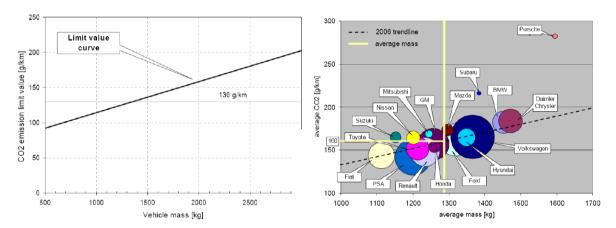
Vediamo l'andamento degli obiettivi in termini di emissioni di CO_2 da parte delle autovetture previsti dalle diverse legislazioni su un arco temporale degli ultimi 20 anni. Possiamo vedere come i livelli di emissioni, se espressi in [g/km] e valutati su un ciclo guida, portino a una sostanziale convergenza delle legislazioni in vigore nei diversi paesi a livelli del centinaio di [g/km] per il 2020. Alcuni paesi si sono dati obiettivi più sfidanti, come l'Unione Europea: 95 [g/km] per il 2020. Gli Stati Uniti sono più "indietro" e prevedono di arrivare a 107 [g/km] per il 2025.

Questi obiettivi diventeranno sempre più sfidanti. La **Commissione Europea** ha dato come obiettivo un limite di **60** [g/km] da raggiungere nel **2030**; il chè significa ridurre di circa il 40% le emissioni su un arco di 10 anni. È un obiettivo sfidante a dir poco; richiederà una rivoluzione dei sistemo di propulsione. In realtà si tratta di un obiettivo sostanzialmente "dopato" dal fatto che si continui a utilizzare un approccio esclusivamente **Tank To Wheels (TTW)**, ovvero valutando soltanto le emissioni di CO_2 prodotta dalla vettura senza tener conto delle emissioni a monte, Well To Tank (WTT) e valutando quindi come nulle le emissioni di CO_2 da parte dei veicoli a propulsione elettrica. La **produzione di energia elettrica**, a oggi in Europa, è caratterizzata da un'**emissione di** CO_2 di circa **300** [g/kWh].

Presa di posizione della Commissione Europea sui limiti sulla CO_2 :

A questo punto è intervenuta la Commissione Europea che ha imposto un obiettivo non più da raggiungere su base volontaria da parte dei costruttori ma un **obiettivo** che **prevedesse** delle **sanzioni** per i costruttori che non avessero rispettato l'obiettivo previsto.

Mentre nessun costruttore può omologare e immettere sul mercato un veicolo che non rispetta i limiti sulle emissioni di inquinanti primari, i costruttori possono omologare e vendere veicoli che non rispettano gli obiettivi in termini di CO_2 pagando sostanzialmente una penalità per ogni veicolo immatricolato: 95 \in per ogni [g/km] di CO_2 al di sopra del limite (130 [g/km] per il 2015, 95 [g/km] per il 2020 e 59 [g/km] per il 2030 in Europa) moltiplicato per il numero di veicoli immatricolati nell'anno. Inoltre il limite viene riferito alla massa del veicolo per non penalizzare i costruttori specializzati in particolar modo nella produzione di veicoli pesanti (il Legislatore poteva imporre anche un limite fisso oppure in termini di %, chiedendo a tutti i costruttori di ridurre del 10%, 15% la CO_2 dei propri veicoli; in realtà anche questo avrebbe comportato discrepanze: notevoli riduzioni per i costruttori attivi nei segmenti più elevati del mercato e riduzioni invece più contenute per i costruttori nei segmenti di mercato tipici delle vetture più piccole A, B e C).



 $Target = 130 [g/km] + a(M - M_0) con a = 0.0457 ; M_0 = 1372 [kg]$

Criterio di utilità: sono stati raccolti i dati di emissioni di CO_2 dei veicoli immatricolati nel 2006 dai diversi costruttori, in funzione della massa delle autovetture. Il ciclo di riferimento è lo stesso per tutti i veicoli. Si è riscontrata una relazione lineare tra la CO_2 emessa e la massa della vettura. Si è scelto da parte del Legislatore di utilizzare il cosiddetto criterio di utilità: è un criterio molto diffuso anche in altri ambiti, per esempio per i veicoli per il trasporto pubblico per i quali bisogna tener conto anche il peso dei passeggeri. È stato scelto il criterio di far riferimento alla massa inteso come paramentro rappresentativo di quelle che possono essere le caratteristiche del veicolo. L'obiettivo effettivo varia in funzione della media della massa delle autovetture immatricolate in ciascun anno (la massa di riferimento viene progressivamente aggiornata).

Pendenza della retta: i costruttori hanno a lungo dibattuto: minore è la pendenza della retta più il target si avvicina a un target uniforme → tende a essere molto penalizzante per i costruttori attivi nei segmenti caratterizzati da masse più elevate (costruttori tedeschi); invece più ci si avvicina a una retta molto pendente più l'operazione di individuazione di un obiettivo basato sulla media della flotta immatricolata tende a salvaguardare i costruttori attivi nei segmenti più elevati e più difficile risulta rispettare i limiti per i costruttori attivi nei segmenti inferiori.

Valor medio di flotta: valore obiettivo che i costruttori devono raggiungere con la media dei veicoli immatricolati nell'anno. Viene data la possibilità ai costruttori di avere delle compensazioni: possono compensare delle emissioni di CO_2 particolarmente elevate per esempio da parte di veicoli sportivi con un adeguato numero di omologazioni di veicoli a basso consumo. Per le emissioni invece i limiti devolo essere rispettati da qualsiasi modello di vettura che un costruttore intenda omologare.

Emissioni di CO_2 previsti dalla normativa per alcuni veicoli presenti sul mercato europeo:

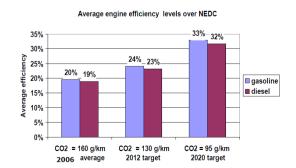
Car	Engine/Powertrain	CO ₂ g/km	L/100km
GM Volt Vauxhall Ampere Chevrolet Volt	Series Hybrid or Range Extended Electric	27	1.2
Volvo V60	Diesel PHEV	49	2.1
Toyota Prius	SI PHEV	49	2.1
Toyota Yaris	SI Hybrid	79	3.4
vw	Natural Gas SI Engine	79	3.4
Renault Clio	1.5L diesel	83	3.6
Hyundai i20	1.1L CRDi Blue	84	3.6
VW Golf	Bluemotion 1.6 L diesel	85	3.7
KIA Rio	1.1L CRDi Eco85	85	3.7
Ford Fiesta Titanium ECOnetic	Diesel 1.6L Duratorq TDCi with stop/start	87	3.8
Citroen C3	e-HDi 70 Airdream EGS SI Hybrid	87	3.8
Peugeot 3008	Diesel Hybrid 4	88	3.8
Fiat 500	SI Petrol	89	3.9
Lexus CT200h Luxury car	Petrol Hybrid	94	4.1
Honda Civic	1.6L-DTECi	94	4.1
Fiat Panda Twin Air	Petrol	95	4.1

Si tratta di un'analisi risalente al 2018. Se vogliamo depurarla da distorsioni introdotte dalla procedura con cui la normativa prevede si calcolino le emissioni per i veicoli ibridi plug-in, dobbiamo innanzitutto eliminare dalla analisi tutti i veicoli plug-in o elettrici (range extended) che hanno valori di emissioni bassissime che non corrispondono a valori reali. Per veicoli di questo tipo che possono avere una percorrenza in puro elettrico di qualche decina di km, la normativa prevede che si faccia una media pesata tra la distanza percorsa in puro elettrico che viene computata con emissioni nulle e la distanza percorsa utilizzando il motore termico; questo porta a livelli di emissione estremamente bassi ma non realistici in quanto viziati dal fatto che si utilizzi un approccio TTW senza tener conto che l'energia elettrica prodotta, in Europa, ha un Carbon Footprint di 300 [gCO₂/kWh].

Se ci limitiamo a considerare gli **ibridi non Plug-in** - quindi i veicoli in cui le batterie possono essere ricaricate solo dal motore termico istallato a bordo - troviamo che il primo veicolo ad avere emissioni di CO_2 più basse è un veicolo ibrido a benzina: la **Toyota Yaris** che raggiunge un valore di tutto rispetto di **79** [g/km].

Dopo questo veicolo ibrido troviamo la VW con motore SI alimentato a gas naturale: il gas naturale ha un rapporto H/C = 4 (vs 1.85 della benzina/gasolio) \rightarrow minori emissioni di \mathcal{CO}_2 . Dopodiché troviamo vetture Diesel di dimensioni relativamente piccole.

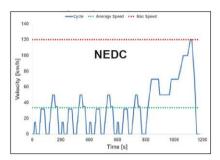
Obiettivo di rendimento medio sul ciclo:

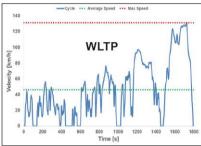


In questo diagramma l'obiettivo in termini di emissioni di CO_2 in [g/km] viene tradotto in un obiettivo di efficienza media. Considerando una vettura media avente m = 1300 [kg], su un ciclo NEDC la richiesta energetica è di circo 0.4 [MJ/km]; il chè vuol dire che, tenendo conto di questa richiesta energetica, un obiettivo di 95 [g/km] corrisponde a un rendimento medio del sistema di propulsione di circa 1/3 con leggere differenze tra benzina e gasolio.

WLTC vs NEDC: obiettivo equivalente [↓ LEZIONE 38: 18/12/20]

A che cosa serve il ciclo omologativo? Abbiamo due aspetti da valutare: la **Air Quality**, quindi l'emissione di inquinanti, e la CO_2 . Ci sono due normative distinte. Per autovetture e veicoli commerciali, si stabilisce un ciclo guida. L'autovettura viene messo su un banco di prova e questo ciclo guida viene riprodotto.





	Units	NEDC	WLTP
Duration			
Duration	S	1180	1800
Distance	km	11,0	23,3
Mean Velocity	km/h	33,6	46,5
Max Velocity	km/h	120,0	131,3
Dur	ations		
Stop	S	280	226
Constant Driving	S	493	98
Acceleration	S	247	762
Deceleration	S	539	730
Sł	nares		
Stop	%	23.7	12.6
Constant Driving	%	41.8	5.4
Acceleration	%	20,9	42,3
Deceleration	%	45.7	40.6

Fino ad agosto 2017 il ciclo guida era il NEDC: New European Driving Cycle.

Si è fatta un'analisi statistica su come vengono utilizzate le vetture e si è costruito un ciclo artificiale che ha dei tratti di velocità costanti, periodi di minimo, dei tratti di accelerazioni e decelerazioni, che tengono conto di queste valutazioni statistiche. La vettura viene collocata sul banco di prova con le ruote su dei rulli che riproducono la resistenza della strada in termini del rotolamento delle ruote, in base alla massa del veicolo e ad altri fattori. Il **Rod Road Factor** è ciò che tiene conto di tutti i parametri.

Il guidatore sul veicolo, davanti a uno schermo simulante il tracciato, segue il percorso stabilito (cambiando marce, accelerando e frenando...)

Le emissioni della vettura vengono raccolte e vengono misurate. Si raccolgono le emissioni complessive e poi si dividono per la lunghezza del ciclo guida e si ottengono le **emissioni per km.** Dopo di chè questi numeri vengono confrontati con quelli previsti dalla norma. La normativa degli **inquinanti** prevede un tot di [mg/km] per gli NOx e per l'emissione della CO₂ un tot di [g/km].

Questo ciclo ha subito un sacco di critiche poiché non effettivamente rappresentativo della vita reale del veicolo; sono state riscontrate divergenze tra i consumi rilevati sul ciclo NEDC e i consumi effettivi rilevati su strada; per cui è stato successivamente sostituito con uno nuovo (elaborato nel 2017 e nel 2018).

Il WLTC, Worldwide Harmonized Light vehicles Test Cycles, è in vigore da gennaio 2019.

Un costruttore Worldwide potrebbe ottenere un grande vantaggio ingegneristico se potesse avere lo stesso ciclo omologativo indifferentemente dal paese di utilizzo. Quindi oltre a fare un nuovo ciclo che fosse più rappresentativo delle reali condizioni di guida si è cercato di fare un ciclo che fosse mondiale. Non si è riusciti perché gli Stati Uniti sono usciti dall'iniziativa per continuare con il loro ciclo, per cui questo nuovo ciclo "Worldwide" in realtà è adottato dall'Europa e gli altri paesi scelgono (anche questo è un business).

In ogni caso questo nuovo ciclo è decisamente più reale: il **profilo di velocità** è molto più irregolare; anche le **accelerazioni** sono decisamente più severe; ci sono **meno periodi di minimo**. Il **cambio marcia non è imposto**. Viene presa in considerazione una **massa più realistica**. Di conseguenza risulta che i **punti motori** nel caso del WLTC coprono una zona decisamente più estesa.

La massa (TM: Test Mass) per il ciclo WLTC (TM_H) è più alta della massa per il ciclo NEDC (TM_{EU}):

$$TM_{EU} = UM + 100$$

$$TM_H = UM + OM + 100 + 0.15(LM - UM - OM - 100)$$

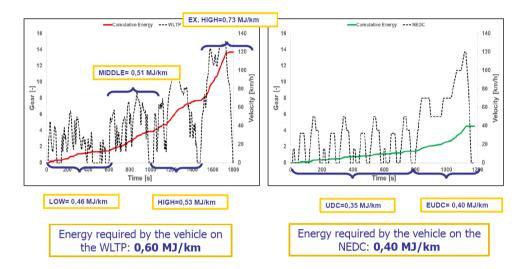
UM: curb Mass; OM: Optional equipments Mass; LM: Laden Mass

La stessa vettura con lo stesso motore provata sui due cicli restituisce un consumo, e quindi emissioni di CO_2 , maggiori sul ciclo WLTC: date le più elevate accelerazioni e la più elevata massa, il ciclo richiede maggiore energia. Se nel caso del ciclo NEDC la richesta media di energia è di 0.4 [MJ/km] per il ciclo WLTC la richiesta diventa il 50% superiore: 0.6 [MJ/km].

Vehicle: European Mid-Size Passenger Car 50 kW - DI 1,3L Diesel Engine Curb Mass: 1068 kg

> WLTP $CO_2 = 145 \text{ g/km}$ NEDC $CO_2 = 123 \text{ g/km}$

Tuttavia, a fronte di questo 50% in più di energia necessaria, il consumo fortunatamente non aumenta nella stessa misura. Aumenta, in questo caso specifico, da 123 a 145 [g/km].

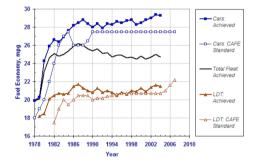


Limite sul consumo (Fuel Economy) negli Stati Uniti

Sul mercato americano, fin dagli anni '70, sono in vigore degli obiettivi in termini di consumo (fuel economy), in base al cosiddetto programma CAFE (Corporate Average Fuel Economy). Questo contesto normativo è stato introdotto durante gli anni della crisi petrolifera per esigenze sostanzialmente di indipendenza energetica, per cercare di ridurre i consumi e la dipendenza dell'economia degli Stati Uniti dagli stati produttori di petrolio. Viene fatta una media a livello di flotta e la si confronta con gli obiettivi previsti. Il limite sui consumi si può tradurre in un obiettivo sulle emissioni di CO_2 .

Nel caso degli Stati Uniti se confrontiamo il programma CAFE con quanto implementato dalla Commissione Europea abbiamo una situazione radicalmente diversa. Innanzitutto perchè il limite è un limite uniforme, ovvero il limite previsto per percorrenza [gallon/mile] da parte delle autovetture è lo stesso per tutte indipendentemente dalle dimensioni: 27.5 [mpg] (miles per gallon) (tra 1990 e il 2010). In secondo luogo, la sanzione economica, che era prevista e che è rimasta invariata per decenni, è relativamente modesta: 5.5\$ per ogni [0.1gallon/mile] (per decimo di gallone per miglio). Tradotta in termini a noi più familiari corrisponde a circa 10-15€ per ogni [gCO₂/km] (quasi un ordine di grandezza più bassa rispetto alla sanzione prevista sul mercato europeo).

Se osserviamo quale sia stato il risultato dell'applicazione di questo programma negli ultimi 40 anni negli US, non possiamo certo dire che sia stata efficace nel promuovere lo sviluppo di powertrain via via sempre più efficienti. Anche il meccanismo di avere un Target uguale per tutti è un meccanismo che può portare a delle distorsioni sul mercato; si adattava abbastanza bene a una situazione quale poteva essere quella dell'America degli anni '70 in cui i grandi marchi (Ford, Chrysler e General Motor) avevano una serie di marche e modelli e potevano fare delle compensazioni all'interno del portfolio di offerta ma, a pagare le sanzioni, sono stati negli ultimi anni sempre i costruttori Europei (Porsche, Chrysler).



Vediamo come l'obiettivo sia stato mantenuto fisso per decenni. Notiamo come non vi sia stato un sostanziale progressivo miglioramento dell'efficienza dei power - train.

Più recentemente, accanto a questo programma CAFE gestito dalla NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration), un'agenzia del DOT (Department Of Transportation), è stato riconosciuto che la CO_2 è un gas serra; dunque, essendo un gas che impatta sull'ambiente, doveva essere normata dall'agenzia per la protezione ambientale americana EPA (Enviromental Protection Agency).

L'EPA, a partire dal 2012, ha introdotto degli obiettivi, secondo il cosiddetto CAA (Clean Air Act), che sono stati armonizzati con quelli previsti dal NHTSA nel programma CAFE. Si è arrivati a una convergenza tra le due richieste: sono stati stabiliti un obiettivo di 155 [g/km] di emissione di CO_2 per il 2016 e di 101 [g/km] di emissione di CO_2 per il 2025. Quindi, anche se faticosamente, anche gli Stati Uniti si stanno allineando a questo trend globale di riduzione delle emissioni di CO_2 .

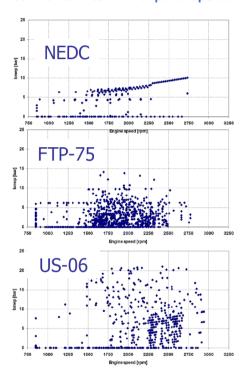
Una sostanziale differenza è il cambiamento di approccio: nel programma CAFE vigeva un sistema di penalità economica di crediti con la possibilità per i costruttori di acquistare dei bonus dai costruttori anche concorrenti che fossero in grado di immettere sul mercato veicoli con minori emissioni di ${\it CO}_2$ rispetto all'obiettivo; viceversa nel CAA l'approccio è lo stesso che viene adottato per le emissioni di inquinanti: non sono possibili deroghe, non è possibile immatricolare un veicolo pagando una multa se l'obiettivo limite non viene rispettato.

Confronto tra i cicli

Confronto caratteristiche dei cicli:

	Unit	US06	NEDC	FTP75	WLTP
Duration	s	600	1180	1874	1800
Distance	m	12860	11007	17770	23263
Stop Time	%	7	24	19	13
Average Speed	km/h	77.84	33.35	34.13	46.5
Max Speed	km/h	129	120.0	91.2	131.3
Max Acceleration	m/s²	4.64	1.04	1.47	1.58

Confronto in termini di punti operativi del motore:



(1700 [KG]; 15.2 [kW] @ 100 [km/h]; 2.0L, 4 cyl. Euro 5 Diesel)

NEDC: il motore non viene impegnato al di sopra dei **10** [bar] di pme e al di sopra dei **2750** [rpm].

FTP-75: i punti sono distribuiti in modo più uniforme sulla mappa; arriviamo a 15 [bar] di pme.

US-06: arriviamo a >20 [bar] di pme (carico doppio rispetto al NEDC).

Confronto in termini di consumi:

	Fuel Consumption Increase (*)
FTP-75	+8%
SFTP-US06	+ 24 %

Prendiamo come riferimento il consumo rilevato sul ciclo NEDC.

Passando dal NEDC al FTP-75: incremento dell'8%. Passando dal NEDC al USO6: incremento dell'24%.

(*) With respect to NEDC Test Cycle No calibration adjustment for different driving cycles

7.2 Contesto normativo per LDV e HDV (Light/Heavy Duty Vehicles)

- Contesto normativo europeo per i veicoli "Light Duty" (LDV)

Introduzione

Ciclo NEDC

Procedura di prova: metodo gravimetrico, fumimetro e opacimetro

Cronoprogramma sui limiti a livello mondiale

Ciclo WLTC

Implementazione dei limiti

Limiti di composizione dei combustibili

Requisiti in termini di durata per i sistemi di controllo emissioni

Test RDE

- Contesto normativo europeo per i veicoli "Heavy Duty" (HDV)

Introduzione

Contesto normativo europeo per le emissioni di inquinanti

Contesto normativo europeo per le emissioni di CO_2

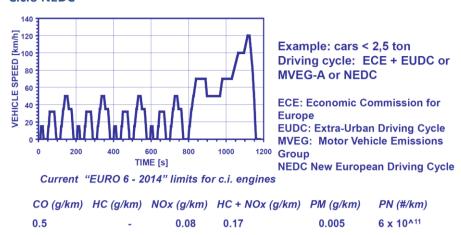
- Sguardo ad altri contesti normativi (da "Controllo delle Emissioni di Inquinanti")

Principali differenze tra contesto americano ed europeo

Contesto americano: classi, cicli e limiti di emissioni

Emissioni di ${\cal CO}_2$, Fuel Economy (CAFE) e Gas Serra

Ciclo NEDC

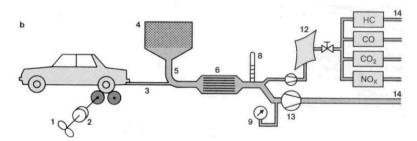


I limiti previsti per le emissioni di inquinanti primari sono espressi in [g/km]. In particolare per idrocarburi incombusti (HC) e ossidi di azoto (NO_x) esiste un limite specifico per gli NO_x e un limite complessivo per $HC + NO_x$ dovuto al fatto che questi inquinanti tendono ad agire tra loro per la formazione dello smog fotochimico; quindi, eventuali riduzioni su uno dei due inquinanti devono essere sempre accompagnate dalla riduzione su secondo in modo da evitare di immettere in atmosfera emissioni che possono essere in rapporti di concentrazione critiche per quanto riguarda la formazione dello smog fotochimico.

I limiti sul particolato (*PM*) erano inizialmente previsti in massa: [g/km]. Successivamente sono stati introdotti limiti sul numero di particelle (PN [n./km]).

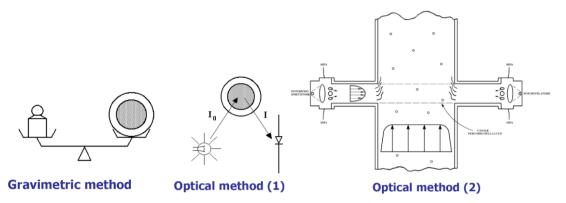
Procedura di prova

La procedura di prova prevede che il veicolo sia testato non su strada ma all'interno di un laboratorio su un banco a rulli: la vettura viene posizionata con l'asse motore su una coppia di rulli controllati da motori elettrici che applicano ai rulli, quindi alle ruote, la stessa coppia resistente che la vettura incontrerebbe nell'esecuzione del ciclo guida su strada (risultato dell'azione combinata dovuta alla resistenza al rotolamento, alla resistenza all'aerodinamica e all'inerzia della vettura). In questo modo possiamo avere un test caratterizzato da un'elevata ripetibilità e riproducibilità: laboratori differenti possono ragionevolmente comprovare i propri risultati. Il guidatore ha di fronte a sè uno schermo su cui viene riportato il profilo di velocità da seguire durante la prova: un puntino riporta istante per istante la corrispondente velocità simulata nel corso del test. Quindi, deve mantenere il profilo di velocità all'interno di una banda di tolleranza prefissata che in genere è dell'ordine di ~2 [km/h] su ciclo NEDC.



I gas combusti scaricati durante l'esecuzione del test vengono innanzitutto diluiti con aria prelevata dall'ambiente, fatti passare attraverso uno scambiatore di calore e successivamente campionati e raccolti in sacchi di polietilene che poi vengono collegati agli analizzatori di gas per misurare la concentrazione delle diverse specie inquinanti all'interno dei sacchi.

Propulsori Termici 2020-2021 – Prof. F. Millo – Appunti di Giovanni Sobrero



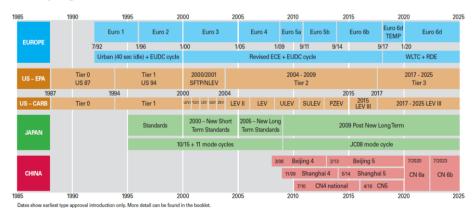
Fumimetro: la prova attraverso il fumimetro consiste nel far passare una portata di gas di qualche [L] per un periodo relativamente breve dell'ordine di qualche decina di [s] attraverso un filtro di carta di caratteristiche note, certificate e controllate; dopodiché si misura il grado di sporcamento FSN (Filter Smoke Number) del filtro mandando una radiazione luminosa che vada a riflettersi sul filtro e misurando la frazione di energia luminosa incidente che viene riflessa dal filtro. Quando il filtro è completamente annerito la luce riflessa è nulla (fondo scala); quando il filtro ha conservato inalterate le sue caratteristiche, quindi è rimasto completamente bianco, la luce riflessa è massima (0 della scala). Viene restituito un valore di FSN (Filter Smoke Number) da 0 a 10. Tramite test di correlazione (metodo gravimetrico parallelo al metodo tramite fumimetro) il FSN viene correlato con le emissioni di particolato. Questa misura richiede tempi decisamente più brevi (si avvicina alla misura in tempo reale), qualche decina di [s] rispetto a decine di [min] quali sono previsti dal ciclo di omologazione.

Opacimetro: se vogliamo misurare le emissioni durante un transitorio abbiamo bisogno di conoscere istante per istante le emissione. Per avere quindi una misura in tempo reale utilizziamo l'opacimetro. Si tratta sempre di un misuratore ottico in cui la corrente dei gas combusti viene attraversata da un fascio luminoso che viene in parte intercettato dalle particelle opache di PM. Anche in questo caso la radiazione luminosa che raggiunge il fotoricevitore è soltanto una frazione della radiazione luminosa emessa dalla parte opposta al fotoricevitore. Misuriamo l'opacità dei gas combusti su una scala che va da 0 (gas trasparenti) a 100% (radiazione completamente bloccata). Anche in questo caso è necessaria una standardizzazione: la % di radiazione bloccata dipende non soltanto dalla concentrazione delle particelle ma anche dalla velocità di efflusso nel condotto, dalle dimensioni geometriche del condotto (caratteristiche da standardizzare). Grazie alla standardizzazione è possibile correlare la misura di opacità con la concentrazione di PM.

OPACITY SMOKE APPEARANCE < 2 % Not visible 2 - 3 % Hardly visible

3 - 5 % Clearly visible > 5 % Black Smoke

Cronoprogramma sui limiti a livello mondiale



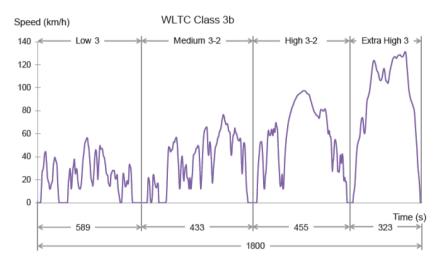
465

→Il processo di inseverimento progressivo dei limiti è stato accompagnato da una revisione delle procedure di prova: fino all'introduzione dell'Euro 3 (2000-2001) nel ciclo sì prevedeva inizialmente una fase iniziale di 40 secondi in cui il motore veniva fatto funzionare al minimo senza che venissero rilevate le emissioni per consentire al catalizzatore di raggiungere la temperatura di light off: questa fase è stata poi soppressa.

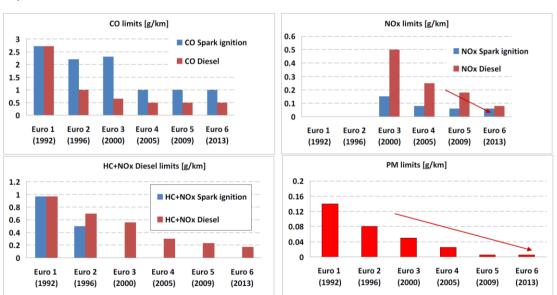
Ciclo WLTC

Con l'Euro 6c: $\frac{1}{1}$ settembre 2017: obbligatoria per omologare un nuovo veicolo $\frac{1}{1}$ settembre 2018: obbligatoria per immatricolare un veicolo : nuovo ciclo WLTC

WLTC should replace NEDC starting from Sept 2017 for new types and from Sept 2018 for all vehicles.³⁾



Implementazione dei limiti



CO: i livelli di emissioni da parte di un motore CI sono molto più bassi dei livelli emessi da parte di un motore SI (quindi il limite è la metà per i motori CI).

NOx: si è tenuto conto inizialmente delle caratteristiche di emissioni nettamente più elevate da parte dei motori CI e anche dell'impossibilità di poter trattare le emissioni mediante catalizzatore allo scarico con efficienze di abbattimento paragonabili a quelle del catalizzatore a tre vie. I limiti sono andati progressivamente riducendosi (non siamo ancora in una condizione "Fuel Neutral": no stessi limiti).

Estratto di un prontuario (Materiale di consultazione):

EURO 5-6

		P	C M ¹⁾ , LCV N1 CL	.1		LCV N1 CL 2			LCV N1 CL 3, N2	
Emissions	Unit	Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6b, 6c, 6d-Temp, 6d	Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6b, 6c, 6d-Temp, 6d	Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6b, 6c, 6d-Temp, 6d
EURO 5-6 Positive ignition e					nissions limits ((E	C) 715/2007 as a	mended (EC) 692	/2008)		
THC		100	100	100	130	130	130	160	160	160
NMHC		68	68	68	90	90	90	108	108	108
NOx	mg/km	60	60	60	75	75	75	82	82	82
CO		1000	1000	1000	1810	1810	1810	2270	2270	2270
PM ²⁾³⁾		5.0	4.5	4.5	5.0	4.5	4.5	5.0	4.5	4.5
PN ²⁾	Nb/km	_	_	6×10 ^{11 4)}	-	-	6x10 ^{11 4)}	-	-	6x10 ^{11 4)}
			EURO 5-6 Com	pression ignition	emissions limits	((EC) 715/2007 a	s amended (EC) 6	92/2008)		
NOx		180	180	80	235	235	105	280	280	125
HC+NOx	no a flano	230	230	170	295	295	195	350	350	215
CO	mg/km	500	500	500	630	630	630	740	740	740
PM ¹⁾		5.0	4.5	4.5	5.0	5.0	4.5	5.0	5.0	4.5
PN ¹⁾	Nb/km	-	6x10 ¹¹	6x10 ¹¹	-	6x10 ¹¹	6x10 ¹¹	-	6x10 ¹¹	6x10 ¹¹

EURO 5-6 IMPLEMENTATION ROADMAP

Vehicle Class		Euro 5a	Euro 5b	Euro 6b	Euro 6c	Euro 6d-Temp	Euro 6d
M,	TA	01 Sep 2009	01 Sep 2011	01 Sep 2014		01 Sep 2017	01 Jan 2020
N1 CL 1	FR	01 Jan 2011	01 Jan 2013	01 Sep 2015	01 Sep 2018	01 Sep 2019 ¹⁾	01 Jan 2021
N1 CL 2, 3	TA	01 Sep 2010	01 Sep 2011	01 Sep 2015		01 Sep 2018	01 Jan 2021
N2	FR	01 Jan 2012	01 Jan 2013	01 Sep 2016	01 Sep 2019	01 Sep 2020 ²⁾	01 Jan 2022

- Euro 6c = Euro 6b + final PN standard for PI vehicles + OBD Euro 6-2 + use of E10 and B7 reference fuel, assessed on regulatory lab test cycle + RDE NOx testing for monitoring only.
- Euro 6d-Temp = Euro 6b + final PN standard for PI vehicles + OBD Euro 6-2 + use
 of E10 and B7 reference fuel, assessed on regulatory lab test cycle + RDE testing
 against temporary Conformity Factors.
- Euro 6d = Euro 6b + final PN standard for PI vehicles + OBD Euro 6-2 + use of E10 and B7 reference fuel, assessed on regulatory lab test cycle + RDE testing against final Conformity Factors.

Lab test cycle is NEDC, it should be replaced by WLTC with the introduction of Euro 6d-Temp for new type, and Euro 6c for all vehicles one year later.

The Real Driving Emission (RDE) test procedure is introduced in 3 phases.

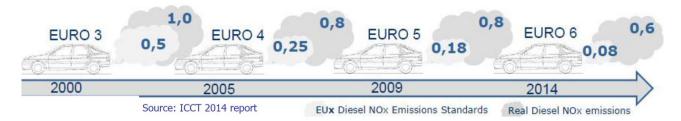
- First a monitoring period starting in April 2016 on new type vehicles.
- Followed by a period with application of temporary conformity factors (Euro 6d-Temp).
- · Then with application of final conformity factors (Euro 6d).

Limiti di composizione dei combustibili

1993: passaggio alla benzina verde (il cat. a tre vie è incompatibile con la benzina rossa: gli additivi a base di piombo reagiscono con i metalli nobili).

Dal 2009 è obbligatorio l'utilizzo di combustibili "Sulfur Free" con contenuto di zolfo (S) $\leq 10 \; [ppm]$; limita le emissioni di NOx; inoltre è una soluzione abilitante per quanto riguarda l'utilizzo di determinate tecnologie di after treatment. Alcuni catalizzatori sono particolarmente sensibili all'avvelenamento da zolfo. Quindi, il poter disporre di combustibili a basso/nullo contenuto di zolfo è fondamentale per poter utilizzare queste tecnologie.

Test RDE
Emissioni "Type Approval" ed emissioni reali:



Il contesto normativo è stato sconvolto dal cosiddetto **Diesel Gate** che ha determinato una notevole accelerazione nell'implementazione di normative, che erano in discussione da anni, per cercare di rendere più efficaci questi limiti, cercando di colmare il divario tra il risultato tra la prova di omologazione e il risultato dell'utilizzo del veicolo su strada.

Qui vediamo riportato un prospetto grafico che evidenzia lo scostamento tra le **emissioni di NO**x previste dalla procedura "Type Approval" e quanto effettivamente il veicolo emette su strada; vediamo come **in 20 anni** da un punto di vista legislativo si sia passati da un limite di 0.5 [g/km] a un limite di 0.08 [g/km] (-80%); da un punto di vista effettivo si sono ridotte del 40%.



Questo ha portato ad avere in gran parte dell'Europa sforamenti dei limiti previsti per la qualità dell'aria in termini di alcuni inquinanti (primi tra tutti gli NOx).



Le emissioni di prova NON sono rappresentative dell'utilizzo reale per i seguenti motivi:

- Il ciclo NEDC è molto lontano dalle condizione reali di guida;
- Viene considerata una massa più bassa di quella che statisticamente potrebbe essere mediamente effettiva;
- Le condizioni per il ciclo NEDC sono condizioni di laboratorio (condizioni standard di p e T);
- Il cambio marcia è imposto;
- Il ciclo NEDC prevede l'esecuzione del test simulando una marcia piana (non tiene conto dei dislivelli);

Per tener conto di tutti questi fattori:

- → Euro 6c (1 settembre 2017: per omologare): WLTP: ciclo WLTC + nuova procedura (monitoraggio RDE);
- → Euro 6d-TEMP (1 settembre 2018: per omologare): ciclo WLTC + Test RDE per nuove omologazioni;

 $NTE_{inquinante} = CF_{inquinante} \cdot Euro 6$ (Not To Exceed) con $CF_{NOx} = 2.1$

→ Euro 6d (1 gennaio 2020: per omologare): ciclo WLTC + Test RDE per nuove omologazioni;

 $CF_{NOx} = 1.43$

- Contesto normativo europeo per i veicoli "Heavy Duty" (HDV)

Introduzione

Contesto normativo europeo per le emissioni di inquinanti Contesto normativo europeo per le emissioni di ${\it CO}_2$

Introduzione

Per quanto riguarda le applicazioni Heavy Duty la situazione dal punto di vista normativo è radicalmente differente. In questo caso viene effettuato il test solo sul motore e non sul veicolo.

I limiti sono diversi. Anche per gli HDV le Classi si chiamano Euro (I, II, III, ..., VI a volte 1, 2, 3, ..., 6).

Non avrebbe senso dare un limite in [g/km] come emissione specifica perchè dovremmo distinguere, per un autocarro, a seconda delle condizioni di carico in cui viene effettuato il tragitto. Per cui si preferisce effettuare il test sul solo motore e calcolare le emissioni specifiche riferite all'energia erogata dal motore durante l'esecuzione del test.

Contesto normativo europeo per le emissioni di inquinanti (da "Controllo delle Emissioni di Inquinanti")

Standard:

Anche in questo caso, come per le autovetture, vi è una prima colonna che definisce la Classe (Stage), una colonna per la Data di introduzione dello standard, una colonna con il Ciclo omologativo di riferimento, quindi la procedura di prova utilizzata, e le colonne con i limiti emissivi, espressi in [g/kWh].

Una differenza importante consiste nel fatto che per i veicoli pesanti la certificazione viene fatta sul motore e non sul veicolo. Un veicolo HD non viene venduto in una configurazione standard ma è molto spesso customizzato; quindi, se venisse richiesta una certificazione sul veicolo, si avrebbe un importante aumento di costi (a ogni richiesta di veicolo allestito in un certo modo bisognerebbe fare un'omologazione).

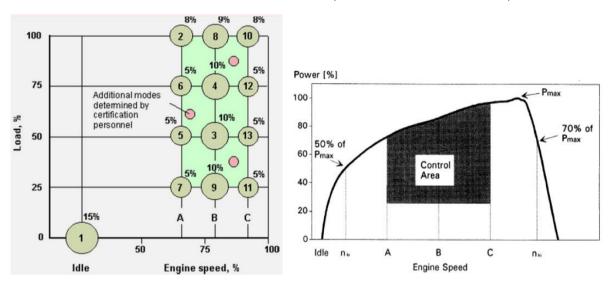
Dunque l'omologazione si fa a livello di motore su banco dinamometrico. Dal momento che il motore sta fermo non parliamo più di [g/km] ma di [g/kWh].

Solitamente i combustibili utilizzati per le applicazioni Heavy Duty sono il gasolio e il gas naturale (compresso o liquido). Qui sono presenti due test emissivi diversi: Steady-State Testing e Transient Testing. Un veicolo HD spende molto tempo in condizioni di funzionamento fisse. Il **Transient Testing** è stato introdotto **dall'Euro** III. Avere una procedura Worldwide, o per lo meno un ciclo Worldwide, è stata un'esigenza sentita dai costruttori specialmente per i veicoli HD; infatti, il WHSC viene introdotto prima del WLTC.

S	Test	СО	HC	NOx	PM	PN	Smoke	
Stage	Date	lest		g/l	kWh		1/kWh	1/m
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25		
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	1999.10 EEV only	ESC & ELR	1.5	0.25	2.0	0.02		0.15
	2000.10		2.1	0.66	5.0	0.10a		0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02		0.5
Euro VI	2013.01	WHSC	1.5	0.13	0.40	0.01	8.0×10 ¹¹	

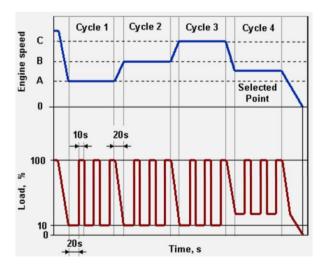
Ciclo ESC (European Steady-State Cycle):

Siccome nel ciclo ECE R49 i punti erano ben definiti in successione, la centralina riusciva a riconoscerli e dunque faceva scattare delle mappature un pò artificiose. Allora, questo ciclo è stato sostituito da un altro ciclo a 13 modi: i modi sono stati un po' spostati: anziché avere 3 modi al minimo, ne troviamo ora 1 solo e gli altri sono distribuiti in un'area un po' più grande, detta aera di controllo (verde / nera). Oltre a questi 13 punti, il certificatore poteva decidere di testare il motore in 3 punti addizionali all'interno dell'area di controllo. Questo è servito a evitare situazioni di manipolazione della centralina da parte dei costruttori.



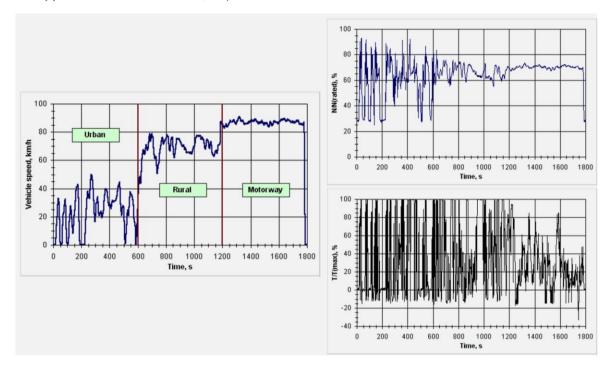
Ciclo ELR (European Load Response cycle):

Accanto a questo ciclo Steady, tra l'Euro III e l'Euro VI, veniva condotto un test su un altro ciclo Steady, chiamato ELR (European Load Response). Quando si è passati dall'ECE R49 al ciclo ESC, è stato introdotto in parallelo il ciclo ELR. Un veicolo HD è spesso soggetto a delle variazioni di carico a velocità costante: dunque questa prova simulava il comportamento del motori in date condizioni. Venivano condotte diverse prove in cui la velocità era mantenuta costante e per ciascun tratto, a velocità costante, venivano fatte brusche variazioni del carico. In questa prova non venivano misurati tutti gli inquinanti ma era misurata solo l'opacità dei fumi. Dunque questo test utilizzava come strumento l'opacimetro. I limiti di legge erano dati in termini di opacità o coefficiente di estinzione (segnato in tabella con "Smoke" [1/m]).



Ciclo ETC (European Transient Cycle):

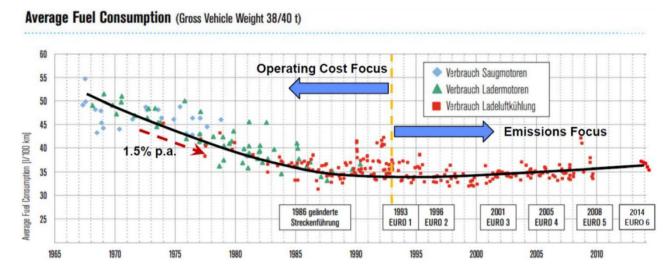
Dall'Euro III accanto ai cicli Steady-State è stato introdotto un ciclo Transient. Il ciclo simulava la percorrenza di un veicolo caratterizzato da diverse missioni: tratti urbani, extraurbani e autostradali. Questo ciclo viene applicato al motore, dunque viene convertito in un ciclo "engine" dinamometrico (si può fare conoscendo le caratteristiche del veicolo). Il profilo di velocità del veicolo veniva tradotto in un profilo di storia temporale di coppia e velocità del motore, implementato così sul banco dinamometrico.



Contesto normativo europeo per le emissioni di CO_2 (Non visto a lezione)

Cenni storici sul andamento del Fuel Consumption:

Recentemente sono stati introdotti anche dei limiti per le emissioni di ${\it CO}_2$ per i veicoli HD. Come mai solo recentemente?



Nella parte antecedente al 1990, quindi prima dell'introduzione delle normative sugli inquinanti, notiamo un trend decrescente del Fuel Consumption. Una quota importante del costo di esercizio è legato al consumo. Dunque un veicolo che consuma di meno ha un più alto valore di mercato: un costruttore, per conquistare quote del mercato, è sempre stato interessato a produrre veicoli che consumassero di meno, molto di più che per le autovetture.

Confronto tra Passenger Cars e HD Trucks:

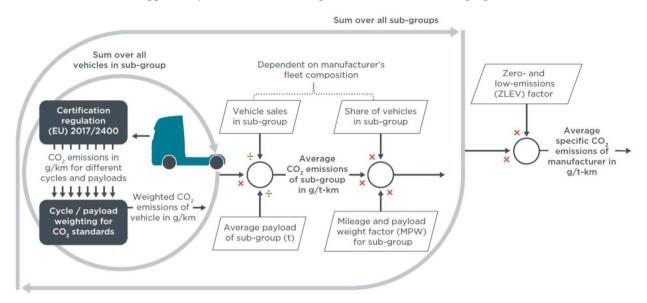


Se risparmiamo l'1% ci combustibile, in termini di soldi, si traduce per un'autovettura in un risparmio di 24 [Euro/anno], mentre per un truck HD in un risparmio di 855 [Euro/anno].

Questo spiega il perché già dagli anni '70/80 c'è sempre stata, per i veicoli pesanti, un'attenzione ai consumi e quindi alla CO_2 . Il costo di esercizio, per un veicolo HD, è un elemento molto importante del TCO: Total Cost of Ownwership. Rappresenta il fattore determinante nella scelta di un veicolo piuttosto che un altro. Esso comprende tutti i costi di acquisto, manutenzione e di esercizio. Sul TCO il consumo di combustibile ha quindi un impatto rilevante (ecco perché c'è sempre stata questa tendenza).

Calcolo della Base line:

Base line: calcolo della CO_2 al quale ci riferiremo per ricavare i target futuri, del -15% nel 2025, e -30% nel 2030. La fase di monitoraggio e reportistica inizia 1° luglio 2019 e termina il 30 giugno 2020.



A partire dai dati del motore ricaviamo le emissioni di CO_2 in [g/km] che avremmo sul veicolo, non prendendo il veicolo e facendogli fare un test, usando un Software che si chiama VECTO (la Commissione Europea ha incaricato terzi per la creazione di questo software). Dunque, per ogni gruppo (4, 5, 9, 10), tramite l'utilizzo di questo software, ricaviamo le emissioni di CO_2 in [g/km]. Analizzando i dati nel periodo di osservazione, vengono distinti i veicoli venduti in funzione delle capacità di carico dichiarate per ogni gruppo. Tenendo conto di questi dati, riusciamo a calcolare per ogni gruppo, le emissioni di CO_2 in [g/km per t] (sostanzialmente dividiamo per il pay load). Riusciamo così a ottenere una reference di CO_2 in [g/t-km]. Quando otteniamo questo valore di riferimento per tutti i singoli costruttori, facciamo una media e, trovando un valore base di riferimento, siamo in grado di andare a calcolare i target.

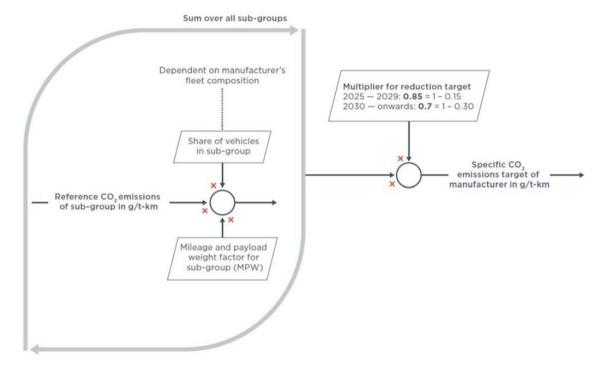
Quando si andrà a verificare, negli anni, che il costruttore rientri nei limiti imposti dalla Base line ricavata con i dati del 2019 – 2020, potrà essere soggetto a uno sconto. Il legislatore vuole in qualche modo favorire l'impiego di veicoli poco inquinanti in termini di CO_2 : **Zero & Low Emissions Vehicle (ZLEV).** Ha dunque introdotto un sistema di incentivazione (che è rappresentato nel grafico dall'ultima operazione) per favorire la produzione di tali veicoli: se un costruttore, tra i veicoli venduti, conta degli ZLEV ha diritto a uno sconto. Questo sconto è un fattore moltiplicativo, lo ZLEV Factor (≤ 1 , non può essere peggiorativo), che va a ridurre le emissioni di CO_2 prima di andarle a confrontare con la Base line.

Il valor minimo dello ZLEV Factor è 0.97. Ci sono due modi per calcolarlo. Il primo modo si adotta tra il 2019 e il 2024 e il secondo verrà adottato a partire dal 2025. In tutte e due i casi si tratta sostanzialmente di andare a conteggiare il numero di veicoli ZLEV venduti. Un veicolo ZLEV si definisce tale se le sue emissioni di CO_2 sono minori o uguali al 50% della Base line del singolo costruttore (in [g/t-km]). Se le emissioni di un veicolo sono pari al 50% allora conterà per 1 ZLEV; più emette meno, più conta di più: se emette -100% allora varrà 2; tra il -50% e il -100% vi è un andamento lineare.

Target e tempi di attuazione:

I target di riduzione delle emissioni vengono definiti relativamente alla baseline ottenuta con i dati del 2019, 2020. Dal 2025 al 2029 entra in vigore la riduzione del 15% rispetto ai livelli del 2019. Dal 2030 in poi entra in vigore la riduzione del 30%. Attenzione: ci sarà una **revisione di tutto questo nel 2022**. Nel 2022 si potrebbe ancora decidere di cambiare il valore per il del 30% (non quello del 15%) per il 2030.

Da luglio 2020 conosciamo per ogni gruppo soggetto a regolamentazione (4, 5, 9, 10) una Baseline di CO_2 in [g/t-km] (frutto della media delle Baseline di tutti i costruttori nel periodo di osservazione). Questa Baseline media non è ancora quella sulla quale verranno ricavati i Target; sulla base di questa, si calcola il peso del venduto di un singolo costruttore inerente sempre allo stesso gruppo, si sommano i contributi di tutti i gruppi, così ottenendo, per ciascun costruttore, una baseline che sarà dunque quella di riferimento da utilizzare per stimare i target per i prossimi anni, che quindi saranno propri di ogni singolo costruttore.

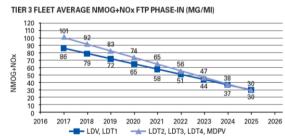


- Sguardo ad altri contesti normativi

Principali differenze tra contesto americano ed europeo Contesto americano: classi, cicli e limiti di emissioni (da "Controllo delle Emissioni di Inquinanti") Emissioni di CO_2 , Fuel Economy (CAFE) e Gas Serra | Cenno al contesto normativo cinese

Principali differenze tra contesto americano ed europeo

- 1) Approccio statistico: i limiti non valgono per ogni singolo veicolo ma a livello di flotta. Nella normativa americana esistono delle classi diverse nelle quali un costruttore può decidere di omologare un veicolo (non vi è più un unico limite da rispettare). L'importante è che, a valle di questa scelta, la media sulla flotta di un anno di venduto non superi un certo valor medio di emissioni di inquinanti. Si lascia quindi al costruttore la possibilità di scegliere di produrre dei veicoli anche più inquinanti di altri, purché venga dichiarata la classe di appartenenza e venga rispettato il limite corrispondente per la classe scelta.
- **2)** Le **normative americane** sono "**fuel neutral**" ovvero non vi è una distinzione tra limiti per veicoli a benzina e limiti per veicoli a gasolio.
- **3)** Mentre in Europa un limite viene introdotto in una certa data, in America l'introduzione del limite è generalmente progressiva. Vi è una fase detta "phase in" durante la quale i costruttori sono chiamati a rispettare o limiti via via più stringenti oppure limiti con una % via via più elevata delle vetture proprio per facilitare una transizione graduale verso uno scenario caratterizzato da limiti via via più stringenti.
- 4) Un'ulteriore differenza è rappresentata dal fatto che negli Stati Uniti i singoli stati hanno la possibilità di legiferare autonomamente per quanto riguarda le emissioni; hanno la facoltà di imporre limiti più stringenti rispetto a quelli imposti a livello federale.

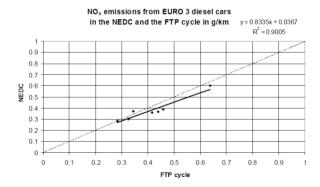


For LDVs and LDTs over 6,000 lbs GVWR and MDPVs, the fleet average standards apply beginning in MY 2018.

Anche negli Stati Uniti è prevista un'armonizzazione tra i limiti previsti a livello federale e i limiti previsti, per esempio, dalla legislazione californiana (limiti più stringenti); i limiti andranno a convergere nel 2025 su un livello estremamente basso per quanto riguarda le emissioni di NOx e di NMHC (0.03 [g/mile]: estremamente severo).

5) Un'ulteriore differenza è rappresentata dal fatto che negli Stati Uniti vengono limitati solo gli NMHC (non i MHC), essendo quelli più attivi per la formazione dello smog fotochimico, e HC specifici (come la formaldeide: estremamente pericolosa per la salute umana).

Non possiamo confrontare i limiti (da americani a europei e viceversa) semplicemente convertendo le miglia in kilometri ma dobbiamo tener conto del diverso utilizzo del motore sui diversi cicli che possono essere più o meno severi. Si possono studiare questi effetti utilizzando diagrammi come quello qui riportato.



Si riportano le emissioni rilevate sul ciclo NEDC con quelle rilevate sul ciclo FTP (Federal Test Procedure). Vedendo come si vanno a disporre su questo diagramma le emissioni rilevate nei diversi cicli, possiamo capire se i due cicli abbiano severità confrontabili (dovremmo riscontrare le stesse emissioni) o, viceversa, se uno dei due cicli sia più severo. In questo caso possiamo dire che il ciclo FTP risulta più severo del ciclo NEDC perchè le emissioni appaiono maggiori sul ciclo FTP (+10%).

Tier 3:

la Classe Tier 3 è stata proposta nel 2013 dall'EPA e, attraverso un successivo processo normativo, sono stati emanati gli Standard federali che sono stati introdotti a partire dal 2017; ci sarà un periodo transitorio che durerà fino al 2025 in cui, progressivamente, questi standard andranno a regime e saranno in vigore.

Gli standard sono classificati a "bidoni" (Bin) / "contenitori":

Tier 3 Certification bin standards (FTP; 150,000 miles)

Bin	NMOG+NOx	PM*	со	нсно				
DIII	mg/mi	mg/mi	g/mi	mg/mi				
Bin 160	160	3	4.2	4				
Bin 125	125	3	2.1	4				
Bin 70	70	3	1.7	4				
Bin 50	50	3	1.7	4				
Bin 30	30	3	1.0	4				
Bin 20	20	3	1.0	4				
Bin 0	0	0	0	0				
* In MYs 2017-20, the PM standard applies only to that segment of a manufacturer's vehicles covered by the percent of sales phase-in for that model year, Table 3.								

Tier 3 certification bin standars in mg/km											
	NMOG+NOx PM* CO HCHO										
		mg/	km								
Bin 160	99.42	1.86	2.61	2.49							
Bin 125	77.67	1.86	1.30	2.49							
Bin 70	43.50	1.86	1.06	2.49							
Bin 50	31.07	1.86	1.06	2.49							
Bin 30	18.64	1.86	0.62	2.49							
Bin 20	12.43	1.86	0.62	2.49							
Bin 0	0.00	0.00	0.00	0.00							

Per ciascun **Bin** sono fissati dei valori di riferimento per le emissioni; la prima colonna riguarda un limite sulla somma NMOG + NOx; sono messi insieme in quanto sono i principali responsabili dello smog fotochimico; troviamo inoltre i limiti per il PM, il CO e gli HCOH (aldeidi). Il nome della classe Bin corrisponde con il limite NMOG + NOx.

Un costruttore può decidere in quale categoria omologare il veicolo, a patto che ne rispetti i limiti; La media del venduto in un anno solare deve essere pari o inferiore alla soglia del Bin 30, ovvero < 30 [mg/mi] di NMOG + NOx.

I limiti sulla media sulla flotta di NMOG + NOx sono progressivamente decrescenti da qui al 2025 fino ad arrivare a 30 [mg/ml] (Phase-in).

Tier 3 fleet average NMOG+NOx FTP standards (mg/mi)

Vehicle Category	2017*	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025
LDV, LDT1	86	79	72	65	58	51	44	37	30
LDT2, LDT3, LDT4, MDPV	101	92	83	74	65	56	47	38	30

 $^{\,^*}$ For LDVs and LDTs over 6,000 lbs GVWR and MDPVs, the fleet average standards apply beginning in MY 2018.

Phase-in of Tier 3 PM FTP standards (mg/mi)

Phase-In	2017	2018	2019	2020	2021	2022		
Percentage of sales	20%*	20%	40%	70%	100%	100%		
Certification standard	3	3	3	3	3	3		
In-use standard	6	6	6	6	6	3		
* Manufacturers comply in MY 2017 with 20% of their LDV and LDT fleet under 6,000 lbs GVWR, or alternatively with 10% of their total LDV, LDT, and MDPV fleet								

La normativa Tier 3 prevede un limite per il particolato (PM) pari a 3 [mg/mi]: Non si applica al 100% dei veicoli ma a una % crescente con il passar degli anni (a regime nel 2022) (in questo caso, invece del limite, è stato rilassato la % di veicoli che deve rispettarlo).