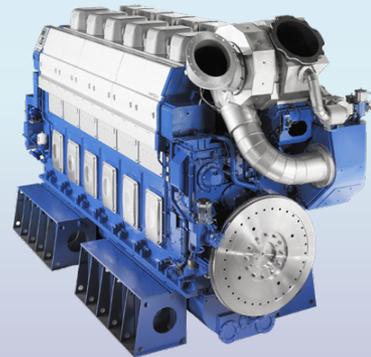




*Corso di Laurea Magistrale in  
Ingegneria Gestionale*

# Motori a Combustione Interna



Prof. Ivan Arsie

Email [ivan.arsie@uniparthenope.it](mailto:ivan.arsie@uniparthenope.it), Tel. 081.5476803, Stanza 628



# Combustione



# Processo di Combustione

Reazione esotermica in fase gassosa tra i reagenti (ossigeno, combustibile)

Fase iniziale dei reagenti: Gas - Liquido

La Fiamma individua una reazione di combustione che evolve nello spazio in una regione a spessore "limitato" e può essere:

- Premiscelata
- Diffusive (mescolamento dovuto ai processi diffusivi)

Componenti presenti nella miscela: ossigeno, azoto, vapori di combustibile, anidride carbonica, vapore d'acqua, ecc.



# Processo di Combustione

## Fiamme:

- Laminari (mescolamento e trasporto dovuto ai fenomeni molecolari)
- Turbolente (mescolamento e trasporto dovuto ai fenomeni macroscopici tipici del moto turbolento)
- Stazionarie (velocità di avanzamento del fronte di fiamma costante)
- Non Stazionarie

## Processi non lineari:

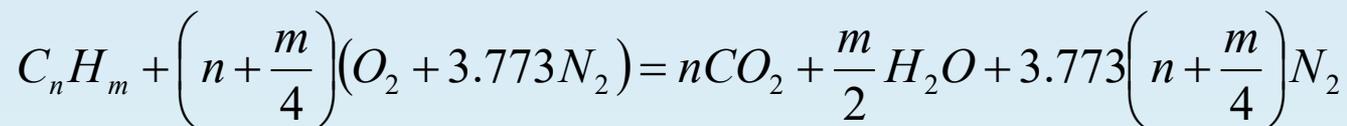
- Reazioni chimiche
- Trasporto di massa
- Diffusione di massa
- Scambio termico



## Miscela aria-combustibile

Composizione dell'aria in volume: 20.95% O<sub>2</sub> , 78.09% N<sub>2</sub> , residuo 0.93%  
(21% O<sub>2</sub>, 79% N<sub>2</sub>)  
Peso molecolare: circa 28.9 [g/mole]  
Per ogni mole di O<sub>2</sub>: 3.773 moli di N<sub>2</sub>

Combustibile: miscela di idrocarburi C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> (C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>p</sub> alcool); y=m/n



Rapporto di miscela stechiometrico:

$$\alpha = \frac{A}{F} \Big|_{st} = \frac{(1 + y/4)(32 + 3.773 \cdot 28.12)}{12.011 + 1.008y} = \frac{34.56(4 + y)}{12.011 + 1.008y}$$

Rapporto di equivalenza:  $\phi = \alpha_{st} / \alpha$  ;  $\phi < 1$  (magre);  $\phi = 1$  (stech.);  $\phi > 1$  (ricche)

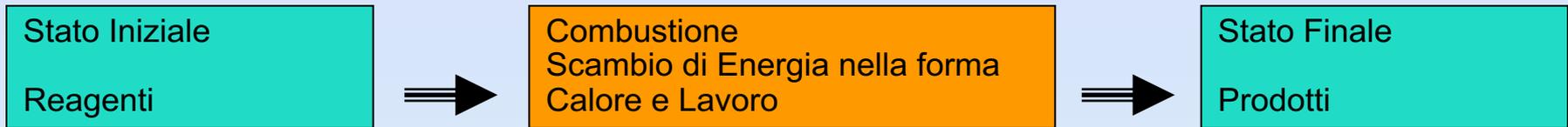
Indice d'aria:  $\lambda = \alpha / \alpha_{st}$  ;  $\lambda < 1$  (ricche);  $\lambda = 1$  (stech.);  $\lambda > 1$  (magre)



## Primo Principio della Termodinamica

Primo Principio:

$$Q_{R-P} - L_{R-P} = U_P - U_R$$



Processo di combustione a Volume e Temperatura costante

$$Q_{R-P} = U_P - U_R = -(\Delta U)|_{V,T}$$

Reazione Esotermica:

$$Q_{R-P} < 0$$

Processo di combustione a Pressione e Temperatura costante

$$Q_{R-P} - L_{R-P} = Q_{R-P} - p(V_P - V_R) = U_P - U_R$$

$$Q_{R-P} = -(\Delta H)|_{P,T}$$

$$(\Delta H)|_{P,T} - (\Delta U)|_{V,T} = p(V_P - V_R) = R_0(n_P - n_R)T$$

I calori di combustione a pressione e a volume costante sono uguali se il numero di moli non varia; la presenza di gas inerti non influisce sul risultato.

In presenza di reazioni chimiche, le entalpie ed energie di riferimento non possono essere assegnate arbitrariamente per ogni sostanza. In genere sono riferite alle condizioni di 25° C e 1 atm.



L'entalpia di formazione ( $h_f$ ) di un composto alla temperatura  $T$  è l'aumento di entalpia per formare una mole dai suoi elementi, con ogni elemento allo stato standard alla pressione di 1 atm ed alla temperatura  $T$ .

I valori di  $h_f$  sono riportati nelle tabelle JANAF

Specie	Stato	$(\Delta h)_f$ MJ/kmole a 25° C e 1 atm
O2	Gas	0
N2	Gas	0
H2	Gas	0
C	Gas	0
CO2	Gas	-393.52
H2O	Liquido	-285.84
H2O	Gas	-241.83
CO	Gas	-110.54
C8H18	Liquido	-249.35
C8H18	Gas	-208.45
CH4	Gas	-74.87

Prodotti

$$H^{\circ}_P = \sum n_i \Delta h_{f,i}$$

Reagenti

$$H^{\circ}_R = \sum n_i \Delta h_{f,i}$$

Variazione di Entalpia:

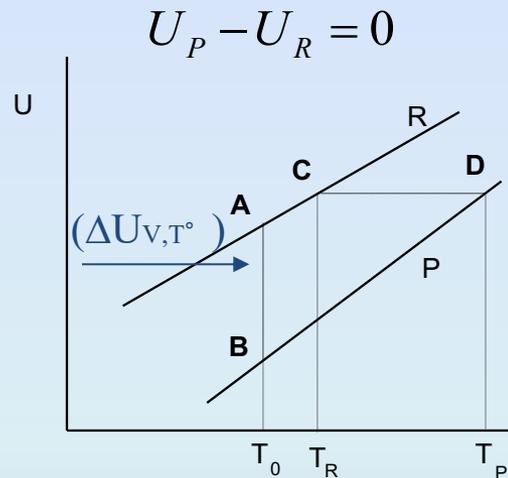
$$H^{\circ}_R - H^{\circ}_P$$

Nel caso in cui non è nota la composizione di un combustibile, il calore di reazione (per unità di massa) risulta:

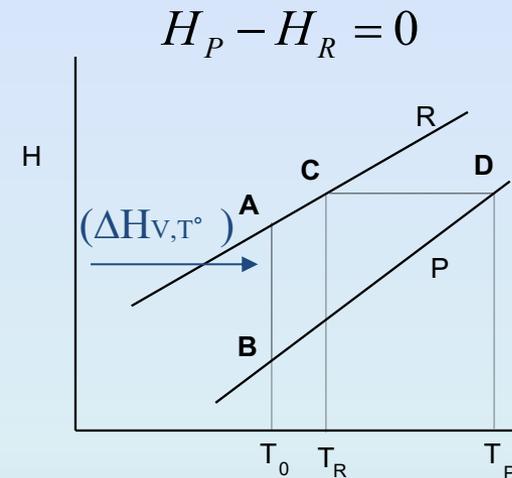
$$\begin{cases} Q_{Hp} = -(\Delta H)|_{P,T^{\circ}} \\ Q_{HV} = -(\Delta U)|_{V,T^{\circ}} \end{cases}$$

## Processo di Combustione Adiabatico

Combustione adiabatica  
a volume costante



Combustione adiabatica  
a pressione costante



La temperatura finale  $T_p$  è detta "Temperatura adiabatica di fiamma"

Considerando:  $p_R = p_P = p_A$  ;  $T = T_A$

Variazione di energia chimica:  $H_R(T_A) - H_P(T_A) = m(\sum_R n_i \Delta h_{f,i} - \sum_P n_i \Delta h_{f,i})$

Rendimento:  $\eta_C = [H_R(T_A) - H_P(T_A)] / m_f Q_{HV}$



# Combustione Ideale

**Bilancio relativo ad una mole d'aria**

Idrocarburo generico

Aria

Prodotti della combustione completa



Rapporto molare combustibile/aria: ( $\varepsilon$ )

Frazioni molari per una mole di aria: ( $\nu_i$ )

Per le reazioni stechiometriche si individua il seguente set di equazioni:

$$\begin{cases} \nu_1 = 0.210\alpha / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_2 = 0.105\beta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_3 = 0.790 + 0.105\delta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \varepsilon = 0.210 / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \end{cases}$$

- Per basse temperature ( $T < 1500$  K) e per miscele non stechiometriche :



Stoichiometrica:  $\nu_4, \nu_5, \nu_6 = 0$ ; Magra:  $\nu_5, \nu_6 = 0$ ; Ricca:  $\nu_4 = 0$ ;



# Reazioni chimiche per miscele Aria - Combustibile

Le reazioni chimiche in seno al fluido possono essere:

- tanto rapide da poter considerare la composizione in equilibrio chimico (in genere per combustione a temperatura elevata)
- uno dei fenomeni che controllano la variazione temporale della composizione della miscela (*cinetica chimica*)
- così lente da non avere alcun effetto sulla composizione della miscela (la composizione è detta “congelata” – *cinetica lenta*)

---

*Un sistema è in equilibrio se le costanti di tempo delle reazioni sono piccole rispetto alle scale dei tempi con cui variano le condizioni del sistema ( $P$  e  $T$ )*

*Condizioni di non equilibrio si manifestano per i processi di formazione degli inquinanti*

---

# Equilibrio Chimico – Effetto della Temperatura

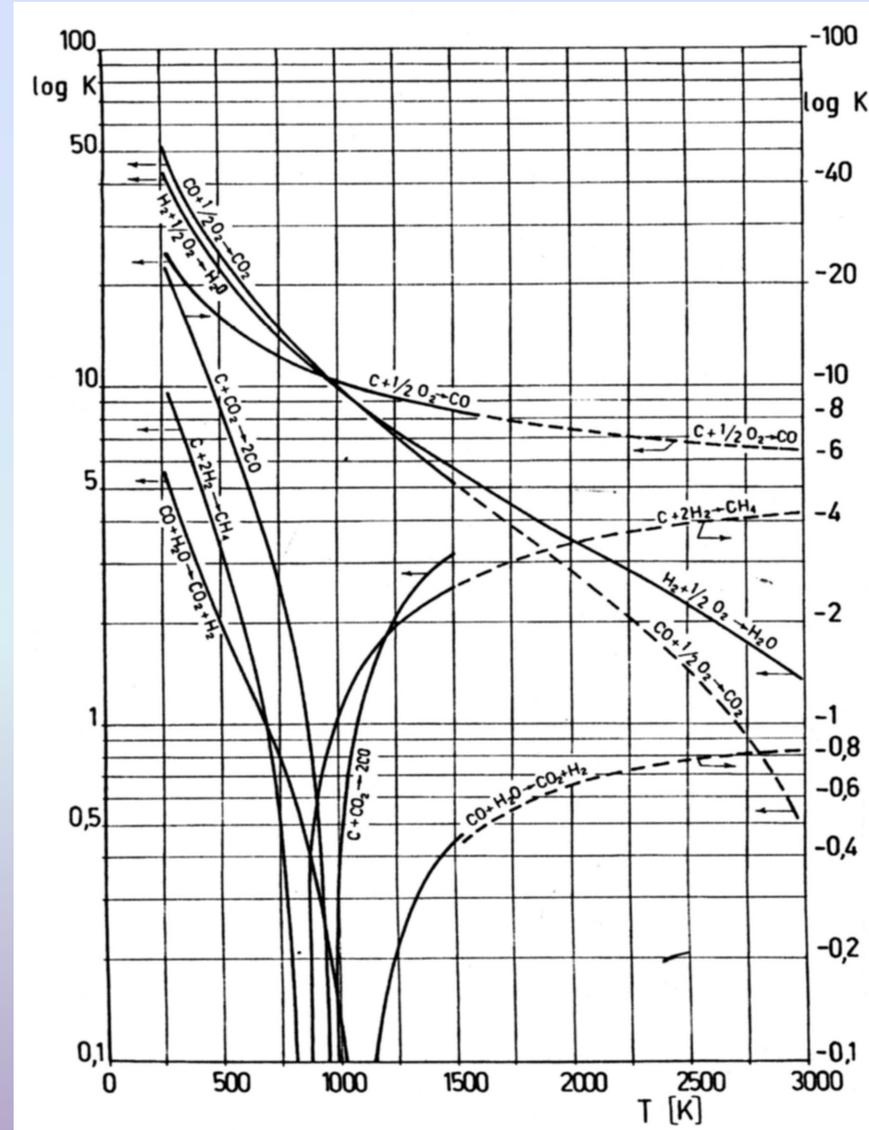


## Costante di equilibrio

$$K = \frac{x_C^{n_C} \cdot x_D^{n_D}}{x_A^{n_A} \cdot x_B^{n_B}} \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^{[(n_C+n_D)-(n_A+n_B)]}$$

x: frazioni molari

$$pV = n\tilde{R}T$$





## Combustione a 6 Specie

### Bilancio relativo ad una mole d'aria



Approssimazioni: 1)  $\Phi \leq 1$   $\nu_5 = \nu_6 = 0$  ; 2)  $\Phi > 1$   $\nu_4 = 0$

- 1) Per miscele povere o stechiometriche le equazioni di bilancio sopra esposte sono sufficienti a determinare la composizione dei prodotti

$$\begin{cases} \nu_1 = 0.210\alpha / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_2 = 0.105\beta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_3 = 0.790 + 0.105\delta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \varepsilon = 0.210 / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \end{cases}$$

- 2) Per miscele ricche è necessario considerare anche la reazione:



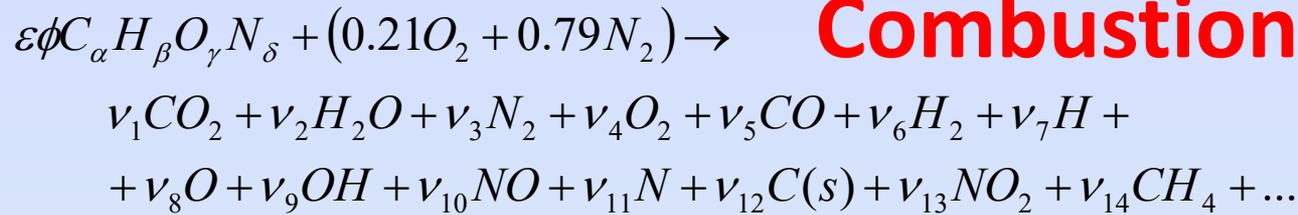
Dalle tabelle JANAF:  $\ln(K) = 2.743 - 1.761/t - 1.611/t^2 + 0.2803/t^3$

Con  $t = T/1000$

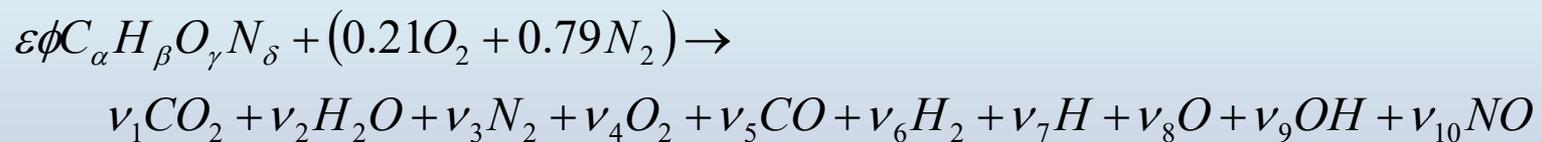
[400 < T < 3200 K]



# Combustione Reale



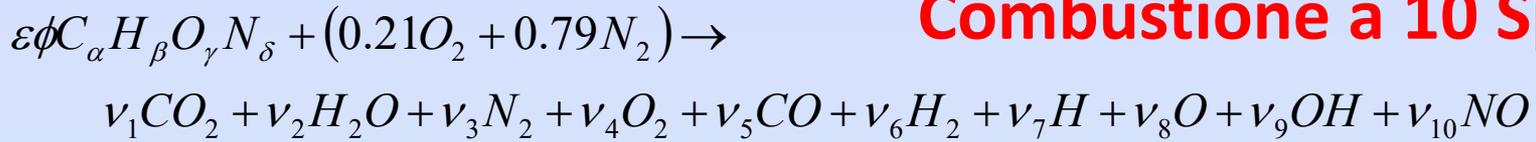
- *La composizione dei prodotti della combustione a 6 specie è una buona approssimazione per temperature inferiori a 1000 – 1500 K*
- *A temperature maggiori si verificano i fenomeni di dissociazione per cui compaiono altre specie in quantità non più trascurabili*
- *È possibile ottenere delle buone approssimazioni estendendo l'analisi a sole 10 specie*



$$\left. \begin{array}{l} \text{Frazioni molari dei prodotti: } y_i = v_i / \sum_{i=1}^{10} v_i \\ \text{Numero totale di moli: } N = \sum_{i=1}^{10} v_i \end{array} \right\} \sum_{i=1}^{10} y_i = 1$$



**Combustione a 10 Specie**

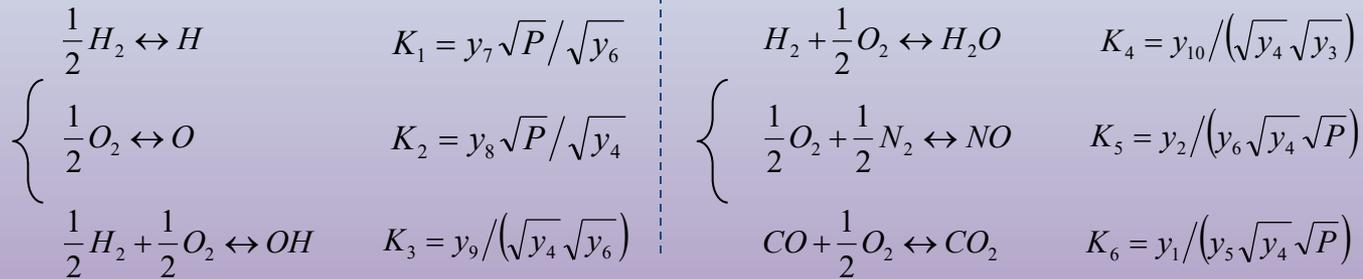


Si può imporre la conservazione della massa (bilancio atomico) per le quattro specie C,H,O,N:

$$\begin{cases} \varepsilon\phi\alpha = (y_1 + y_5)N \\ \varepsilon\phi\beta = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \\ \varepsilon\phi\gamma + 2(0.21) = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \\ \varepsilon\phi\delta + 2(0.79) = (2y_3 + y_{10})N \end{cases}$$

Ulteriori relazioni possono essere ottenute dalla legge di azione di massa per le reazioni di equilibrio chimico intercorrenti tra i prodotti della combustione.

Equilibrio



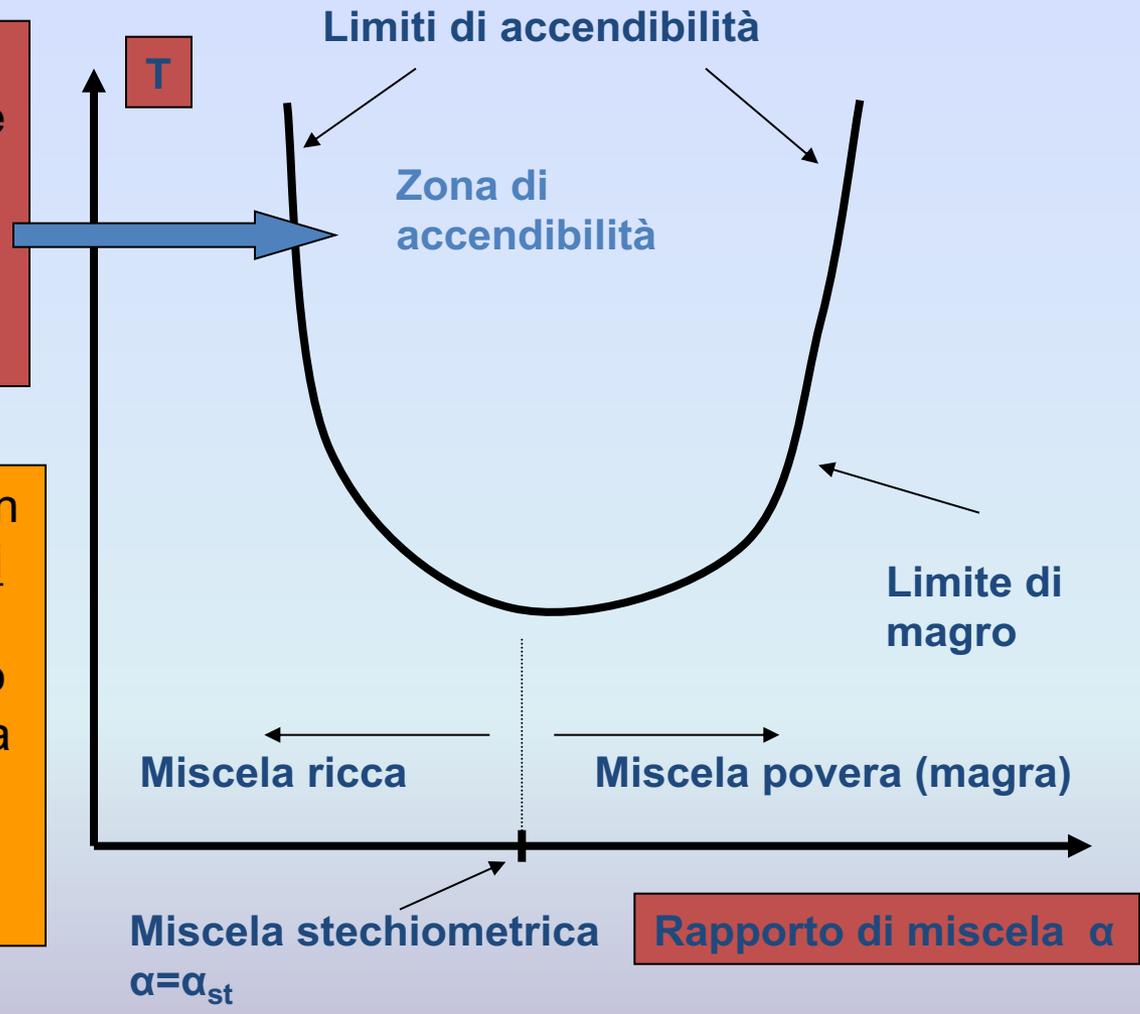
Conservazione della massa

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0$$



Una miscela omogenea di aria ed idrocarburi si accende se le condizioni di temperatura e rapporto di miscela rientrano all'interno della zona di accendibilità

L'accensione avviene dopo un intervallo di tempo (**ritardo di accensione**) necessario per l'innesco ed il completamento della catena di reazioni che, a partire dai reagenti, porta alla formazione dei prodotti della combustione.

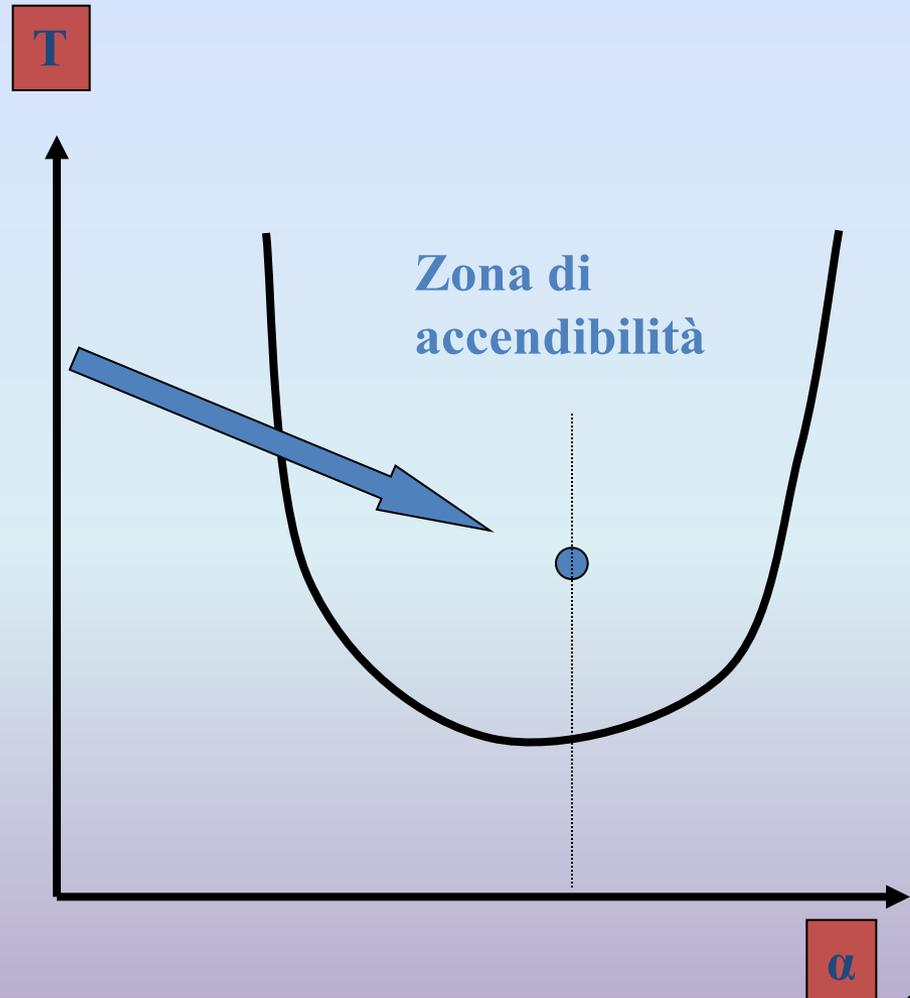


Le condizioni di accendibilità sono influenzate anche dalla pressione

## Autoaccensione e Detonazione

Se le condizioni della miscela sono interne alla regione di accendibilità, trascorso il ritardo di accensione si realizza l'autoaccensione, con combustione istantanea di tutta la miscela (detonazione)

Questa condizione deve essere evitata in un motore, perché il rilascio impulsivo di energia termica provoca sollecitazioni meccaniche eccessive, vibrazioni, rottura del velo di lubrificante alle pareti e possibili grippaggi del pistone

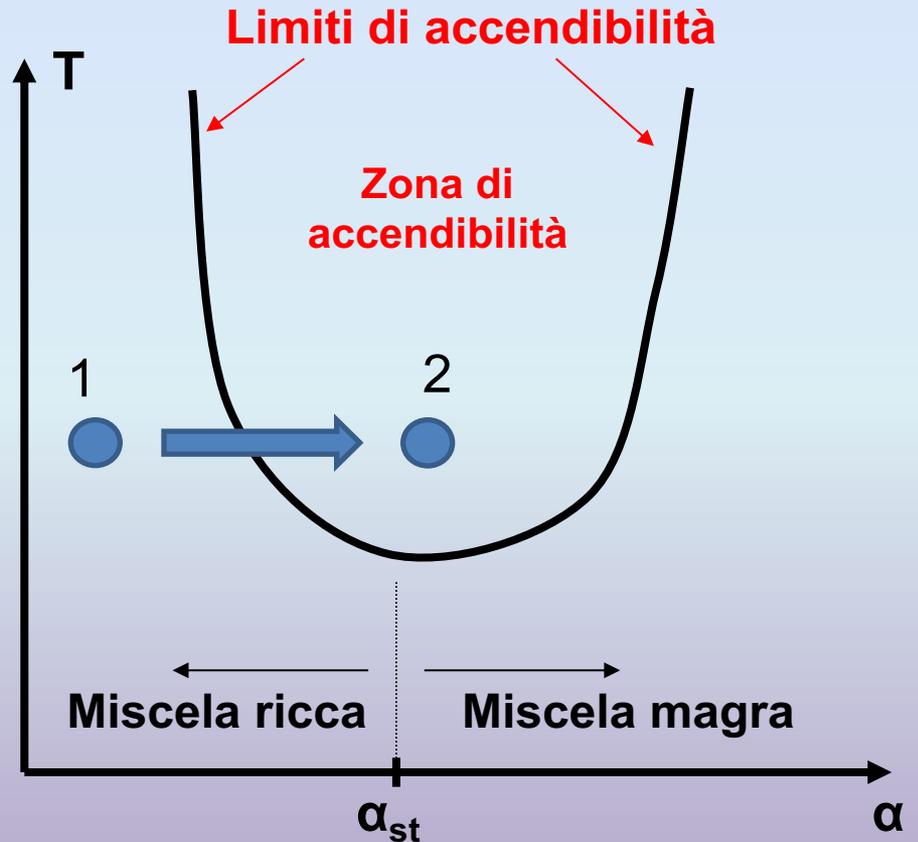
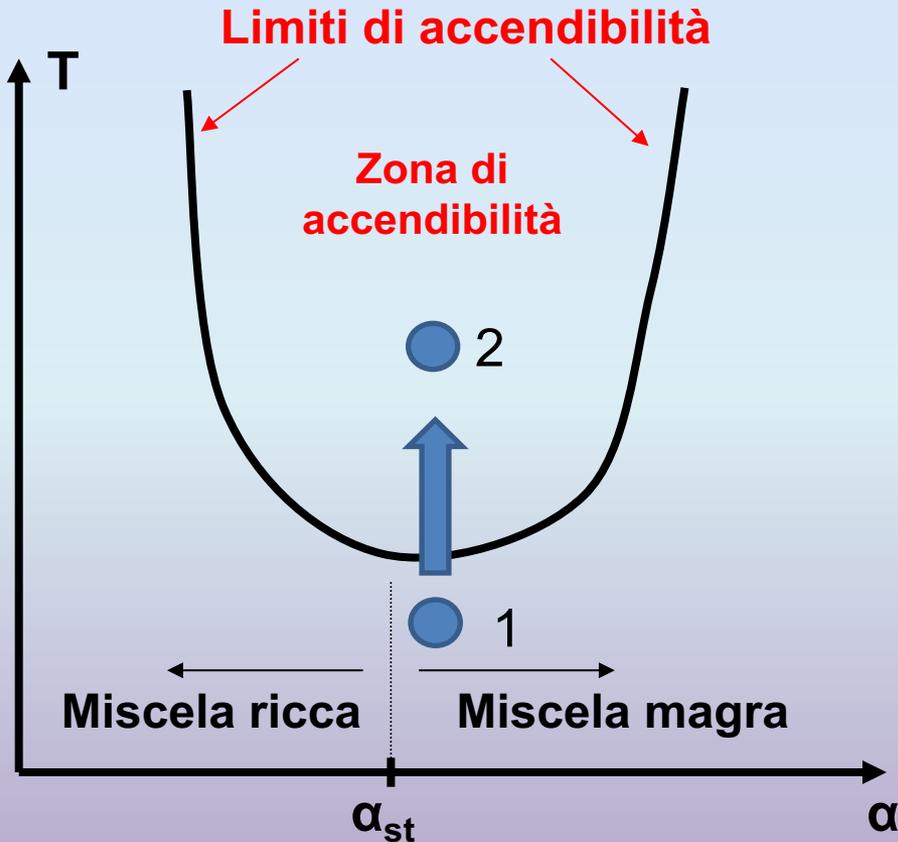




# Combustione

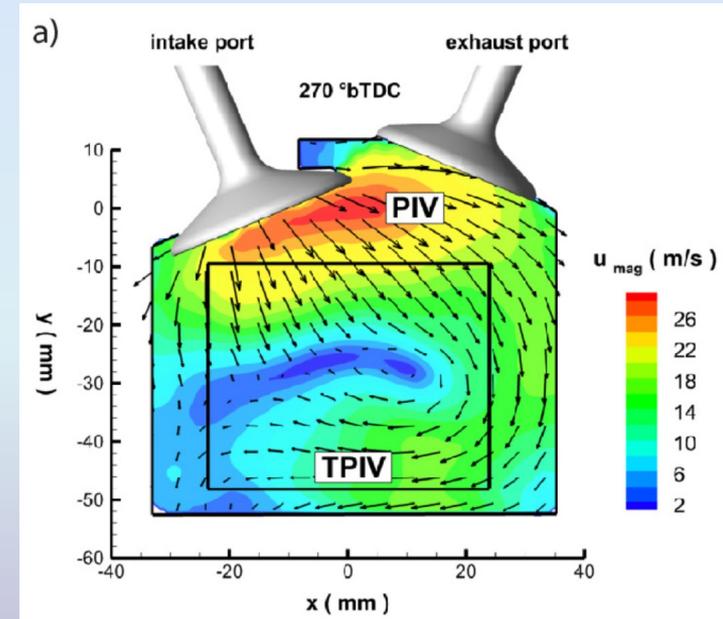
## Premiscelata

## Diffusiva

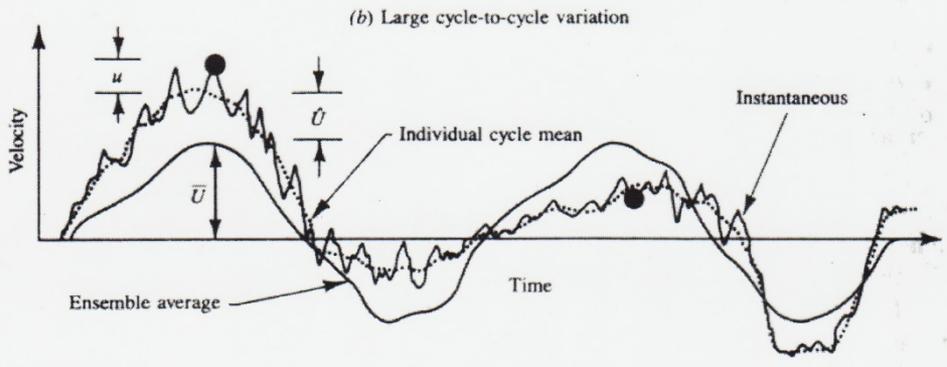
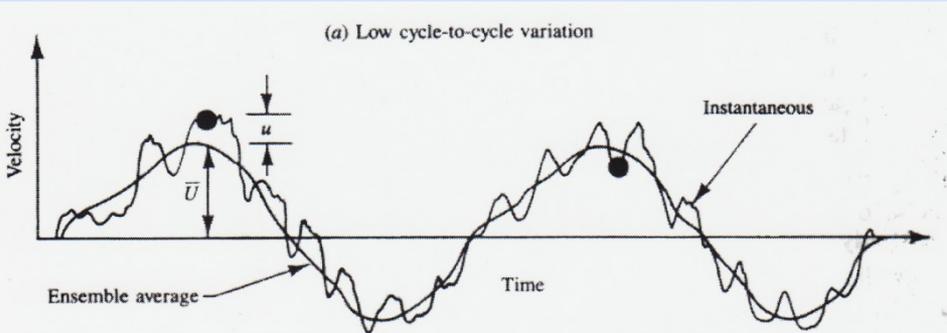


# Moto della carica nel cilindro

- Le condizioni di moto della carica nel cilindro hanno un ruolo fondamentale nel funzionamento del motore, influenzando:
  - Miscelamento combustibile/comburente
  - Combustione
  - Formazione inquinanti
  - Scambio termico
- Il campo di moto è variabile col tempo, per effetto:
  - della periodicità del funzionamento del motore
  - della turbolenza del flusso, caratterizzato da irregolarità e casualità
- Ne risulta un flusso instazionario e turbolento che può essere caratterizzato attraverso:
  - Valore medio e varianza delle grandezze
  - Scale spaziali e temporali



# Intensità di turbolenza – effetti ciclo/ciclo



$$U(t) = \bar{U} + u(t) \quad \bar{U} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} U(t) dt$$

$$u' = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} u^2 dt \right)^{1/2}$$

- Rappresentazione della variazione di velocità rispetto all'angolo di manovella in un punto fissato nel cilindro durante due cicli consecutivi.
- I punti indicano misurazioni della velocità istantanea al medesimo angolo di manovella.
- La velocità media di fase, o media d'insieme (linea continua), è ottenuta mediando su un ampio numero di misurazioni.

## LOW CYCLE-TO-CYCLE VARIATION:

La velocità media del singolo ciclo è confrontabile con la velocità media d'insieme.

## LARGE CYCLE-TO-CYCLE VARIATION:

La velocità media del singolo ciclo (curva tratteggiata) differisce da quella d'insieme di una quantità  $\hat{U}$ ; la fluttuazione turbolenta  $u$  è definita in relazione alla media sul singolo ciclo.



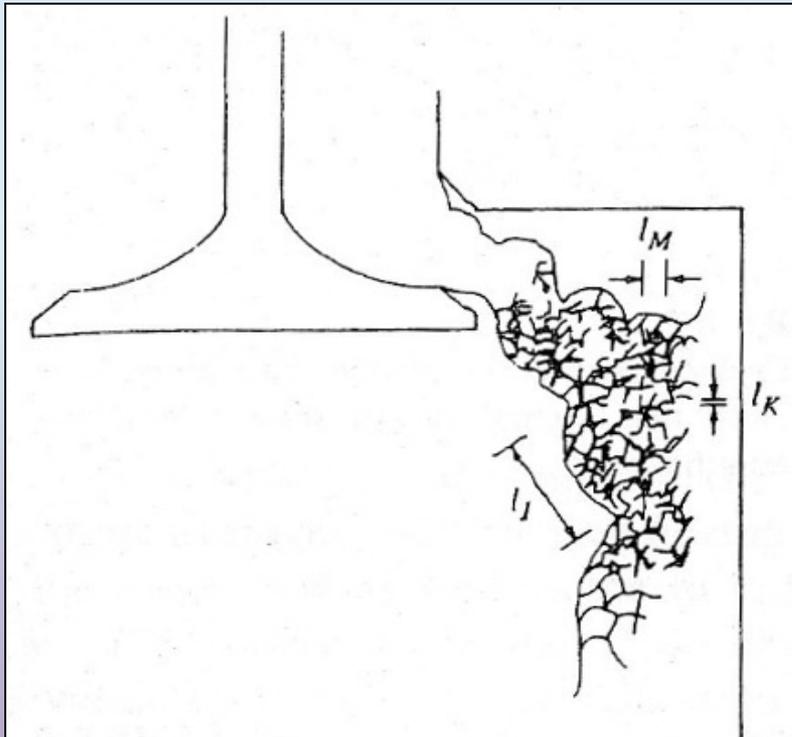
## Scale Spaziali della Turbolenza 1/2

- **$L_I$  integral scale:** misura media delle dimensioni dei vortici maggiori:
  - a distanze  $x \ll L_I$  determinano correlazioni tra i campi di moto,
  - a distanze ad  $x \gg L_I$  non si presentano correlazioni (i campi di moto locale presentano dinamiche non correlate)
- **$\tau_I$  integral time scale:** tempo per il quale il segnale di velocità in un punto conserva il proprio andamento caratteristico: è la correlazione tra le velocità in un punto dopo un tempo  $\tau_I$  da cui  $L_I = \bar{U} \tau_I$
- Le strutture di dimensione più elevata subiscono successive deformazioni e "rotture" dando luogo a strutture di dimensione sempre minore con tendenza a comportamento isotropo (comune ad altri flussi turbolenti), fino a raggiungere dimensioni minime tipiche dei moti viscosi con dissipazione dell'energia cinetica (cascata dell'energia).

## Scale Spaziali della Turbolenza 2/2

- $L_K$  **scala di Kolmogorov**: dimensioni minime, a tale livello avviene la conversione dell'energia cinetica in calore, la **velocità di dissipazione** è  $\varepsilon$ ; la scala temporale è  $\tau_K$ :

$$l_K = \left( \frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad \tau_K = \left( \frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2}$$



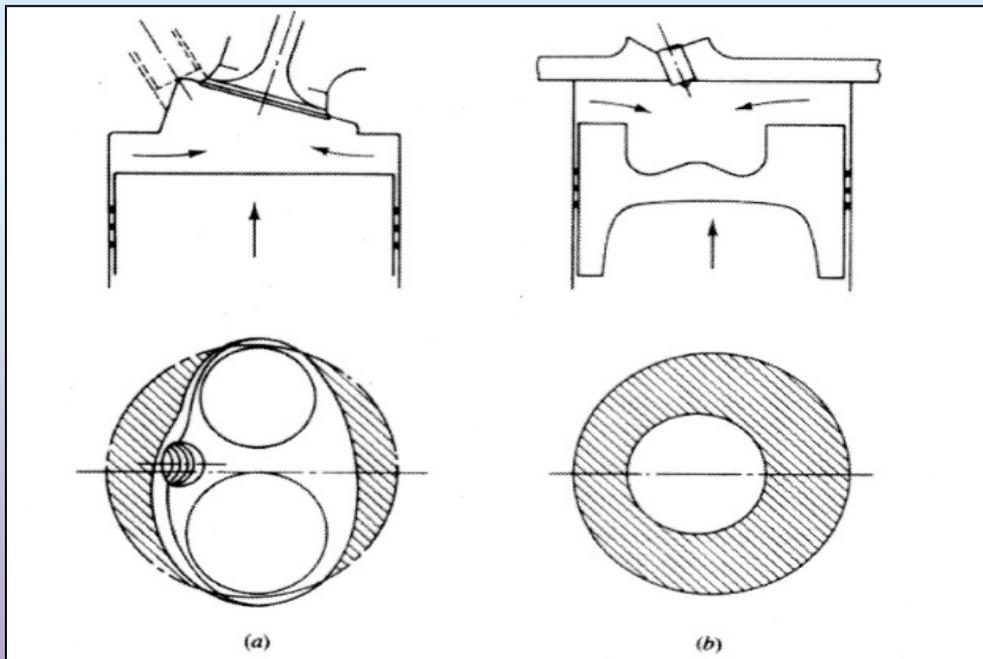
- $L_M$  **microscala (scala di Taylor)**: dimensione intermedia, è una pura astrazione matematica, funzione dei gradienti di velocità  $du/dx = u'/l_M$ ;
- la scala dei tempi corrispondente è:

$$L_M = \bar{U} \tau_M.$$

Rappresentazione della struttura turbolenta di un getto generato dal flusso attraverso la valvola di aspirazione.

## Moti medi all'interno della camera

- **Swirl:** moto rotatorio intorno all'asse del cilindro dovuto alla conservazione della quantità di moto angolare imposta al fluido nel condotto di aspirazione
- **Tumble:** moto toroidale del flusso su un piano passante per l'asse del cilindro generato in fase di aspirazione ed amplificato a fine compressione.
- **Squish:** moto rotatorio su un piano assiale, generato in fase di compressione.



Generazione dello squish a seguito del moto del pistone:

(a) Camera di combustione a forma di cuneo (wedge-shaped) in un motore ad accensione comandata.

(b) Camera di combustione di un diesel a iniezione diretta con pistone a tazza (bowl-in-piston).



## Combustione nel Motore Otto

La velocità di combustione può essere misurata:

- dalla velocità di variazione dei reagenti;
- dalla velocità di formazione dei prodotti;
- dalla velocità con cui è liberato il calore delle reazioni esotermiche.

Combustione premiscelata: il combustibile è in fase gassosa, la velocità di ossidazione è massima.

Combustione diffusiva: il combustibile è in fase liquida, la velocità è limitata dal processo di diffusione, in genere più lento del processo di ossidazione.

### Velocità di reazione

La velocità di reazione è espressa da relazioni del tipo:  $w_r = \frac{dc}{dt} = Cp^n \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right)$

Per reazioni complesse, si introduce una energia di attivazione "efficace". Nel caso della combustione nei motori è:  $E_o=80-160$  kJ/Mole/K.

*Effetto della temperatura sulle velocità di reazione*

$E_a$	300 K	600 K	1000 K	1500 K	2000 K
80	1.78 E-10	1.64 E-3	1	2.47 E1	1.22 E2
160	3.15 E-20	2.68 E-6	1	6.14 E2	1.51 E4



# Autoaccensione

Si verifica l'autoaccensione quando l'energia rilasciata dalle prime reazioni chimiche supera la quantità di calore ceduta all'esterno.

A seguito delle reazioni di pre-fiamma, si generano calore e composti intermedi instabili (perossidi, aldeidi), che portano all'innesco della combustione, senza una fonte di accensione esterna.

È controllata da:

- **temperatura;**
- **pressione;**
- **composizione (Rapporto Aria/Combustibile).**

Velocità laminare di combustione, funzione del coefficiente di diffusività termica  $\chi$ :

$$w_{cl} \propto (\chi w_r)^{0.5} \quad w_r = \frac{dc}{dt} = Cp^n \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right)$$

Spessore del fronte di fiamma laminare:

$$S_{fl} \propto \frac{c}{w_{cl}} \propto \left(\frac{c}{w_r}\right)^{0.5}$$

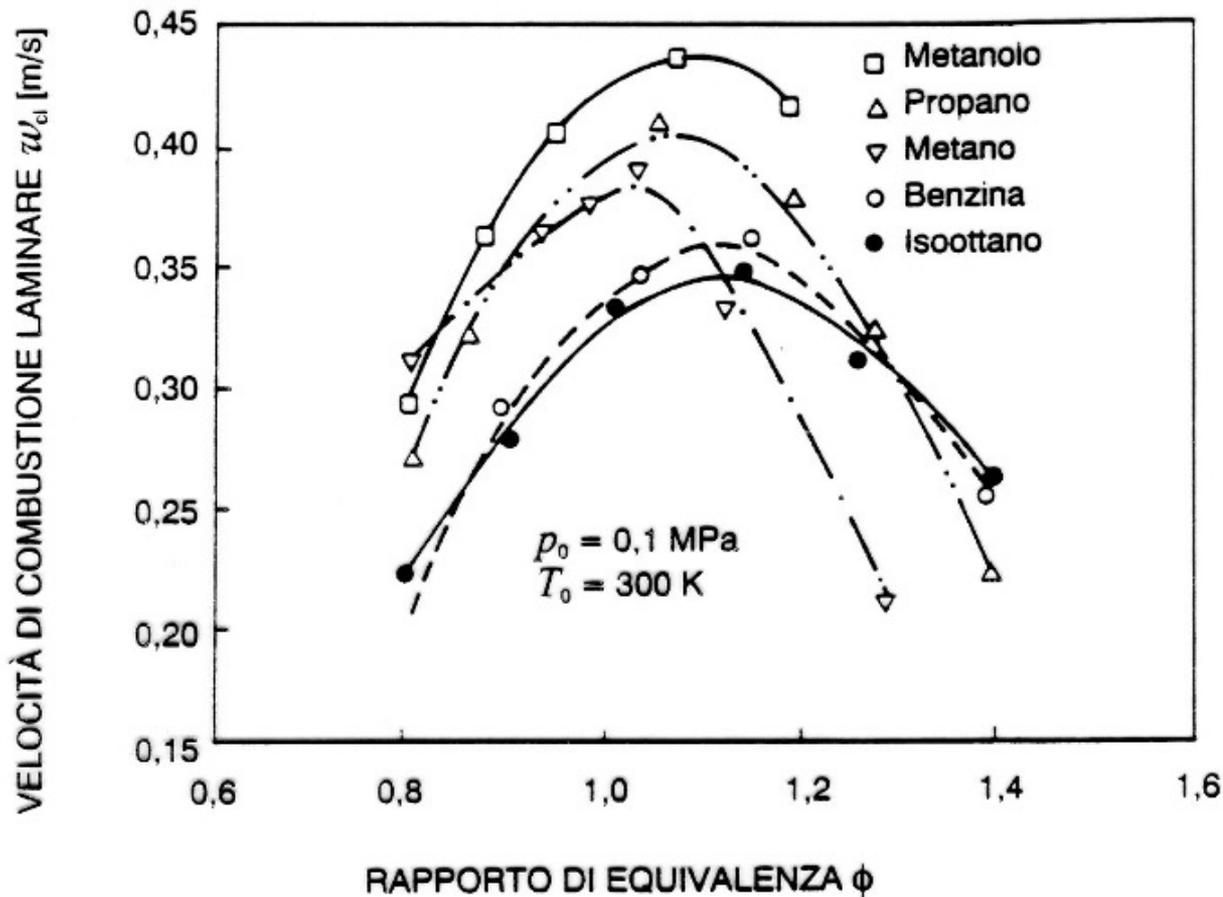
La velocità assoluta di propagazione del fronte di fiamma è la somma della velocità assoluta del gas e della velocità del fronte relativa alla miscela incombusta ( $w_{cl}$ ):

$$V_f = V_g + w_{cl}$$

- Fiamma stazionaria (es. turbine a gas):  $v_f = 0; \quad v_g = -w_{cl}$
- Miscela ferma:  $v_g = 0; \quad v_f = w_{cl}$
- Effetti di temperatura e pressione:  $w_{cl} = w_{cl,0} \left(\frac{T}{T_0}\right)^2 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-0.25}$

Alle condizioni di accensione in un motore Otto,  $w_{cl} = 0.5 - 1.5$  [m/s]

# Valori della velocità di combustione laminare



Valori della velocità di combustione laminare, determinati per diversi combustibili di interesse motoristico (metanolo, propano, metano, benzina commerciale ed isoottano) in funzione del rapporto di equivalenza, utilizzando appositi contenitori chiusi (condizioni iniziali della miscela:

$p_0 = 0,1 \text{ MPa}$ ,  $T_0 = 300 \text{ K}$ )



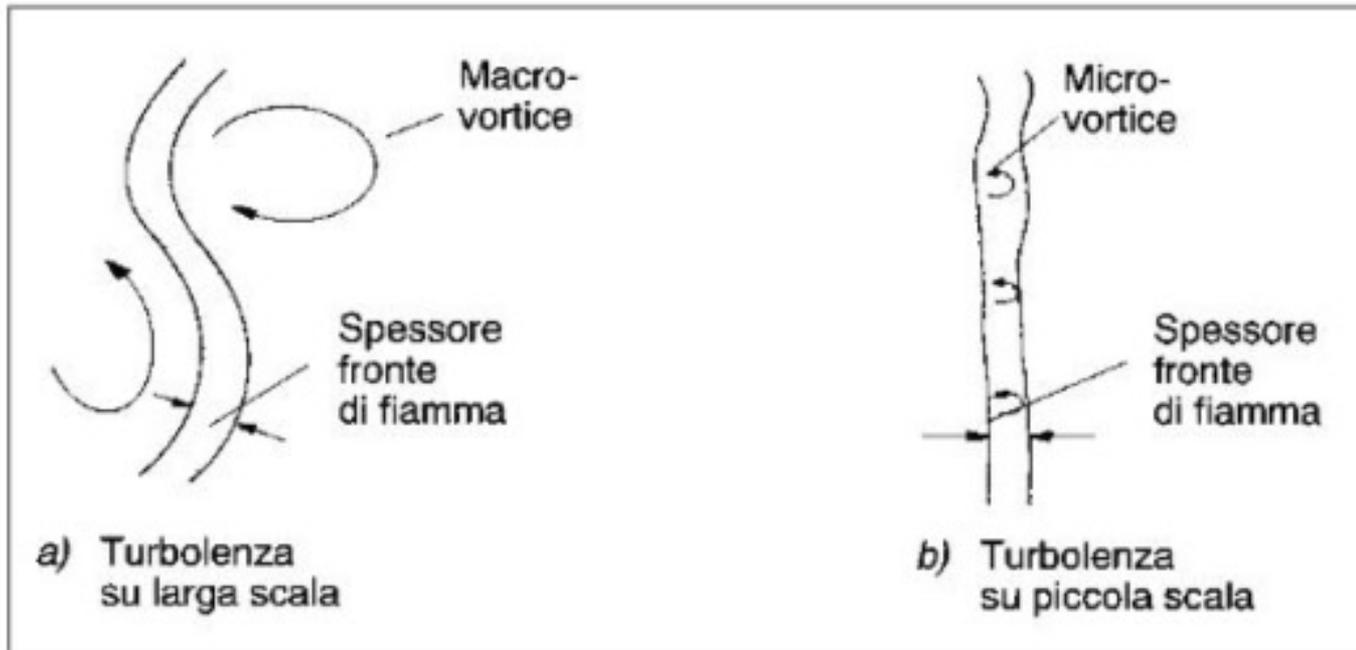
# Combustione turbolenta

- $L$  scala integrale di turbolenza
- $u'$  intensità di turbolenza
- $Re_T = L u' / \nu$  numero di Reynolds turbolento
- $\tau_T = L / u'$  tempo di ricambio dei vortici maggiori
- $\tau_l = S_{fl} / W_{cl}$  tempo di residenza nel fronte di fiamma laminare
- $Da = \tau_T / \tau_l$  numero di Damkohler (influenza relativa della turbolenza sulla fiamma)

Correlazioni empiriche per velocità di combustione turbolenta:

$$W_{ct} = W_{cl} + a W_{cl} (u' / W_{cl})^b$$

## Combustione turbolenta – Effetto delle scale di turbolenza



Effetto delle scale di turbolenza sulla struttura del fronte di fiamma.

- 1) i vortici su larga scala lo distorcono, incrementandone la superficie;
- 2) quelli su piccola scala intensificano gli scambi di energia e di massa nella zona di reazione ampliandone lo spessore.

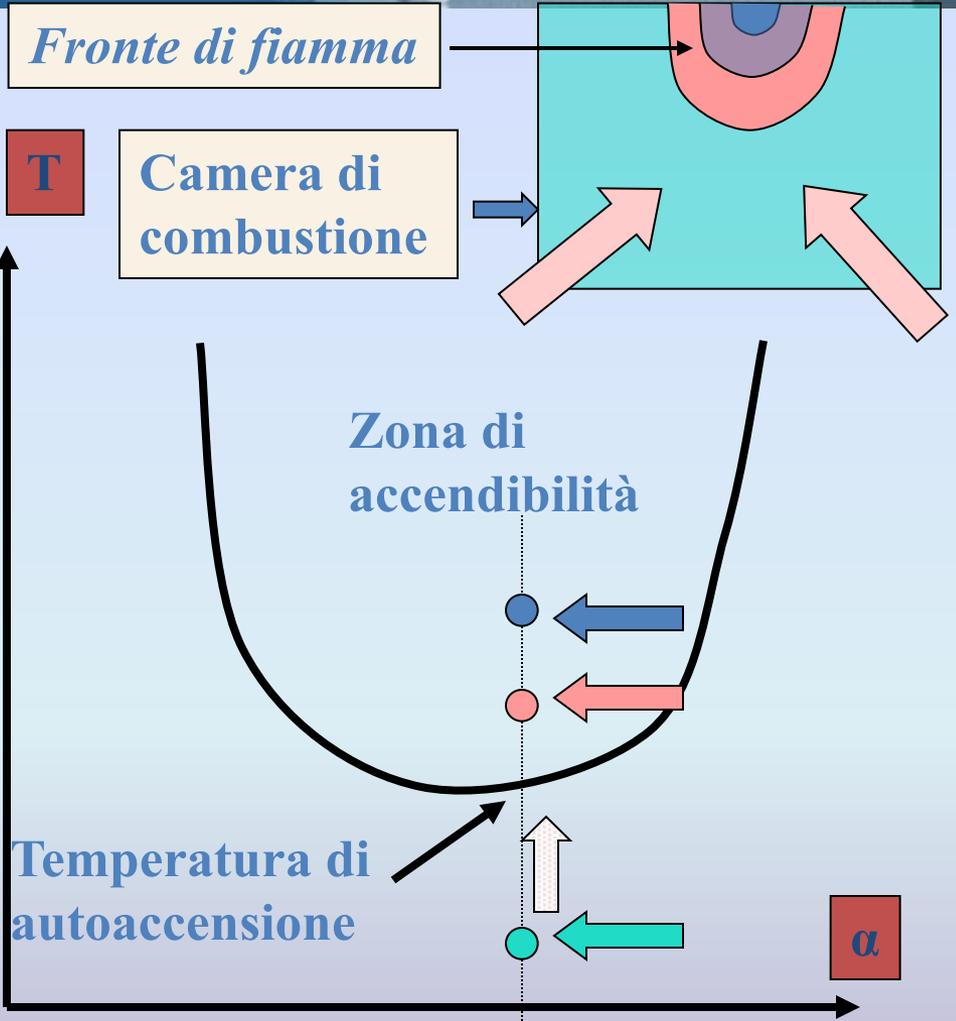


# Combustione premiscelata

Per avere un rilascio graduale di energia, è necessario che la miscela si trovi ad una temperatura iniziale inferiore a quella di autoaccensione.

L'accensione è innescata portando una parte della miscela ad una temperatura superiore a quella di autoaccensione (in genere attraverso l'energia rilasciata da una candela).

L'energia termica sviluppata nel nucleo di accensione produce un aumento di temperatura della miscela incombusta circostante, che può portarsi all'interno delle condizioni di accendibilità e bruciare, propagando il fronte di fiamma all'intera regione.



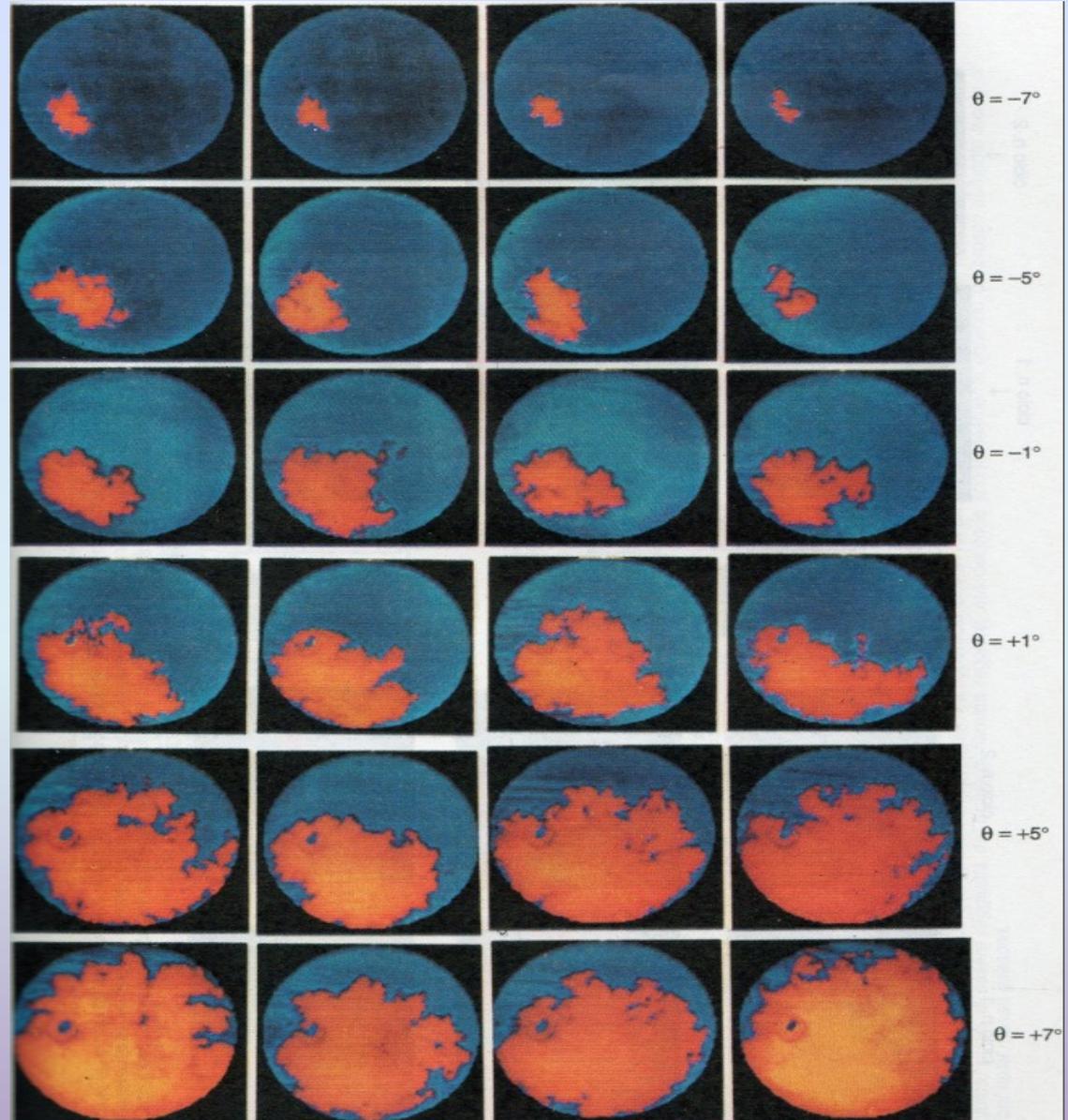
L'aumento di pressione dovuto alla combustione (il numero di moli aumenta) può portare la miscela incombusta nella regione di autoaccensione, innescando la detonazione.



G. Ferrari: Visualizzazione bidimensionale della formazione, sviluppo e propagazione del fronte di fiamma in un motore ad accensione comandata. La tavola riporta quattro sequenze (di sei fotogrammi ciascuna) relative ad altrettanti cicli consecutivi, in modo da illustrare:

- 1) in direzione verticale, lo sviluppo e la propagazione del fronte di fiamma;
- 2) in direzione orizzontale, le variazioni da un ciclo al successivo (dispersione ciclica).

I rilievi sono stati eseguiti a 2400 rpm, pieno carico, miscela stechiometrica, anticipo accensione  $15^\circ$ .





# Calcolo della legge di rilascio del calore

$$\delta Q - \delta W = dU$$

$$\delta Q - \delta W = \frac{c_v}{R}(pdV + Vdp)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + \frac{c_v}{R} \left( \frac{pdV + Vdp}{d\theta} \right)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{V}{k-1} \frac{dp}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \frac{k}{k-1}$$

$$pV = mRT \rightarrow mdT = \frac{1}{R}(pdV + Vdp)$$

$$dU = mc_v dT$$

$$c_p - c_v = R$$

$$\frac{c_p}{c_v} = k$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_{fuel} \frac{dx_b}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta}$$

$$Q_{fuel} = m_{fuel} H_i$$

$$x_b = \frac{m_b}{m_{fuel}} = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_{spk}}{\theta_d} \right)^n \right] \quad \text{Legge di Wiebe}$$

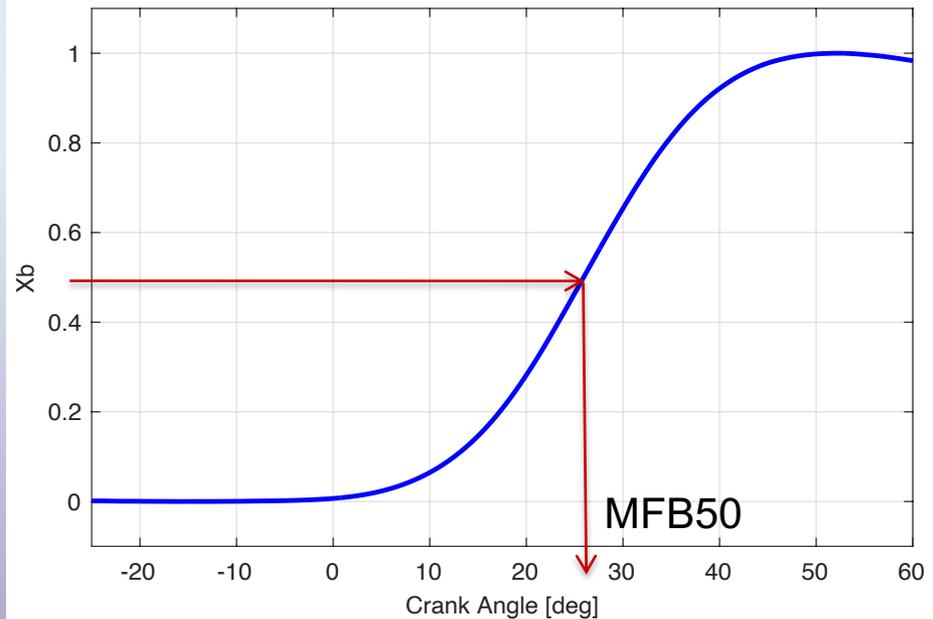
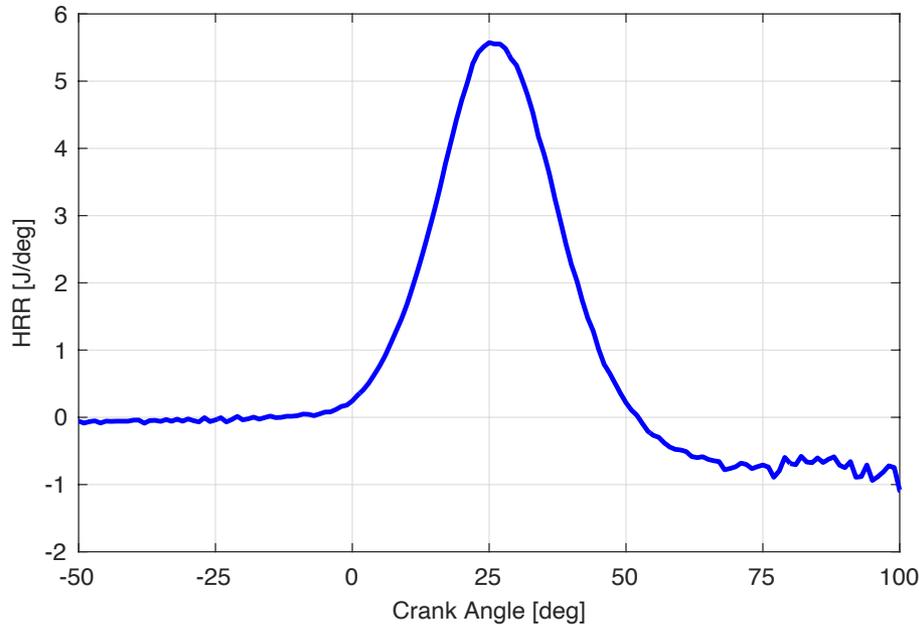


# Calcolo della legge di rilascio del calore

Nell' ipotesi di trascurare lo scambio termico:

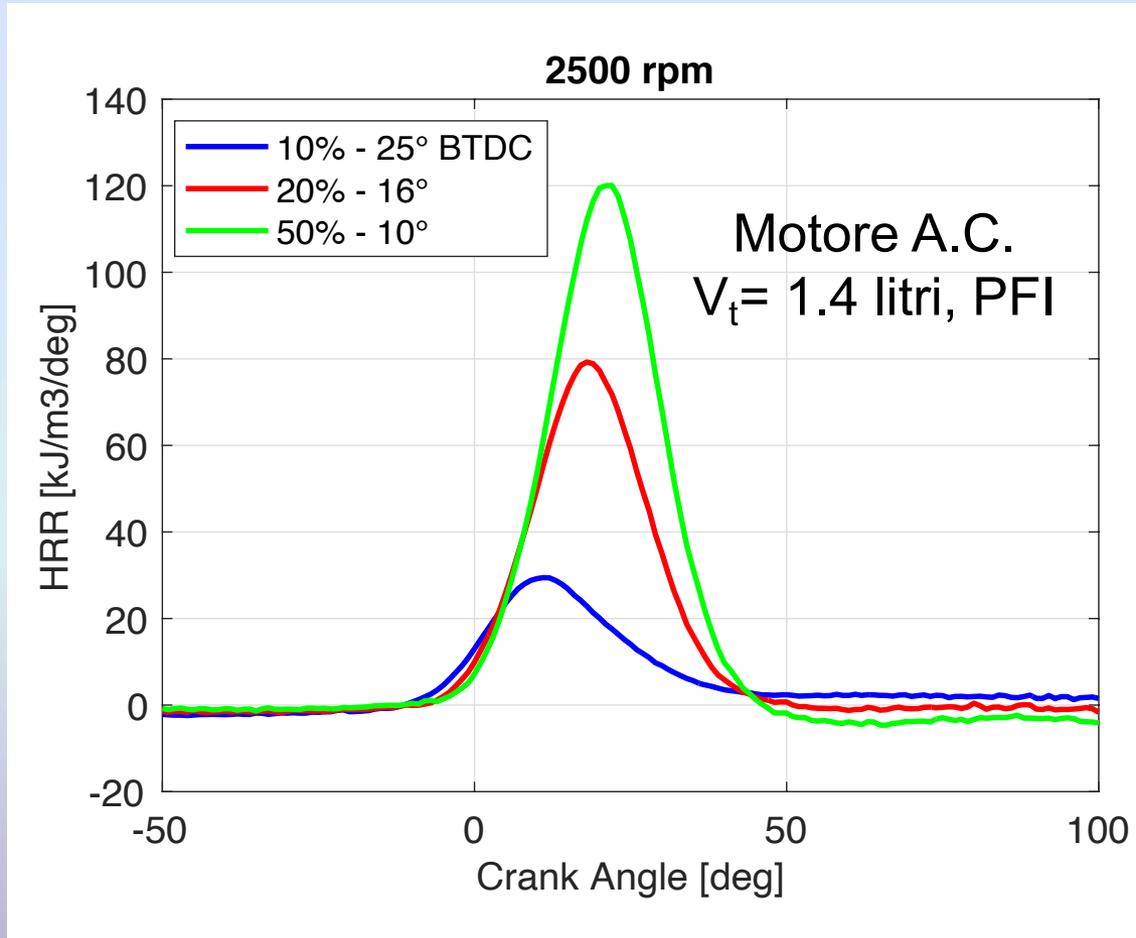
$$AHRR = \frac{V}{k-1} \frac{dp}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \frac{k}{k-1} = Q_{fuel} \frac{dx_b}{d\theta}$$

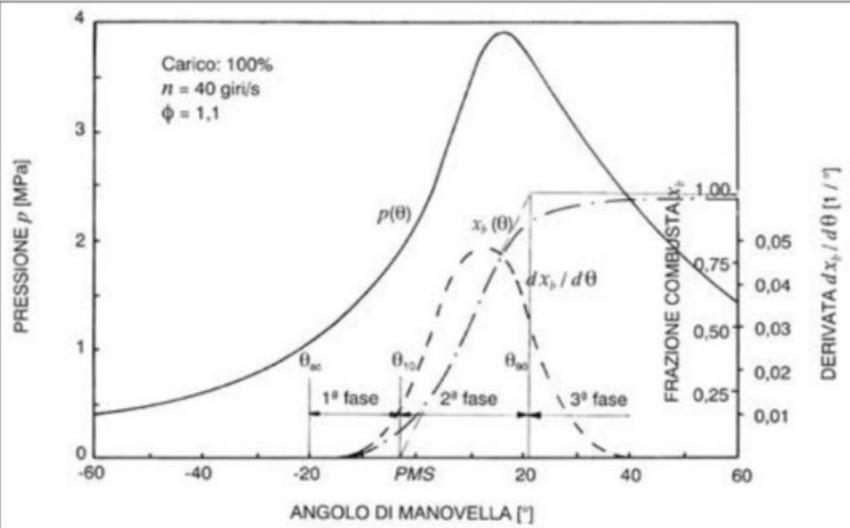
$$x_b = \frac{\int AHRR d\theta}{m_{fuel} H_i}$$



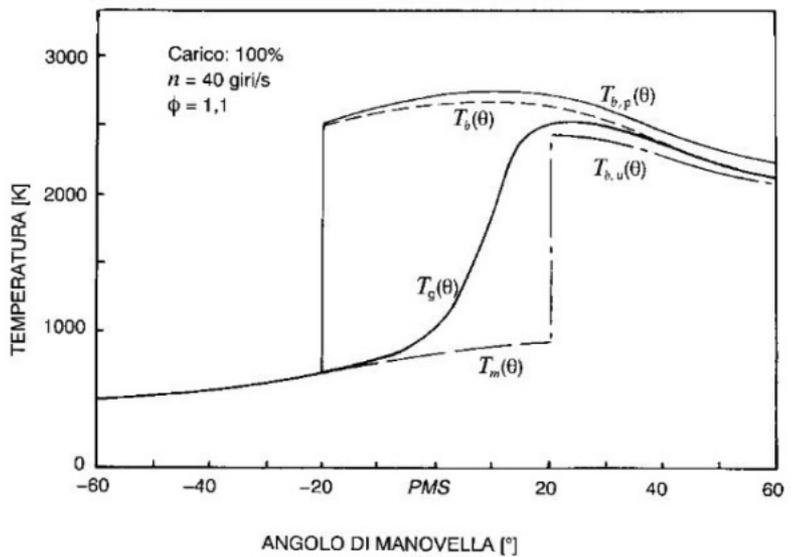


# Calcolo della legge di rilascio del calore





**Figura 10.10** – Andamento tipico, in funzione dell’angolo di manovella: della pressione  $p(\theta)$  nel cilindro; della frazione in massa  $x_b(\theta)$  di miscela combusta, in base alla quale si possono schematicamente individuare tre fasi principali di combustione: della sua derivata rispetto all’angolo di manovella ( $dx_b/d\theta$ ). Il grafico inferiore riporta l’andamento delle temperature: della carica considerata come omogenea  $T_g$ , della massa bruciata ritenuta completamente miscelata  $T_b$ , della frazione bruciata per prima  $T_{b,p}$  e per ultima  $T_{b,u}$ , della miscela non ancora raggiunta dal fronte di fiamma  $T_m$ .





# Combustione Diffusiva

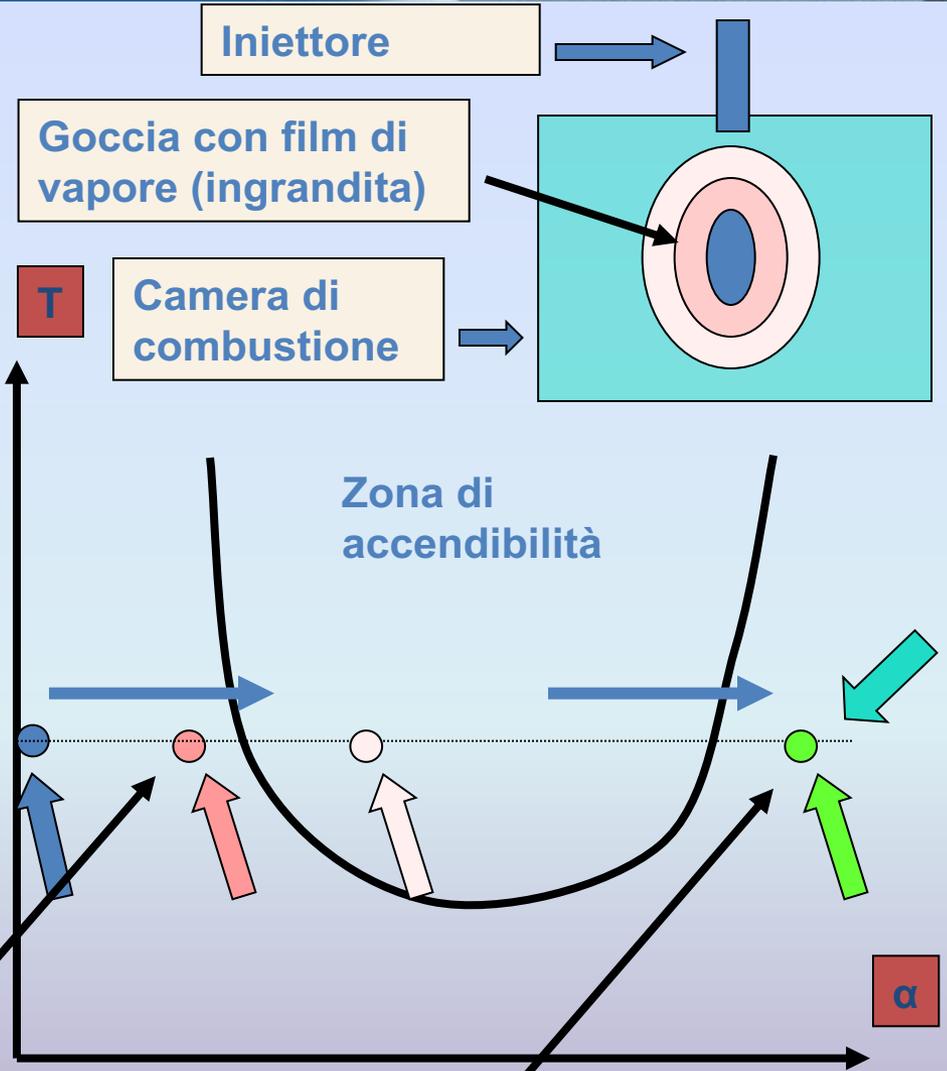
Per effetto della compressione, la temperatura iniziale dell'aria nella camera di combustione è maggiore della temperatura di autoaccensione.

Il combustibile, iniettato sotto forma di spray, si riscalda ed evapora (diffusione), formando un film di vapore con rapporto di miscela crescente.

Quando il film si trova all'interno della regione di accendibilità, trascorso il tempo di ritardo all'accensione, si verifica la combustione. L'energia termica sviluppata favorisce l'ulteriore evaporazione del liquido iniettato.

Se le dimensioni della goccia sono eccessive o il processo di evaporazione e diffusione è troppo lento, la parte centrale della goccia può restare incombusta.

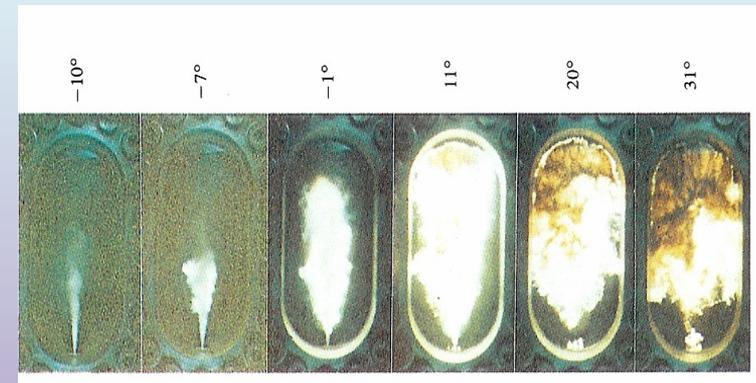
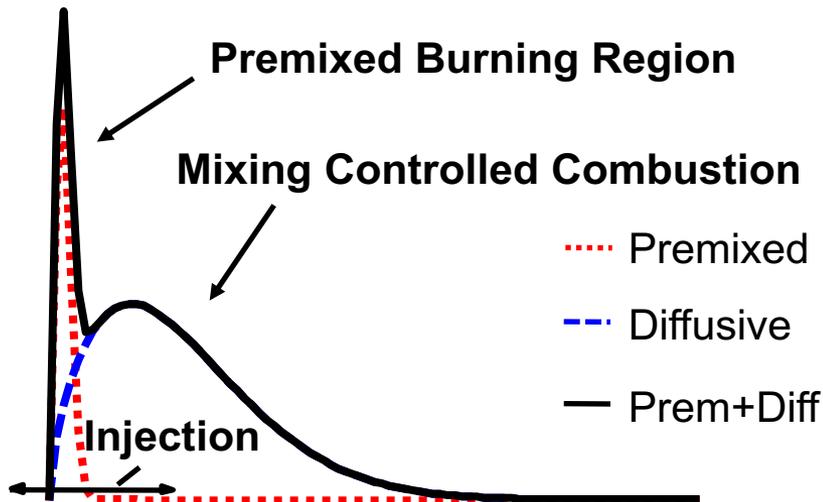
Se il processo di evaporazione e diffusione è troppo veloce in relazione al ritardo di accensione, la miscela può uscire dalla regione di accendibilità e restare incombusta.



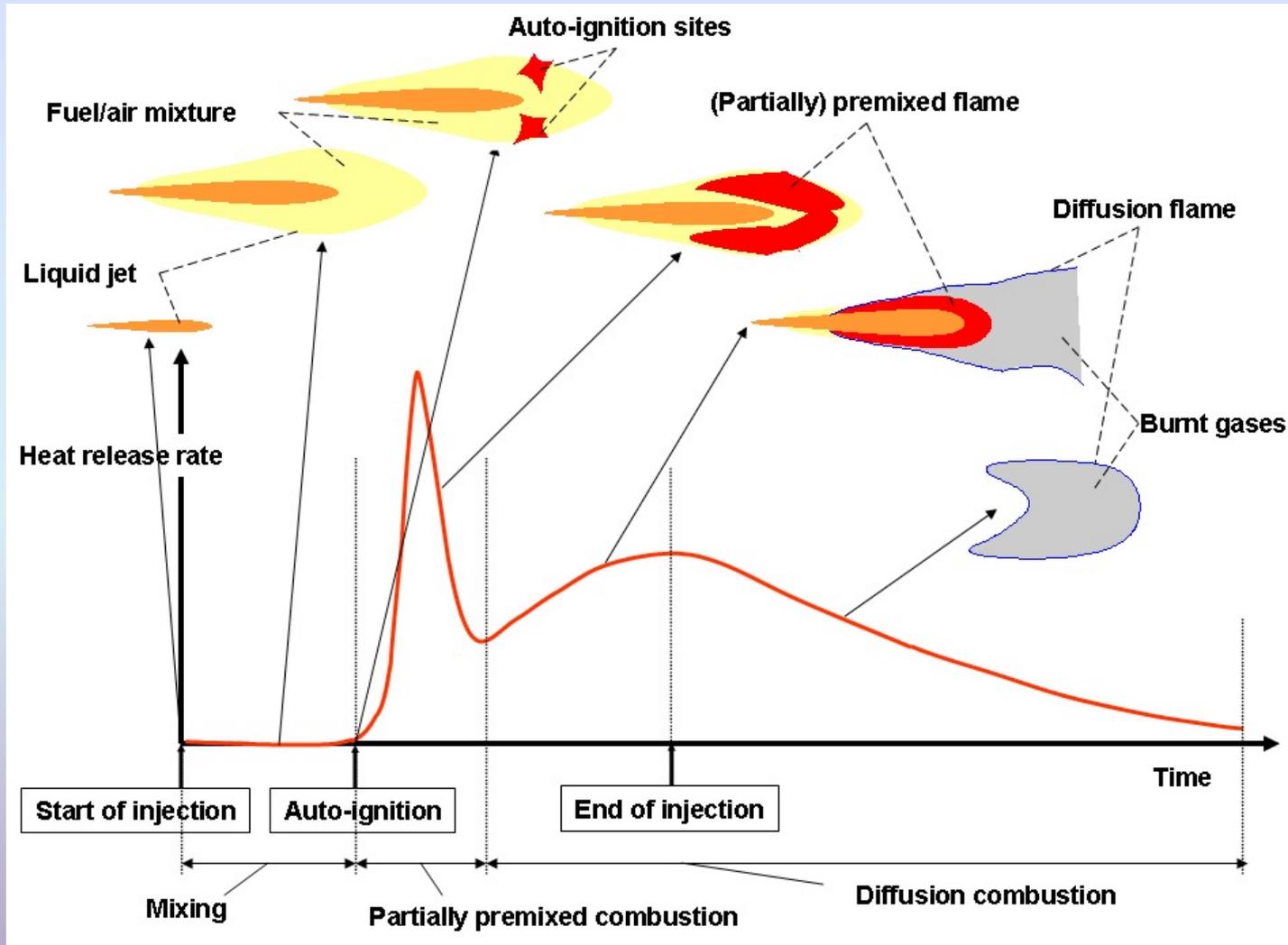
# Combustione Diffusiva - Motori a ciclo Diesel

In un motore Diesel hanno luogo due differenti modalità di combustione: una combustione premiscelata, nei primi stadi, seguita da una combustione diffusiva.

## Legge di rilascio del calore

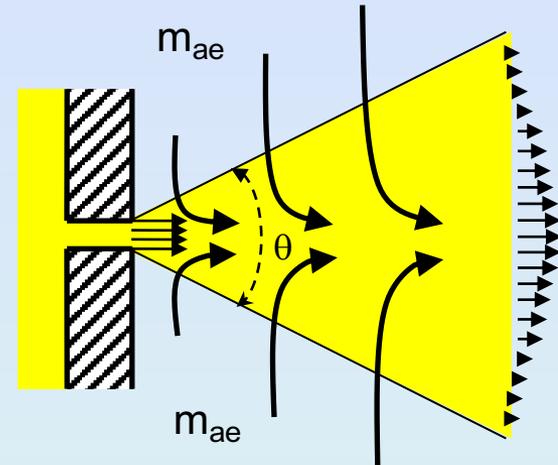


# Combustione Diffusiva - Motori a ciclo Diesel



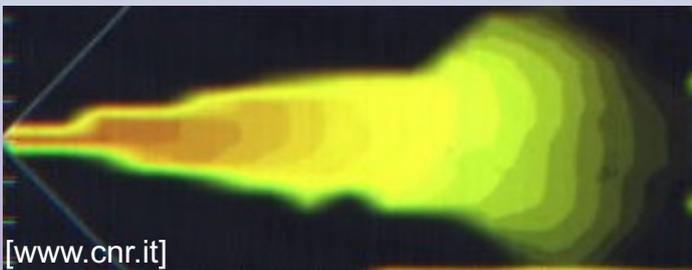
- equal mass and momentum fluxes as the equivalent real spray at the same axial location;
- uniform velocity profile;
- constant injection velocity;
- no velocity slip between the fuel and the entrained air;
- conical shape.
- non-dimensional penetration by integrating the non-dimensional velocity (Naber and Siebers, 96)

## Jet development



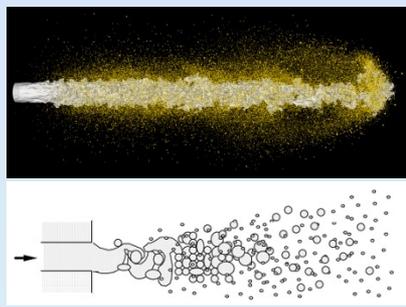
### Momentum conservation:

$$\dot{m}_{ae} = C \frac{m_{f,inj} \cdot U_f}{\left(\frac{dS}{dt}\right)^2} \cdot \frac{d^2S}{dt^2}$$



[www.cnr.it]

After the break-up, the fuel evaporation rate is derived from mass diffusion and heat transfer for a spherical droplet with initial diameter equal to the SMD (Jung & Assanis, 2001):

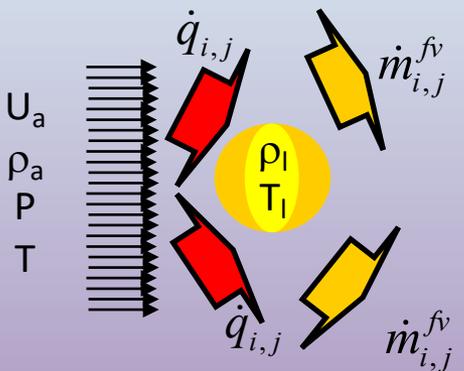


$$t_b = 4.351 \frac{\rho_l d_n}{C_d^2 \left[ \rho_a (p_{vf} - p_a) \right]^{0.5}}$$

$$\frac{dm_{vf}}{dt} = \pi d_l N D_{vf} Sh \frac{p}{R_{vf} T^m} \ln \left( \frac{p}{p - p_{vsurf}} \right)$$

$$\dot{q} = \pi d_l N k^m (T^{vf} - T_l) Nu \left( \frac{z}{e^z - 1} \right)$$

The droplet temperature is assumed homogeneous



### Energy balance

$$\frac{dT_l}{dt} = \frac{1}{m_l c_{p,l}} \left( \dot{q} - \lambda \frac{dm_{vf}}{dt} \right)$$

$l$ : liquid fuel       $a$ : air fuel       $vf$ : vapour

$\rho$	Density
$p$	Pressure
$d_n$	Injector hole diameter
$C_d$	Outflow coefficient
$N$	Number of Droplets
$d$	Droplet diameter
$D_v$	Binary diffusion
$Sh$	Sherwood Number
$k$	Thermal Conductivity
$Nu$	Nusselt Number
$z, m$	Correction factors
$T$	Temperature
$\lambda$	Specific heat capacity
$q$	Thermal energy
$c_p$	Specific heat (constant pressure)

# Turbulence

The turbulence is described assuming isotropic homogeneous turbulence and equilibrium between production and dissipation of turbulent kinetic energy.

The combustion does not influence directly the turbulence.

## k – ε model

$$\left[ \frac{dk}{dt} = \frac{2}{3} \frac{k}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \varepsilon \right]$$

$$\left[ \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{4}{3} \frac{\varepsilon}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \frac{2\varepsilon^2}{k} \right]$$

The initial value of **k** is proportional to the mean piston speed.

The initial value of **ε** is derived from the equilibrium hypothesis ( $L_I$  valve lift).

$$\left[ k(IVC) = \frac{3}{2} (B_l V_{mp})^2 \right]$$
$$\left[ \varepsilon(IVC) = \frac{[k(IVC)]^{\frac{3}{2}}}{L_I(IVC)} \right]$$

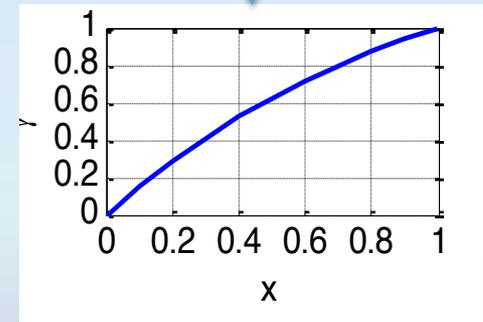
The **ignition delay** is computed by a time constant expressed with an **Arrhenius-like** model (Heywood, 88; Jung & Assanis, 95).

$$\tau_{id} = C_2 p^{-1.02} \phi^{-0.2} \exp\left(\frac{2100}{T}\right)$$

The combustion rate is modeled as function of a "**characteristic-time**", which is the **weighted sum** of the **laminar** and **turbulent combustion time scales**.

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b}$$

$$\tau_b = \tau_{b,lam} + \gamma \tau_{b,turb}$$

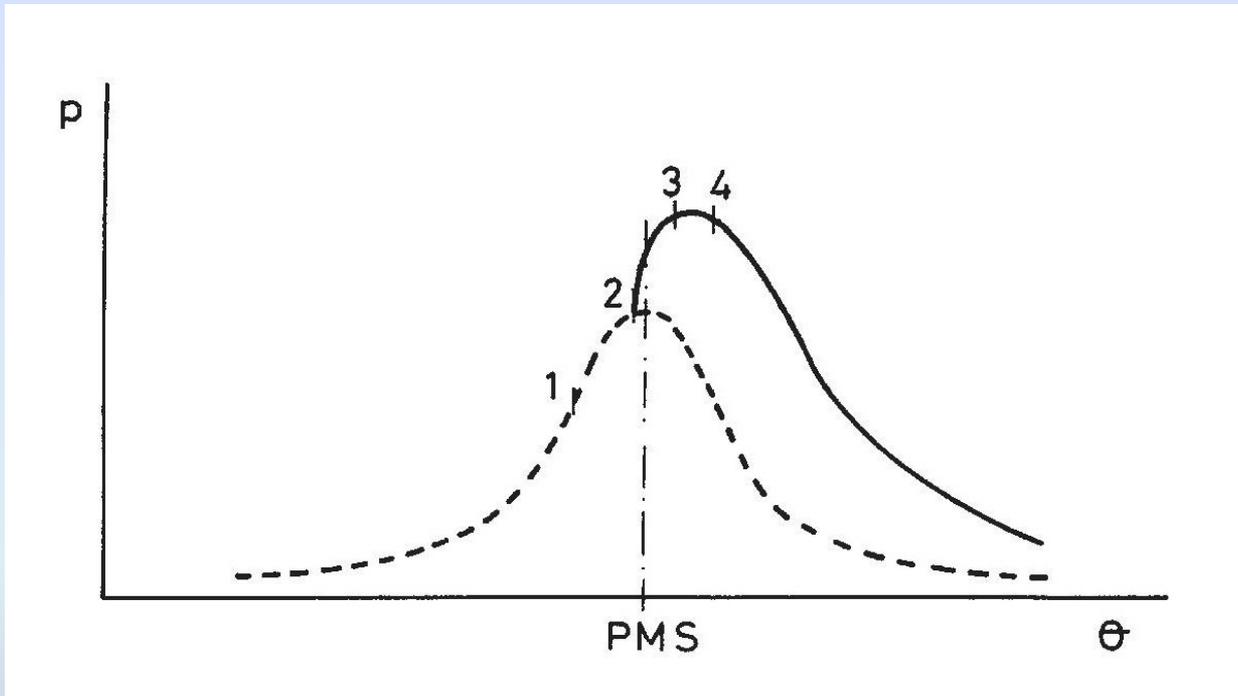


The **laminar time scale** is derived from an Arrhenius-like relationship (Kaario et al., 2002). The **turbulent combustion time scale** is assumed proportional to the **eddy turnover**.

$$\tau_{b,lam} = \left[ 4 \times 10^3 [n_{fv}]^{-0.75} [n_{O_2}]^{1.5} \exp\left(-\frac{E}{\tilde{R}T^{vb}}\right) \right]^{-1}$$

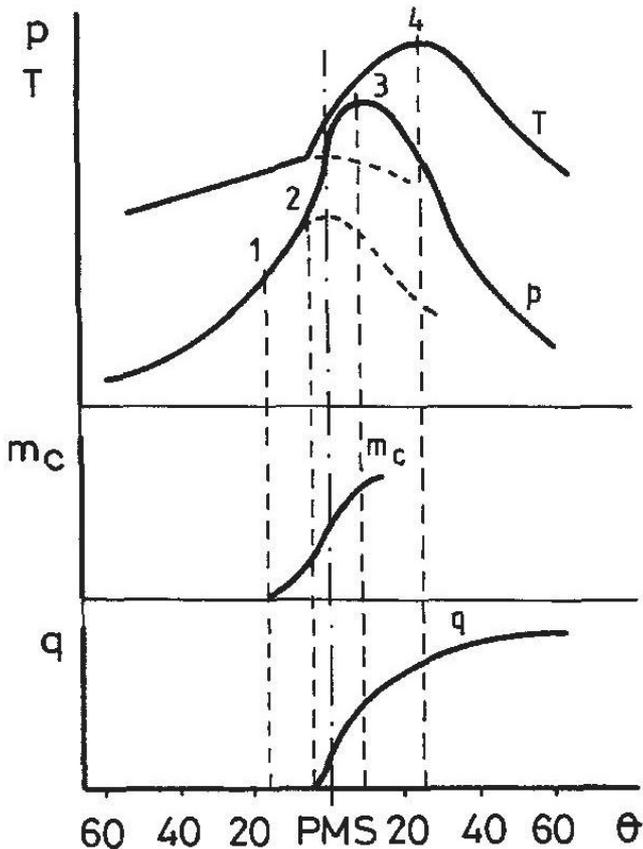
$$\tau_{b,turb} = 0.142 \frac{k}{\varepsilon}$$

## Combustione Motori a ciclo Diesel



- 1-2: ritardo accensione
- 2-3: combustione in fase premiscelata
- 3-4: combustione in fase diffusiva

## Combustione Motori a ciclo Diesel



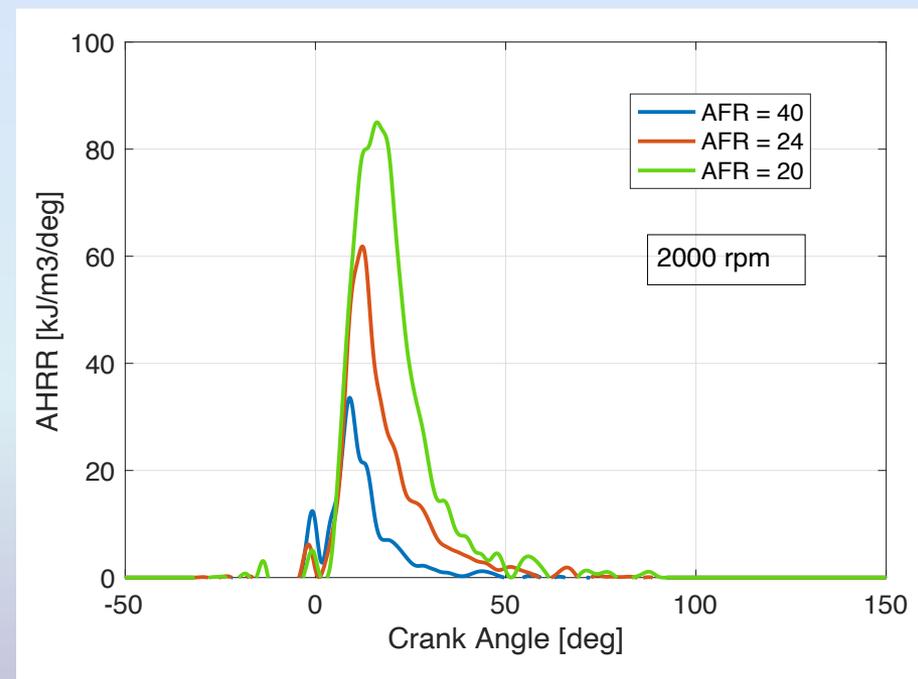
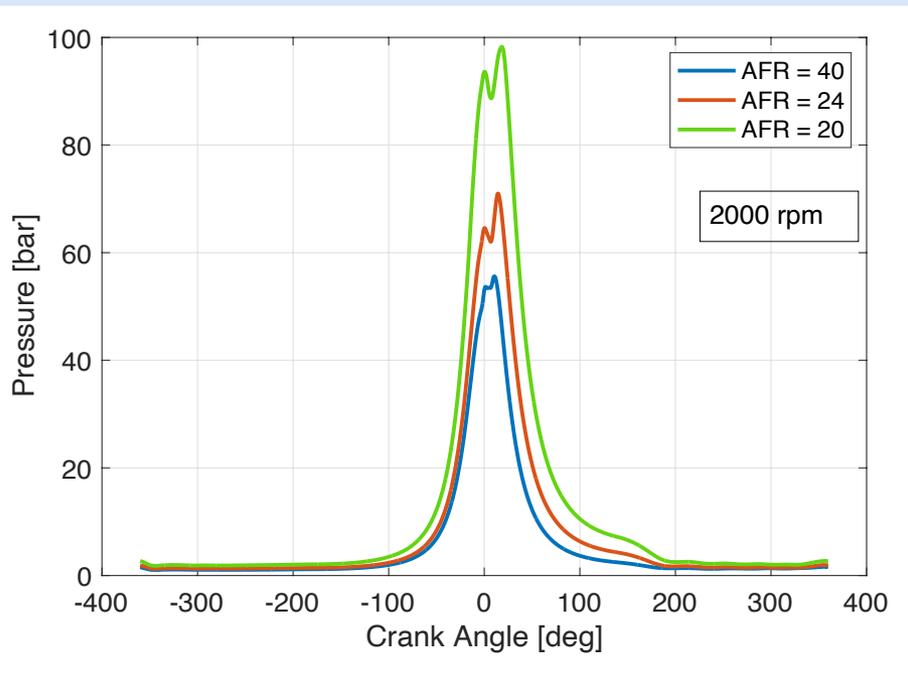
L'evoluzione del processo di combustione dipende da:

- Ritardo accensione
  - Combustibile (nr. di Cetano)
  - Turbolenza aria
  - Rapp. Compressione
  - **Polverizzazione combustibile**
  - **Temp. e Press. aspirazione**
- Geometria camera combustione
- Regime rotazione
- Rapporto di miscela
- **Anticipo iniezione**
- **Profilo iniezione (portata istantanea combustibile)**
- **Frazione di gas combusti (EGR)**



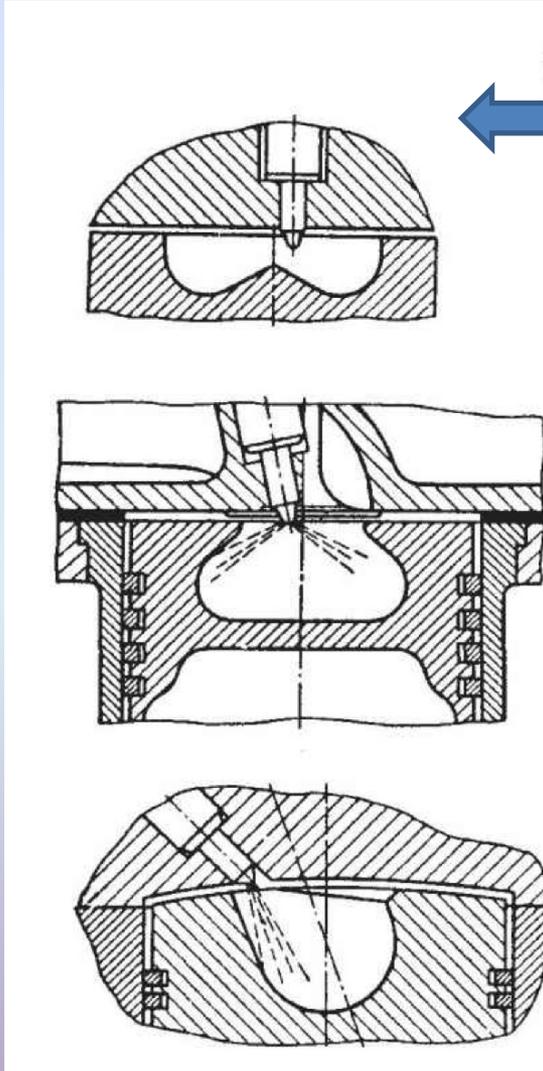
# Ciclo indicato e legge di rilascio del calore

Motore Diesel  $V_t = 2.3$  litri  
Common-Rail, VGT



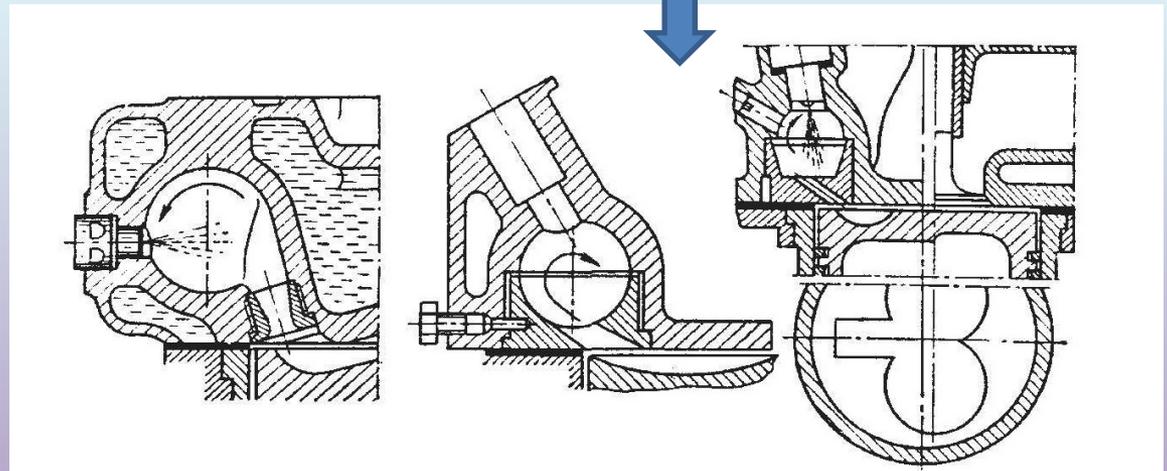
Effetto del rapporto di miscela (carico)

## Camera di combustione



← Camere di combustione ad iniezione diretta ricavate sulla testa del pistone utilizzate nei motori a quattro tempi medio-veloci. Iniettore a fori multipli, elevata pressione di iniezione.

Camere di combustione con precamera ad elevata turbolenza utilizzate nei motori a quattro tempi veloci. Iniettore a foro unico, bassa pressione di iniezione.





## Camera di combustione

Vantaggi e svantaggi delle precamere nei confronti delle camere ad iniezione diretta

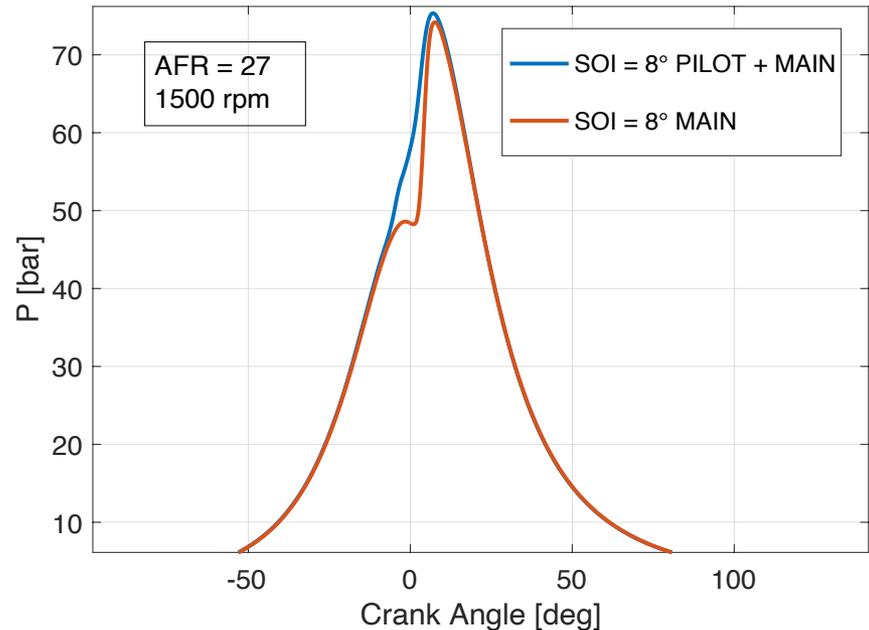
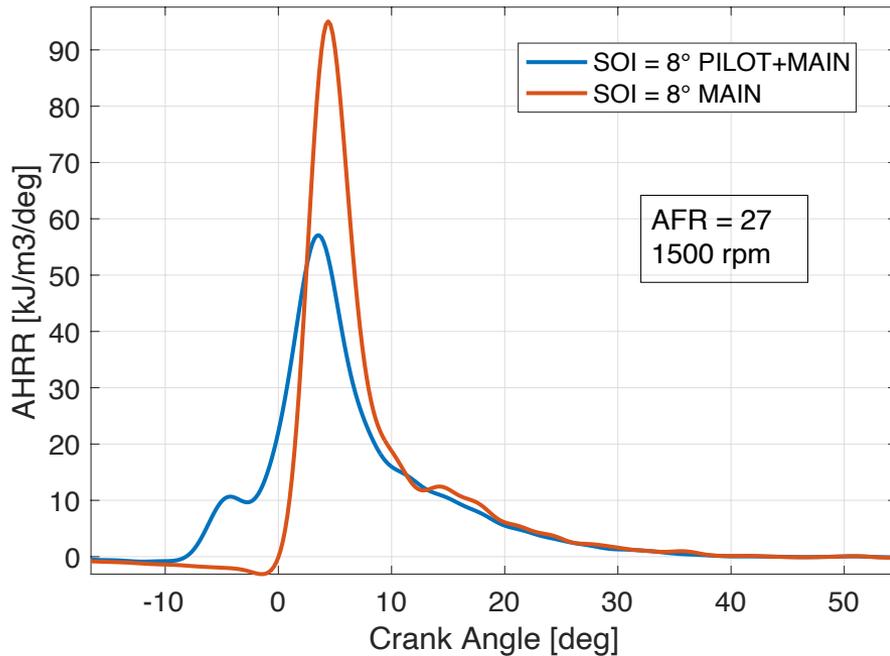
- minori pressioni massime e perciò minor ruvidezza di funzionamento;
- minori pressioni di iniezione: utilizzazione di iniettori a foro unico;
- possibilità di raggiungere regimi di rotazione più elevati e quindi potenze specifiche superiori;
- Peggior penetrazione del getto;
- Minore lavoro indicato e rendimento termodinamico.

L'iniezione indiretta sarebbe pertanto indicata nei motori Diesel 4T veloci laddove per i motori Diesel 4T e 2T di media e grande potenza si predilige l'iniezione diretta.

Tuttavia con lo sviluppo dei sistemi di iniezione common-rail, che consentono di realizzare iniezioni multiple nel ciclo, l'impiego della pre-camera (iniezione indiretta) è stato abbandonato a beneficio di un maggior rendimento indicato.



# Iniezione diretta del combustibile Common-Rail



Vantaggi iniezioni pilota

- Riduzione rumorosità e ruvidità di funzionamento
- Riduzione T<sub>max</sub> ed emissioni NO<sub>x</sub>



## Bibliografia

- G. Ferrari, «Motori a combustione interna». Società Editrice Esculapio.
- R. Della Volpe, M. Migliaccio, «Motori a combustione interna per autotrazione». Liguori Editore.
- C. Pianese, G. Rizzo, «Dispense del corso di «Modellistica dei sistemi energetici e propulsivi». Università di Salerno.