

# SISTEMI DI COMPRESSIONE DEI GAS ASPETTI GENERALI SUL LORO CONTROLLO E SIMULAZIONE

Dott. Ing. Attilio Brighenti - S.A.T.E. S.r.l.

## PARTE 1

- AMBITI DI APPLICAZIONE
- TIPOLOGIE DI MACCHINE DI COMPRESSIONE
- DOMINI DI APPLICAZIONE DELLE VARIE TIPOLOGIE
- ESEMPIO DI SCHEMA D'IMPIANTO

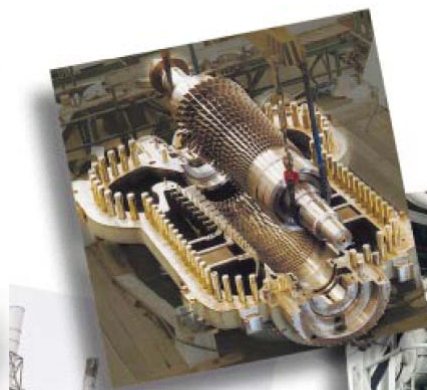
## AMBITI DI APPLICAZIONE GAS PER ENERGIA

- Compressori dei gruppi turbogas (cicli combinati)
- Processi di produzione e trattamento gas naturale
  - Reiniezione in pozzo (alte pressioni)
  - Ricompressione post-separazione e alimentazione combustibile
  - Compressione per trasporto via condotte (pipeline) a lunga distanza
  - Compressione in cicli frigoriferi per liquefazione (LNG)

## AMBITI DI APPLICAZIONE GAS PER ENERGIA

- Off/On Shore
  - Oil/Gas Production & Processing
  - Pipeline
    - Liquefied Natural Gas (LNG)
    - Chemical & Petrochemical

### LNG SERVICE




Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## AMBITI DI APPLICAZIONE GAS PER ENERGIA



PRODUZIONE DI GAS NATURALE LIQUEFATTO (LNG) PER TRASPORTO SU LUNGHE DISTANZE



Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007


Slide 5 / 27

Università di Padova – DEI


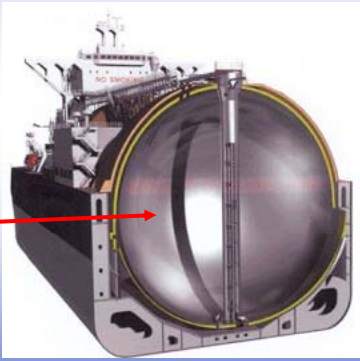
**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## AMBITI DI APPLICAZIONE GAS PER ENERGIA



PRODUZIONE DI GAS NATURALE LIQUEFATTO (LNG) PER TRASPORTO SU LUNGHE DISTANZE

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 6 / 27

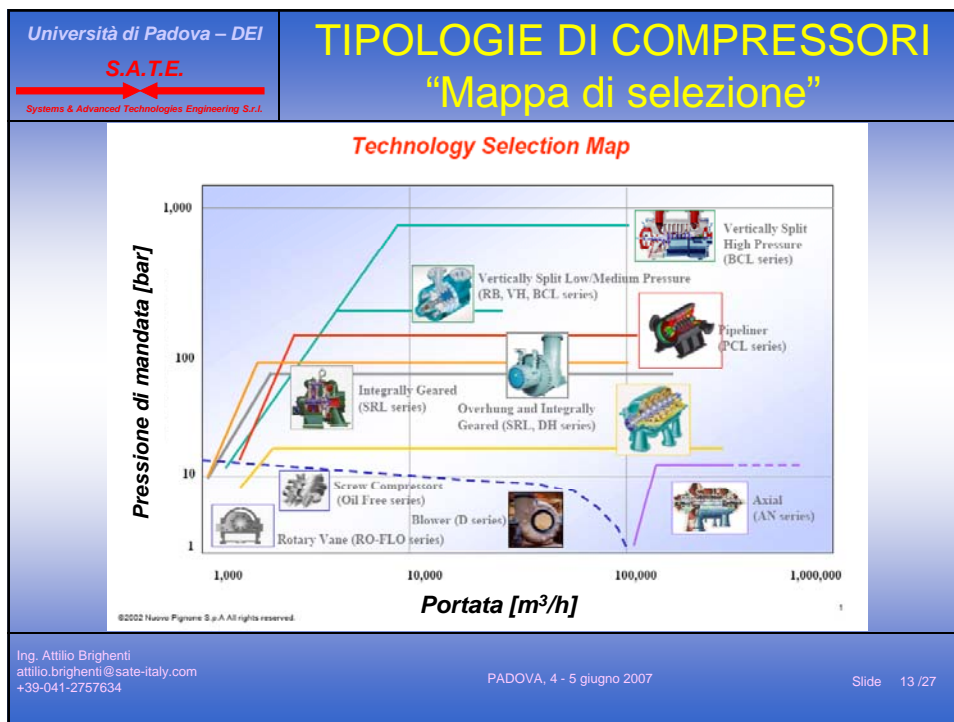
<p>Università di Padova – DEI</p> <p><b>S.A.T.E.</b></p> <p><small>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</small></p>	<h2 style="text-align: center;">AMBITI DI APPLICAZIONE PROCESSI INDUSTRIALI</h2>			
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Processi di raffinerie e impianti petrolchimici <ul style="list-style-type: none"> <li>– ricompresioni tra singoli processi</li> <li>– recupero frazioni leggere di distillazione</li> <li>– reazioni chimiche ad alte pressioni (2500+ bar)</li> <li>– cicli frigoriferi necessari per raffreddamento processi esotermici</li> </ul> </li> <li>• Processi di liquefazione e frazionamento aria (N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, A) per produzione gas tecnici (applicazioni varie) <ul style="list-style-type: none"> <li>– azoto liquido (es. acciaierie),</li> <li>– ossigeno liquido (es. ospedali),</li> </ul> </li> </ul>				
<table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 33%;"> <small>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</small> </td> <td style="width: 33%; text-align: center;"> <small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small> </td> <td style="width: 33%; text-align: right;"> <small>Slide 7 / 27</small> </td> </tr> </table>		<small>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</small>	<small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small>	<small>Slide 7 / 27</small>
<small>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</small>	<small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small>	<small>Slide 7 / 27</small>		

<p>Università di Padova – DEI</p> <p><b>S.A.T.E.</b></p> <p><small>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</small></p>	<h2 style="text-align: center;">AMBITI DI APPLICAZIONE INDUSTRIALI GENERALI</h2>			
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Compressori per cicli frigoriferi di: <ul style="list-style-type: none"> <li>– climatizzazione,</li> <li>– refrigerazione e congelamento</li> </ul> </li> <li>• Servizi generali di aria compressa per impianti azionati pneumaticamente, ad es.: <ul style="list-style-type: none"> <li>– linee di produzione con afferraggio e trasporto pneumatico</li> <li>– inscatolatrici,</li> <li>– impacchettatrici</li> <li>– imbarattolamento liquidi infiammabili</li> <li>– gonfiaggio pneumatici per veicoli</li> </ul> </li> </ul>				
<table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 33%;"> <small>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</small> </td> <td style="width: 33%; text-align: center;"> <small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small> </td> <td style="width: 33%; text-align: right;"> <small>Slide 8 / 27</small> </td> </tr> </table>		<small>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</small>	<small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small>	<small>Slide 8 / 27</small>
<small>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</small>	<small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small>	<small>Slide 8 / 27</small>		

<p>Università di Padova – DEI</p> <p><b>S.A.T.E.</b></p> <p>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</p>	<h2 style="text-align: center;">AMBITI DI APPLICAZIONE INDUSTRIALI GENERALI</h2>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Processi di fabbricazione a insufflaggio             <ul style="list-style-type: none"> <li>– bottiglie per bevande</li> <li>– produzione vetraria industriale</li> <li>– ...</li> </ul> </li> <li>• Generazione di “vuoto”             <ul style="list-style-type: none"> <li>– conservazione alimenti e polveri alimentari</li> <li>– camere a vuoto</li> </ul> </li> </ul>	
<p>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</p>	<p style="text-align: center;">PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</p> <p style="text-align: right;">Slide 9 /27</p>

<p>Università di Padova – DEI</p> <p><b>S.A.T.E.</b></p> <p>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</p>	<h2 style="text-align: center;">AMBITI DI APPLICAZIONE “DI CONSUMO”</h2>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Frigoriferi e congelatori domestici</li> <li>• Condizionatori d'aria domestici</li> <li>• Compressori d'aria portatili per verniciatura a spruzzo</li> <li>• Compressori per officine</li> </ul>	
<p>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</p>	<p style="text-align: center;">PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</p> <p style="text-align: right;">Slide 10 /27</p>





Università di Padova – DEI  
S.A.T.E.  
Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## ALTERNATIVI vs. CENTRIFUGHI

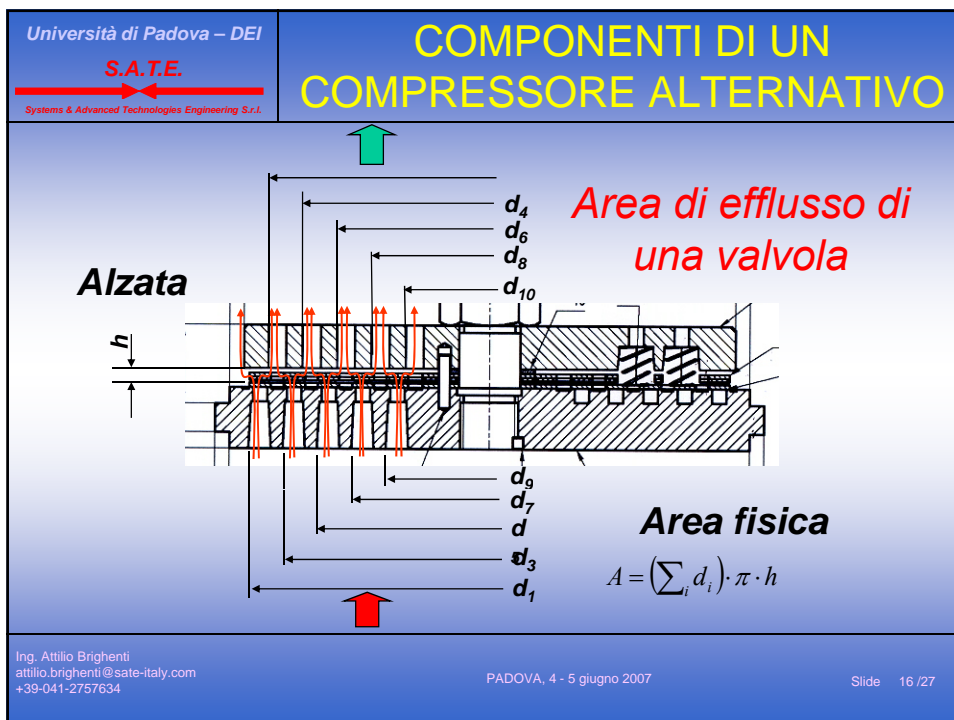
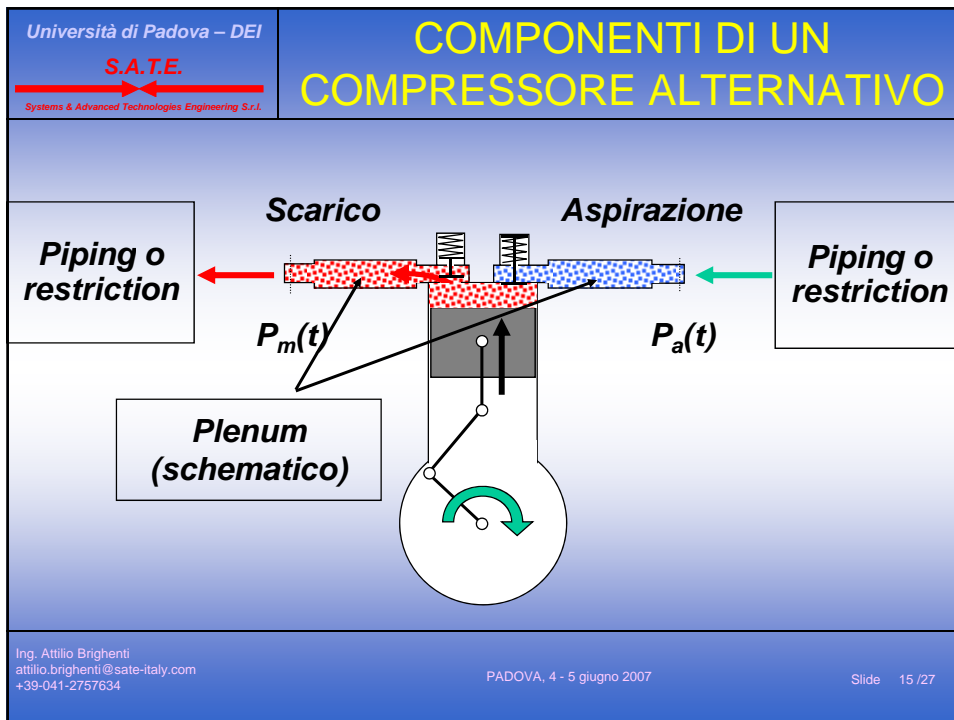
Vantaggi degli Alternativi	Vantaggi dei Centrifughi
Maggior flessibilità di portata e rapporto di compressione	Minor costo iniziale (in condizioni di pressione e portata favorevoli)
Maggior rendimento di compressione e minor costo	Minori costi di manutenzione
Capacità di elevate pressioni assolute di mandata	Maggior continuità di servizio e disponibilità
Capacità di erogare piccole portate	Minori requisiti di sorveglianza operativa
Minor sensibilità a cambiamenti di composizione e densità del gas	Maggior capacità di portata a parità di ingombro
	Accoppiabilità con motori ad alta velocità di rotazione e bassi costi di manutenzione

**ALTE PRESSIONI** ← **ALTE PORTATE**

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 14 / 27





Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## COMPRESSORI ALTERNATIVI FENOMENI RILEVANTI

**Dinamica delle valvole**

**Flusso attraverso le valvole**

**Termodinamica del cilindro**

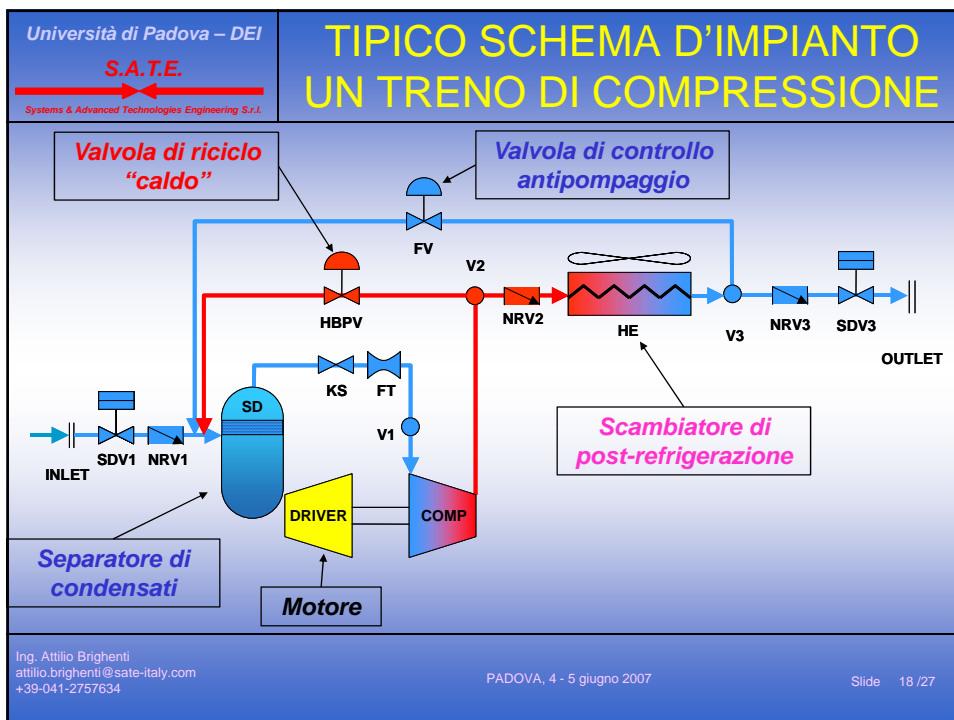
**Cinematica del pistone**

The diagram illustrates the internal components of an alternative compressor cylinder. It shows two valves at the top, each with a spring and a reed. A red arrow indicates the flow of refrigerant through the valves. A black arrow points upwards from the piston, indicating its kinematics. The cylinder is divided into two chambers, one with red dots and one with blue dots, representing different states of the refrigerant.

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 17 /27



Università di Padova – DEI <b>S.A.T.E.</b> <small>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</small>	<h2 style="color: yellow;">PARTE 2</h2>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• DEFINIZIONI E RELAZIONI TERMODINAMICHE RELATIVE ALLE MACCHINE</li> <li>• EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO</li> <li>• LIMITI DI AUTOREGOLAZIONE               <ul style="list-style-type: none"> <li>– Compressori alternativi</li> <li>– Compressori dinamici</li> </ul> </li> <li>• MISURE DELLE GRANDEZZE FISICHE NECESSARIE PER IL CONTROLLO</li> </ul>	
<small>Ing. Attilio Brighenti          attilio.brighenti@sate-italy.com          +39-041-2757634</small>	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <span><small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small></span> <span><small>Slide 19 /27</small></span> </div>

Università di Padova – DEI <b>S.A.T.E.</b> <small>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</small>	<h2 style="color: yellow;">TERMINOLOGIA UTILIZZATA</h2>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pressione               <ul style="list-style-type: none"> <li>– Si intende quella “assoluta” [Pa] o [bar = <math>10^5</math> Pa], ossia la forza agente sull’unità di superficie di confinamento del fluido (da <u>non confondere</u> con la pressione differenziale, “effettiva” o “gauge”, spesso utilizzata nella tecnica, che è la differenza tra la prima e la pressione atmosferica)</li> </ul> </li> <li>• Rapporto di compressione (<math>\beta</math>)               <ul style="list-style-type: none"> <li>– Rapporto tra la pressione assoluta di mandata e quella di aspirazione di un compressore (o di un suo stadio)</li> </ul> </li> <li>• Densità o massa unitaria del fluido:               <ul style="list-style-type: none"> <li>– massa dell’unità di volume del fluido [kg/m<sup>3</sup>]</li> </ul> </li> </ul>	
<small>Ing. Attilio Brighenti          attilio.brighenti@sate-italy.com          +39-041-2757634</small>	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <span><small>PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</small></span> <span><small>Slide 20 /27</small></span> </div>

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Fattore di compressibilità ( $z$ ):

fattore di deviazione di un gas “reale” dalla legge dei gas perfetti.

$$z = \frac{\mu p v}{R_0 T}$$

$$\mu: \text{ massa molecolare } \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kmole}} \right]$$

$$R_0 = 8.3145 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kmoleK}} \right] \text{ (costante universale dei gas)}$$

$z$  è adimensionale; varia con pressione, temperatura composizione del gas.

Può essere considerato costante nell'intorno di determinate condizioni di pressione e temperature.

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Calore specifico ( $c$ )

- Calore fornito all'unità di massa di gas in una trasformazione in cui subisca un aumento unitario di temperatura; in termini infinitesimali:

$$c = \frac{dq}{dT} \text{ in } \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right] \text{ o } \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right]$$

- Se a *pressione* costante  $c_p = \left( \frac{\partial q}{\partial T} \right)_p$

- Se a *volume* costante  $c_v = \left( \frac{\partial q}{\partial T} \right)_v$

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Rapporto ( $\gamma$ ) dei calori specifici a pressione e volume costante:

$$1 < \gamma = \frac{c_p}{c_v} < 2$$

è una fondamentale caratteristica del gas:

- a. per un gas “*perfetto*” esso è costante
  - b. per un gas “*ideale*” dipende solo dalla temperatura
  - c. per un gas “*reale*” dipende sia da temperatura che da pressione
- per ‘b’ e ‘c’ è una grandezza che dipende dallo stato del gas.

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Lavoro specifico reale o interno ( $L_i$ ) di un compressore:  
lavoro compiuto effettivamente sull'unità di massa di gas dalle forze di pressione applicate al gas dalle superfici mobili della macchina (stantuffo, palette mobili).

$L_i$  è in unità di energia/massa → [kJ/kg]

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Lavoro specifico (carico) politropico ( $L_{pol}$ ):  
lavoro che verrebbe compiuto sull'unità di massa di gas se il lavoro dissipato in calore ( $L_w$ ) per perdite interne (attriti e turbolenze) fosse trasferito al gas in modo reversibile da una sorgente di calore esterna, anziché essere fornito dalle pareti mobili del compressore:

$$L_{pol} = L_i - L_w < L_i$$

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Lavoro specifico (carico) politropico ( $L_{pol}$ ):
  - Si dimostra anche che per una compressione politropica tra lo stato 1 ( $p_1, \rho_1$ ) e la pressione  $p_2$ , vale la seguente relazione generale, in cui  $n$  è l'esponente della trasformazione politropica (v. seguito):

$$L_{pol,c} = \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$L_{pol,c} = \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \frac{n}{n-1} \left( \beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right]$$

$$L_{pol,c} = \text{stato fisico in ingresso} \cdot f(\beta, \gamma, \eta_{pol})$$

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Rendimento politropico ( $\eta_{pol}$ ):  
rapporto tra lavoro specifico politropico e lavoro specifico interno.

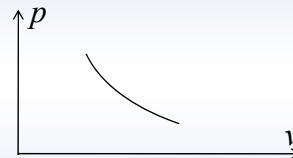
$$\eta_{pol} = \frac{L_{pol}}{L_i} \Rightarrow L_i = \frac{L_{pol}}{\eta_{pol}}$$

Esso corrisponderebbe anche al rendimento di una macchina “idraulica”, ossia che lavorasse su un fluido “incomprimibile”.

## TERMINOLOGIA UTILIZZATA

- Esponente di politropica ( $n$ ):  
esponente di una relazione detta “politropica” tra pressione e volume specifico del gas in una trasformazione (compressione o espansione):

$$pv^n = \text{cost.}$$



Si dimostra che valgono le relazioni:

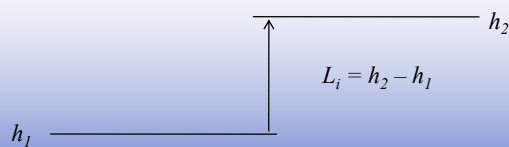
$$\eta_{pol_c} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{n}{n - 1} \quad (\text{in compressione}) \rightarrow n > \gamma$$

$$\eta_{pol_e} = \frac{n - 1}{n} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad (\text{in espansione}) \rightarrow n < \gamma$$

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- In ogni istante di funzionamento tra le zone di un impianto servite da un compressore (aspirazione e mandata) e la macchina stessa esiste un equilibrio dinamico che soddisfa l'equazione:

Lavoro interno fornito dal compressore = Differenza di potenziale termodinamico (entalpia  $h$ ) tra mandata e aspirazione



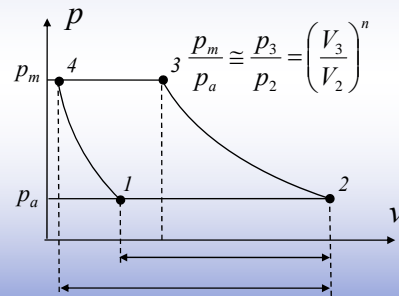
## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- Se il primo membro dell'equazione è inferiore al secondo (il compressore “non ce la fa”), l'impianto “si adegua”:
  - Per i compressori alternativi, che sono dotati di valvole di non ritorno, mediante l'arresto dell'erogazione, che comporta sequenze di compressione ed espansione della stessa massa di gas all'interno del/dei cilindro/i e conseguente riscaldamento e compressione del gas interno.
  - Per i compressori dinamici, che non sono a tenuta, mediante un riflusso di portata inversa dalla mandata all'aspirazione.
- Quand'è che l'equilibrio è soddisfacente per un buon funzionamento ?

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

### • Compressori alternativi:

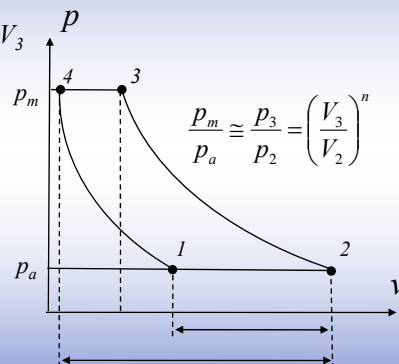
- Quando il lavoro politropico richiesto per la compressione è realizzabile dal compressore nell'ambito della cilindrata disponibile  $V_2-V_4$
- Ovvero il volume “spazzato” dal pistone  $V_2-V_3$  mentre comprime il gas tra le pressioni imposte dall'impianto è minore della cilindrata  $V_2-V_4$
- Ovvero l'espansione del gas da 4 a 1 (nocivo) lascia una sufficiente corsa di aspirazione  $V_2-V_1$



## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

### • Compressori alternativi:

- Se la pressione  $p_m$  aumenta
  - Aumenta la corsa di compressione  $V_2-V_3$
  - Aumenta il volume di espansione del gas “nocivo”  $V_1-V_4$  e diminuisce la corsa utile  $V_2-V_1$
- La portata erogata dal compressore diminuisce





Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- Compressori alternativi - Autoregolazione e variabili controllabili

Se il processo richiede di compensare la variazione di portata conseguente alla variazione di pressione di mandata, si può agire sulla velocità di rotazione ( $N$ ) provocando solo una traslazione della caratteristica.

L'accoppiamento macchina/impianto è sempre stabile.

$$\beta = p_m/p_a$$

$$Q = (V_1 - V_2) \frac{N_{rpm}}{60} \quad [m^3/s]$$

$$\dot{m} = \rho_a Q = \rho_a (V_1 - V_2) \frac{N_{rpm}}{60} \quad [kg/s]$$

$$\dot{m} = \rho_a (V_1 - V_4) \lambda_v \frac{N_{rpm}}{60} \quad [kg/s]$$

$N$  variabile [rpm]

$Q$  [m<sup>3</sup>/s]

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 33 / 27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- Compressori alternativi - Autoregolazione e variabili controllabili

Se la velocità di rotazione non è variabile (ad es. con motori elettrici asincroni) occorre dimensionare il compressore per la massima portata e riciclare l'eccesso di portata per i carichi ridotti, con

➔ dissipazione energia

$$\beta = p_m/p_a$$

$$Q = (V_1 - V_2) \frac{N_{rpm}}{60} \quad [m^3/s]$$

$$\dot{m} = \rho_a Q = \rho_a (V_1 - V_2) \frac{N_{rpm}}{60} \quad [kg/s]$$

$N$  cost. [rpm]

$Q$  [m<sup>3</sup>/s]

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 34 / 27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- Compressori alternativi – Conclusioni sul controllo
  - Il compressore autoregola in modo stabile la portata erogata
  - Il rapporto di compressione per stadio deve essere limitato per non avere eccessive perdite dovute allo “spazio nocivo”.
  - Variazioni di velocità di rotazione non alterano significativamente la caratteristica  $\beta - Q$  della macchina
  - La regolazione di portata può essere fatta:
    - riciclando l'eccesso di gas compresso dalla mandata all'aspirazione (metodo dissipativo)
    - variando la velocità di rotazione del motore (metodo efficiente e sempre più utilizzato grazie all'evoluzione dei motori elettrici eccitati a frequenza variabile)

Ing. Attilio Brighenti  
 attilio.brighenti@sate-italy.com  
 +39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 35 /27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- Compressori centrifughi e assiali:
  - Il lavoro politropico unitario fornito da una girante è esprimibile da una funzione dipendente da grandezze cinematiche di fluido e palettamento:
  - Ad es. per una macchina assiale (più semplice da visualizzare):

$$L_{pol,c,m} = u(c_{2,u} - c_{1,u}) = \frac{u^2}{2} f\left(\frac{c_i}{u}, \dots, \text{rapporti di velocità aerodinamici}\right)$$

$m$  = palettamenti mobili (girante)  
 $c$  = vel. assoluta  
 $w$  = vel. relativa alle palette  
 $u$  = vel. tangenziale palette

Ing. Attilio Brighenti  
 attilio.brighenti@sate-italy.com  
 +39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

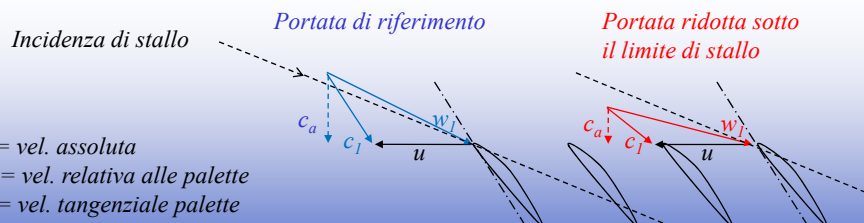
Slide 36 /27

<p>Università di Padova – DEI</p> <p><b>S.A.T.E.</b></p> <p>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</p>	<h2 style="text-align: center;">EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO</h2>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Compressori centrifughi e assiali:           <ul style="list-style-type: none"> <li>Analogamente il rendimento politropico fornito da una girante è dipendente da perdite aerodinamiche rapportabili a grandezze cinematiche di fluido e palettamento:</li> </ul> </li> </ul> $\eta_{pol,c,m} = f\left(\frac{c_i}{u}, \dots, \text{rapporti di velocità aerodinamici}\right)$ <ul style="list-style-type: none"> <li>Nella relazione precedente si sono omessi per semplicità rapporti fluidodinamici caratteristici (Reynolds, Mach)</li> </ul>	
<p>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</p>	<p style="text-align: center;">PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</p> <p style="text-align: right;">Slide 37 /27</p>

<p>Università di Padova – DEI</p> <p><b>S.A.T.E.</b></p> <p>Systems &amp; Advanced Technologies Engineering S.r.l.</p>	<h2 style="text-align: center;">EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO</h2>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Compressori centrifughi e assiali:           <ul style="list-style-type: none"> <li>Il compressore è in equilibrio con l'impianto anche in questo caso quando:</li> </ul> </li> </ul> $L_{pol,c,m} = L_{pol,c,richiesto}$ $\frac{u^2}{2} f\left(\frac{c_i}{u}, \dots, \text{rapporti di velocità aerodinamici}\right) = \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[ \frac{n}{n-1} \left( \beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right]$ <ul style="list-style-type: none"> <li>Ossia invertendo qualitativamente la relazione:</li> </ul> $\beta = \text{stato fisico in ingresso} \cdot f(\text{rapporti di velocità aerodinamici}, \gamma, \eta_{pol})$	
<p>Ing. Attilio Brighenti attilio.brighenti@sate-italy.com +39-041-2757634</p>	<p style="text-align: center;">PADOVA, 4 - 5 giugno 2007</p> <p style="text-align: right;">Slide 38 /27</p>

- Compressori centrifughi e assiali:
  - La relazione suddetta è in definitiva espressa mediante mappe esprimibili in
    - coordinate  $\beta, Q, N$
    - coordinate  $L_{pol}, Q, N$
  - Tali mappe variano notevolmente secondo lo stato fisico all'aspirazione del compressore.
  - Questa è una prima differenza fondamentale tra compressori dinamici e alternativi ed è uno degli elementi che rendono molto critica e complessa la regolazione di queste macchine.

- Compressori centrifughi e assiali:
  - Un altro elemento fondamentale è che per ogni rapporto di compressione, o lavoro politropico richiesto dalle condizioni di aspirazione e mandata, il campo di portate erogabile dal compressore è limitato:
    - Inferiormente dal limite di stallo (o pompaggio dei palettamenti)



Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

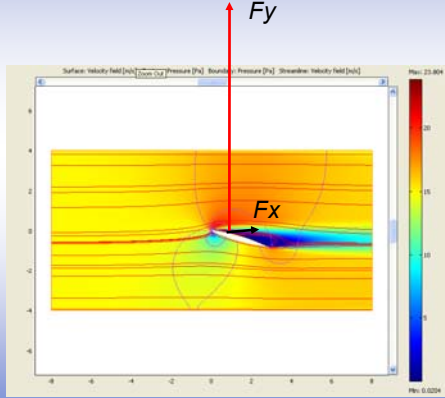
Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

- Compressori centrifughi e assiali – stallo di un profilo alare:
 

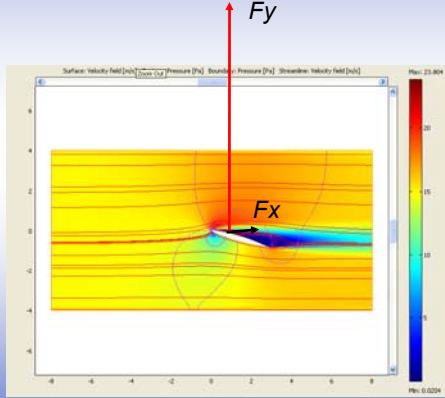
*Campo di velocità*

$v_\infty = 15 \text{ m/s } (Re = 3 \times 10^6)$



$$C_y = \frac{F_y}{\left(\frac{1}{2} \rho v^2\right) S} = \frac{F_y}{p_d S} \quad \text{portanza}$$

$$C_x = \frac{F_x}{\left(\frac{1}{2} \rho v^2\right) S} = \frac{F_x}{p_d S} \quad \text{resistenza}$$



Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 41 /27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

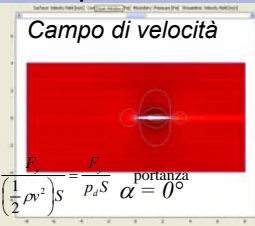
- Compressori centrifughi e assiali – stallo di un profilo alare:
 

*Campo di velocità*

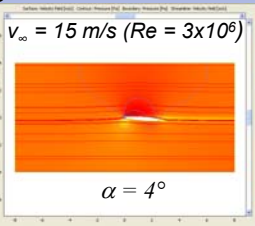
$v_\infty = 15 \text{ m/s } (Re = 3 \times 10^6)$

$$C_y = \frac{F_y}{\left(\frac{1}{2} \rho v^2\right) S} = \frac{F_y}{p_d S} \quad \text{portanza}$$

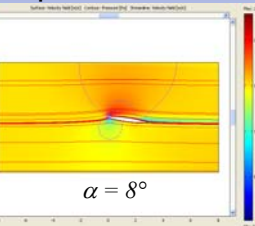
$$C_x = \frac{F_x}{\left(\frac{1}{2} \rho v^2\right) S} = \frac{F_x}{p_d S} \quad \text{resistenza}$$



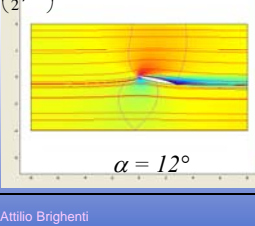
$\alpha = 0^\circ$



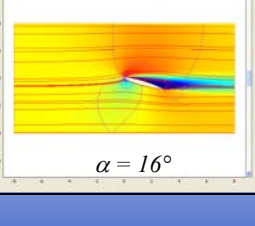
$\alpha = 4^\circ$



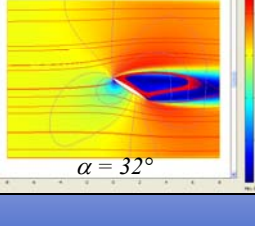
$\alpha = 8^\circ$



$\alpha = 12^\circ$



$\alpha = 16^\circ$

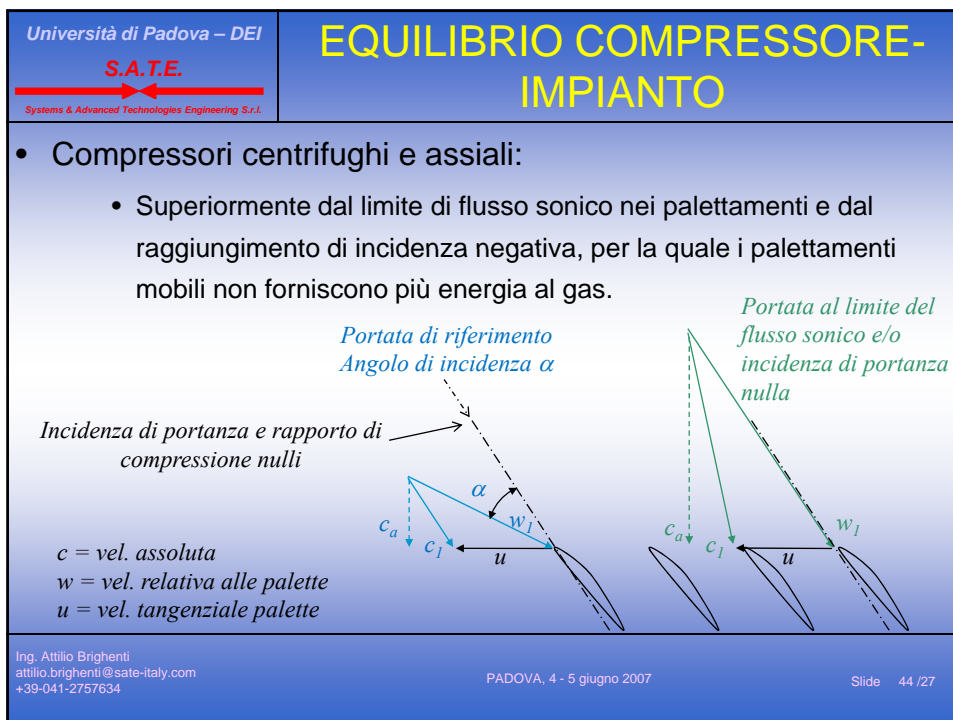
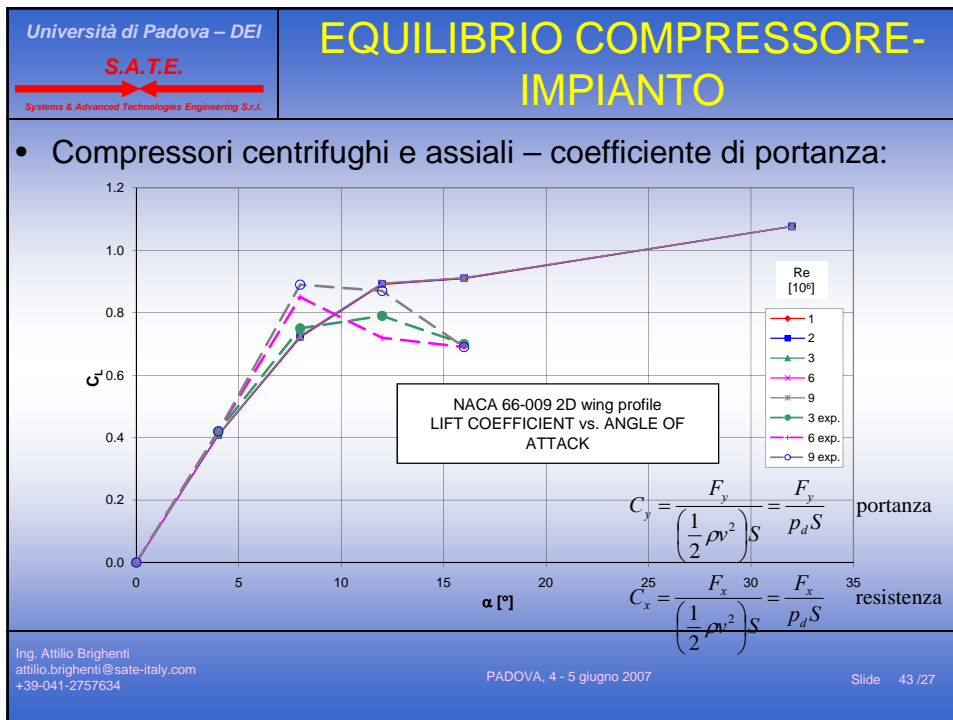


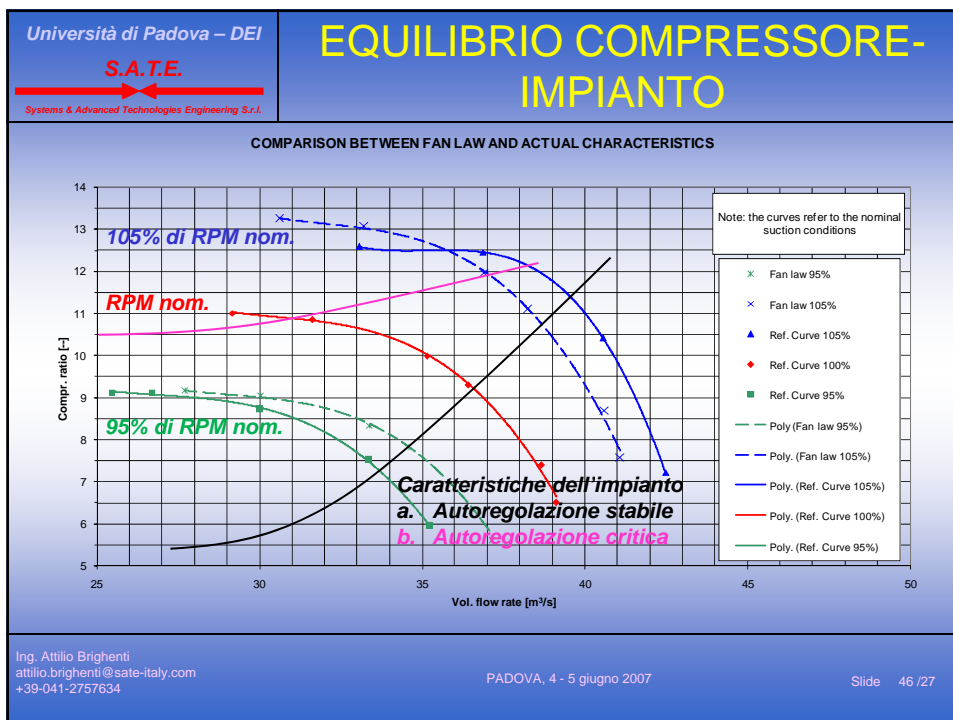
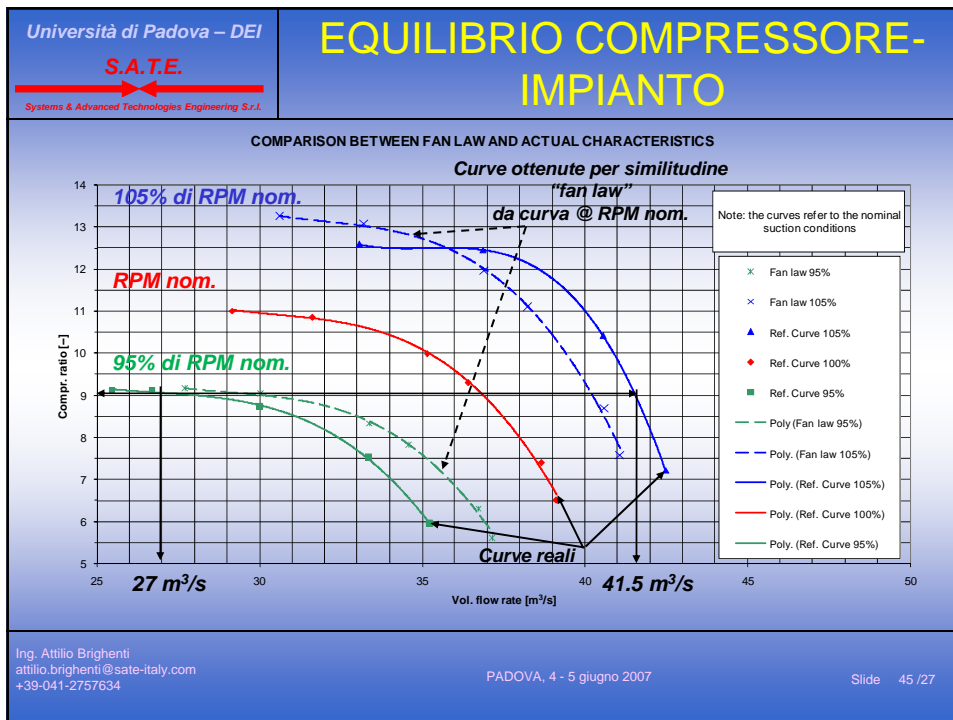
$\alpha = 32^\circ$

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 42 /27

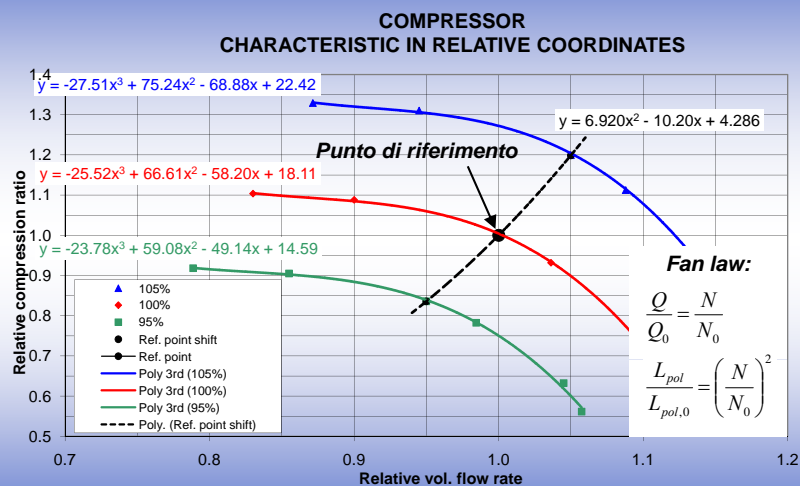




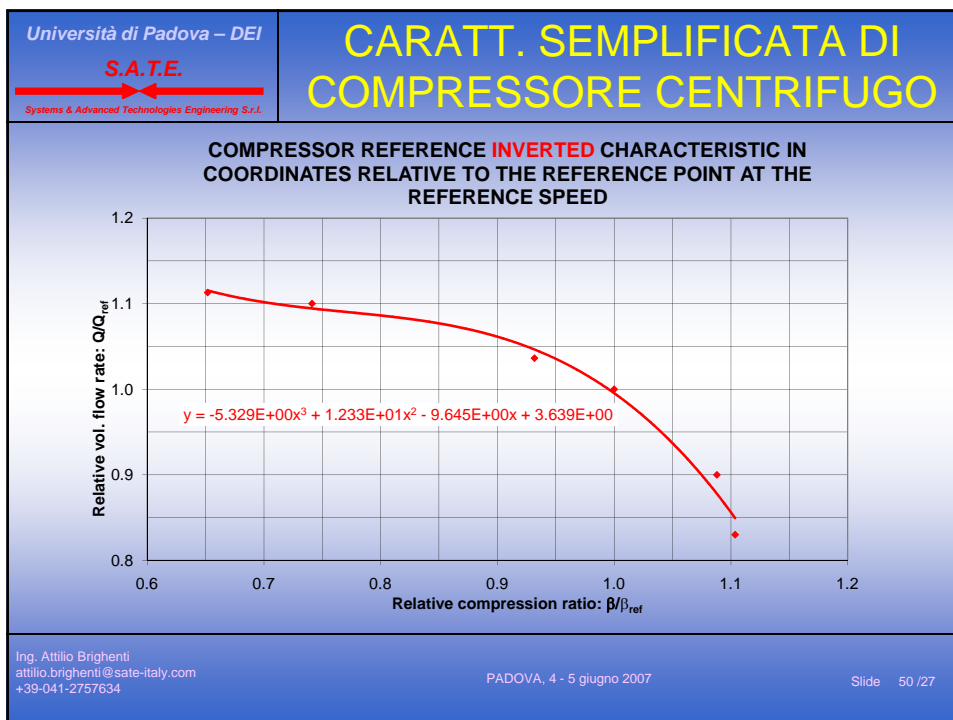
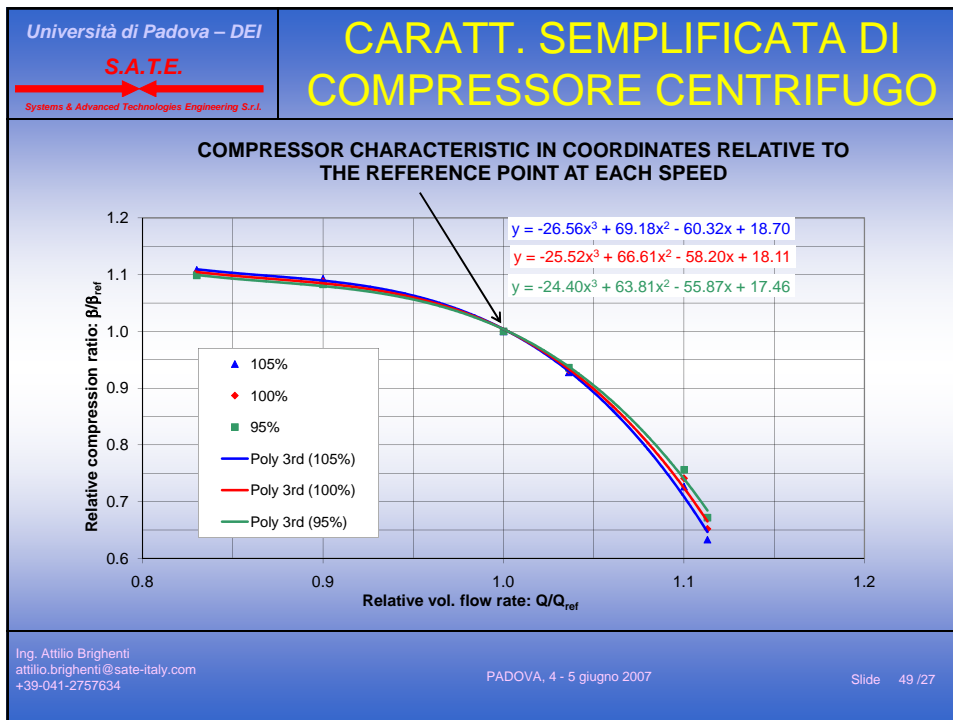
## EQUILIBRIO COMPRESSORE-IMPIANTO

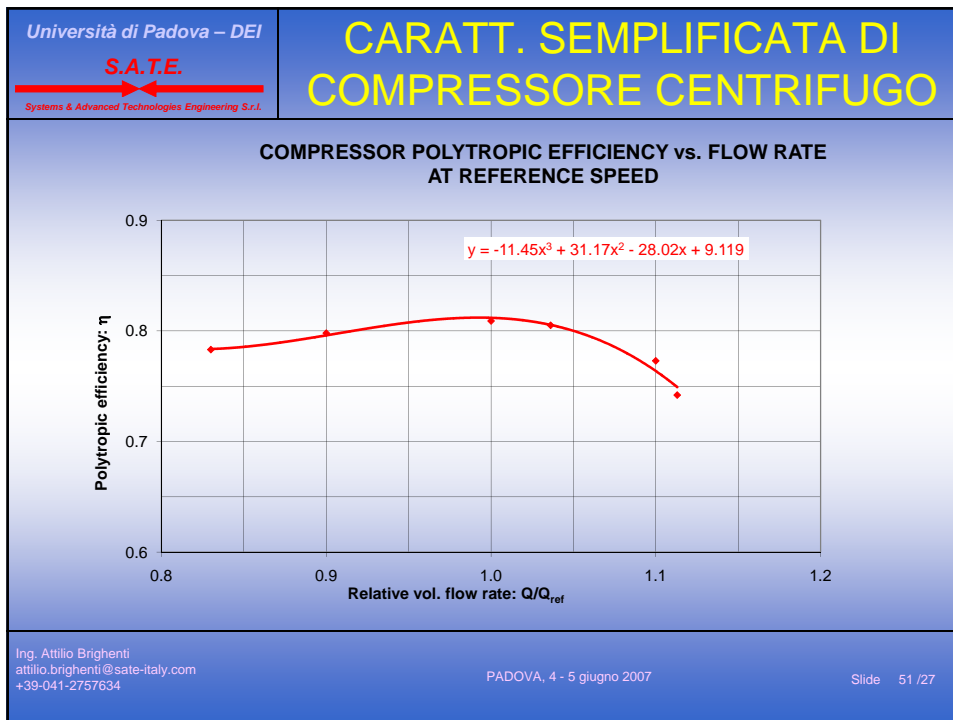
- Compressori centrifughi e assiali – Conclusioni sul controllo:
  - I compressori centrifughi, radio-assiali e assiali sono in grado di erogare efficientemente elevate portate di gas con rapporti di compressione anche elevati (centrifughi multistadio) con limitati ingombri, attriti meccanici e portata non soggetta a pulsazioni.
  - Necessitano però di un controllo raffinato a causa della forte interdipendenza delle variabili di funzionamento coinvolte e la necessità di controllare la posizione del punto operativo sulla mappa dal limite di pompaggio.
  - Tale distanza è misurata indirettamente, con misure di portata, pressione e temperatura del gas in aspirazione e mandata.

## CARATT. SEMPLIFICATA DI COMPRESSORE CENTRIFUGO









Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## MODELLO SEMPLIFICATO DI COMPRESSORE CENTRIFUGO

$x_Q = \frac{Q_{ref}}{Q_{ref,0}} = \frac{N}{N_0}$  fan law (1a parte)

$y_Q = \frac{\beta_{ref}}{\beta_{ref,0}} = f(x_Q)$  polinomio 1

$\beta = \frac{p_2}{p_1}$

$x_\beta = \frac{\beta}{\beta_{ref}}$

$y_\beta = \frac{Q}{Q_{ref}} = f(x_\beta)$

$Q = \frac{Q}{Q_{ref}} \cdot \frac{Q_{ref}}{Q_{ref,0}} \cdot Q_{ref,0} = y_\beta \cdot x_Q \cdot Q_{ref,0}$

$\eta_{pol} = f(x_Q)$

$n = \frac{1}{1 - \frac{1}{\eta_{pol}} \frac{\gamma - 1}{\gamma}} = f(\gamma, \eta_{pol})$

$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$  legge politropica

$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{n-1}{n}}$

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

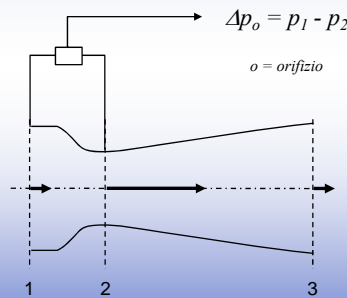
PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 52 /27

## MISURE PER PROCESSI DI COMPRESSIONE

- Portata volumetrica ( $Q$ ):

Viene effettuata con orifizi o tubi Venturi (oggi sono usati anche sensori a ultrasuoni)



$$\dot{m} = \rho v A = \rho Q$$

$$\rho = \text{cost.} \Rightarrow v_1 A_1 = v_2 A_2 \Rightarrow \frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

$$\frac{p_1}{\rho_o} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_o} + \frac{v_2^2}{2} \Rightarrow \frac{p_1 - p_2}{\rho_o} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$p_1 - p_2 = \rho_o \frac{v_1^2}{2} \left( \frac{v_2^2}{v_1^2} - 1 \right) \Rightarrow \Delta p_o = \rho_o Q^2 \frac{1}{2 A_1^2} \left( \frac{A_1^2}{A_2^2} - 1 \right)$$

Relazione di misura orifizio

$$Q = K_o \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\rho_o}} \quad \text{in cui} \quad \frac{1}{K_o^2} = \frac{1}{2 A_1^2} \left( \frac{A_1^2}{A_2^2} - 1 \right)$$

## MISURE PER PROCESSI DI COMPRESSIONE

- Importanti considerazioni sulla misura di portata volumetrica ( $Q$ ):

- La relazione  $Q$ - $\Delta p$  dipende dalla densità del fluido, quindi, per un gas, dalle condizioni di  $p$  e  $T$  in cui esso si trova nel punto e nell'istante di misura.
- Il misuratore di portata necessaria per il controllo di un compressore (ad es. per l'antipompaggio) può essere installato anche sulla mandata del compressore, ma l'algoritmo del sistema di controllo dovrà "tradurre" tale misura in una misura "equivalente" a quella che lo stesso misuratore produrrebbe se posto all'aspirazione.

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## MISURE PER PROCESSI DI COMPRESSIONE

– Tale “traduzione” può richiedere altre misure di temperatura e pressione, per permettere il calcolo dei rapporti relativi. Ad es. tra mandata e

$$\dot{m} = \rho_{o,m} Q_{o,m} = K_o \rho_{o,m} \sqrt{\frac{\Delta p_{o,m}}{\rho_{o,m}}} = K_o \sqrt{\rho_{o,m} \Delta p_{o,m}}$$

$$\dot{m} = \rho_{o,a} Q_{o,a} = K_o \sqrt{\rho_{o,a} \Delta p_{o,a}}$$

➔

$$\Delta p_{o,a} = \Delta p_{o,m} \frac{\rho_m}{\rho_a} = \Delta p_{o,m} \frac{p_m}{p_a} \frac{T_a}{T_m} \frac{z_a}{z_m}$$

– Essa può essere una fonte di errore di controllo quando cambino alcuni parametri ( $\gamma, z$ ) non misurabili in linea, che influenzano apprezzabilmente la misura indiretta calcolata, ad es.:

- Per variazione della composizione del gas
- Per notevoli variazioni di pressione e temperatura del gas (ad es. tra condizioni di avviamento e di regime del processo)

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 55 /27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## MISURE PER PROCESSI DI COMPRESSIONE

• Motivi che possono rendere conveniente o inevitabile la misura di portata in posizione diversa dall’aspirazione del compressore:

- Basse temperature di regime all'aspirazione (ad es. cicli firgoriferi)
- Compressori con più ingressi di aspirazione
- Compressori con più uscite di mandata

(solo per il primo gruppo di stadi ha significato la portata in aspirazione)

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

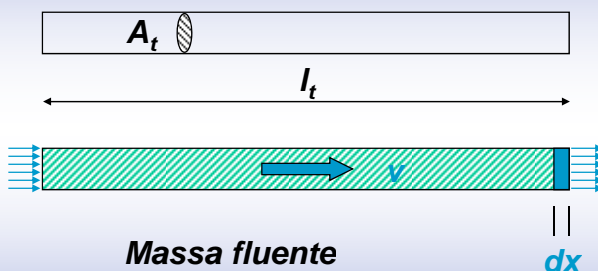
Slide 56 /27

## PARTE 3

- SISTEMA TUBAZIONE – VOLUME DI ACCUMULO
  - SCHEMATIZZAZIONE SEMPLIFICATA ED EQUAZIONI
    - FLUSSO IN UN CONDOTTO
    - VOLUME DI ACCUMULO
  - CARATTERISTICHE DINAMICHE (EQUIVALENTE R-L-C)
  - COSTRUZIONE DI UN MODELLO SIMULINK DEL SISTEMA BASE

## EQUAZIONI DI FLUSSO IN UN CONDOTTO

Portata di fluido in un condotto a sezione costante  
(approssimaz.: densità costante):



$$A_t = \pi \frac{D_t^2}{4}$$

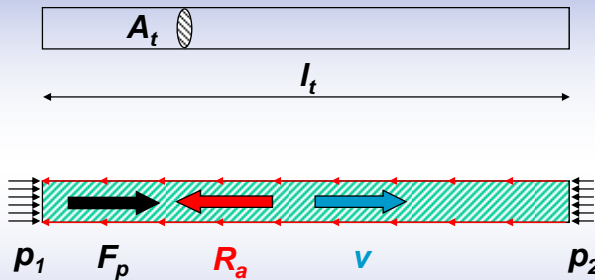
$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \frac{\rho A_t dx}{dt} = \rho A_t v \Rightarrow v = \frac{\dot{m}}{\rho A_t}$$

**Massa totale  
del fluido nel  
condotto**

$$M = \rho A_t l_t$$

## EQUAZIONI DI FLUSSO IN UN CONDOTTO

Equilibrio dinamico del fluido in un condotto a sezione costante:

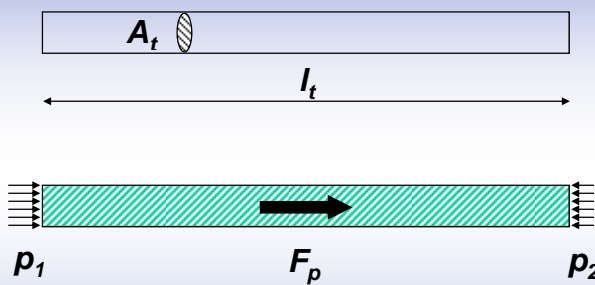


$$M \frac{dv}{dt} = F_p - R_a$$

$$M \frac{dv}{dt} = \frac{M}{\rho A_t} \frac{d\dot{m}}{dt} = l_t \frac{d\dot{m}}{dt}$$

## EQUAZIONI DI FLUSSO IN UN CONDOTTO

Forza motrice:



$$F_p = (p_1 - p_2) A_t$$

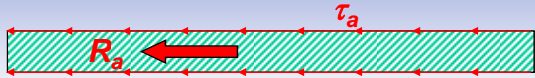
Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUAZIONI DI FLUSSO IN UN CONDOTTO

Perdite distribuite per attrito tra fluido e pareti:



*rugosità* →  $\epsilon$

$$R_a = \tau_a \cdot \pi D_t \cdot l_t = \Delta p_a A_t = \left( \lambda \frac{l_t}{D_t} \rho \frac{v^2}{2} \right) A_t$$

Fattore attrito:  $\lambda = f\left(Re, \frac{\epsilon}{D_t}\right)$

Reynolds:  $Re = \frac{\rho v D_t}{\mu}$

$$R_a = \left[ \lambda \frac{l_t}{D_t} \rho \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}}{\rho A_t} \right)^2 \right] A_t = \left( \frac{\lambda}{2} \frac{l_t}{D_t} \frac{1}{\rho A_t^2} \right) A_t \dot{m}^2$$

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 61 /27

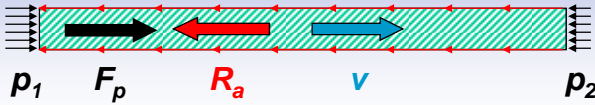
Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUAZIONI DI UN CONDOTTO

Equilibrio dinamico del fluido in un condotto a sezione costante:



$$l_t \frac{d\dot{m}}{dt} = (p_1 - p_2) A_t - \left( \frac{\lambda}{2} \frac{l_t}{D_t} \frac{1}{\rho A_t^2} \right) A_t \dot{m}^2$$

$$\frac{l_t}{A_t} \frac{d\dot{m}}{dt} + \left( \frac{\lambda}{2} \frac{l_t}{D_t} \frac{1}{\rho A_t^2} \right) \dot{m}^2 = p_1 - p_2$$

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 62 /27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUAZIONI DI FLUSSO IN UN CONDOTTO

Equazione differenziale linearizzata del flusso in un condotto  
(a sezione costante):

Induttanza equivalente: 
$$L = \frac{l_t}{A_t}$$

Resistenza equivalente, nell'intorno: 
$$R = \frac{\lambda l_t / D}{\rho A_t^2} \dot{m}_0$$

**Analogia elettro-acustica**

$$L \frac{d\dot{m}}{dt} + R\dot{m} = p_1 - p_2$$

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 63 /27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUAZIONI DI BILANCIO NEI VOLUMI

Equazioni differenziali di bilancio in un volume aperto  
(con portate di entrata e uscita):

- massa
- energia

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 64 /27



Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## EQUAZIONI DI BILANCIO NEI VOLUMI DI ACCUMULO

Equazioni differenziali di bilancio in un volume aperto  
(con portate di entrata e uscita):

- massa
 
$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{V} \left( \sum_{j=1}^{n_e} \dot{m}_{e_j} - \sum_{i=1}^{n_u} \dot{m}_{u_i} \right)$$
- energia
 
$$\frac{dT}{dt} = \gamma \frac{1}{\rho V} \sum_{j=1}^{n_e} \dot{m}_{e_j} T_{te_j} - T \left( \gamma \frac{1}{\rho V} \sum_{i=1}^{n_u} \dot{m}_{u_i} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \right)$$

Non linearità

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 65 /27

Università di Padova – DEI

**S.A.T.E.**

Systems & Advanced Technologies Engineering S.r.l.

## ESEMPIO DI MODELLO SIMULINK

*Porzione di sistema rappresentata dal modello Simulink dell'esempio*

Ing. Attilio Brighenti  
attilio.brighenti@sate-italy.com  
+39-041-2757634

PADOVA, 4 - 5 giugno 2007

Slide 66 /27