

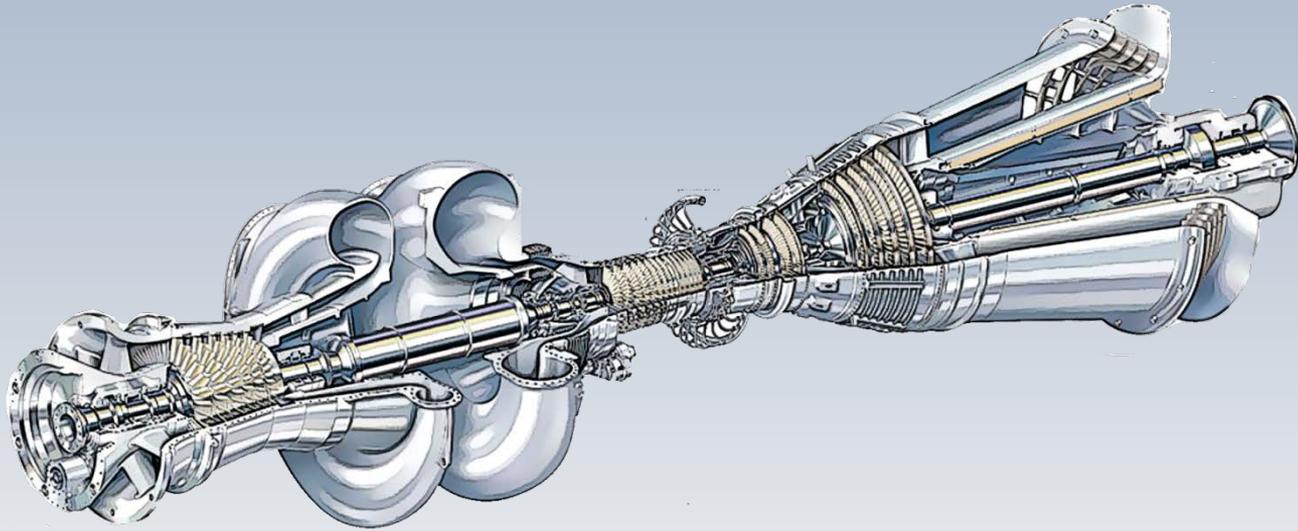


# Production de puissance

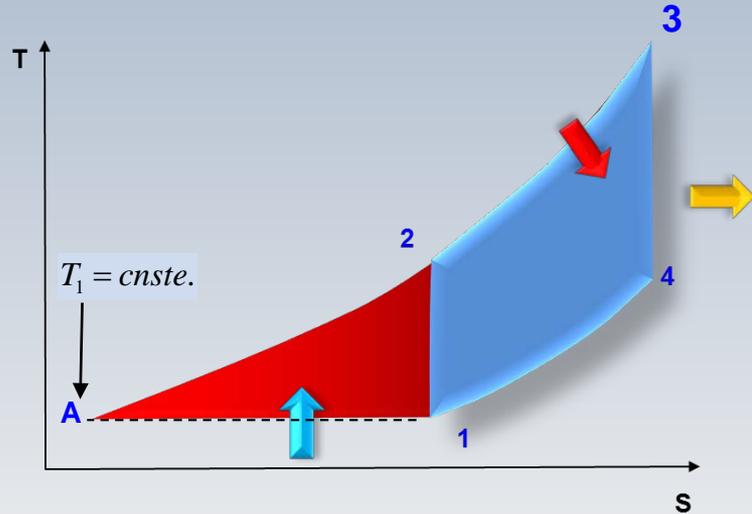


**NRJ EN ROTATION**

# Refroidissement intermédiaire



# Refroidissement intermédiaire



L'idée du refroidissement intermédiaire, s'inspire du bénéfique théorique d'une compression isotherme (1-A) plutôt qu'adiabatique (1-2).

En effet, une compression refroidie est un pas vers une compression isotherme, ce qui permet d'augmenter le travail spécifique et le rendement thermique

# L'effet du refroidissement

Pour l'étude des cycles pratiques, les détails du développement d'une analyse thermodynamique ne sont pas fondamentales pour la compréhension de l'avantage du refroidissement

Seulement le résultat final sera regardé

# Comparaison: travail

Les travaux utiles issus d'une compression adiabatique  $W_{e-A}$  et d'une compression isothermique  $W_{e-I}$  peuvent s'écrire:

$$W_{e-A} = c_p T_1 \left[ \Phi \left( \frac{\Delta - 1}{\Delta} \right) - (\Delta - 1) \right]$$

$$W_{e-I} = c_p T_1 \left[ \Phi \left( \frac{\Delta - 1}{\Delta} \right) - \ln \Delta \right]$$

Leur différence réside dans le second terme du membre de droite

On note que  $\ln \Delta < (\Delta - 1)$  de sorte que  $W_{e-I} > W_{e-A}$

# Refroidissement: pratique

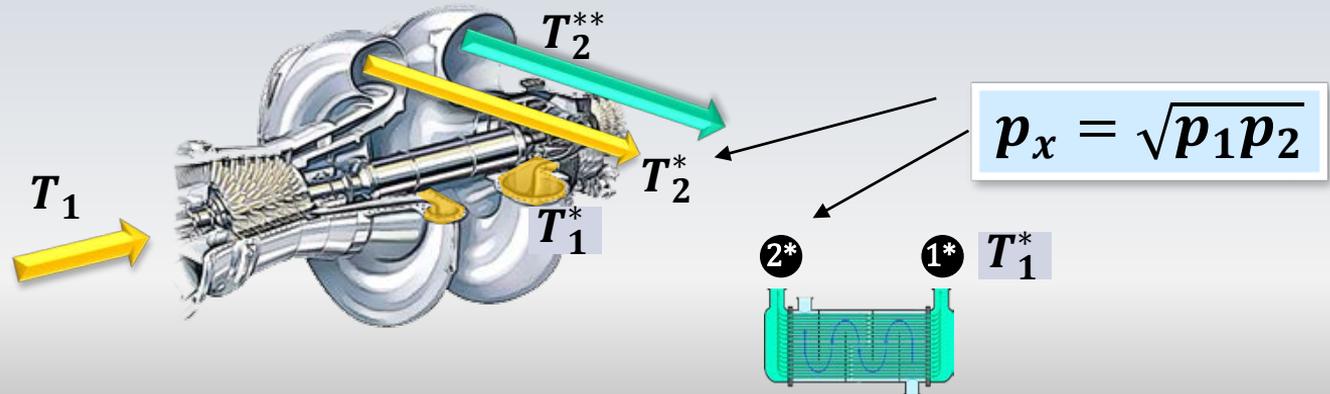
En pratique la compression isothermique théorique est remplacée par plusieurs compressions “adiabatiques” à des pressions intermédiaires, chacune suivie par un refroidissement de l’air dans un échangeur de chaleur

Le cas standard académique est celui à deux étapes

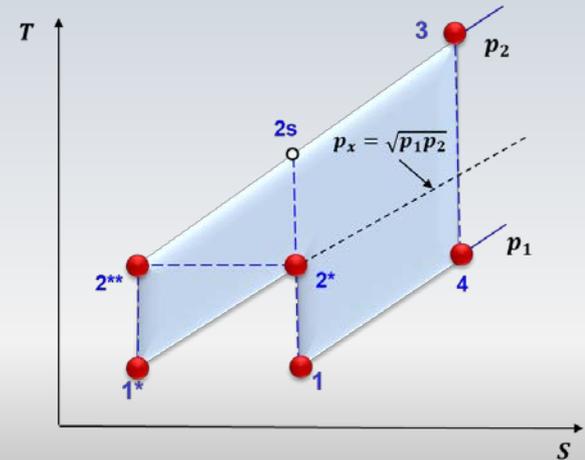
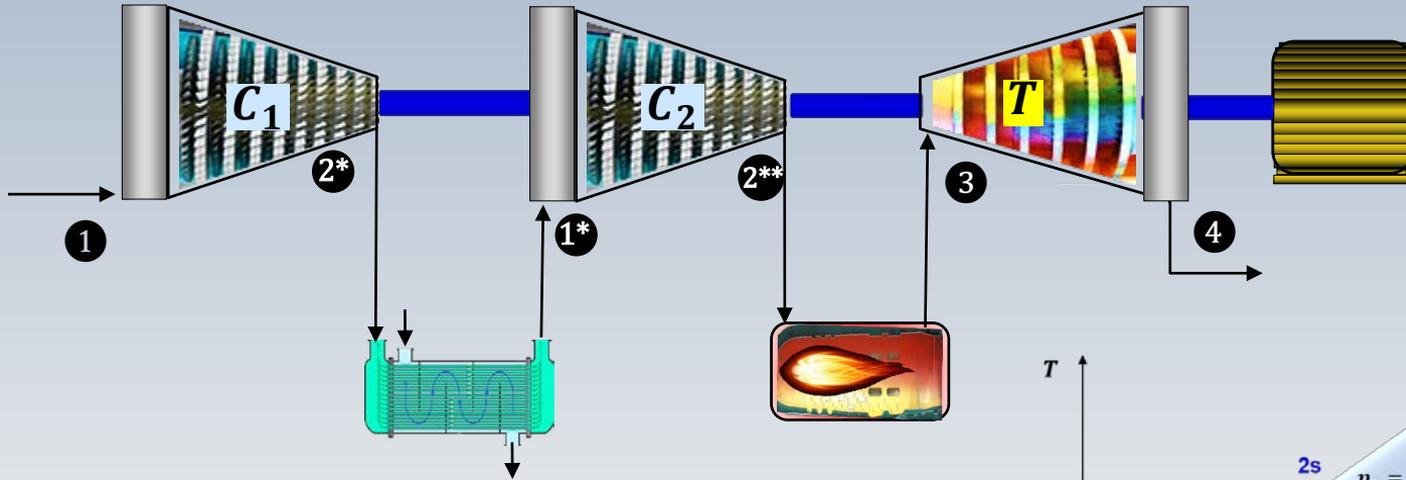
# Pression intermédiaire

Un développement comparable à celui réalisé pour trouver la relation  $\Delta = \sqrt{\Phi}$ , pour maximiser le travail du cycle idéal, peut être fait pour trouver la pression intermédiaire optimale

Après le refroidissement, lorsque  $T_1^* = T_1$  la relation suivante pour la pression intermédiaire  $p_x$ , entre les deux étapes de compression est trouvée

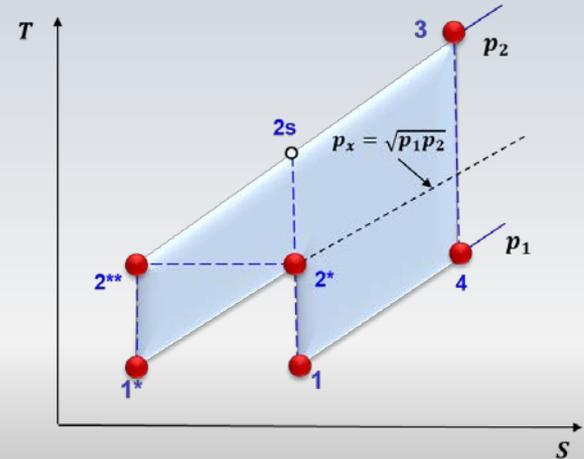
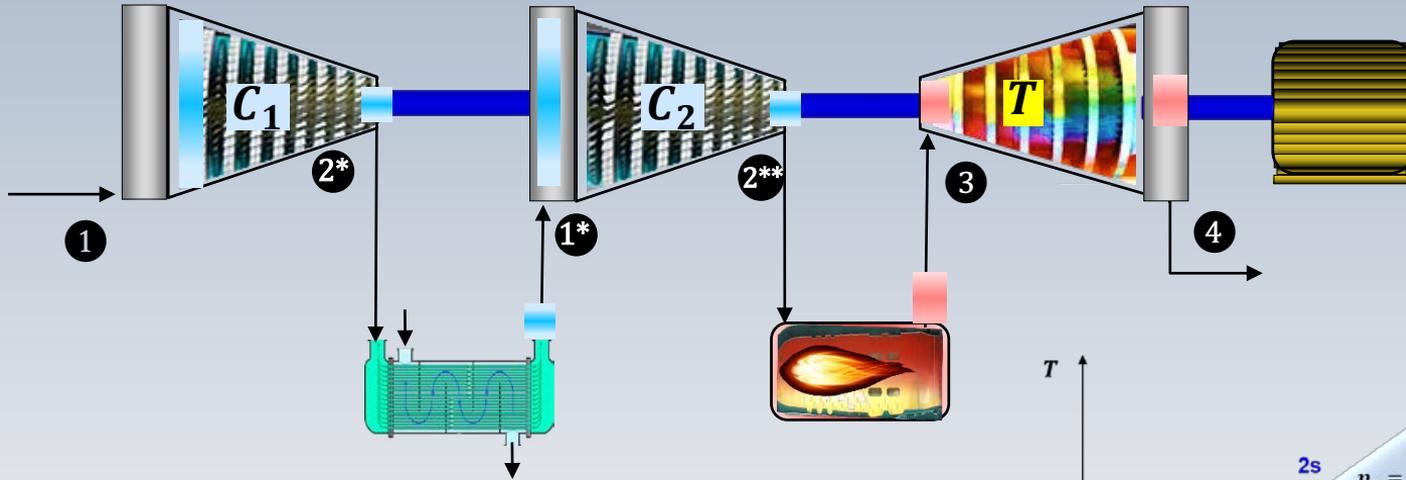


# Refroidissement intermédiaire



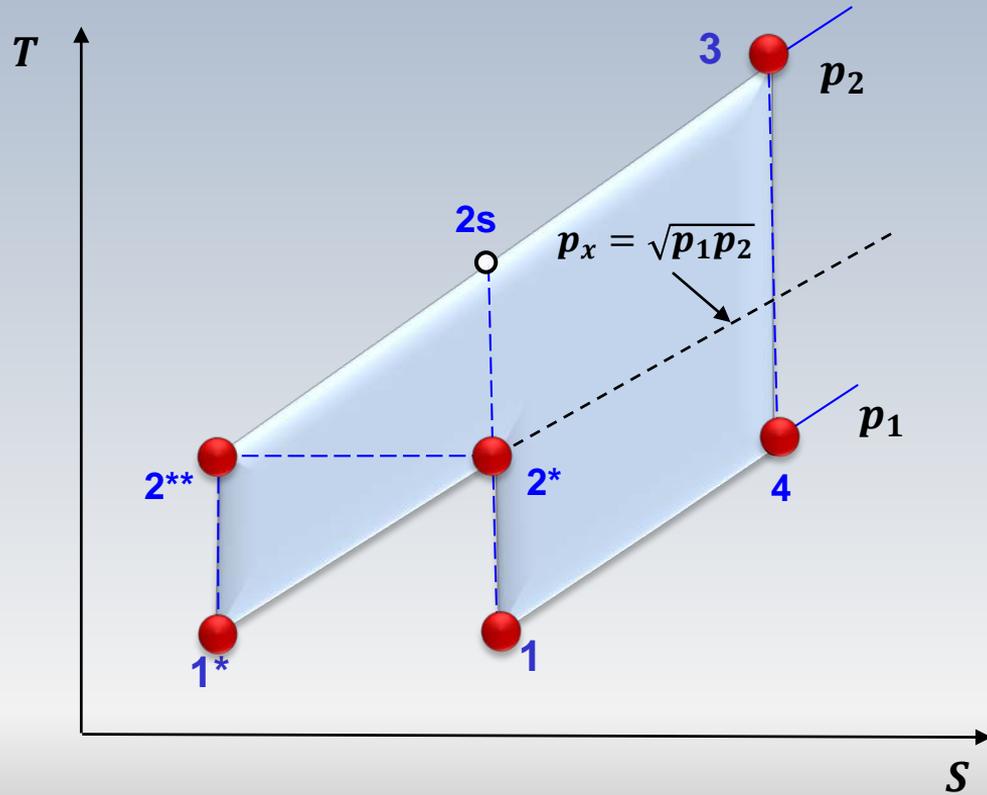
Les pressions  $p_1$  et  $p_2$  sont constantes pour les processus  $2^{**} - 3$  et  $4 - 1$ , respectivement

# Refroidissement intermédiaire



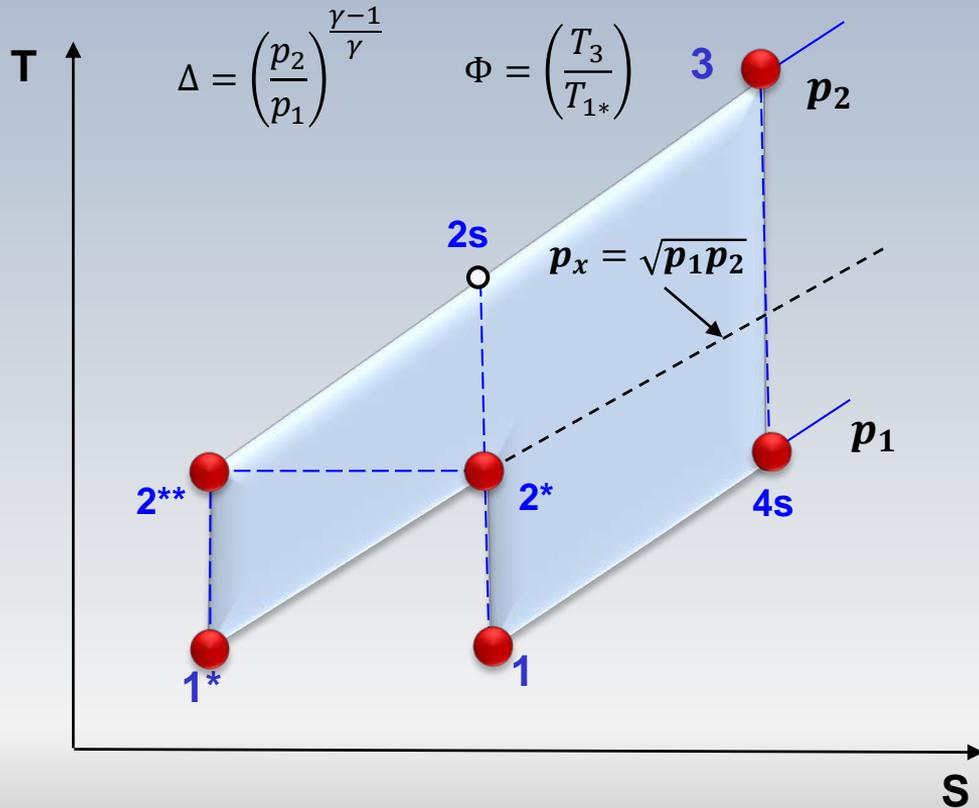
Les pressions  $p_1$  et  $p_2$  sont constantes pour les processus 2\*\* - 3 et 4 - 1, respectivement

# 2 étages de comp



# 2 étages de comp

Pratique



Cycle IDÉAL

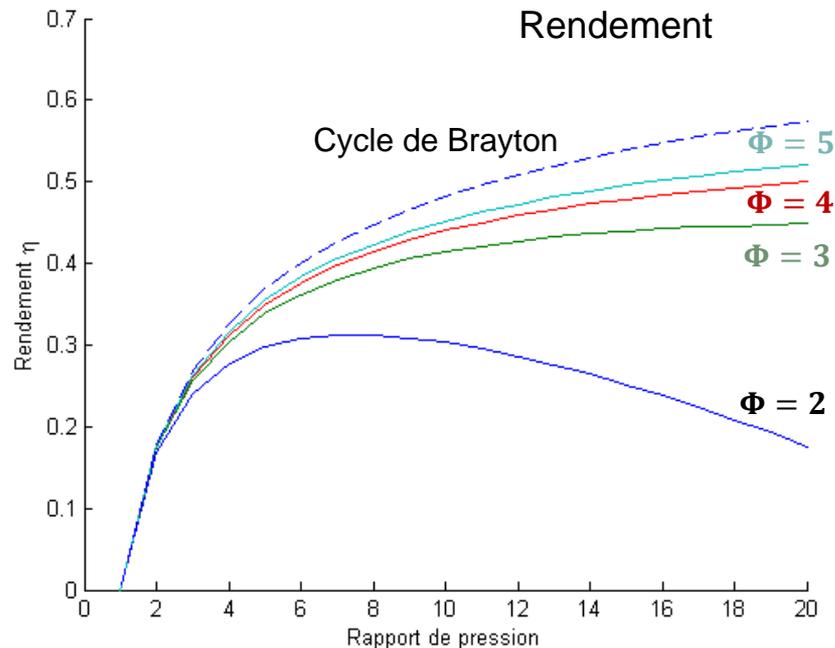
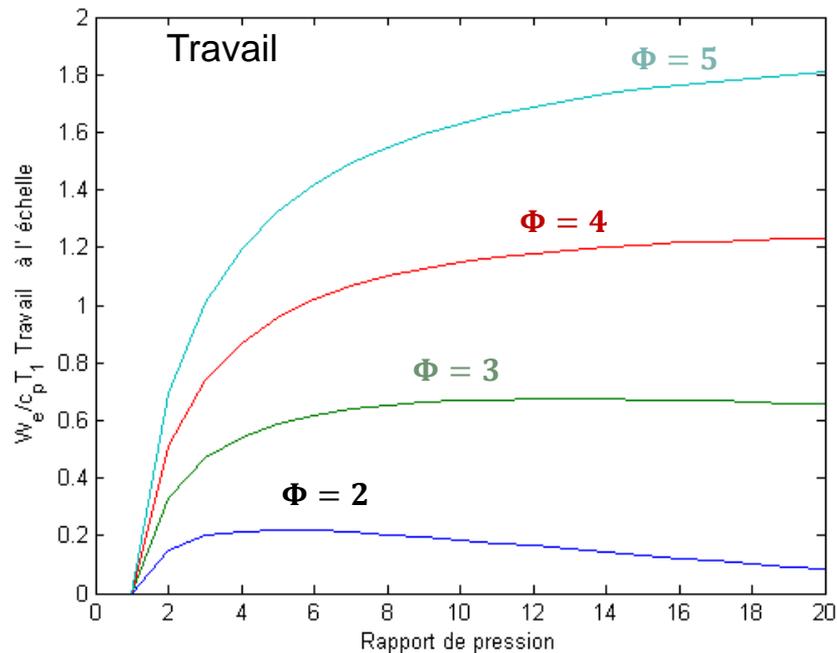
$$\frac{W_e}{c_p T_1} = \underbrace{\Phi - \frac{\Phi}{\Delta}}_{\text{Turbine}} - \underbrace{2\sqrt{\Delta} + 2}_{\text{Compresseurs}}$$

Cycle IDÉAL

$$\eta = \frac{\left(\Phi - \frac{\Phi}{\Delta}\right) - 2(\sqrt{\Delta} - 1)}{\left(\Phi - \frac{\Phi}{\Delta}\right)}$$

**Remarque:** Formules pour un cycle idéal ( $\eta_T = \eta_C = 1$ )  
 pression intermédiaire :  $p_x = \sqrt{p_1 p_2}$   
 et  $T_{1^*} = T_1$

# L'effet du refroidissement



$$\Phi = 5 \quad \rightarrow \quad \frac{W_e}{c_p T_1} \approx 1.81 \quad \eta \approx 0.52$$

$$r_p = 20$$

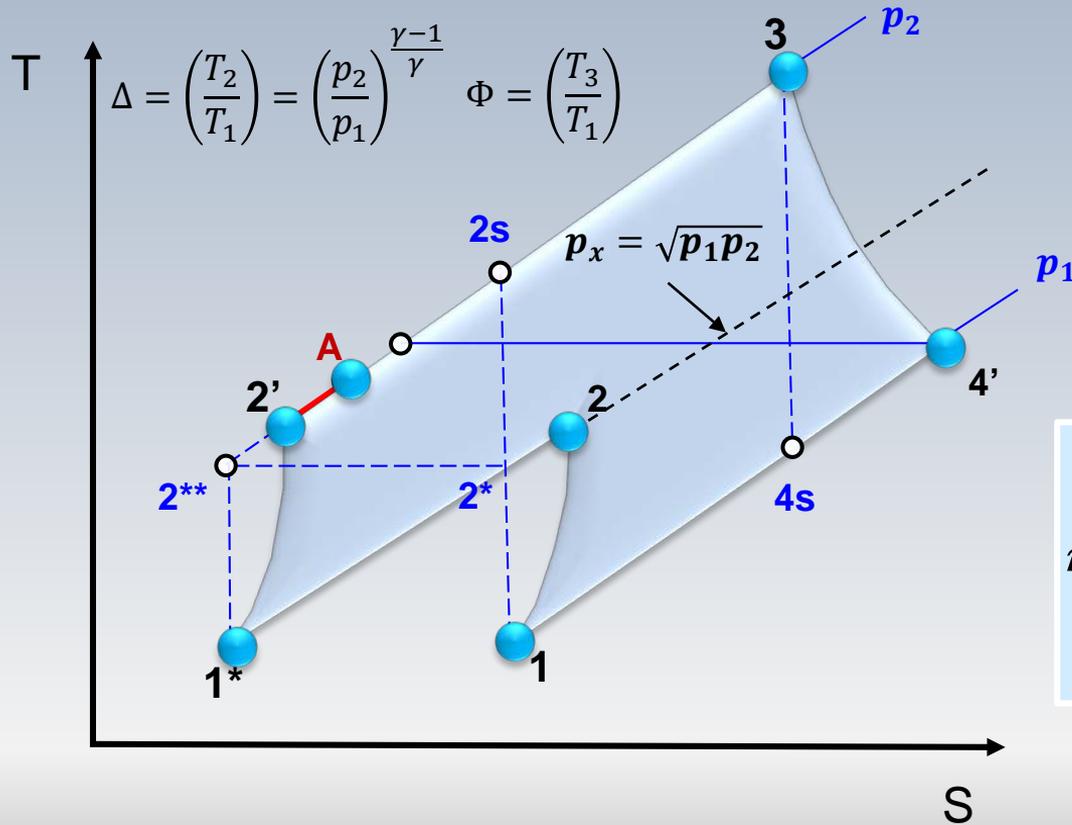
$$\frac{W_e}{c_p T_1} \approx 1.55 \quad \text{Sans refroidissement}$$

# Cycle réel

Nous présentons dans la suite les expressions pour le travail et le rendement pour le cycle réel avec refroidissement intermédiaire, incluant la régénération

# 2 comp.+ régénération + refroid.

Pratique



Cycle RÉEL

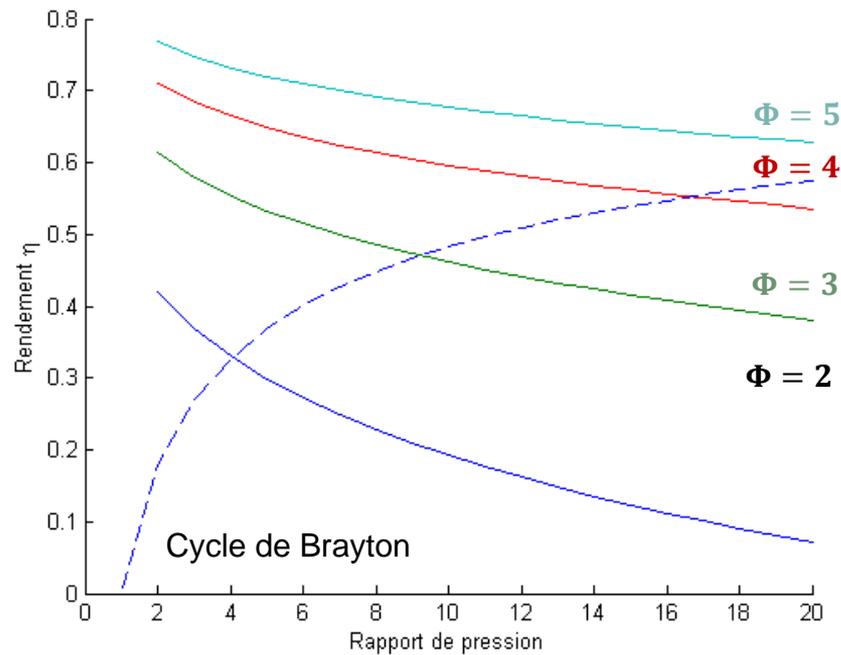
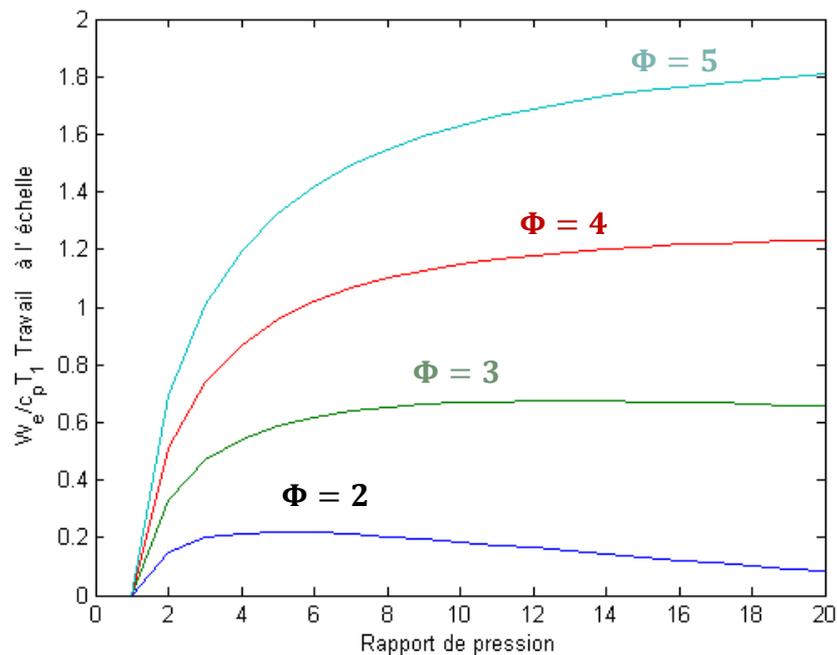
$$\frac{W_e}{c_p T_1} = \underbrace{\left(\Phi - \frac{\Phi}{\Delta}\right) \eta_T}_{\text{Turbine}} - \underbrace{(2\sqrt{\Delta} + 2)}_{\text{Compresseurs}} / \eta_c$$

Le rendement  $\eta_c$  des compresseurs est supposé le même

$$\eta = \frac{\frac{\Delta-1}{\Delta} \Phi \eta_T - \frac{2(\sqrt{\Delta}-1)}{\eta_c}}{\frac{\Delta-1}{\Delta} \sigma \Phi \eta_T + (1-\sigma) \left[ \Phi - 1 - \frac{\sqrt{\Delta}-1}{\eta_c} \right]}$$

Rendement thermique du cycle RÉEL

# L'effet du refroidissement+regen



$$\Phi = 5 \quad \rightarrow \quad \frac{W_e}{c_p T_1} \approx 1.81 \quad \eta \approx 0.63$$

$$r_p = 20$$

$$\frac{W_e}{c_p T_1} \approx 1.55 \quad \text{Cycle de base}$$

# Limite pratique

**Remarque:** Certains modèles de turbines utilisées pour la génération de puissance sont issues de l'industrie aéronautique. On les appelle ainsi aéro-dérivées.

Cependant, l'ajout d'un refroidisseur intermédiaire n'est pas une tâche immédiate, puisque la morphologie des moteurs d'avion ne se prête pas facilement à cette modification.

# Le cycle avec surchauffe

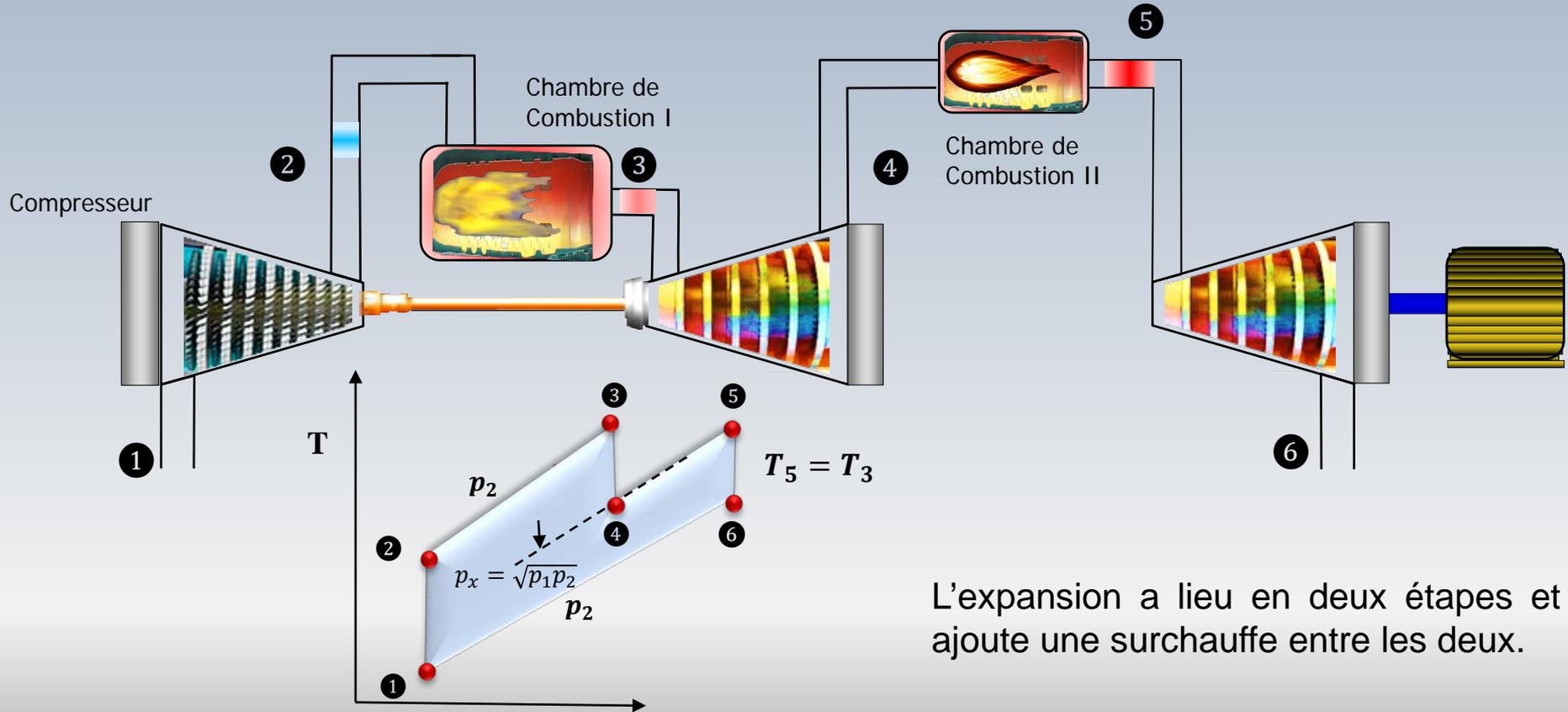
De manière comparable au refroidissement intermédiaire, ce cycle vise à effectuer une détente qui se rapproche d'une isotherme. Un tel processus produit plus de puissance qu'une détente adiabatique

Encore, un développement détaillé n'est pas fondamental pour l'étude des cycles pratiques avec surchauffe

# Le cycle avec surchauffe

En pratique, la combustion est faite en deux étapes. D'abord elle se réalise dans une chambre avec un excès d'air. Cette condition permet de brûler une quantité de carburant supplémentaire dans une deuxième chambre où la température du gaz remonte avant de compléter sa détente

# Le cycle idéal avec surchauffe



L'expansion a lieu en deux étapes et ajoute une surchauffe entre les deux.

# Travail et rendement

Pour le **cycle idéal avec surchauffe** ( $p_x = \sqrt{p_1 p_2}$  est satisfaite), l'expression pour le travail maximal est

$$\frac{W_e}{c_p T_1} = \underbrace{2\Phi - \frac{2\Phi}{\sqrt{\Delta}}}_{\text{Turbines}} - \underbrace{\Delta + 1}_{\text{Compresseur}}$$

Le rendement associé à ce **cycle idéal** est donné par

$$\eta = \frac{2\Phi \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\Delta}}\right) - (\Delta - 1)}{2\Phi - \Delta - \frac{\Phi}{\sqrt{\Delta}}}$$

# Travail et Rendement

Pour un **cycle réel** avec surchauffe, l'expression pour le travail maximal est

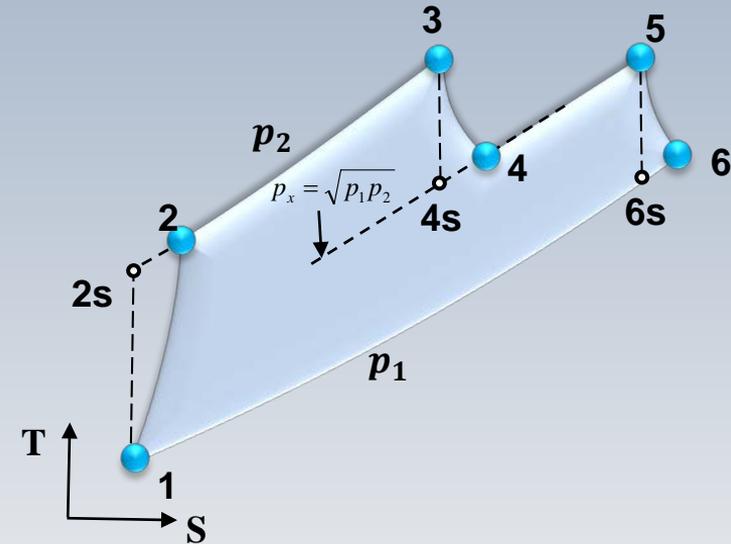
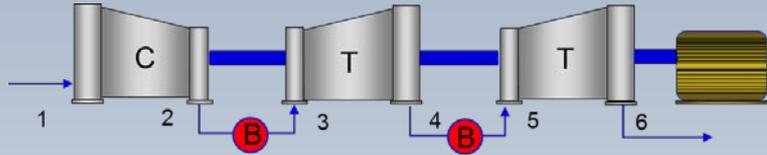
$$\frac{W_e}{c_p T_1} = 2\Phi\eta_T \left( \frac{\sqrt{\Delta} - 1}{\sqrt{\Delta}} \right) - \frac{(\Delta - 1)}{\eta_c}$$

Le rendement correspondant au **cycle réel** est donné par

$$\eta = \frac{2\Phi\eta_T(\sqrt{\Delta} - 1) - \sqrt{\Delta}(\Delta - 1)/\eta_c}{\sqrt{\Delta}(2\Phi - \Delta) - \Phi}$$

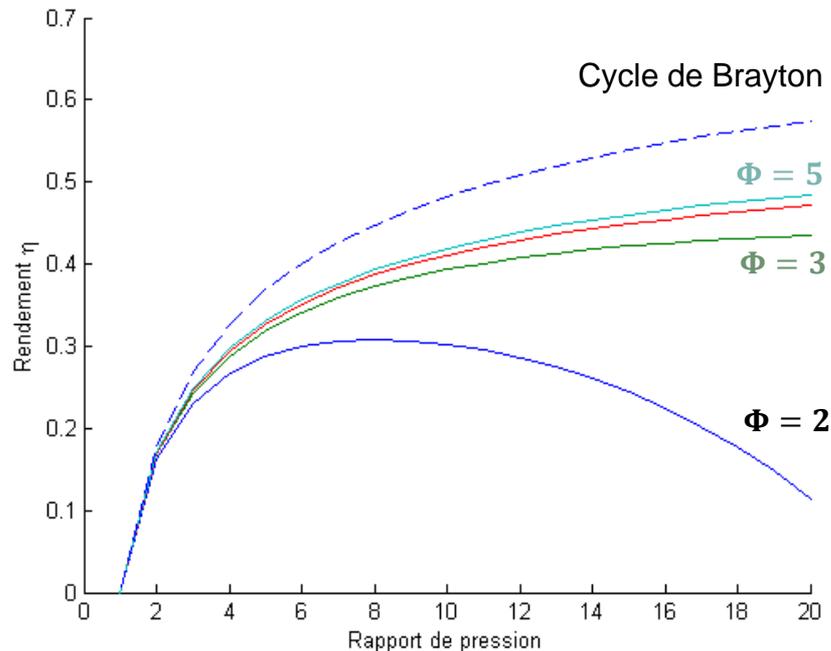
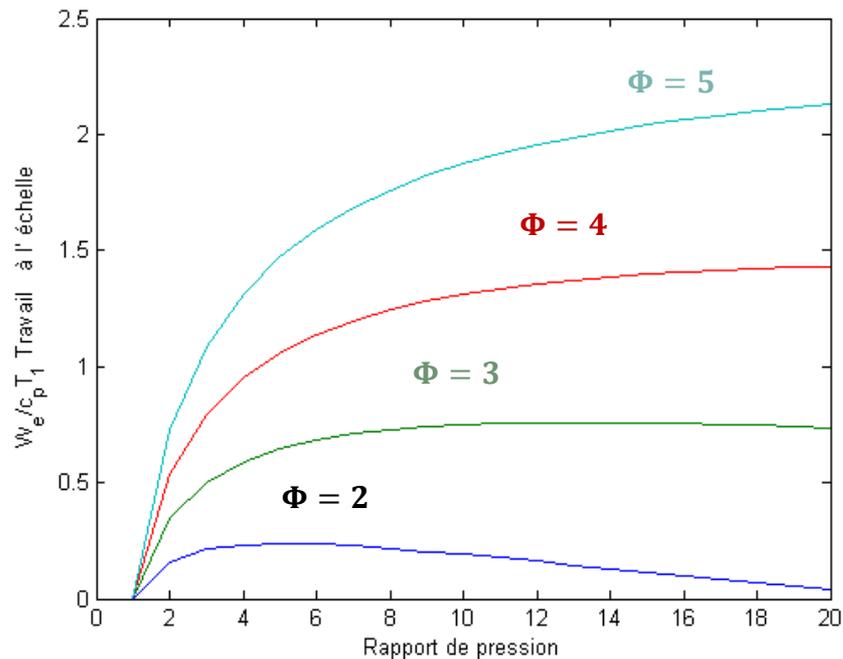
# Le cycle réel avec surchauffe

Pratique



**Remarque:** Le rendement  $\eta_T$  des deux turbines est supposé le même. La pression intermédiaire 4-5 est considérée optimale:  $p_x = \sqrt{p_1 p_2}$ . La température d'entrée de chaque turbine est supposée égale:  $T_3 = T_5$ . On néglige la perte de pression dans les chambres de combustion.

# L'effet d'une surchauffe

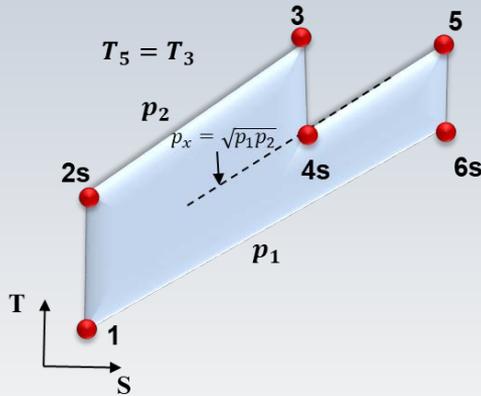


$\Phi = 5$   
 $r_p = 20 \rightarrow \frac{W_e}{c_p T_1} \approx 2.2 \quad \eta \approx 0.49$

# Cycle avec surchauffe + régénération

Pratique

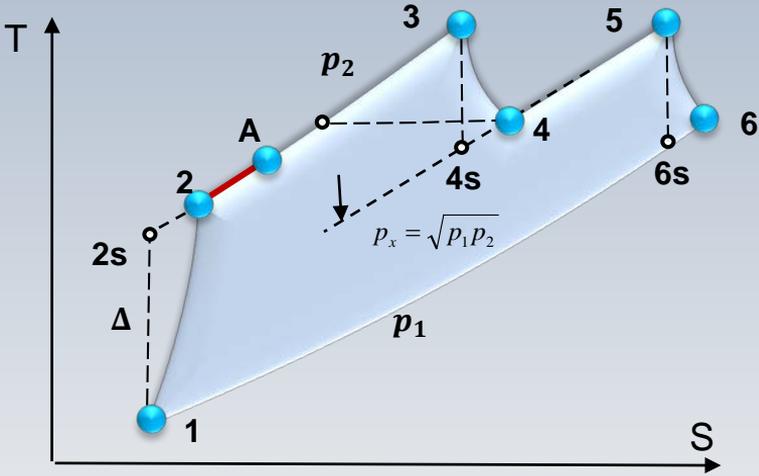
Pour augmenter le rendement du cycle avec surchauffe, il est combiné avec une régénération. Dans ce cas, le rendement théorique associé à ce **cycle idéal** est donné par:



$$\eta = \frac{2\Phi(\sqrt{\Delta} - 1) - \sqrt{\Delta}(\Delta - 1)}{\sqrt{\Delta}(2\Phi - \Delta) - \sigma(\Phi - \Delta\sqrt{\Delta}) - \Phi}$$

# Cycle réel: surchauffe + régénération

Pratique



Si nous ajoutons le rendement des turbines  $\eta_T$  et du compresseur  $\eta_C$ , le rendement du cycle réel avec une étape de compression, régénération et deux étapes de surchauffe est donné par:

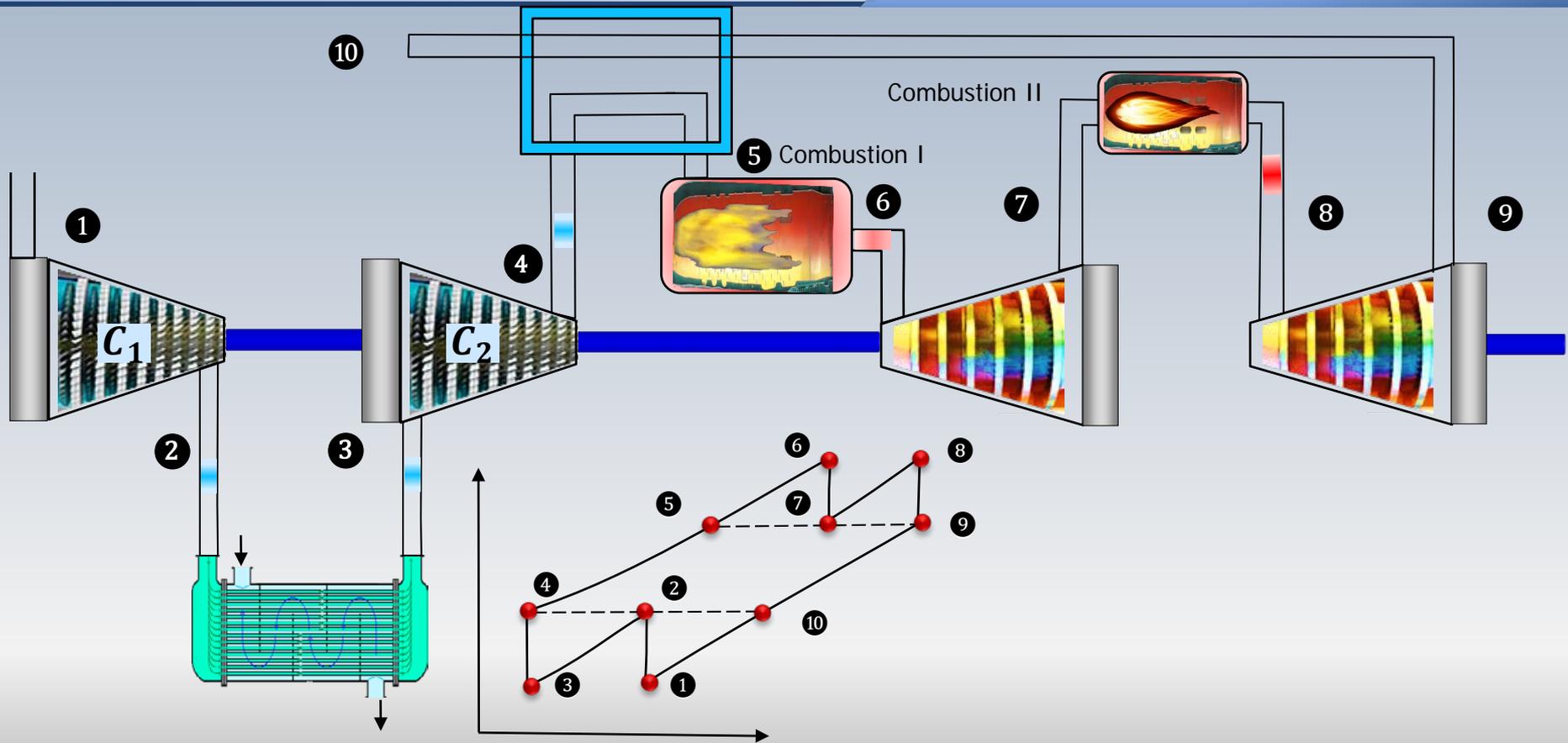
$$\eta = \frac{2\Phi \eta_T (\sqrt{\Delta} - 1) / \sqrt{\Delta} - (\Delta - 1) / \eta_C}{2\Phi - (1 + (\Delta - 1) / \eta_C)(1 - \sigma) - (\sigma + 1)\Phi (1 - \eta_T (\sqrt{\Delta} - 1) / \sqrt{\Delta})}$$

# 2 étages comp. + 2 d'expansion + régén.

Pratique

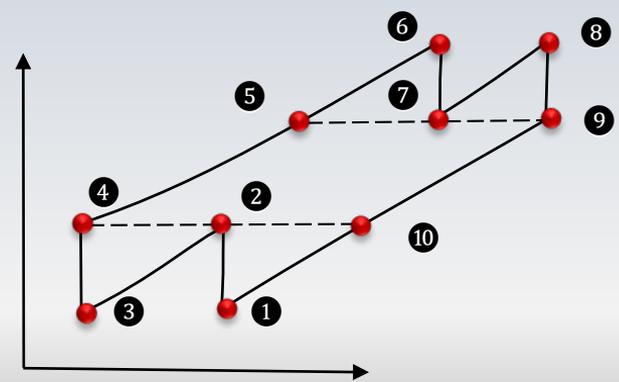
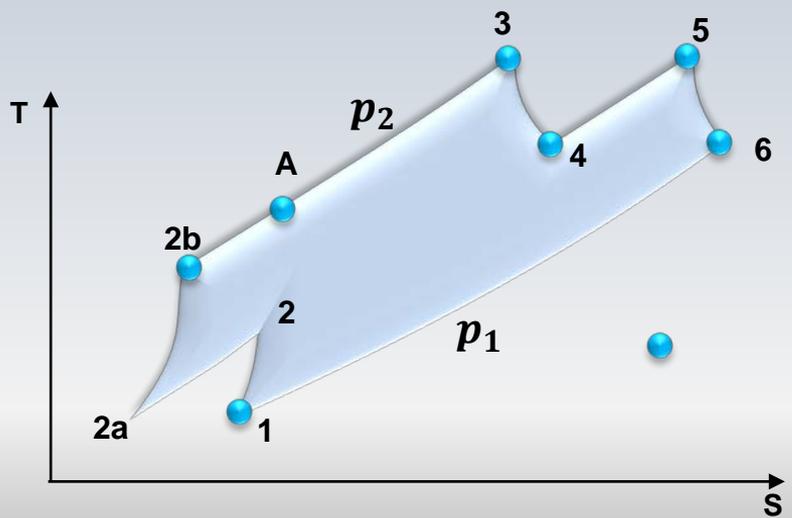
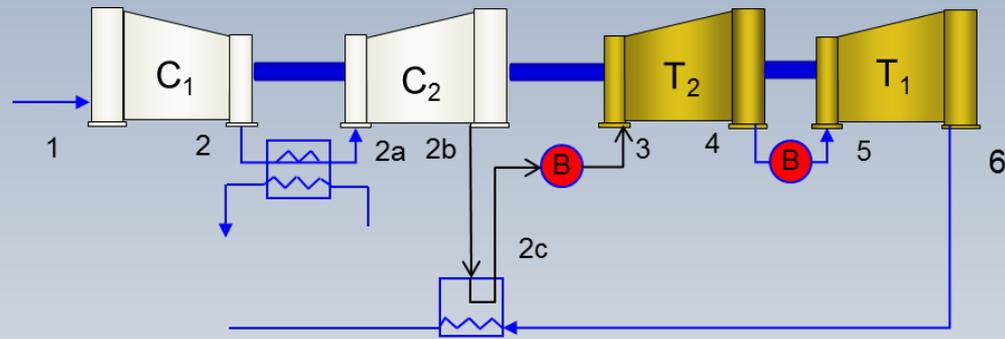
La combinaison d'une compression avec refroidissement intermédiaire et d'une surchauffe permet d'améliorer la performance du cycle, mais la machine est encore plus compliquée

# 2 étages comp. + 2 d'expansion + régén.

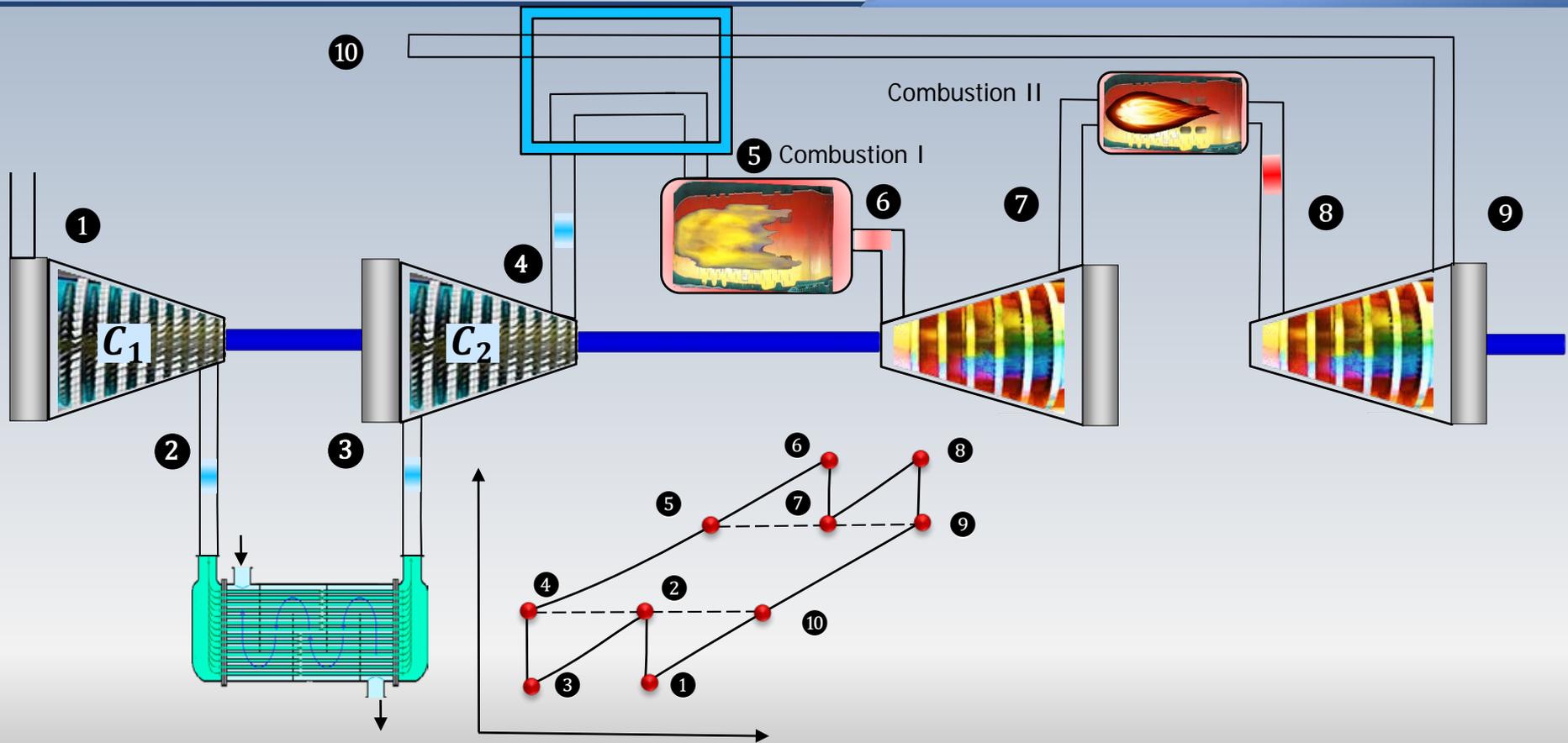


# 2 étages comp. + 2 d'expansion + régén.

Pratique



# 2 étages comp. + 2 d'expansion + régén.



# Travail et rendement

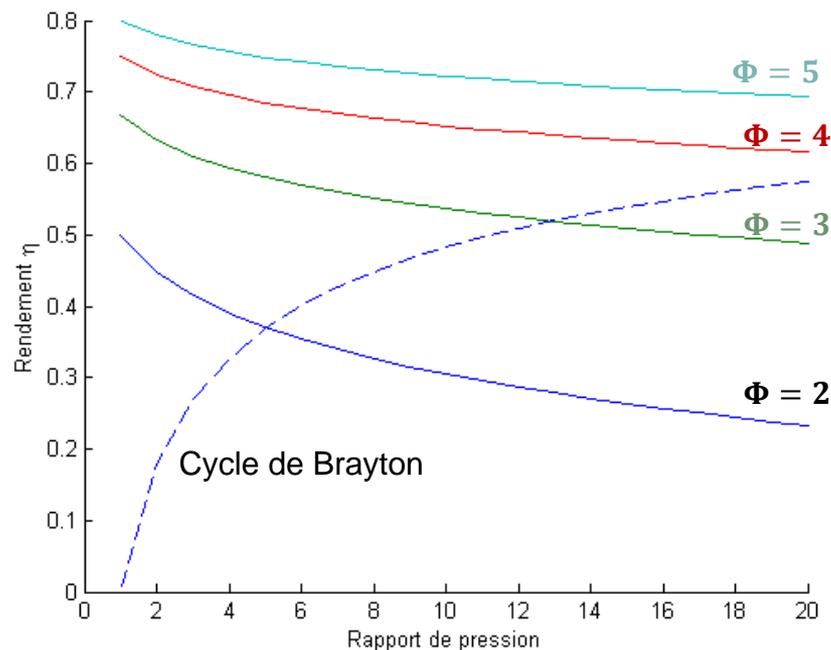
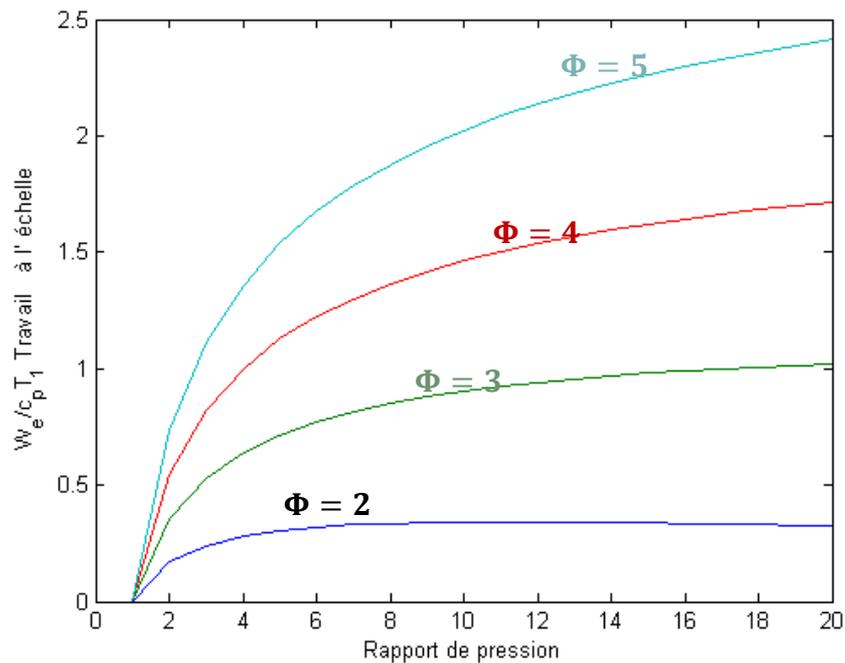
Pour un **cycle idéal** avec refroidissement, surchauffe et régénération parfaite ( $\sigma = 1$ ), l'expression pour le travail maximal est

$$\frac{W_e}{c_p T_1} = 2 \left( \Phi - \frac{\Phi}{\sqrt{\Delta}} \right) - 2\sqrt{\Delta} + 2$$

Le rendement associé à ce **cycle idéal** est donné par

$$\eta = 1 - \frac{\sqrt{\Delta}}{\Phi}$$

# 2 étages comb. + 2 de comp. + régén.



$$\Phi = 5 \quad \rightarrow \quad \frac{W_e}{c_p T_1} \approx 2.4 \quad \eta \approx 0.70$$

$$r_p = 20$$

# Multisurchauffe multirefroid. + régén

Pratique

Dans le but de se rapprocher davantage d'une compression et d'une expansion isothermique, on peut imaginer un cycle avec  $n$  étapes de compression et  $m$  étapes d'expansion.

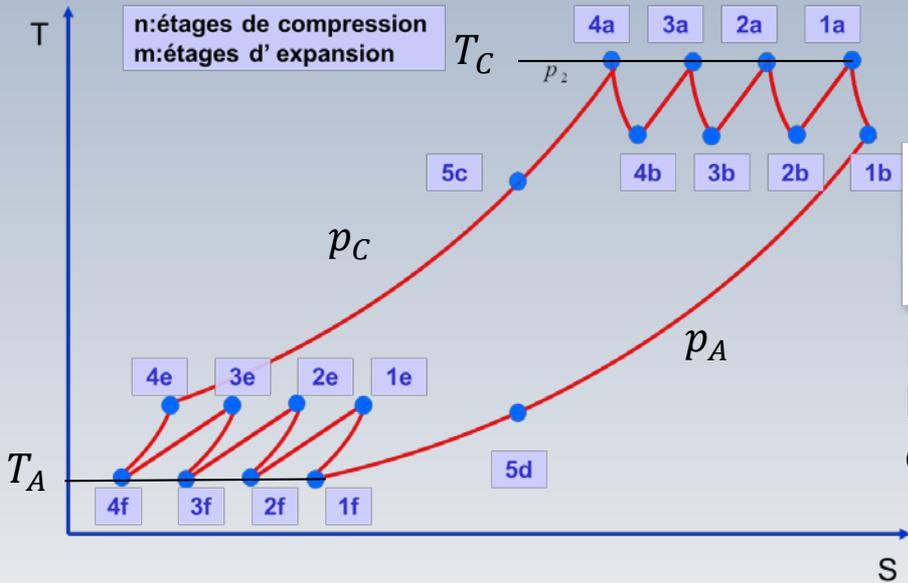
La température maximale de ce cycle est noté par  $T_C$  tandis que la température minimale par  $T_A$

Les rapports de compression et de détente sont supposés égaux pour chacun des  $n$  et  $m$  étages respectivement

Le rapport de compression global est  $p_C/p_A$  et  $\Delta = (p_C/p_A)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

# Multisurchauffe multirefroid. + régén.

Pratique



$$\frac{W_e}{c_p T_C} = m \Phi \eta_T \left( 1 - 1 / \Delta^{\frac{1}{m}} \right) - n \left( \Delta^{\frac{1}{n}} - 1 \right) / \eta_c$$

Dans ces formules  $\Phi = T_C / T_A$

Le régénérateur se situe entre la dernière turbine et le dernier compresseurs (1b-4e)

$$\eta = \frac{m \Phi \left( 1 - 1 / \Delta^{1/m} \right) \eta_T - n \left( \Delta^{1/n} - 1 \right) / \eta_c}{\left[ \Phi - 1 - \left( \Delta^{1/n} - 1 \right) / \eta_c \right] \times (1 - \sigma) + \Phi \eta_T \left[ \sigma + (m - 1) \right] \left( 1 - 1 / \Delta^{1/m} \right)}$$



# RÉSUMÉ



# Cycle de base

$$\left(\frac{T_3}{T_{4s}}\right) = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta \left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta \Phi = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\Delta}$$

$$T_{2s} = \sqrt{T_1 T_3}$$

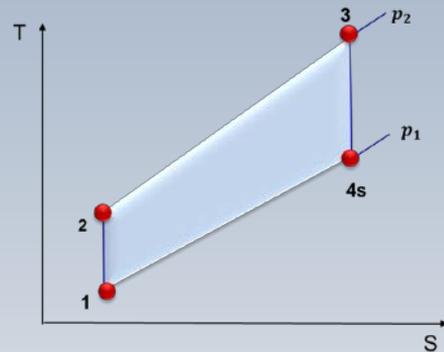
$$\rightarrow T_{2s} = T_{4s}$$

$$T_{4s} = \sqrt{T_1 T_3}$$

$$\eta = \frac{\Delta - 1}{\Delta} \frac{\Phi \eta_T \eta_C - \Delta}{(\Phi - 1) \eta_C - (\Delta - 1)}$$

$$\Delta = \sqrt{\Phi}$$

Idéal



Idéal

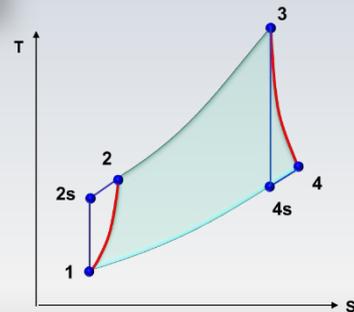


Pour Maximiser



$$\Delta = \sqrt{n_c \eta_t \Phi}$$

Réel



# Cycle + régénération

$$\eta = \frac{\Delta - 1}{\Delta} \frac{\Phi - \Delta}{\Phi - \Delta - \sigma \frac{\phi - \Delta^2}{\Delta}}$$

Idéal

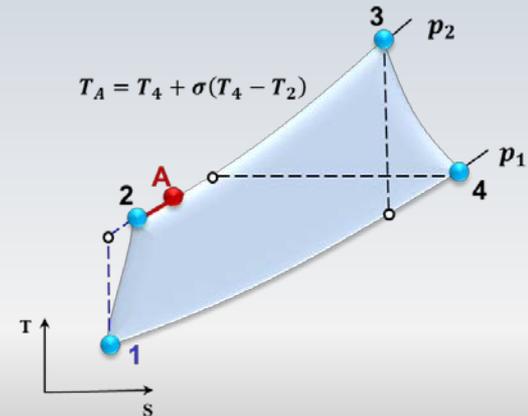
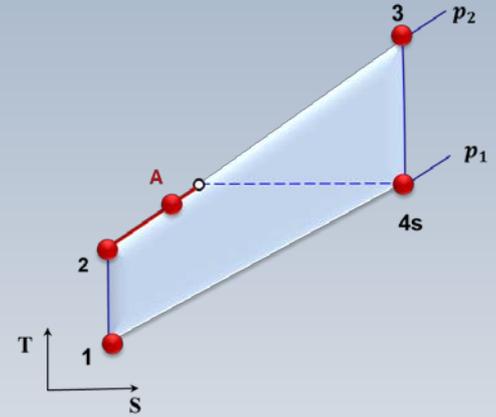
$$\Delta = \left( \frac{T_{2s}}{T_1} \right)$$

$$\Phi = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)$$

$$\sigma = \frac{T_A - T_{2s}}{T_{4s} - T_{2s}}$$

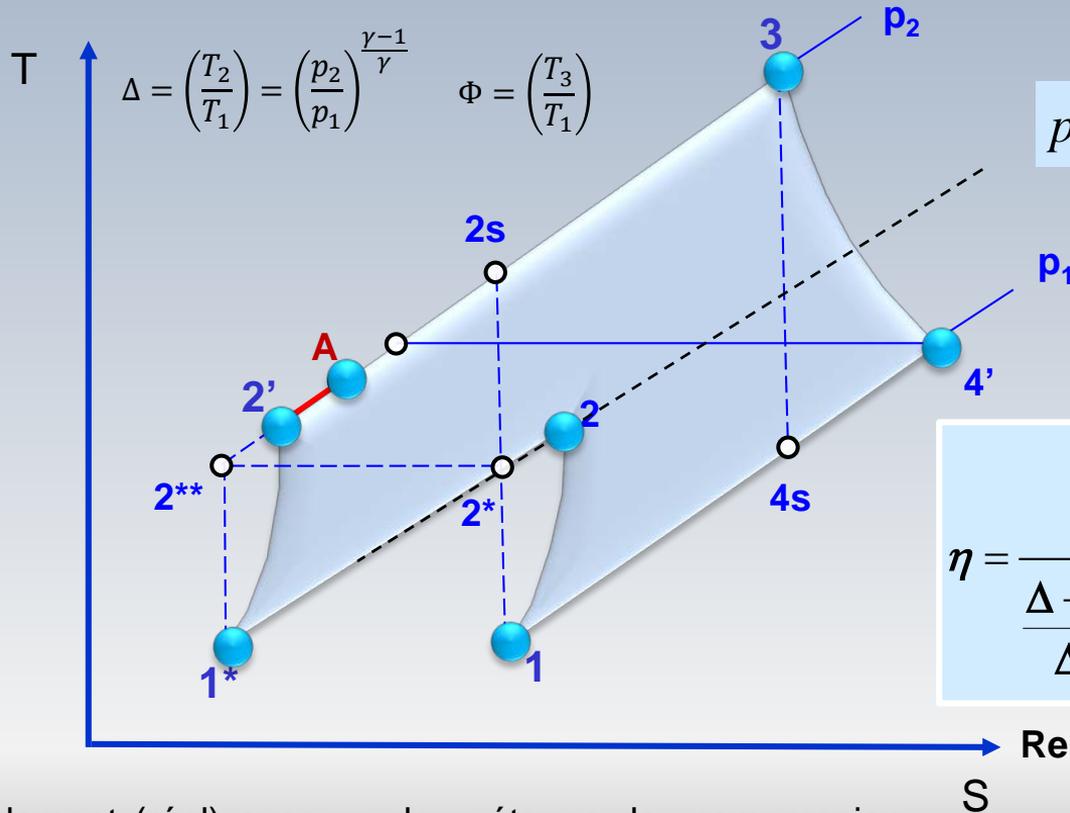
$$\eta = \frac{\Phi \eta_T - \frac{\Delta}{\eta_c}}{\frac{\Delta - 1}{\Delta} \sigma \Phi \eta_T + (1 - \sigma) \left[ (\Phi - 1) - \frac{\Delta - 1}{\eta_c} \right]} \frac{\Delta - 1}{\Delta}$$

Réel



# Régénération + refroid.(2 comp.)

Pratique



$$\eta = \frac{\frac{\Delta-1}{\Delta} \Phi \eta_T - \frac{2(\sqrt{\Delta}-1)}{\eta_c}}{\frac{\Delta-1}{\Delta} \sigma \Phi \eta_T + (1-\sigma) \left[ \Phi - 1 - \frac{\sqrt{\Delta}-1}{\eta_c} \right]}$$

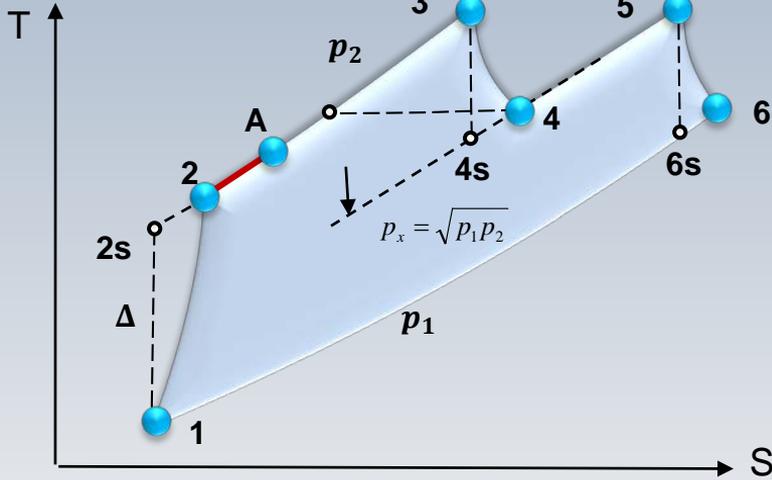
Rendement thermique du cycle RÉEL

S

Rendement (réel) avec un deux étapes de compression, (refroidissement), régénération et une étape d'expansion

# Cycle avec surchauffe + régénération

Pratique



$$\Delta = \left( \frac{T_3}{T_{4s}} \right) = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \Delta = \left( \frac{T_{2s}}{T_1} \right) = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \Phi = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)$$

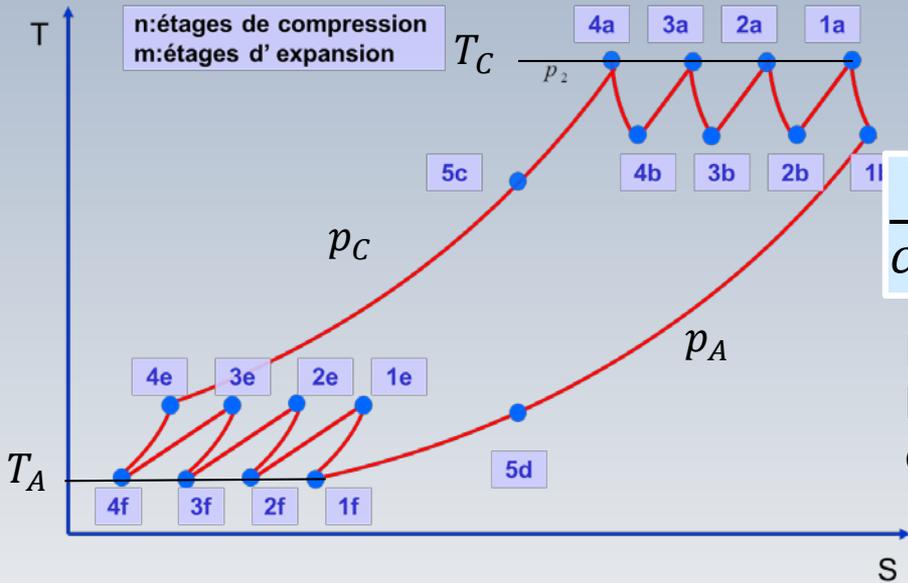
Rendement (réel) avec un étape de compression, régénération et deux étapes d'expansion (surchauffe)

Réel

$$\eta = \frac{2\Phi \eta_T (\sqrt{\Delta} - 1) / \sqrt{\Delta} - (\Delta - 1) / \eta_C}{2\Phi - (1 + (\Delta - 1) / \eta_C)(1 - \sigma) - (\sigma + 1)\Phi (1 - \eta_T (\sqrt{\Delta} - 1) / \sqrt{\Delta})}$$

# Multisurchauffe multirefroid. + régén.

Pratique



$$\frac{W_e}{c_p T_C} = m \Phi \eta_T \left( 1 - 1/\Delta^{1/m} \right) - n \left( \Delta^{1/n} - 1 \right) / \eta_C$$

Dans ces formules  $\Phi = T_C/T_A$

Le régénérateur se situe entre la dernière turbine et le dernier compresseurs (1b-4e)

$$\eta = \frac{m \Phi \left( 1 - 1/\Delta^{1/m} \right) \eta_T - n \left( \Delta^{1/n} - 1 \right) / \eta_C}{\left[ \Phi - 1 - \left( \Delta^{1/n} - 1 \right) / \eta_C \right] \times (1 - \sigma) + \Phi \eta_T \left[ \sigma + (m - 1) \right] \left( 1 - 1/\Delta^{1/m} \right)}$$



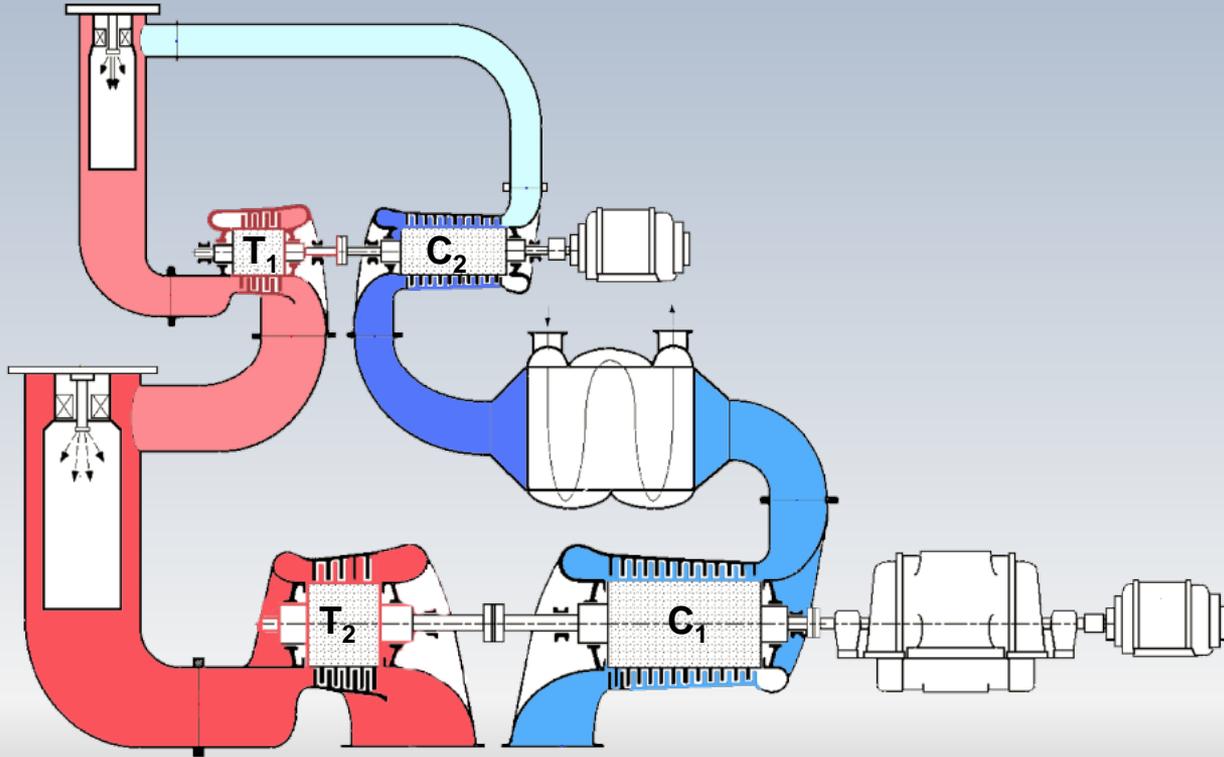
# Agencements

L'analyse thermodynamique simplifiée permet d'obtenir une première approximation du rendement d'un cycle

Cependant, elle utilise une valeur constante pour la capacité calorifique, indépendante de la température. Cette analyse abrégée ne regarde pas s'il s'agit d'un gaz de combustion ou de l'air ( $c_p$  différents)

Non plus, le type d'agencement (couplage) mécanique est pris en compte . Alors...

# Deux arbres séparés



# Deux arbres séparés

②  ③

$$(1 + f)h_{03} = h_{02} + f \times LHV$$

$$f = \frac{c_{p|t}T_{03} - c_{p|c}T_{02}}{LHV - c_{p|t}T_{03}}$$

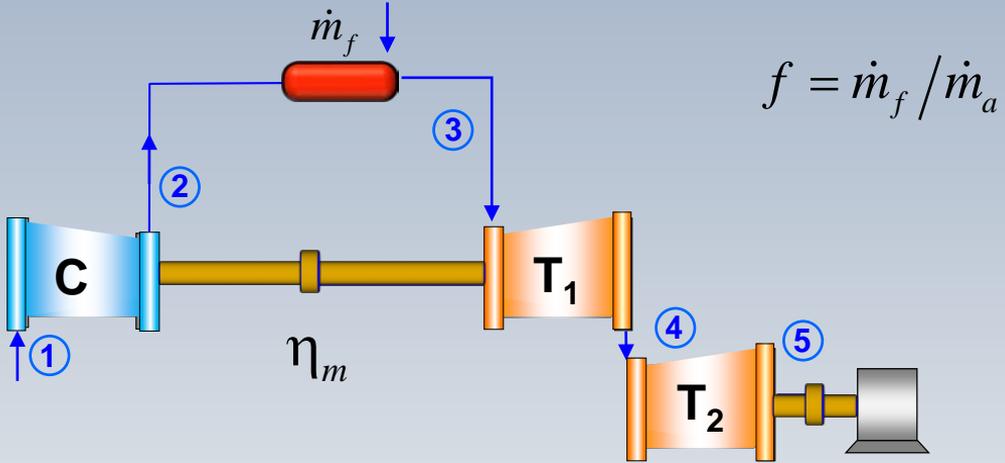
②  ③

$$\eta_m (1 + f)W_{t1} = W_c$$

$$T_{04} = T_{03} - \frac{1}{\eta_m (1 + f)} \frac{c_{p|c}}{c_{p|t}} (T_{02} - T_{01})$$

③  ④

$$\frac{p_{04}}{p_{03}} = \left( 1 - \frac{T_{03} - T_{04}}{\eta_{T1} T_{03}} \right)^{\gamma_t / (\gamma_t - 1)}$$



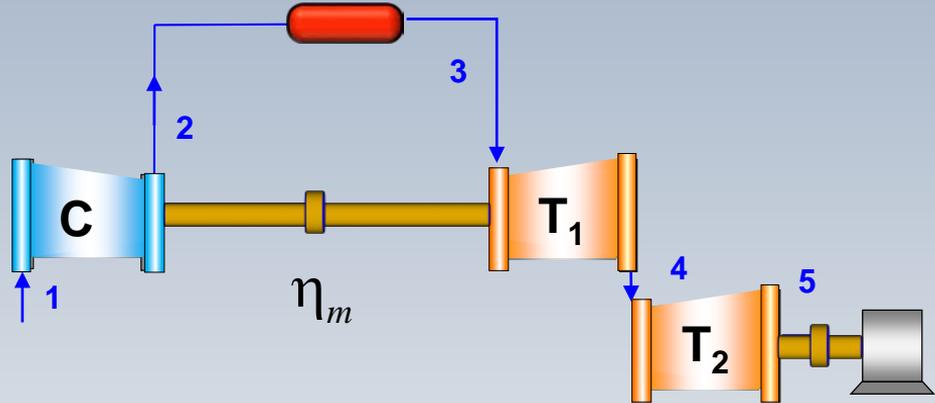
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{p_{04}}{p_{03}} = \left( \frac{T_{04s}}{T_{03}} \right)^{\gamma_t / (\gamma_t - 1)} \\ \eta_{T1} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}} \end{array} \right.$$



# Deux arbres séparés

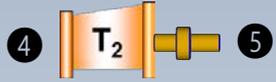
4 **T<sub>2</sub>** 5

$$\begin{cases} \frac{p_{05}}{p_{04}} = \left( \frac{T_{05s}}{T_{04}} \right)^{\gamma_t / (\gamma_t - 1)} \\ \eta_{T2} = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05s}} \end{cases} \quad p_{05} = \text{connue}$$



$$T_{05} = T_{04} \left[ 1 - \eta_{T2} \left( 1 - \left( \frac{p_{05}}{p_{04}} \right)^{(\gamma_t - 1) / \gamma_t} \right) \right]$$

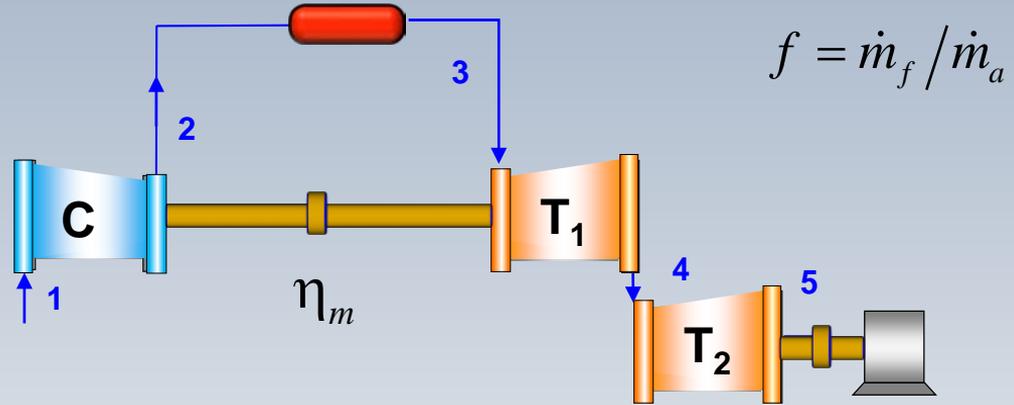
# Deux arbres séparés



$$W_e = (1 + f)c_{pt}(T_{04} - T_{05})$$

$$SFC = f / W_e$$

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{f \times LHV} = \frac{1}{SFC \times LHV}$$



# Deux arbres concentriques

CBP

$$W_{c1} = c_{pc} (T_{02} - T_{01})$$



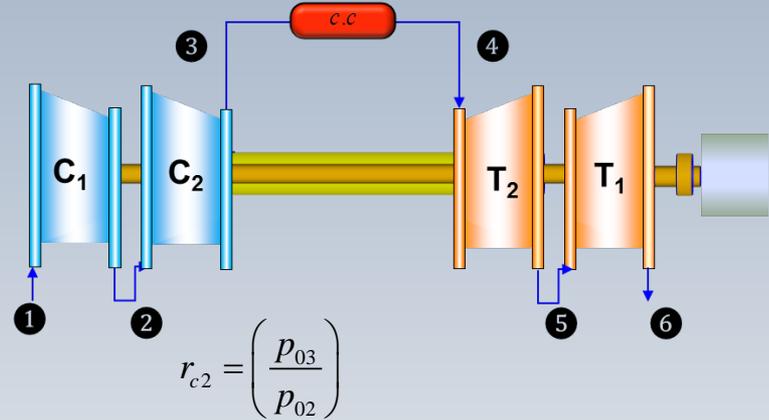
$$p_{03} = p_{02} r_{c2}$$

CHP

$$\begin{cases} \frac{p_{03}}{p_{02}} = \left( \frac{T_{03s}}{T_{02}} \right)^{\gamma_c / (\gamma_c - 1)} \\ \eta_{C2} = \frac{T_{03} - T_{02s}}{T_{03} - T_{02}} \end{cases}$$



$$T_{03} = T_{02} \left[ 1 + \frac{r_{c2}^{(\gamma_c - 1) / \gamma_c} - 1}{\eta_{C2}} \right]$$



$$r_{c2} = \left( \frac{p_{03}}{p_{02}} \right)$$

# Deux arbres concentriques

CHP

$$W_{c2} = c_{pc} (T_{03} - T_{02})$$

3  4

Ch.C.

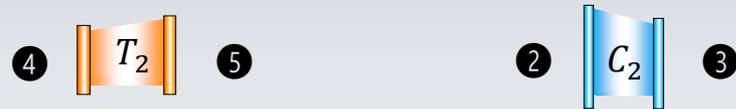
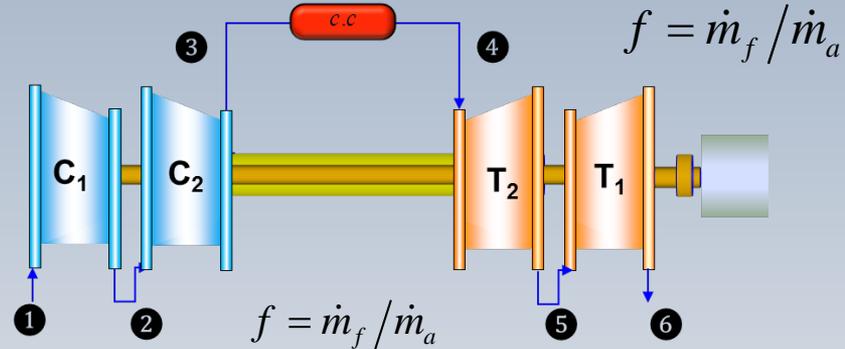
$$(1 + f)h_{04} = h_{03} + f \times LHV$$

$$f = \frac{c_{p|t}T_{04} - c_{p|c}T_{03}}{LHV - c_{p|t}T_{04}}$$

3  4

THP

$$\eta_m (1 + f)W_{t2} = W_{c2}$$



$$T_{05} = T_{04} - \frac{1}{\eta_m (1 + f)} \frac{c_{p|c}}{c_{p|t}} (T_{03} - T_{02})$$

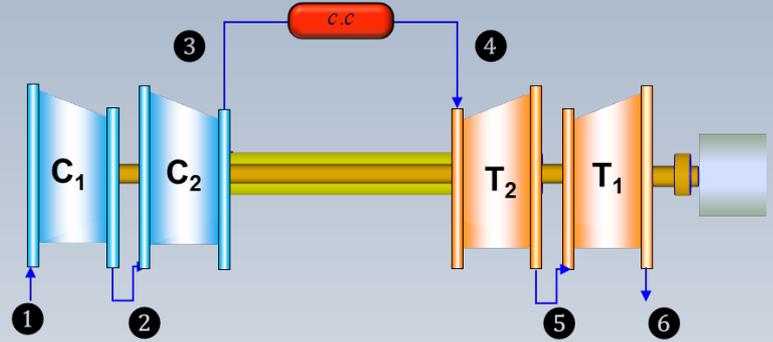
# Deux arbres concentriques

THP

$$\begin{cases} \frac{p_{05}}{p_{04}} = \left( \frac{T_{05s}}{T_{04}} \right)^{\gamma_t / (\gamma_t - 1)} \\ \eta_{T2} = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05s}} \end{cases}$$



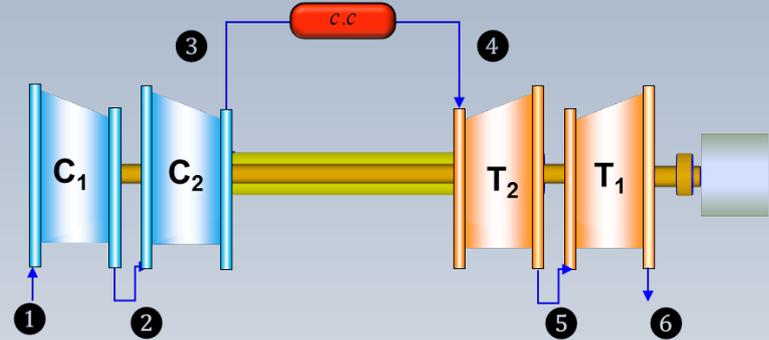

$$\frac{p_{05}}{p_{04}} = \left( 1 - \frac{T_{04} - T_{05}}{\eta_{T2} T_{04}} \right)^{\gamma_t / (\gamma_t - 1)}$$



# Deux arbres concentriques

TBP

$$\begin{cases} \frac{p_{06}}{p_{05}} = \left( \frac{T_{06s}}{T_{05}} \right)^{\gamma_t / (\gamma_t - 1)} \\ \eta_{T1} = \frac{T_{05} - T_{06}}{T_{05} - T_{06s}} \end{cases} \quad \begin{matrix} \textcircled{5} & \text{---} & T_1 & \text{---} & \textcircled{6} \\ p_{06} = \textit{connue} \end{matrix}$$

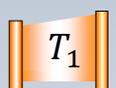


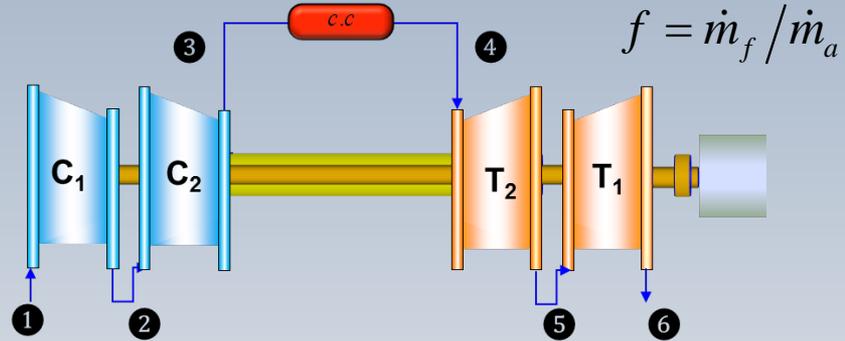
$$T_{06} = T_{05} \left[ 1 - \eta_{T1} \left( 1 - \left( \frac{p_{06}}{p_{05}} \right)^{(\gamma_t - 1) / \gamma_t} \right) \right]$$

# Deux arbres concentriques



$$W_e = (1 + f)c_{pt}(T_{05} - T_{06}) - c_{pc}(T_{02} - T_{01})$$

$$SFC = f / W_e$$


$$\eta_{th} = \frac{W_e}{f \times LHV} = \frac{1}{SFC \times LHV}$$

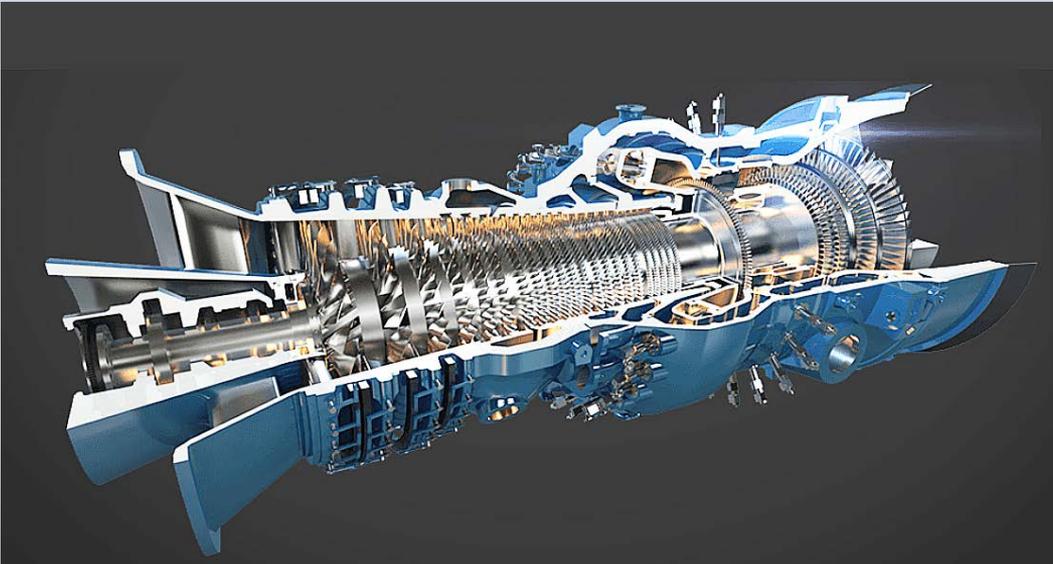
# Évolution récente

Dans les années 80, les unités de turbines à gaz atteignaient des puissances d'environ 120 MW avec une température à l'entrée des turbines aux alentours de 1400 K et un rapport de compression 12:1-14:1. Le rendement se situait près de 32 % avec un travail spécifique dans le voisinage de 280 kJ/kg.

Les turbines développées dans la seconde la moitié des années 90, ont frappé le seuil les 250 MW avec une température à l'entrée de la turbine proche de 1600 K et un rapport de compression 16:1-30:1 Le rendement augmentait à 38 %, tandis que le travail spécifique arrivait à 360 kJ/kg.

# Évolution récente

Les turbines à gaz des années 2000 opèrent avec des températures aux alentours de 1700-1800 K, produisent un travail spécifique d'environ 450 kJ/kg et le rendement se situe près de 40%.



Alstom GT26

$\dot{W} = 326 \text{ MW}$ ,  $n = 3000 \text{ rpm}$ ,  
 $\dot{m} = 692 \text{ kg/s}$ ,  $\eta = 40.3\%$

# À venir



À venir:  
*Similitude et nombres  
adimensionnels*