



UNIVERSITÉ
LIBRE
DE BRUXELLES



Thermodynamique appliqué

Cycles moteurs

Alessandro Parente

-  16/11 - Cycle de Rankine et Rankine-Hirn (2h)
-  23/11 - Cycles de Joule, Ericsson, Otto, Stirling, Diesel (3h)
-  30/11 - Cycles frigorifiques et Relations thermodynamiques (3h)
-  7/12 - Mélanges de gaz (2h)
-  13/12 - Combustion (2h) + questions



Cycle de Joule-Brayton

- Cycle de base
 - Cycle idéal
 - Cycle réel
- Cycle à récupération
 - Cycle idéal
 - Cycle réel
- Cycle à compression et détente étagées
- Cycle du turboréacteur



Cycle de Ericsson



Cycle d'Otto



Cycle de Diesel



Cycle de Stirling

Moteurs à combustion interne

- Moteurs volumétriques à allumage commandé (moteurs à essence)
- Moteurs volumétriques à allumage spontané (moteurs Diesel)
- Turbines à gaz de propulsion (turbopropulseurs, moteurs d'hélicoptères)
- Turboréacteurs

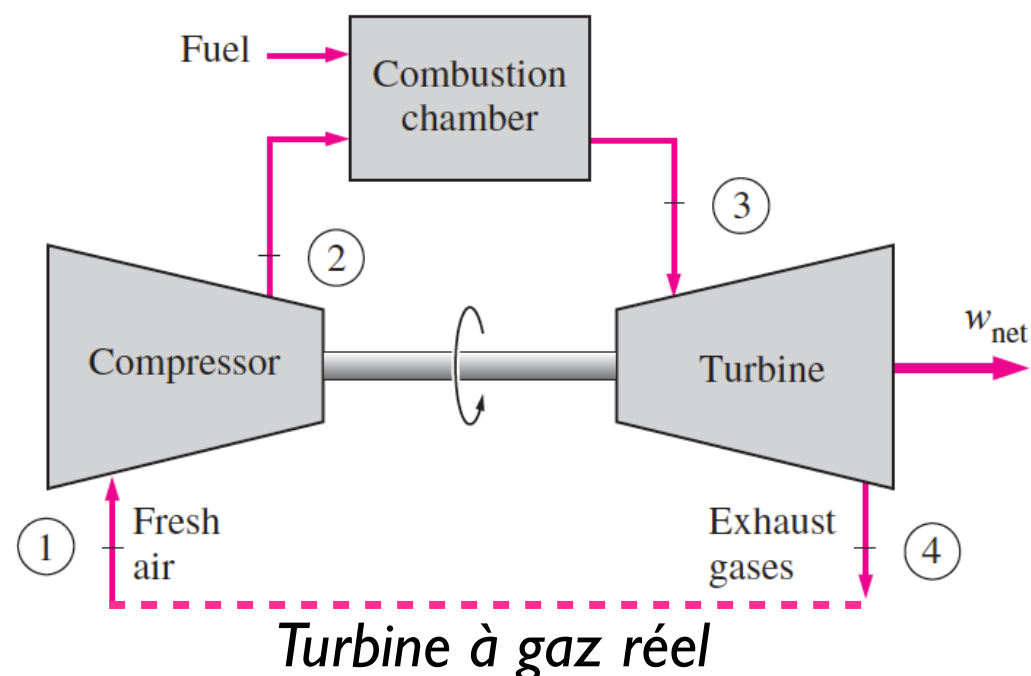
Fluide moteur

- A l'état gazeux pendant toutes les transformations du cycle
- Avec une composition chimique qui varie entre l'entrée et la sortie à cause du processus de combustion
 - $\neq$ centrales à vapeur (moteurs à combustion externe) - le fluide garde sa nature chimique pendant le cycle
 - fluide moteur riche en nitrogène (air=78.7% N_2 /21.3 O_2) & excès d'air très élevé ($\sim 300\%$) $\rightarrow$ propriétés toujours similaires à celles de l'air
 - moteurs à combustion externe utilisant un agent à l'état gazeux (combinaison réacteur nucléaire/turbine à gaz) $\rightarrow$ application reste très limitée



Hypothèses pour l'étude des moteurs à combustion interne:

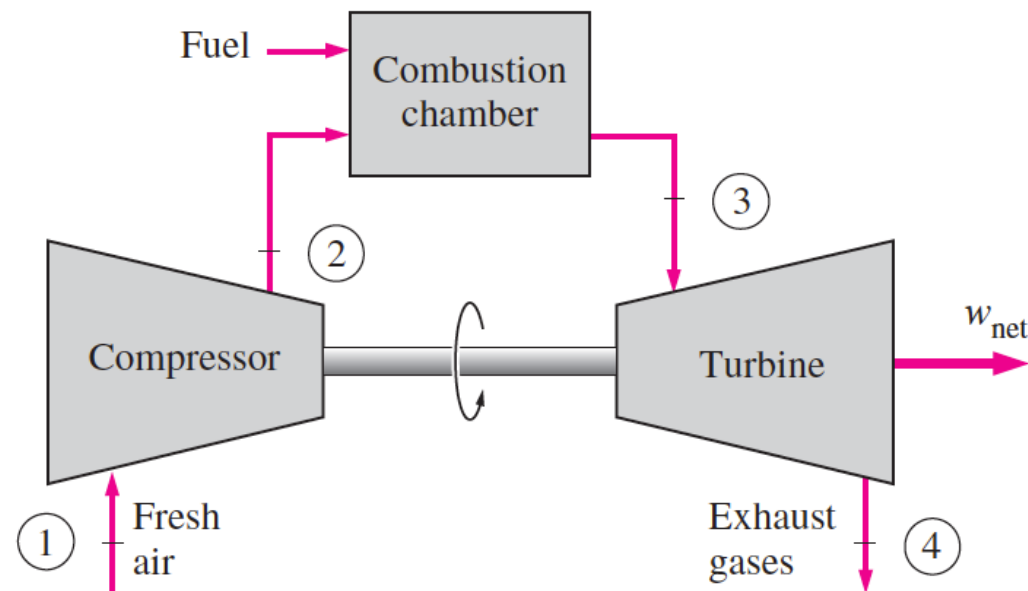
- Débit d'air constant et hypothèse de gaz parfait (c_p)
- Combustion remplacée par un échange de chaleur provenant d'une source externe
- Cycle complété par un échange de chaleur avec l'ambient (au lieu des processus d'admission et d'échappement réels)
- Toutes les transformations sont réversibles intérieurement



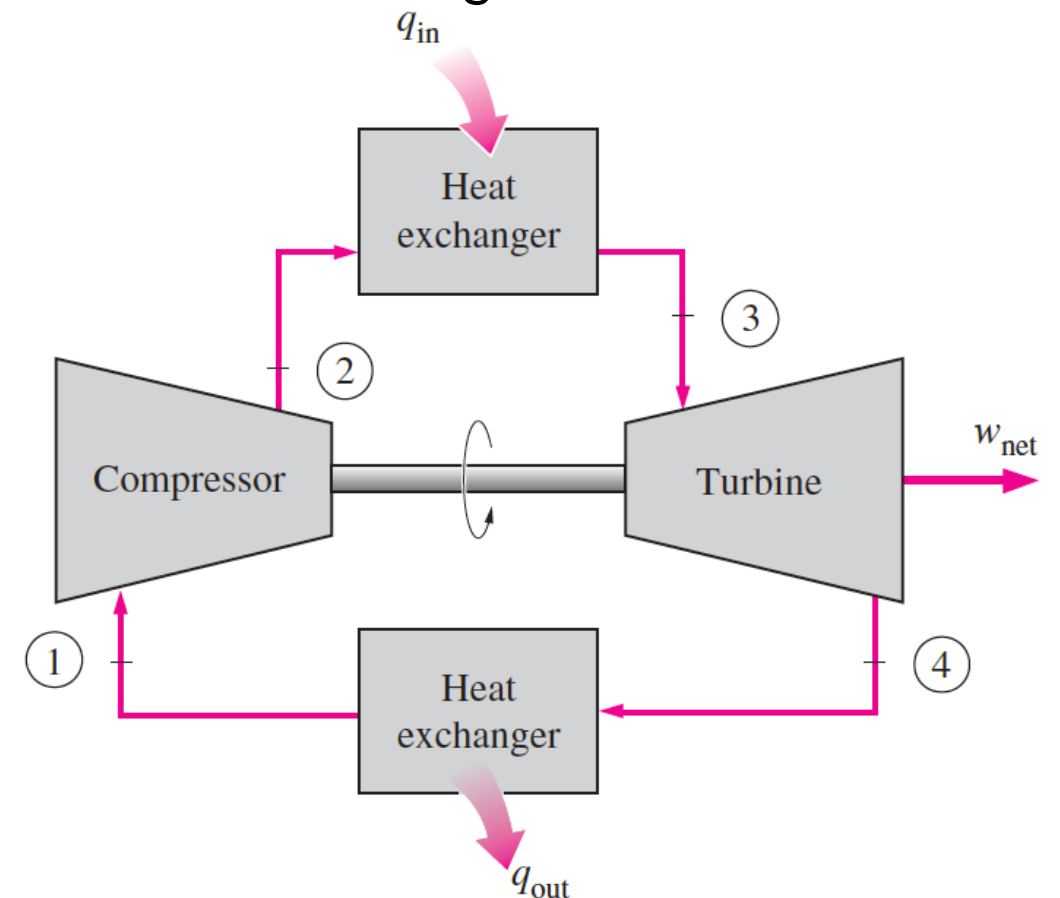
Cycle de Joule-Brayton

- cycle idéal pour les turbines à gaz
- 2 échanges de chaleur isobares et deux variations de pression isentropiques (= cycle de Rankine)
- fluide actif toujours à l'état gazeux ($\neq$ cycle de Rankine)

Turbine à gaz réel



Turbine à gaz idéale





Analyse énergétique

- Echanges de chaleur isobare, $q=\Delta h$
- Compression, détente adiabatique, $w=\Delta h$

- *Compresseur* ($q=0$)

$$w_c = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

- *Chambre de combustion* ($w=0$)

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

- *Turbine* ($q=0$)

$$w_t^* = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4)$$

- *Echangeur (ambient)* ($w=0$)

$$q_{out} = h_1 - h_4 = c_p (T_1 - T_4)$$

- *Efficacité thermique*

$$\epsilon_{th} = \frac{w_t^* - w_p}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$



Analyse énergétique

- *Efficacité thermique*

$$\epsilon_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

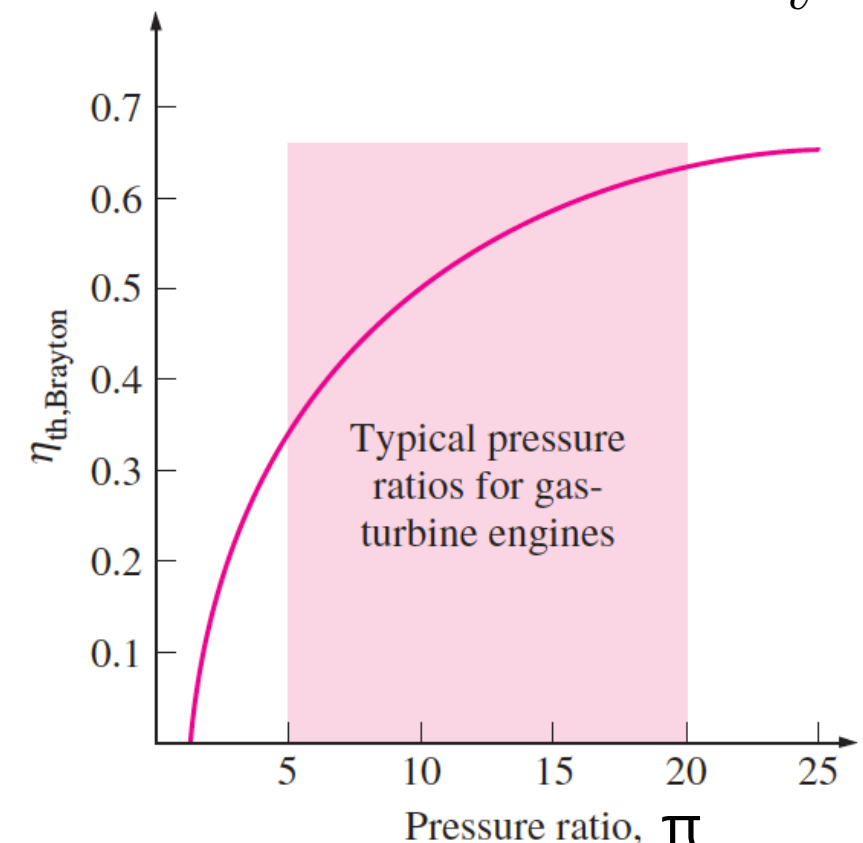
- *1-2, 3-4 transformations adiabatiques réversibles ($pv^k = \text{cte}$)*

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{P_2}{P_1}^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \Pi^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_4 \cdot \frac{P_2}{P_1}^{\frac{k-1}{k}} = T_4 \cdot \Pi^{\frac{k-1}{k}} \quad k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} \quad \epsilon_{th} = 1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}}$$

Inconvénients

- Importance de w_c par rapport à w_t ($\neq$ cycle de Rankine-Hirn)
- Puissance installée plus élevée que la puissance utile (effet aggravé par les pertes)

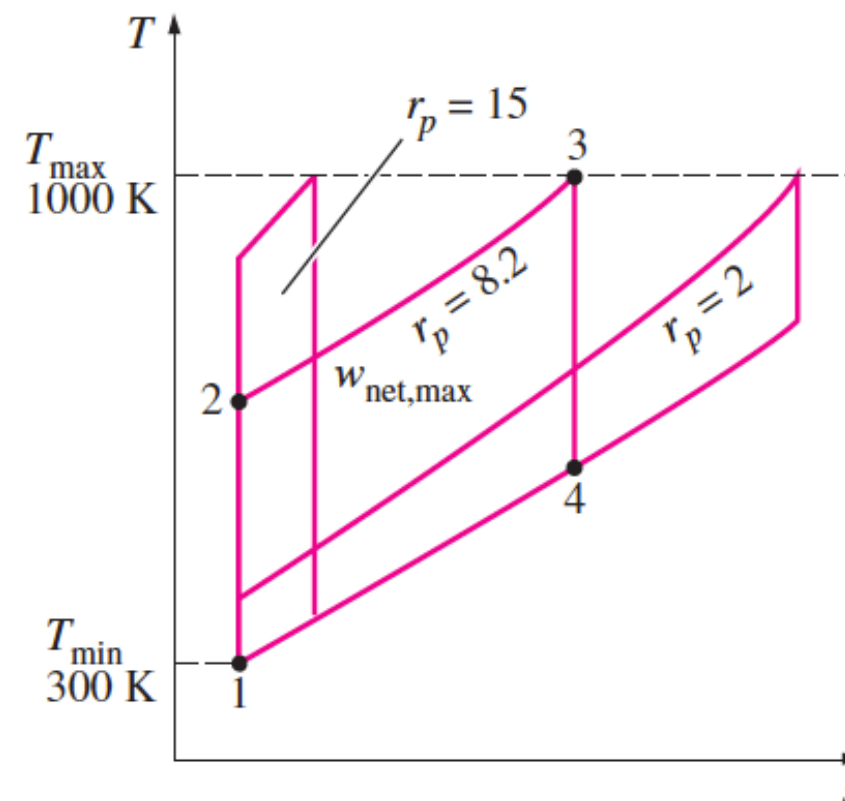
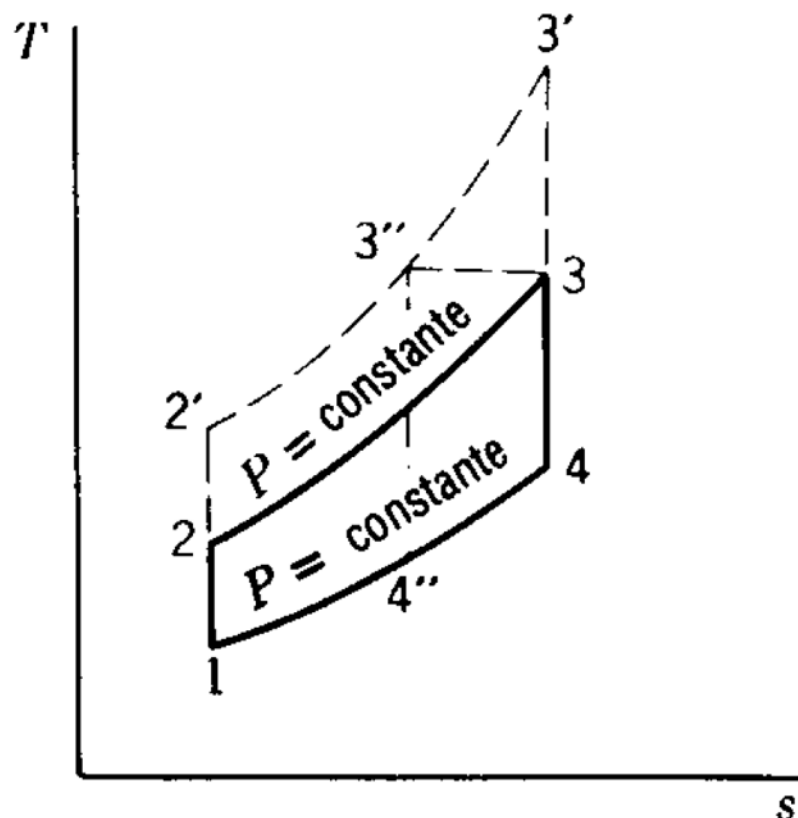


📌 ϵ_{th} augmente avec π :

- Lorsque π augmente (avec $T_3/T_2 = cte$), le cycle devient 1-2'-3'-4-1,
 $\triangleright w' > w, |q'_L| = |q_L|$

📌 En pratique, T_3 limitée par la tenue des matériaux

- Lorsque π augmente avec $T_3 = cte$, le cycle devient 1-2-3''-4''-1
- $\epsilon_{th} = f(\pi) = cte$ mais $w_{1-2-3''-4''-1} < w_{1-2-3-4-1}$ (un maximum existe pour w)





Expression du travail w pour un cycle Joule-Brighton

$$w = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)$$

$$w = c_p \cdot T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] = c_p \cdot T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]$$

$$w = c_p \cdot T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]$$

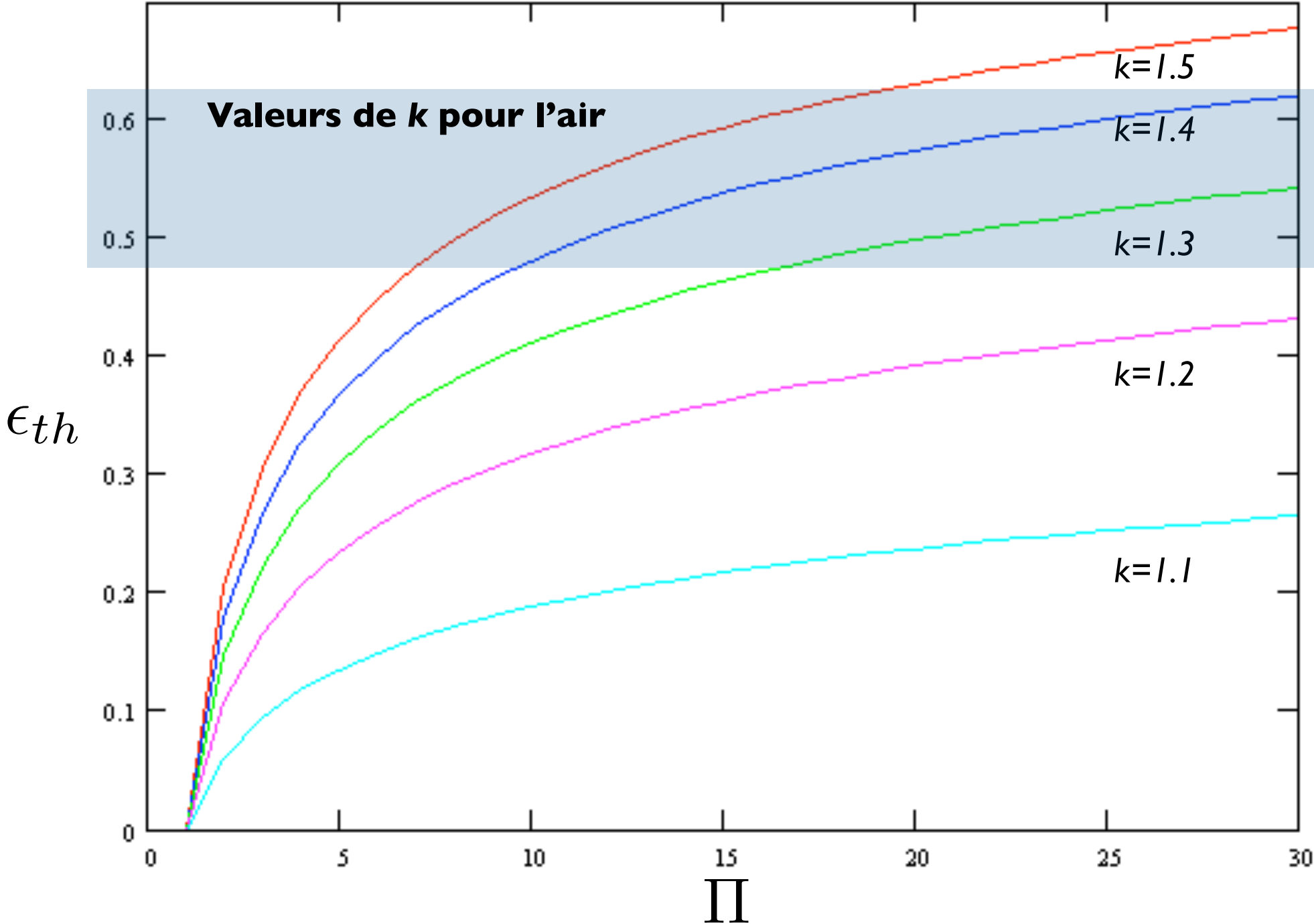
- w maximum

$$\lambda = \frac{k-1}{k} \quad \frac{dw}{d\Pi^\lambda} = \frac{c_p T_1 \cdot d \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\Pi^\lambda} \right) - (\Pi^\lambda - 1) \right]}{d\Pi^\lambda} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\Pi^{2\lambda}} - 1 \right]$$

$$\Pi^{2\lambda} = \frac{T_3}{T_1} \quad \Pi = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2\lambda}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \rightarrow \epsilon_{th} = 1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}}$$

Cycle réel

- Gaz parfait $\rightarrow$ Gaz idéal, $k=f(T)$





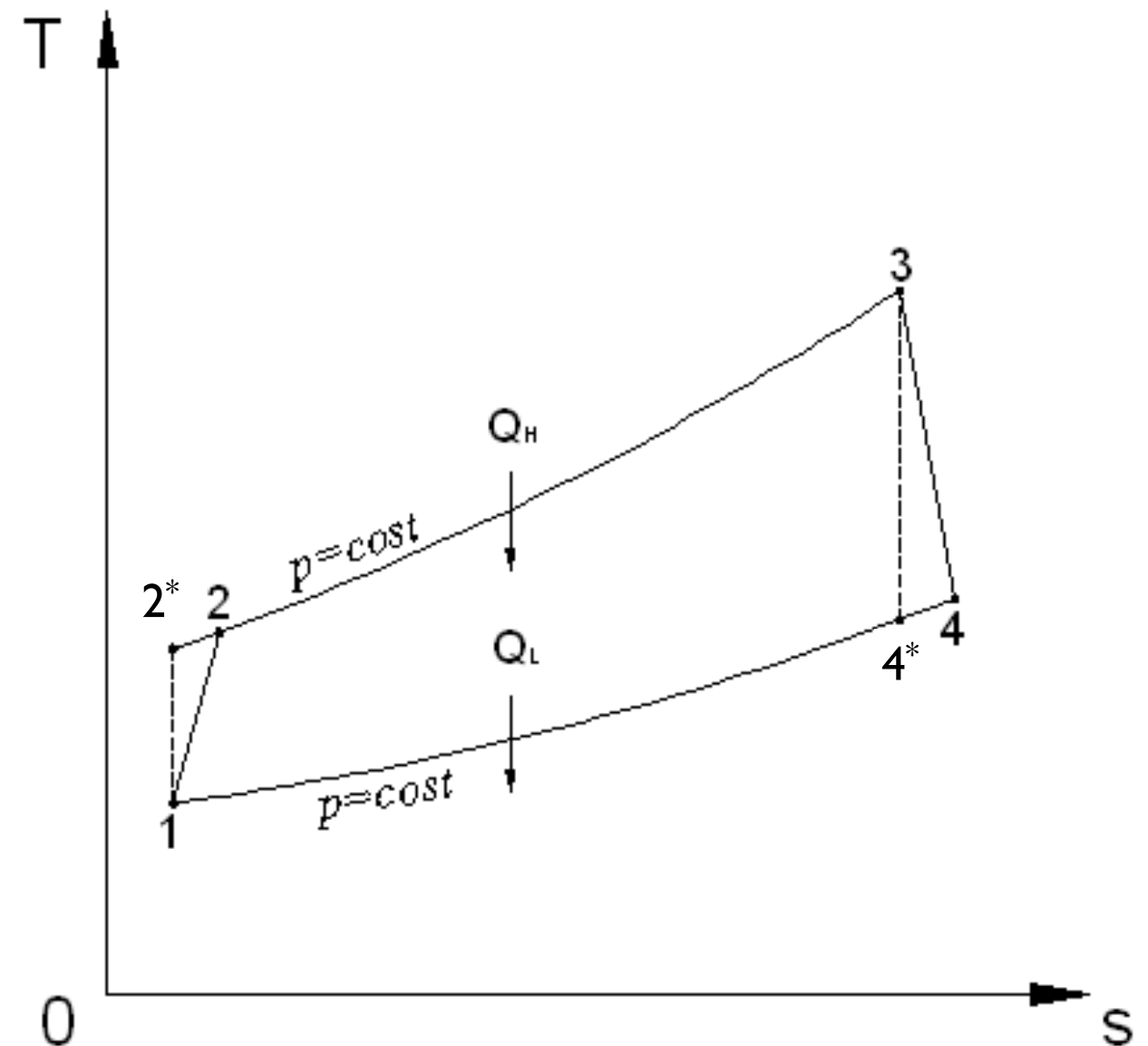
Cycle réel - Pertes:

- Pertes par dissipation visqueuse (rendements isentropiques)

$$\eta_c = \frac{h_{2*} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2*} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4*}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4*}}$$

- Pertes de charge
 - Compresseur, brûleur, turbine
- Pertes mécaniques
 - Compresseur et turbine



Cycle réel - Efficacité:

$$\epsilon_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

- En introduisant les rendements isentropiques

$$\epsilon_{th} = \frac{\eta_t (T_3 - T_{4*}) - \frac{(T_{2*} - T_1)}{\eta_c}}{(T_3 - T_1) - \frac{(T_{2*} - T_1)}{\eta_c}} = \frac{\frac{T_3}{T_1} \eta_t \left(1 - \frac{T_{4*}}{T_3}\right) - \frac{\left(\frac{T_{2*}}{T_1} - 1\right)}{\eta_c}}{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right) - \frac{\left(\frac{T_{2*}}{T_1} - 1\right)}{\eta_c}}$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1} \quad \lambda = \frac{k-1}{k} \quad \epsilon_{th} = \frac{\tau \eta_t \left(1 - \frac{1}{\Pi^\lambda}\right) - \frac{(\Pi^\lambda - 1)}{\eta_c}}{(\tau - 1) - \frac{(\Pi^\lambda - 1)}{\eta_c}}$$

Efficacité cycle réel

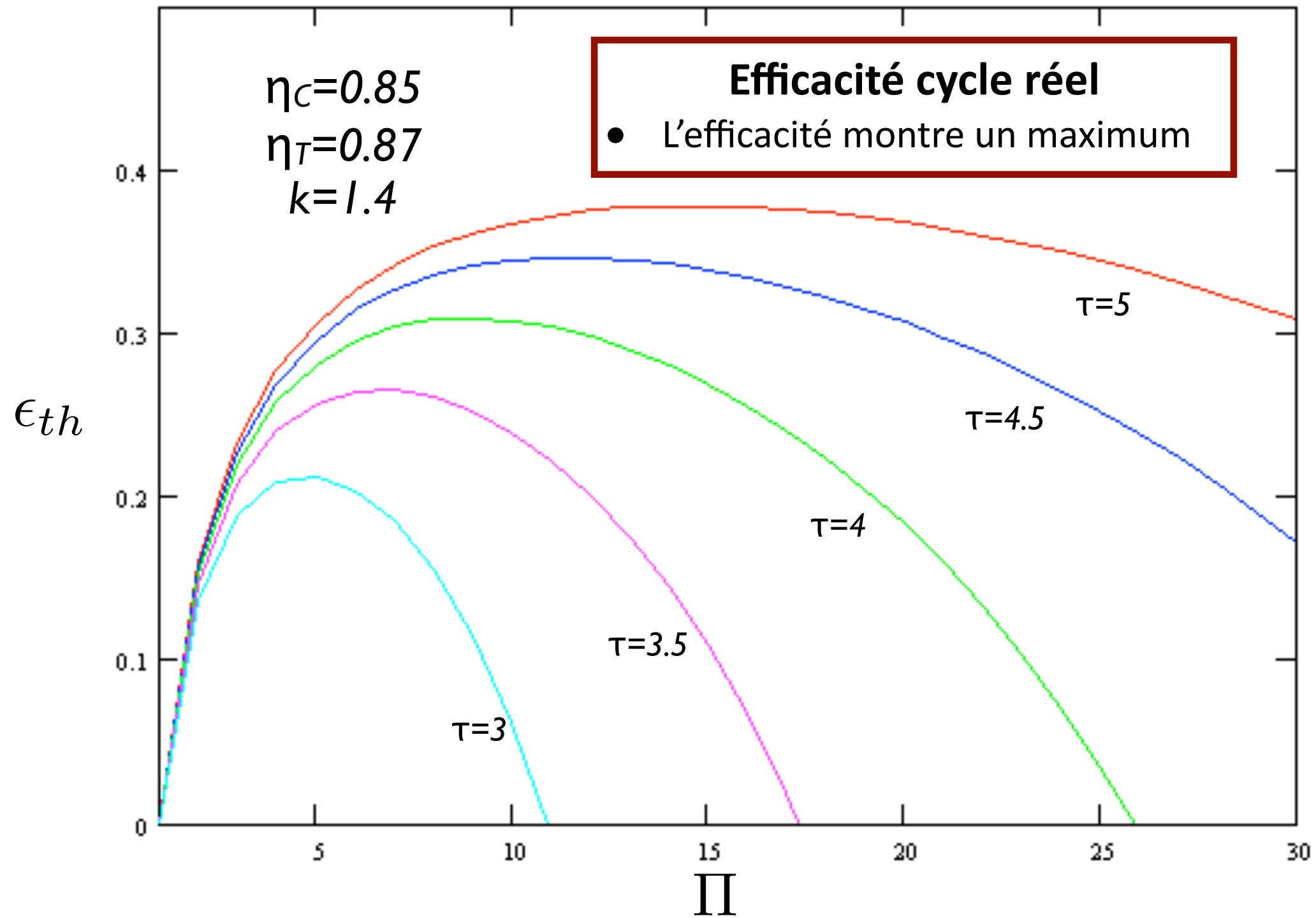
- Température maximum du cycle, T_3
- Rendements isentropiques, η_c et η_τ

Cycle de Joule-Brayton

Cycle réel



 Cycle réel - Efficacité = $f(\pi, \tau)$

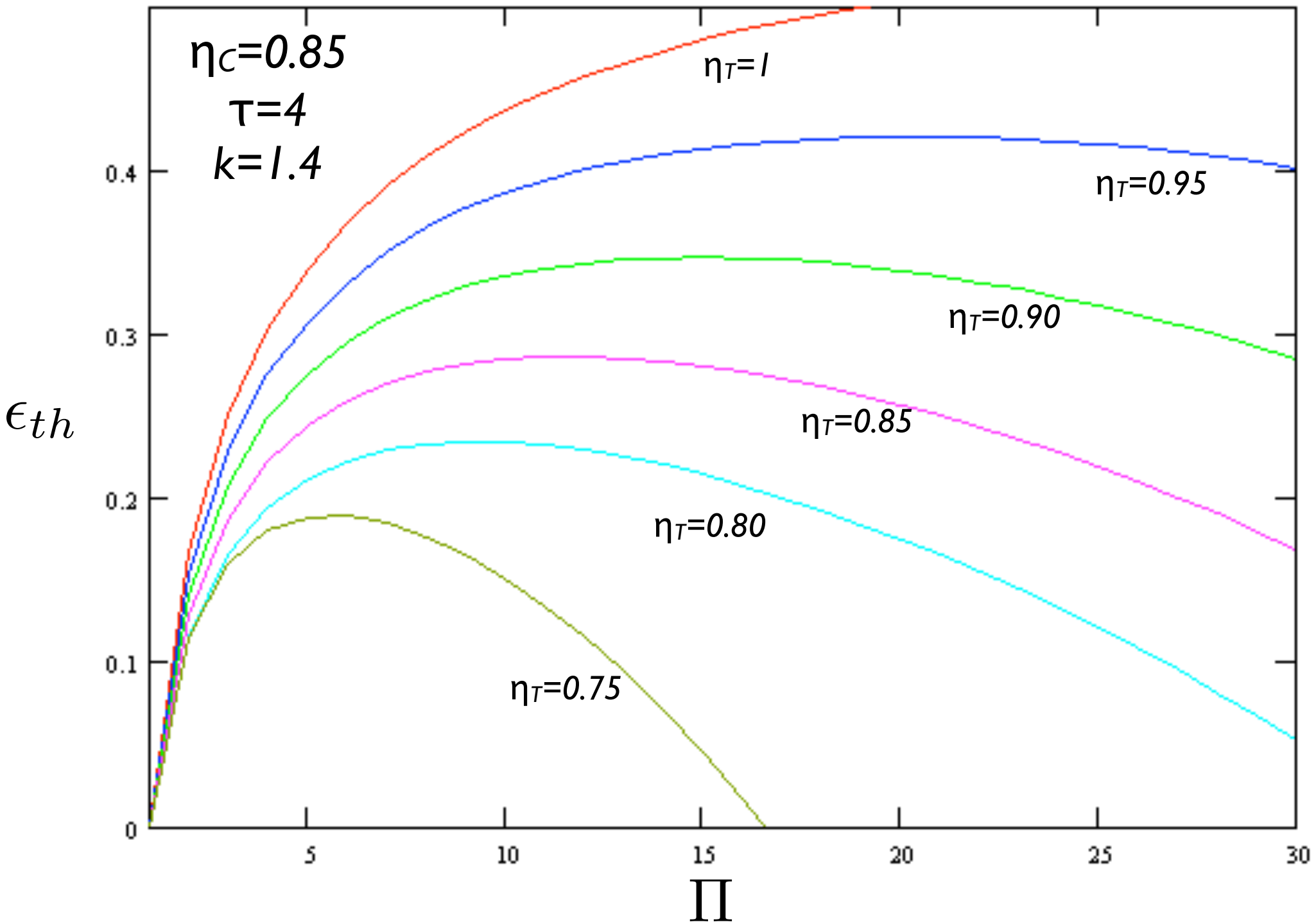


Cycle de Joule-Brayton

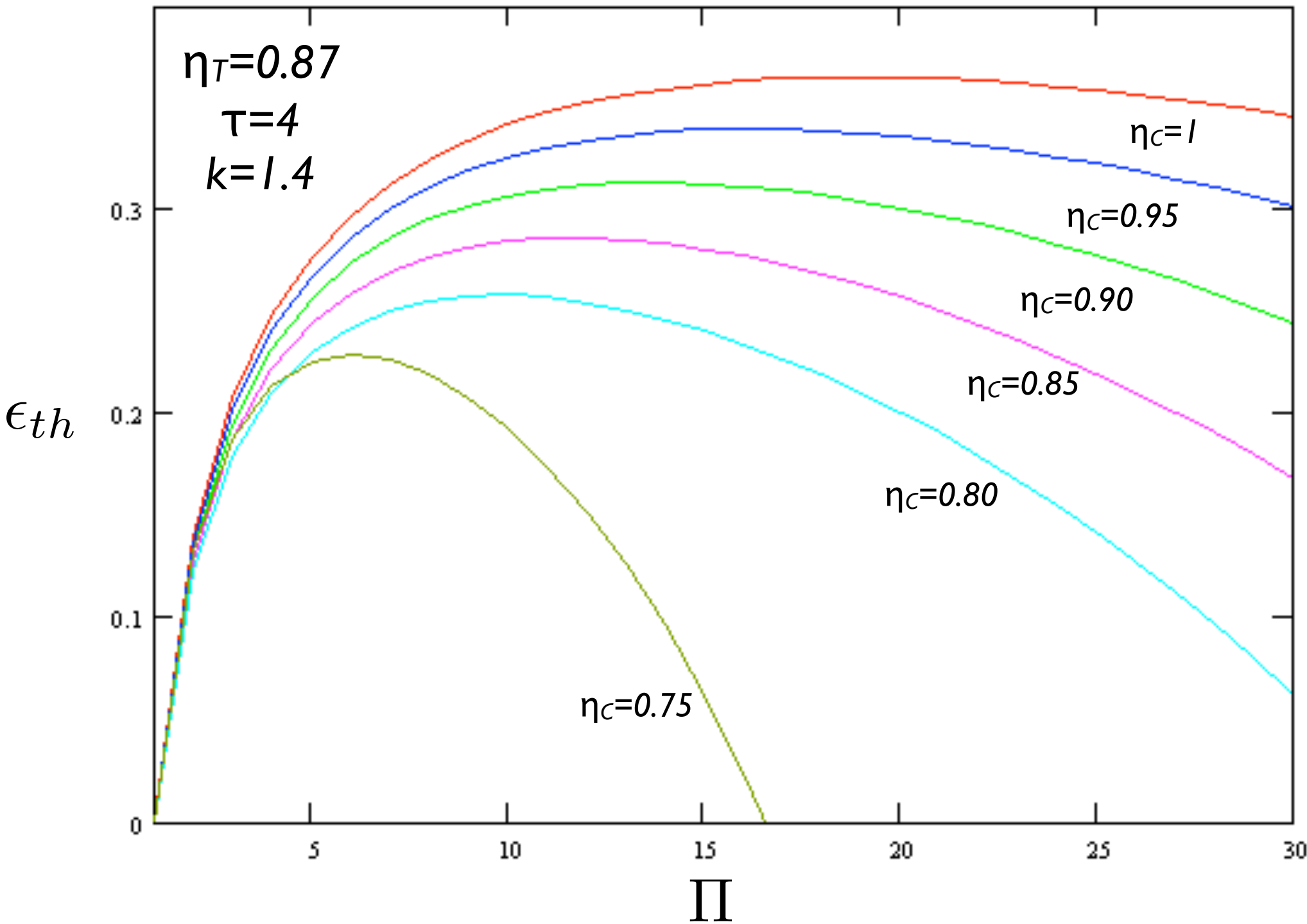
Cycle réel



 **Cycle réel** - Efficacité= $f(\pi, \eta_c)$



 Cycle réel - Efficacité= $f(\pi, \eta_c)$





Cycle réel - Travail maximum = $f(\pi, \eta_c)$

Idéal $w = c_p \cdot T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]$

Réel $w = c_p \cdot T_1 \left[\tau \eta_t \left(1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{1}{\eta_c} \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]$

$$\lambda = \frac{k-1}{k} \quad \frac{dw}{d\Pi^\lambda} = \frac{c_p T_1 \cdot d \left[\tau \eta_t \left(1 - \frac{1}{\Pi^\lambda} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\Pi^\lambda - 1) \right]}{d\Pi^\lambda} = c_p T_1 \left[\tau \eta_t \frac{1}{\Pi^{2\lambda}} - \frac{1}{\eta_c} \right]$$

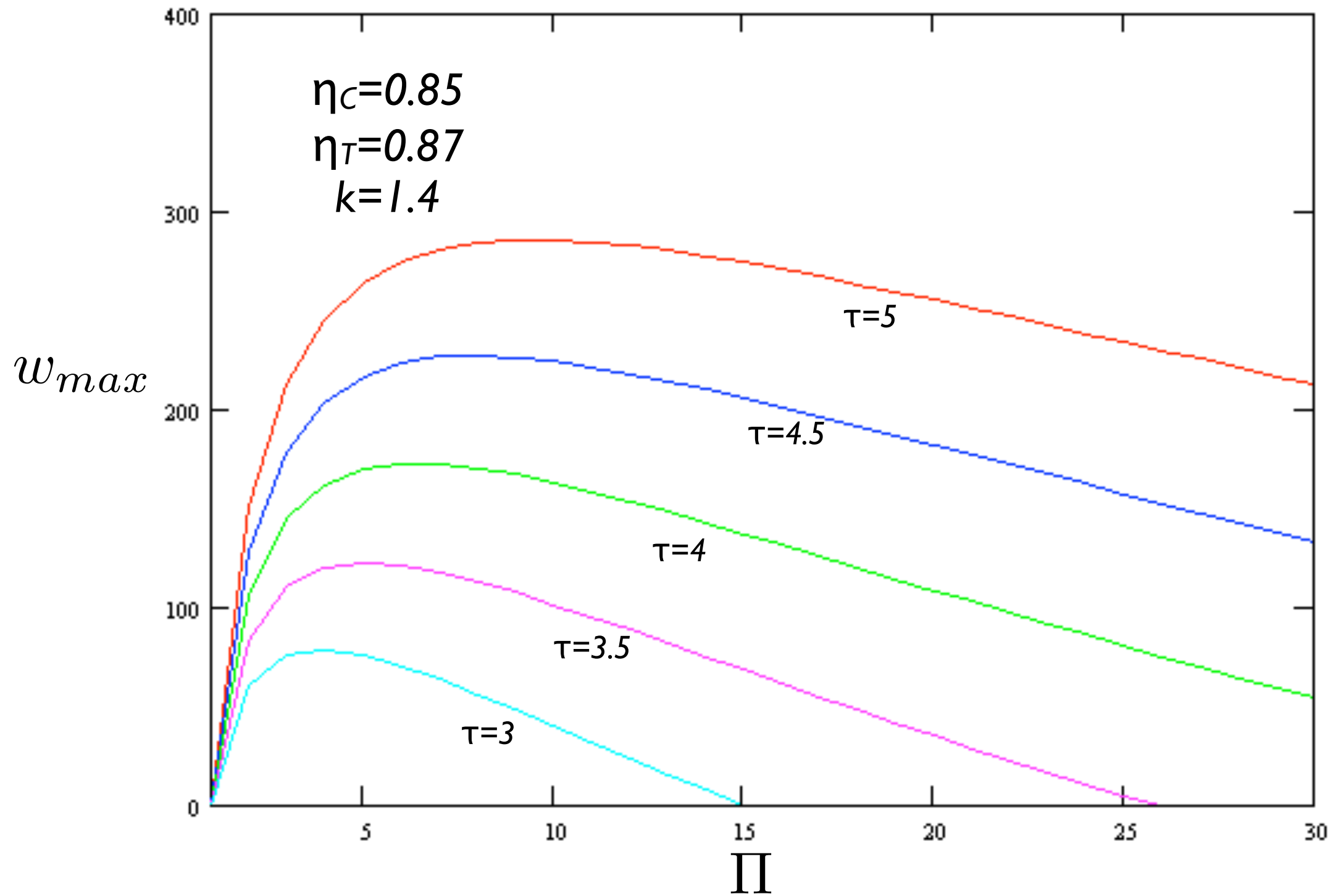
$$\Pi_r = (\tau \eta_c \eta_t)^{\frac{1}{2\lambda}} \quad \left(\Pi_i = \tau^{\frac{1}{2\lambda}} \right)$$

Cycle de Joule-Brayton

Cycle réel

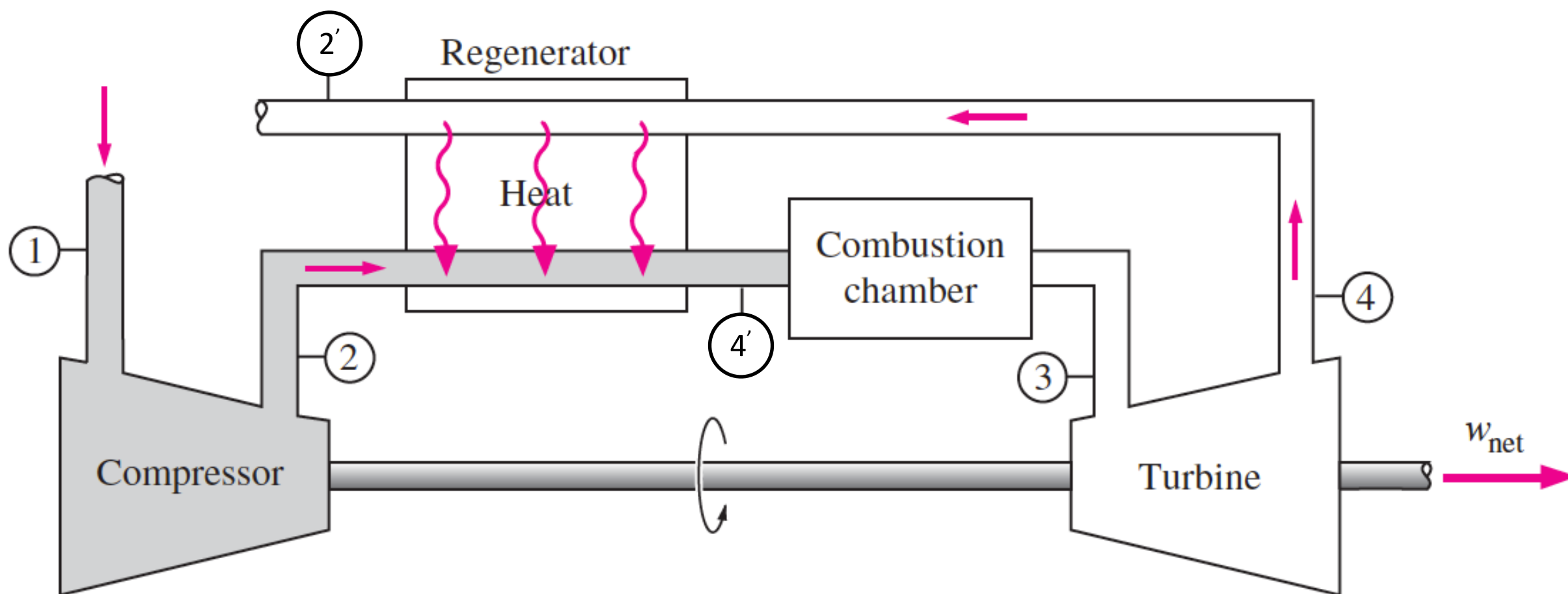


Cycle réel - Travail maximum = $f(\pi, \eta_c)$



Le cycle de Joule à récupération

- $T_4 > T_2 \rightarrow$ compresseur, gaz d'échappement pour réchauffer le gaz sortant du compresseur



- Chaleurs massiques constantes et un échangeur de chaleur parfait

$$T'_2 = T_2 \quad T'_4 = T_4$$

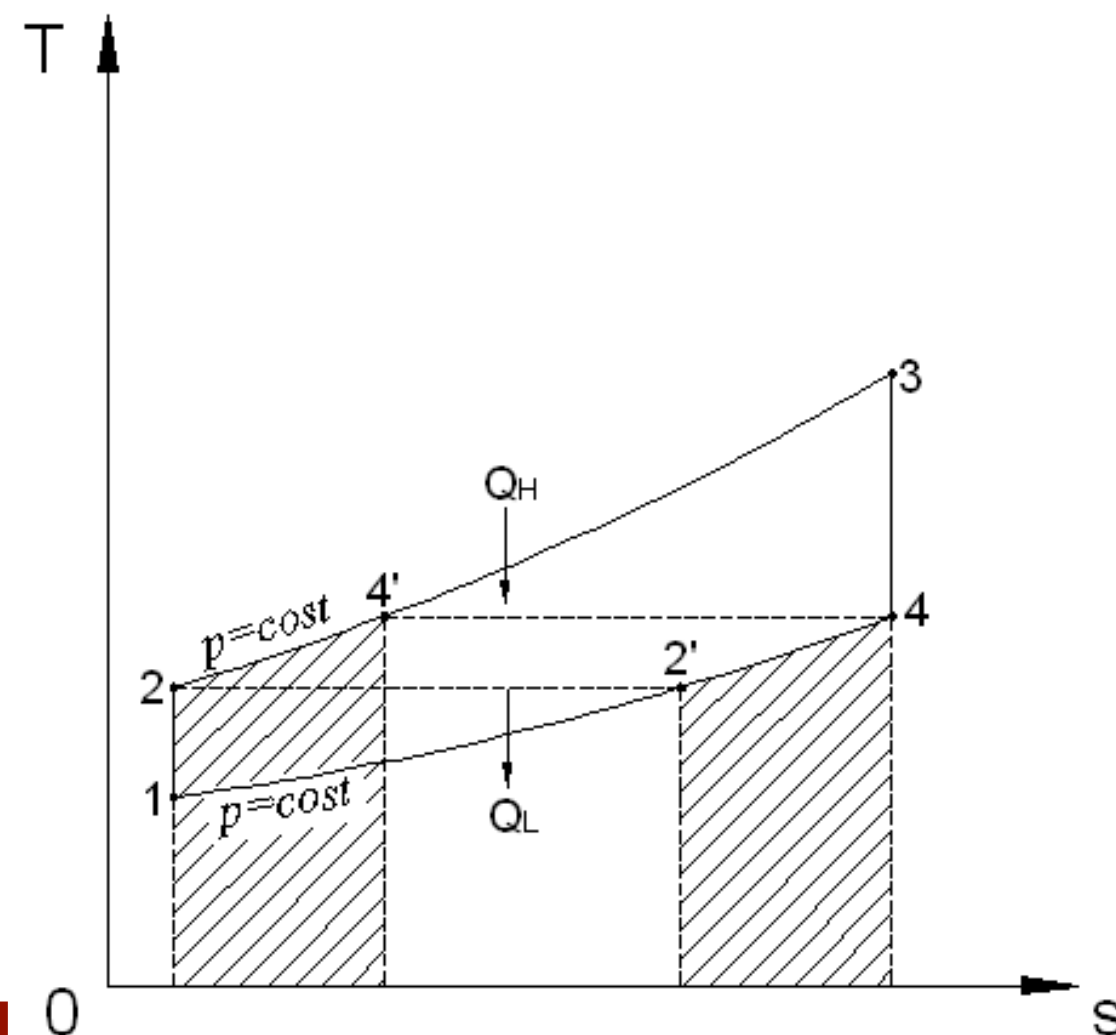
Le cycle de Joule à récupération

• Efficacité

$$\epsilon_{th} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_4)} = 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_3 - T_4)}$$

$$\epsilon_{th} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right)} = 1 - \frac{T_1 \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)}$$

$$\epsilon_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \Pi^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{\Pi^{\frac{k-1}{k}}}{\tau} > \epsilon_{JB}$$



Efficacité cycle à récupération

- $\uparrow \tau$ (plus de chaleur disponible pour la récupération)
- $\downarrow \pi$ (moins de chaleur disponible pour la récupération)



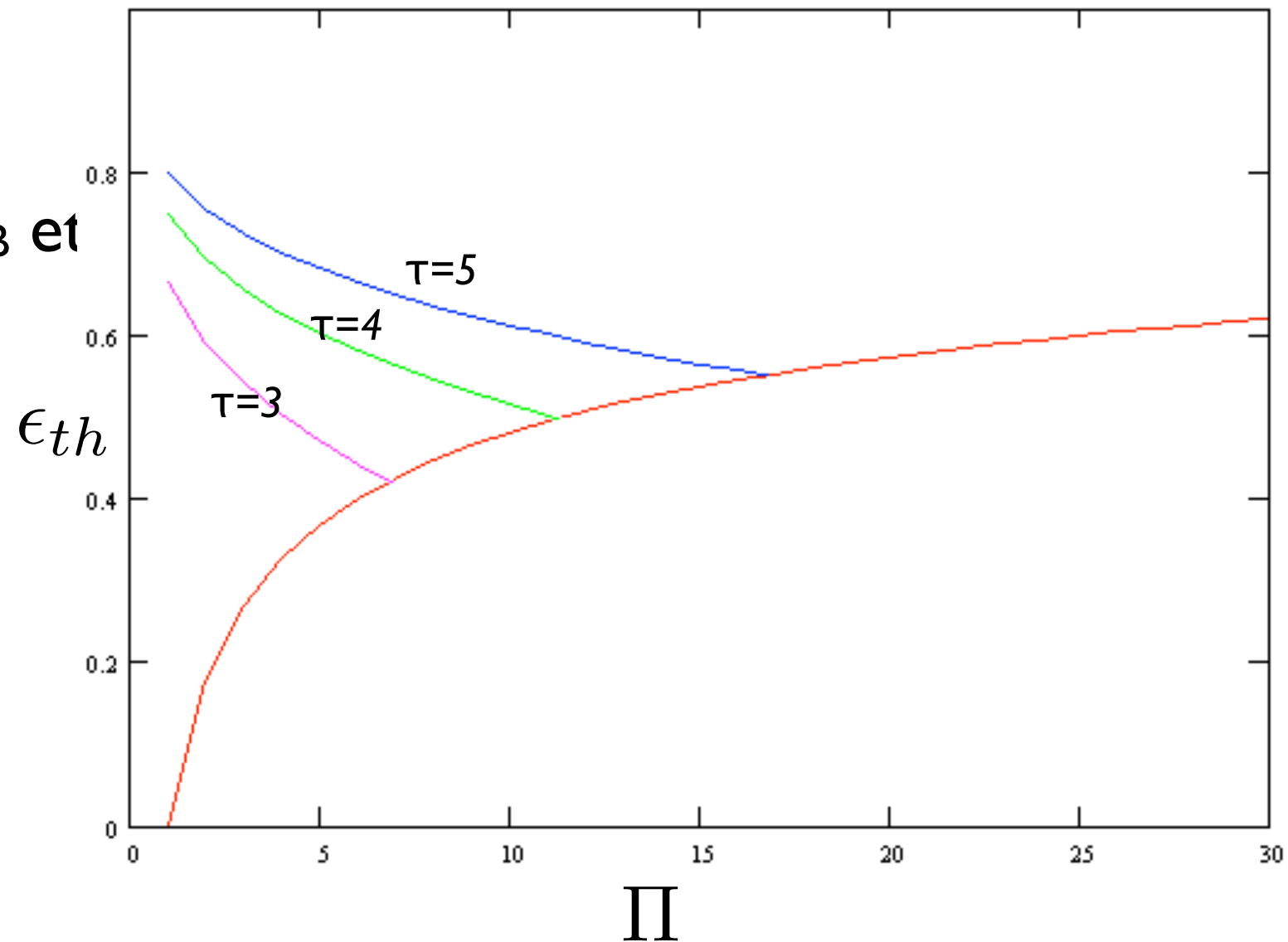
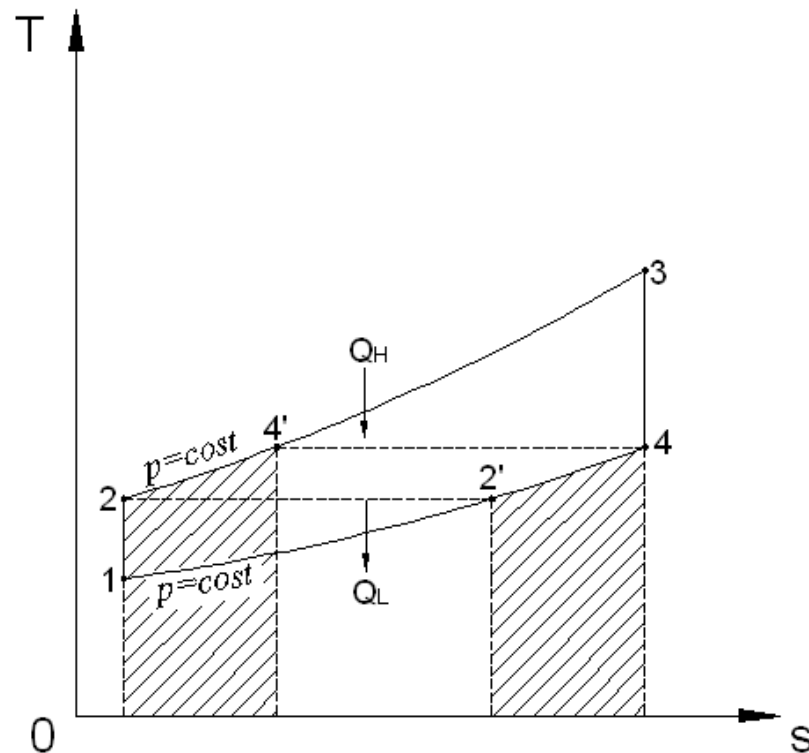
Le cycle de Joule à récupération

- Conditions applicabilité:

$$T_4 > T_2$$

$$\frac{T_1}{T_3} \Pi^{\frac{k-1}{k}} > \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}} \rightarrow \Pi < \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{2k}{k-1}}$$

- $T_4 = T_2$ à l'intersection de ϵ_{JB} et sans $\epsilon_{JB,R}$





Le cycle de Joule à récupération

- Régénérateur non idéal:

$$\eta_{ech} = \frac{h_{4R} - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{h_4 - h_{2R}}{h_4 - h_2} < 1$$

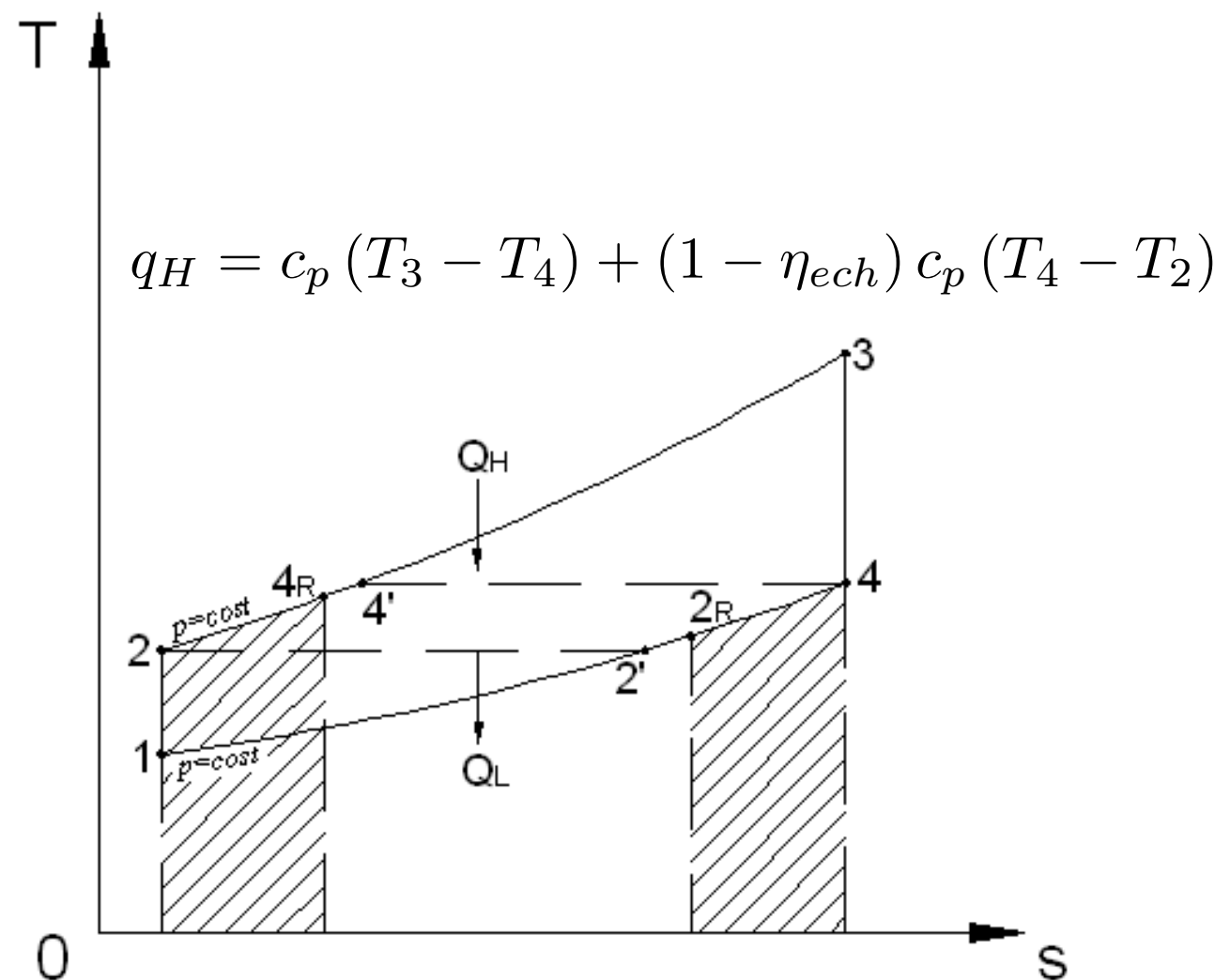
$$\eta_{ech} = \frac{T_{4R} - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_{2R}}{T_4 - T_2} < 1$$

- Efficacité

$$\epsilon_{th} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_4) + (1 - \eta_{ech})(T_4 - T_2)}$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1} \quad \lambda = \frac{k-1}{k}$$

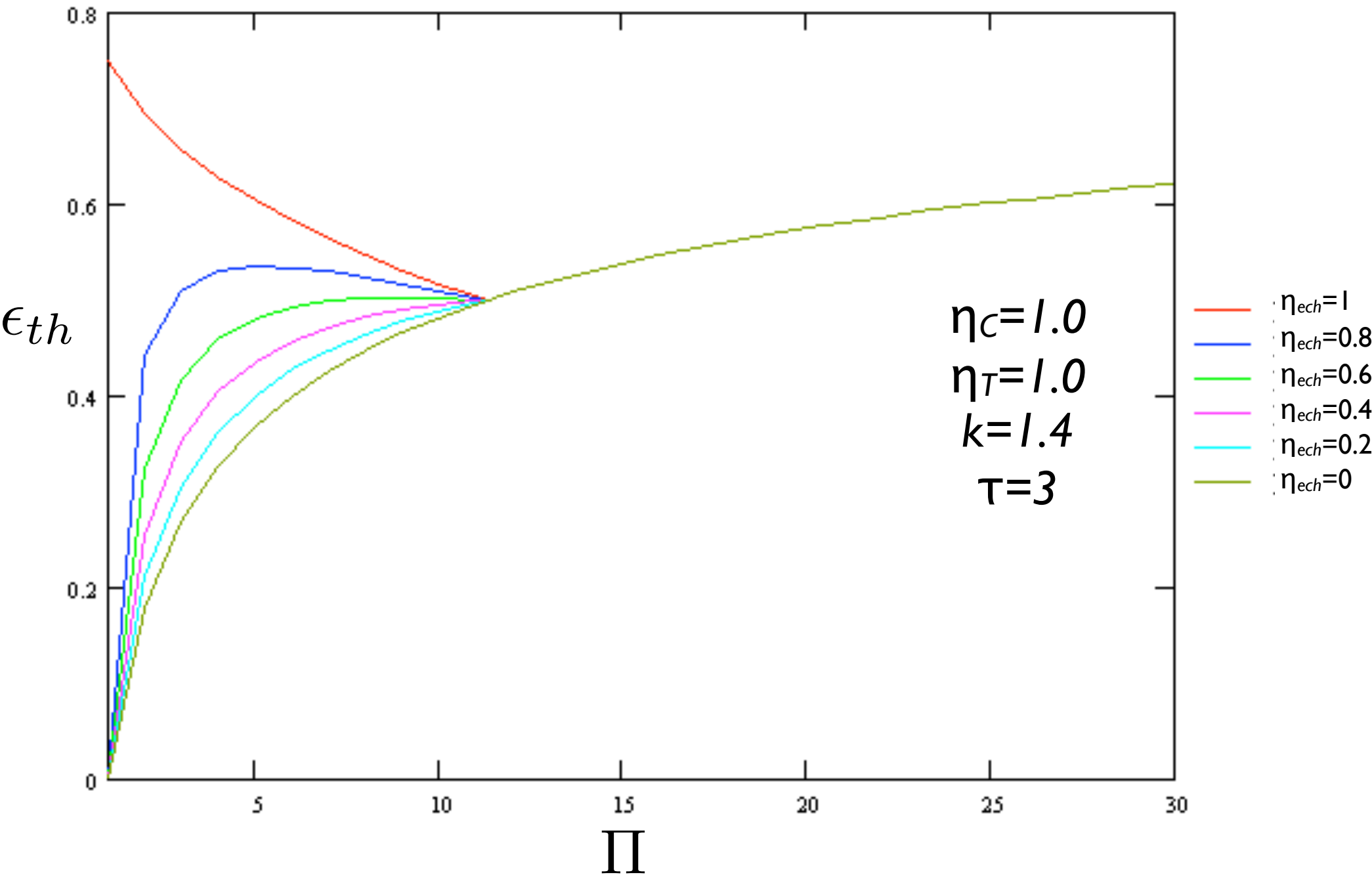
$$\epsilon_{th} = \frac{(\Pi^\lambda - 1) \left(\frac{\tau}{\Pi^\lambda} - 1 \right)}{\tau \left(1 - \frac{1}{\Pi^\lambda} \right) + (1 - \eta_{ech}) \left(\frac{\tau}{\Pi^\lambda} - \Pi^\lambda \right)}$$



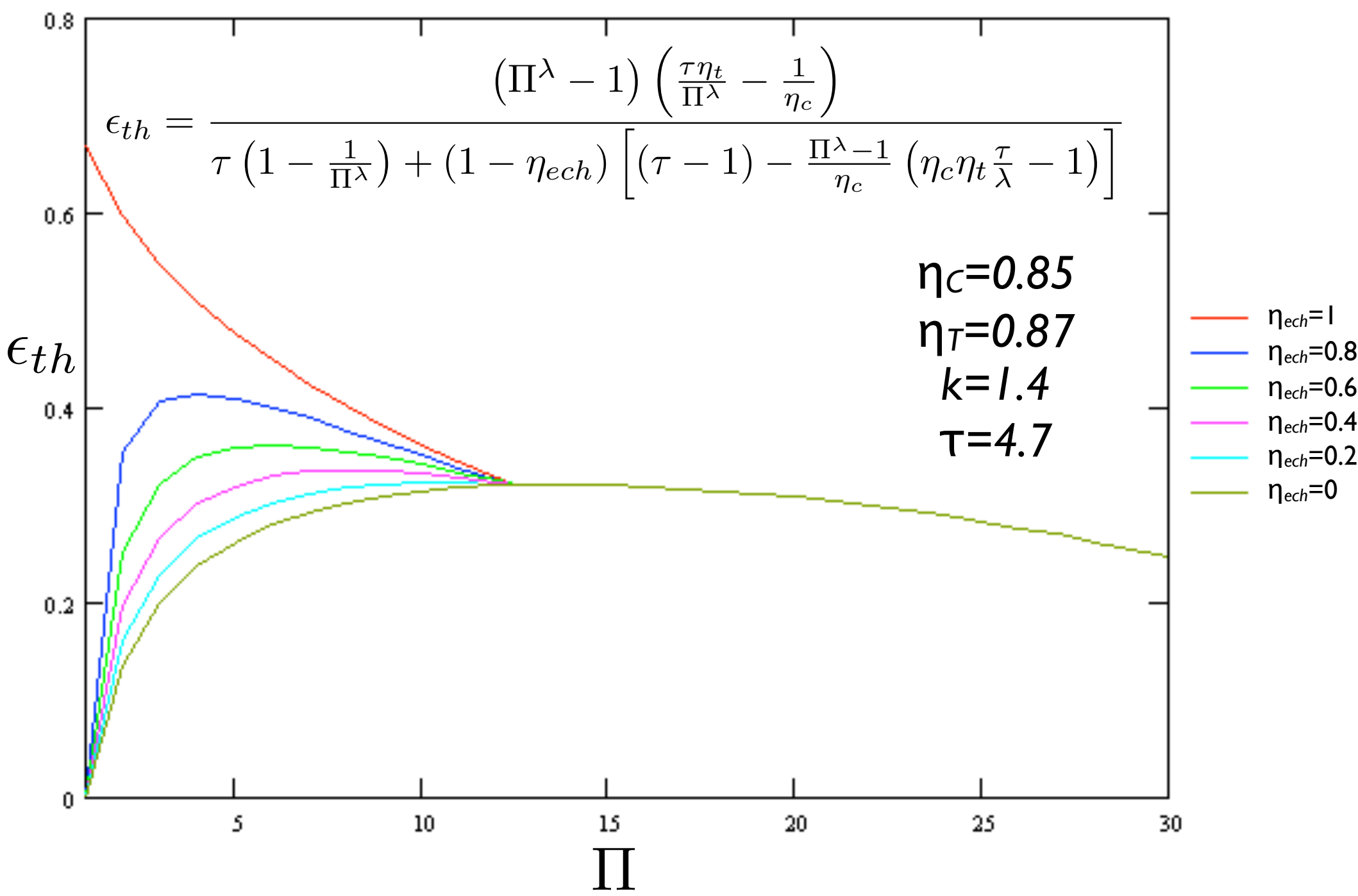


Le cycle de Joule à récupération

- Régénérateur non idéal - efficacité



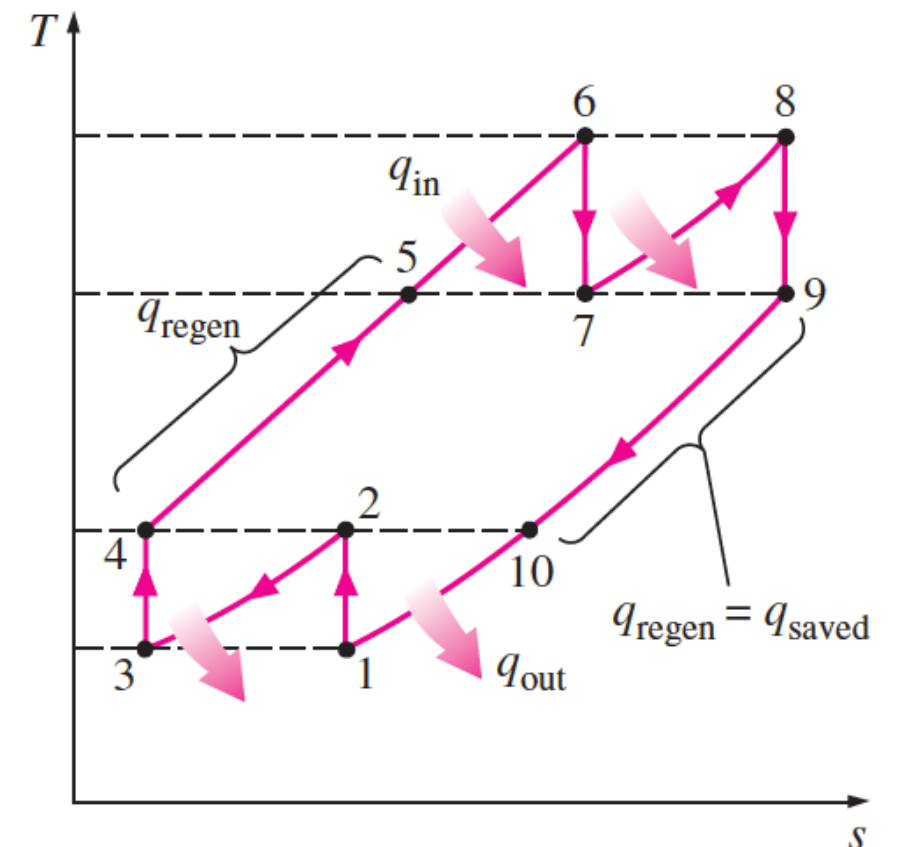
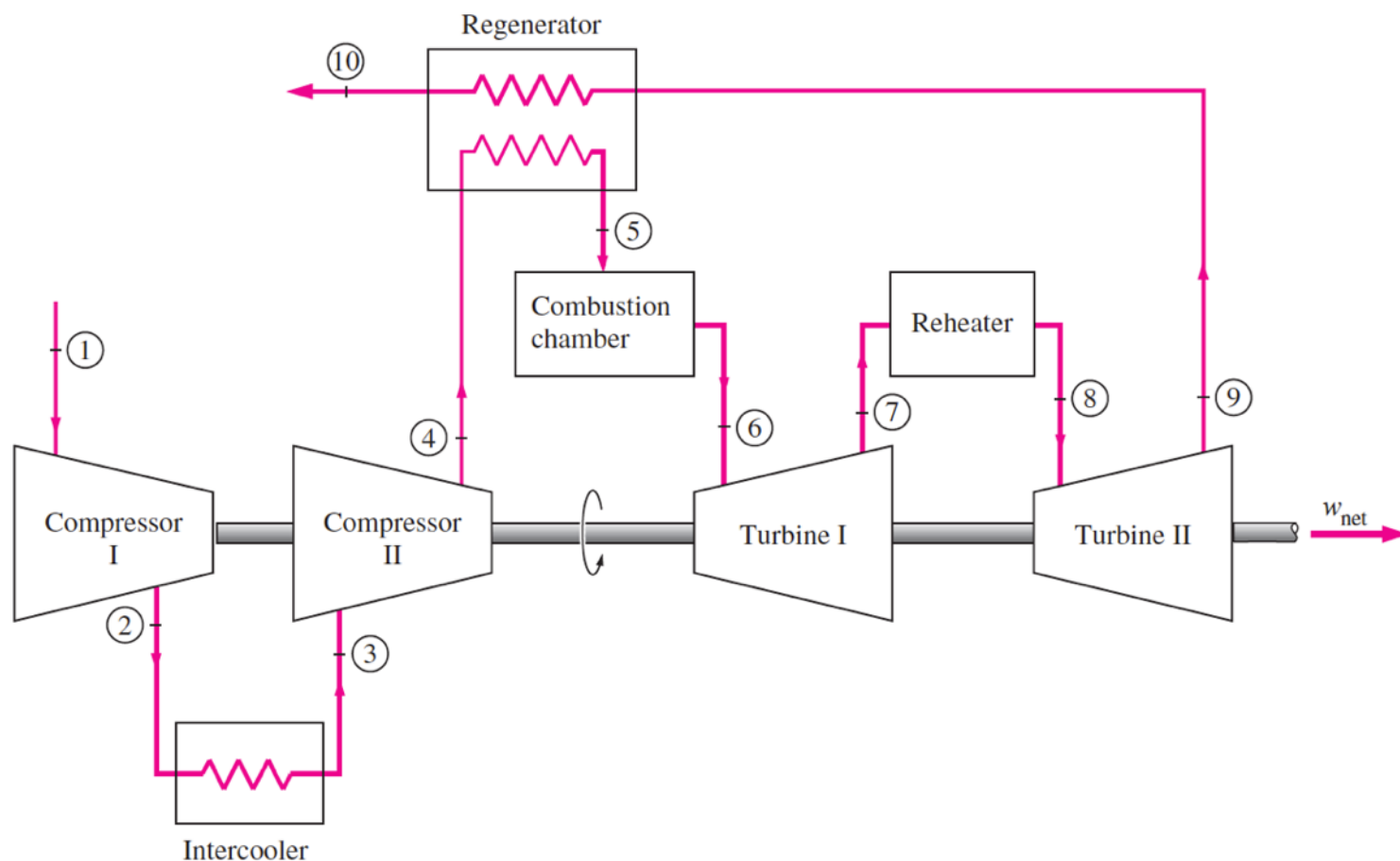
 Le cycle de Joule réel avec récupération (non idéal)





Le cycle de Joule à compression et détente étagées, et récupération

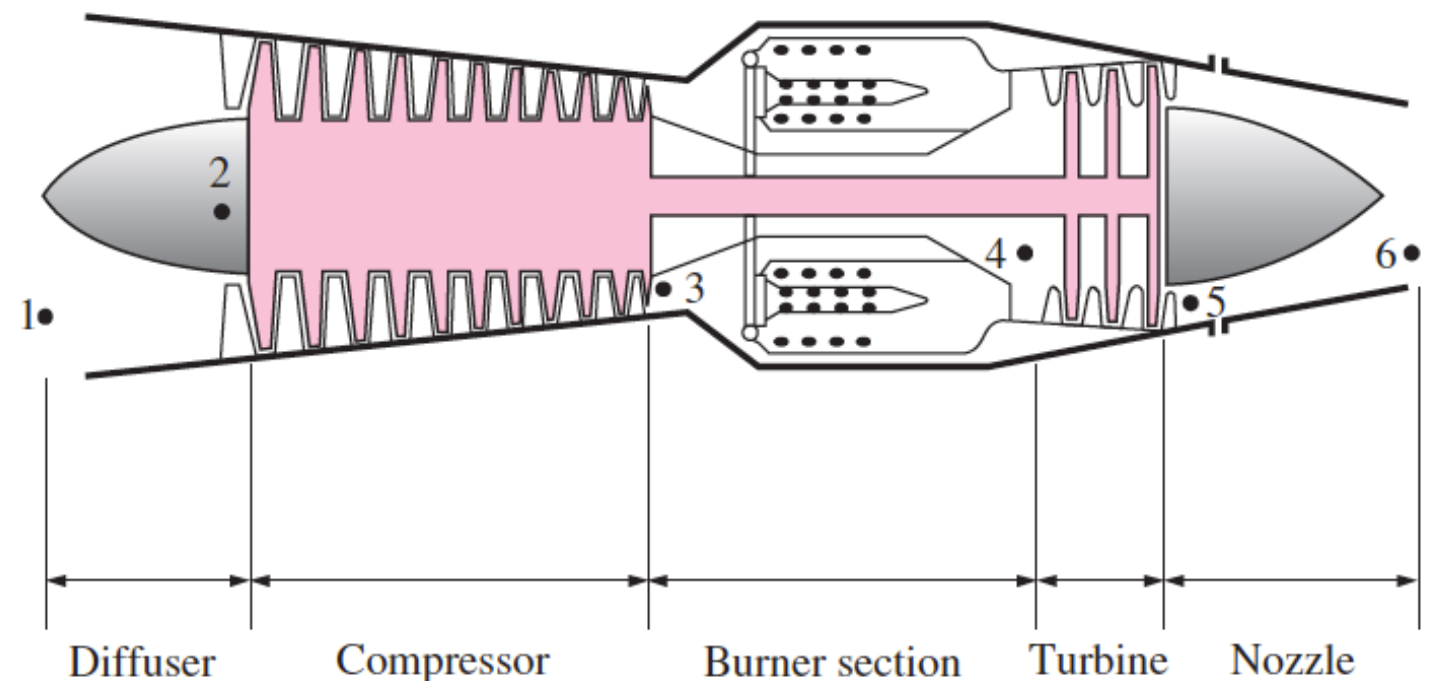
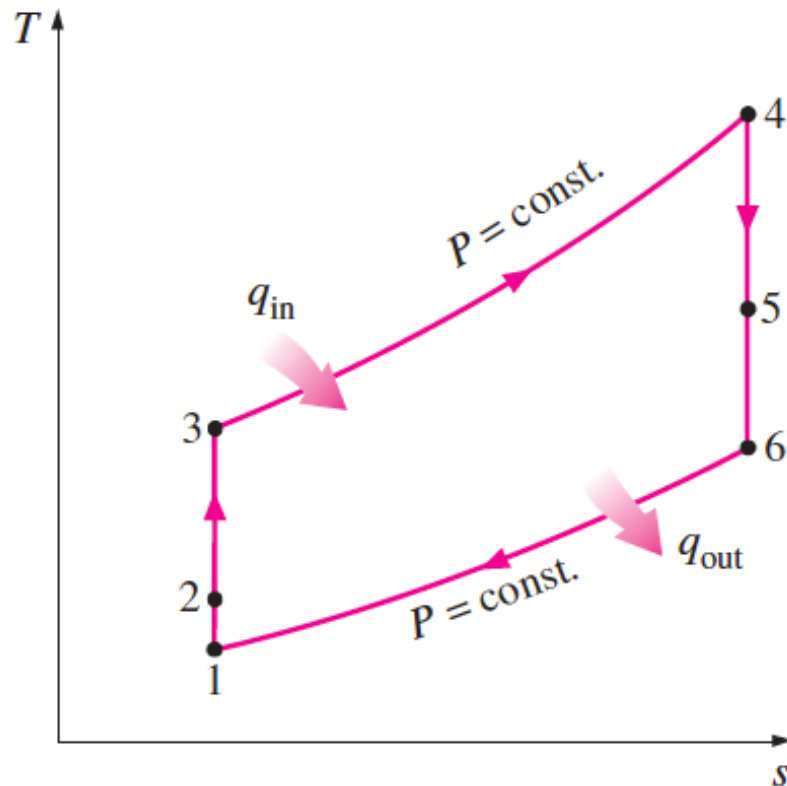
- Travail de compression inférieur pour une compression refroidie (*intercooler*)
- L'efficacité du cycle supérieure, comme le prix et le poids de l'installation



Cycle du turboréacteur

- variante du cycle de Joule

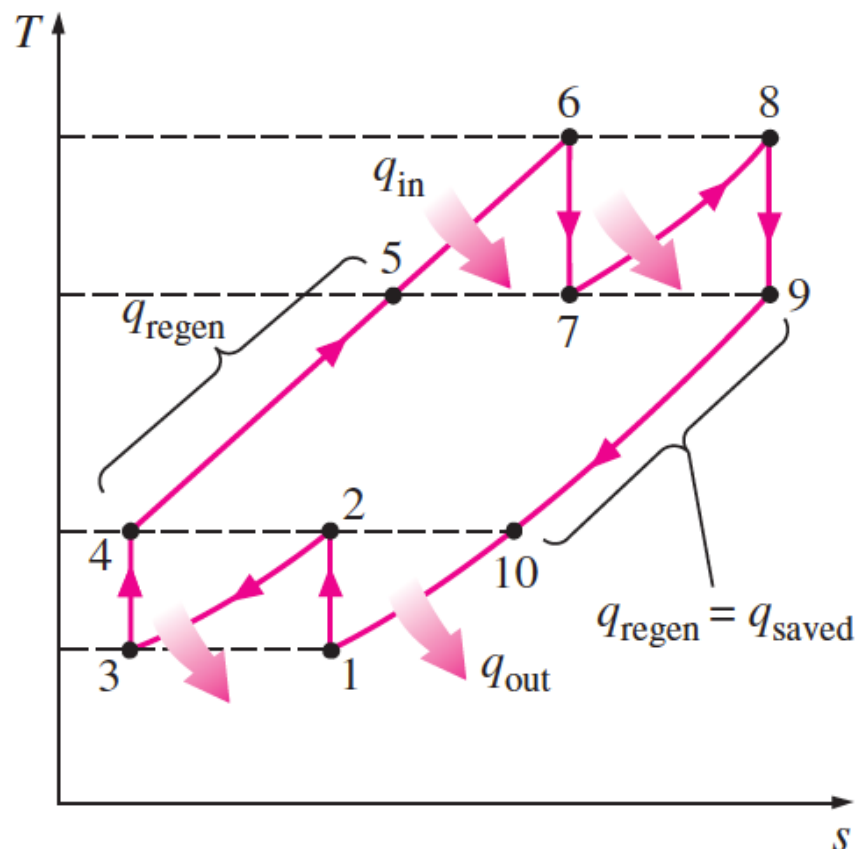
- Détente partielle dans la turbine: puissance fournie suffisante à entraîner le compresseur.
- Gaz à la sortie de la turbine détendus dans une tuyère pour être accélérés et ainsi produire une poussée.



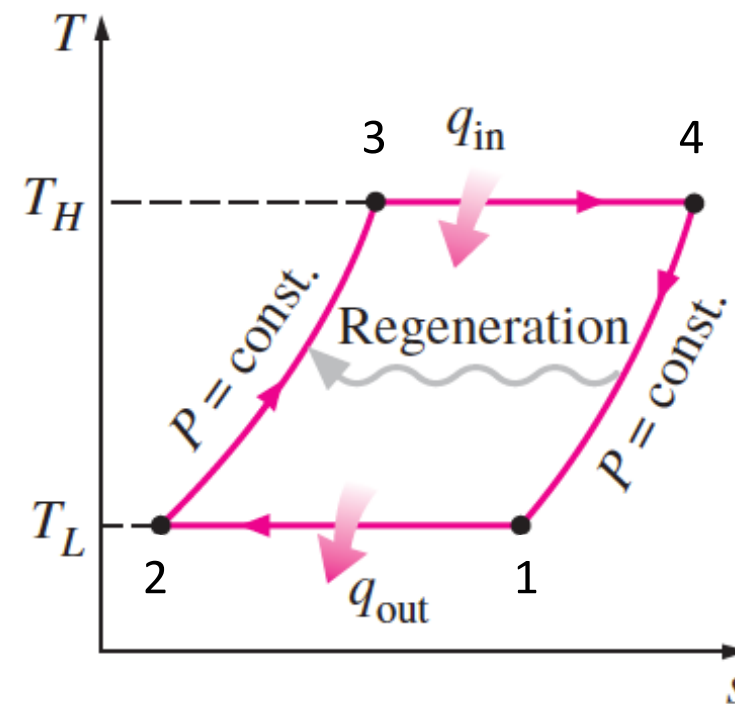


Cycle d'Ericsson

- multiplication du nombre d'étages de compression et de détente dans le cycle de Joule à compression et détente étagées
- transformations: une compression (3-4) et d'une détente isotherme (1-2), et d'échanges de chaleur isobares (4-1, 2-3)



Cycle de JB à à compression et détente étagées



Cycle de Ericsson



Analyse énergétique

- Compression isotherme (1-2)

$$w_{12} = (h_2 - h_1) - q_{12} = (h_2 - h_1) - T_F (s_1 - s_2)$$

$$w_{12} = T (s_2 - s_1) \quad \text{car} \quad h_1 = h_2$$

- Chauffage isobare (2-3)

$$q_{23} = (h_3 - h_2)$$

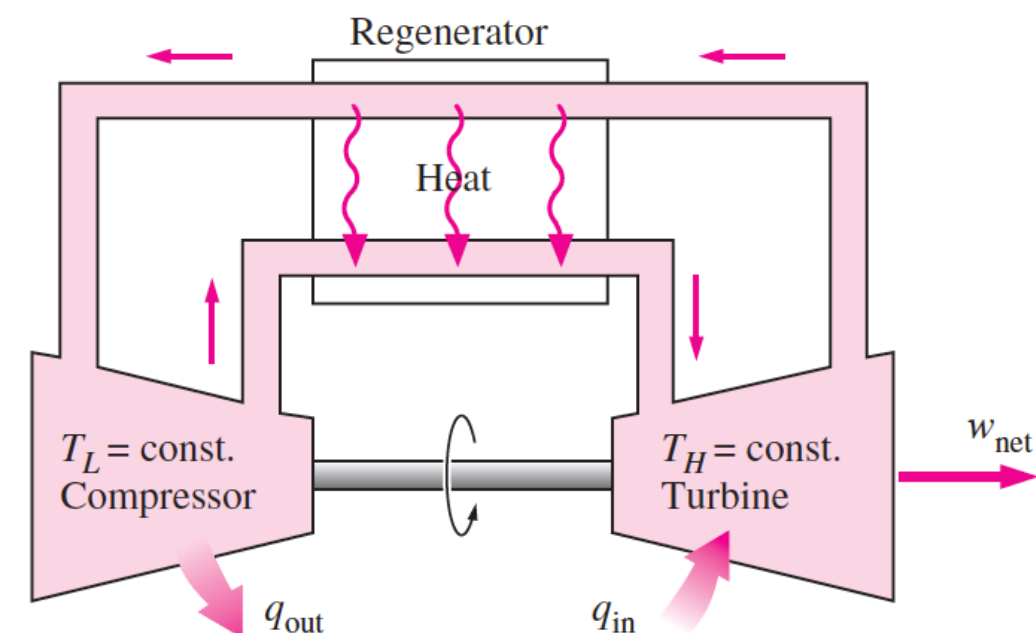
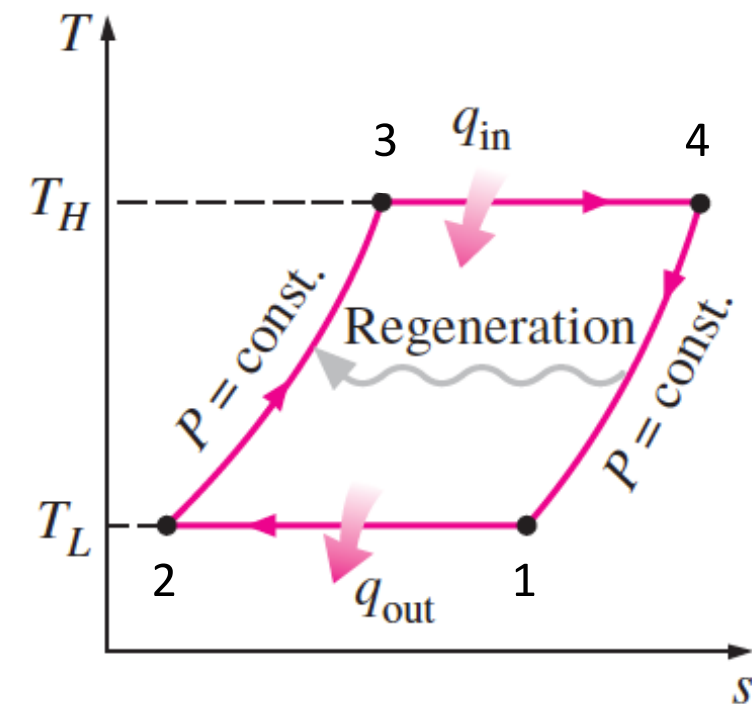
- Détente isotherme (3-4)

$$w_{34} = (h_4 - h_3) - q_{34} = (h_4 - h_3) - T_C (s_4 - s_3)$$

$$w_{34}^* = T_C (s_4 - s_3) \quad \text{car} \quad h_3 = h_4$$

- Refroidissement isobare (4-1)

$$q_{41} = h_1 - h_4 = -q_{23}$$





Analyse énergétique

- Efficacité thermique

$$s_4 - s_3 = -R \cdot \ln \frac{p_4}{p_3} = R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = s_1 - s_2$$

$$\epsilon_{th} = \frac{T_C (s_4 - s_3) - T_F (s_1 - s_2)}{T_C (s_4 - s_3)} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = \epsilon_{Carnot}$$

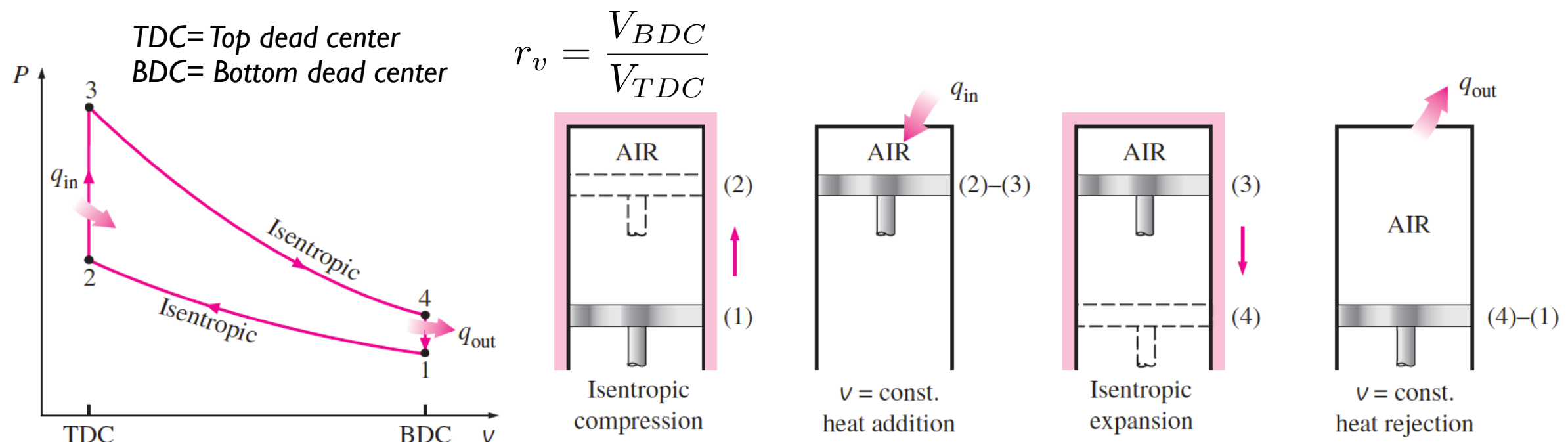
Attention!

- impossible de réaliser des compressions et détente $T = \text{cte}$
- compressions et détente étagées avec *intercooling*



Cycle d'Otto

- Cycle idéal pour les moteurs volumétriques à allumage commandé (moteur à essence).
- Transformations:
 - Compression isentropique 1 – 2 - compression du mélange air/essence lorsque le piston se déplace du BDC au TDC (soupapes fermées)
 - Chauffage isochore 2 – 3 - Combustion du mélange (instantanée avec piston au TDC)
 - Détente isentropique 3 – 4 - Détente des gaz brûlés lorsque le piston se déplace du TDC au BDC
 - Refroidissement isochore 4 – 1 - Détente irréversible des gaz brûlés (ouverture de la soupape d'échappement), refoulement des gaz brûlés, et enfin admission des gaz frais.





Analyse énergétique

- Transformations:

- Compression isentropique 1 – 2 ($q=0$)

$${}_1w_2 = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1)$$

- Chauffage isochore 2 – 3 ($w=0$)

$${}_2q_3 = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

- Détente isentropique 3 – 4 ($q=0$)

$${}_3w_4 = u_4 - u_3 = c_v (T_4 - T_3)$$

- Refroidissement isochore 4 – 1 ($w=0$)

$${}_4q_1 = u_1 - u_4 = c_v (T_1 - T_4)$$



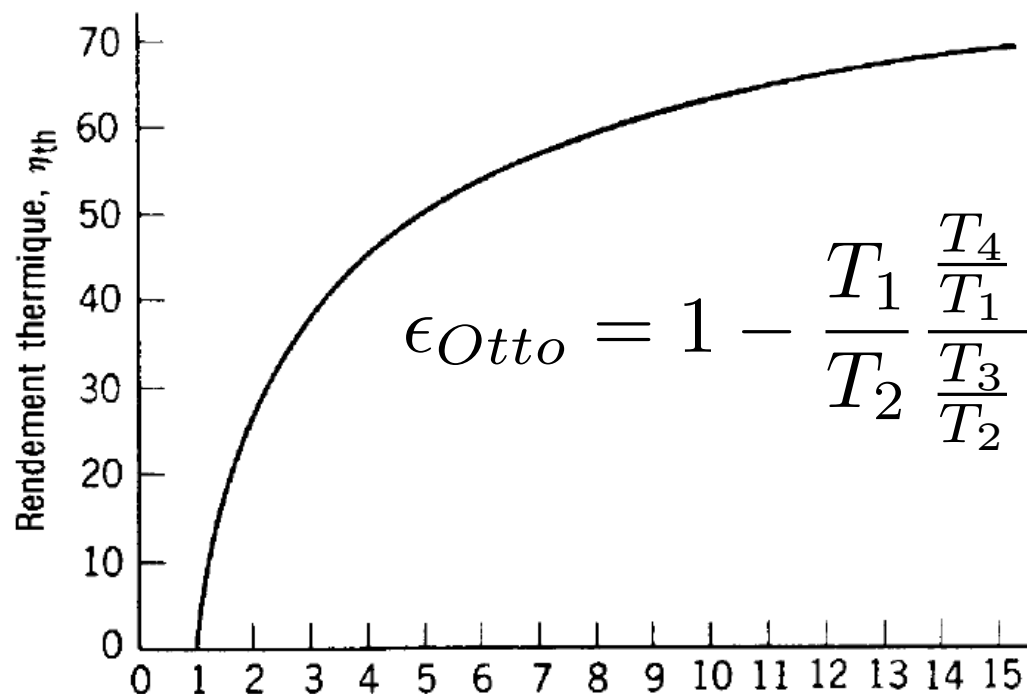
Analyse énergétique

- Efficacité thermique:

$$\epsilon_{Otto} = \frac{3w_4^* - 1 w_2}{2q_3} = \frac{c_v (T_3 - T_4) - c_v (T_2 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Transformations 1-2 et 3-4 isentropiques; $v_2=v_3$ et $v_4=v_1$

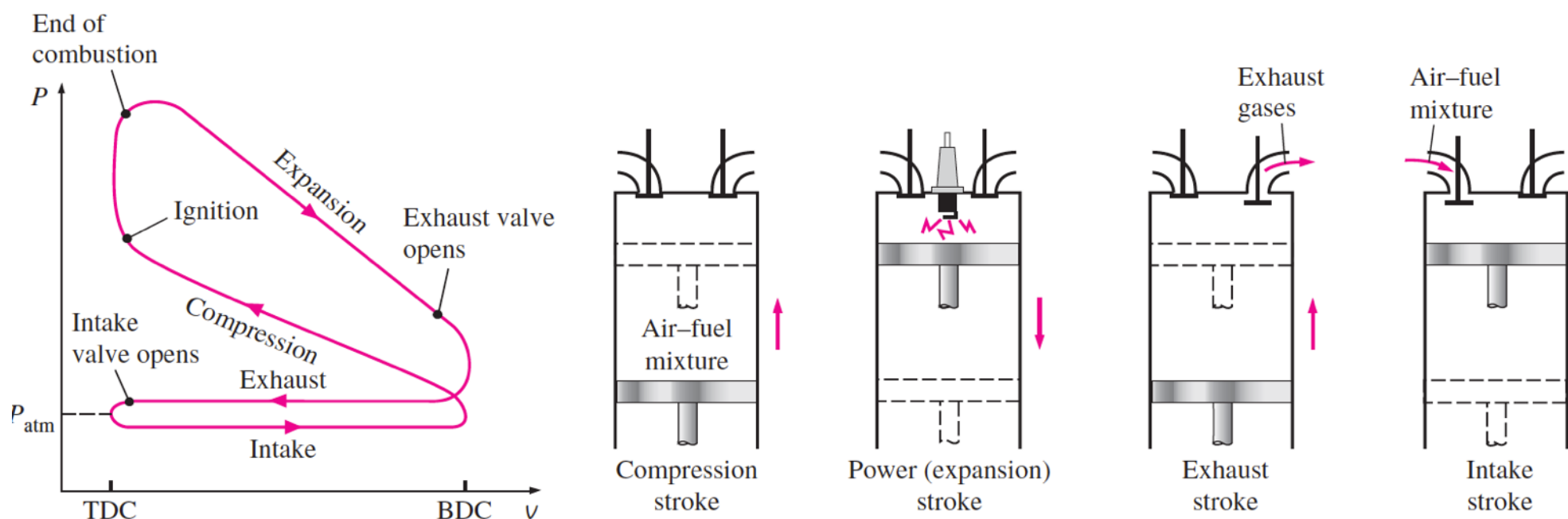
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$



$$\epsilon_{Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$$

 Considérations pratiques

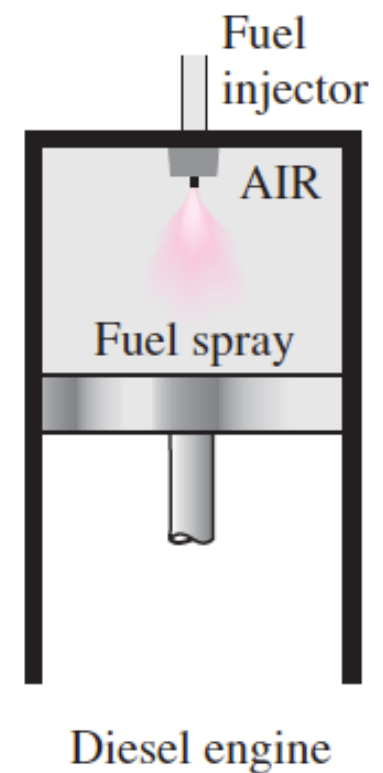
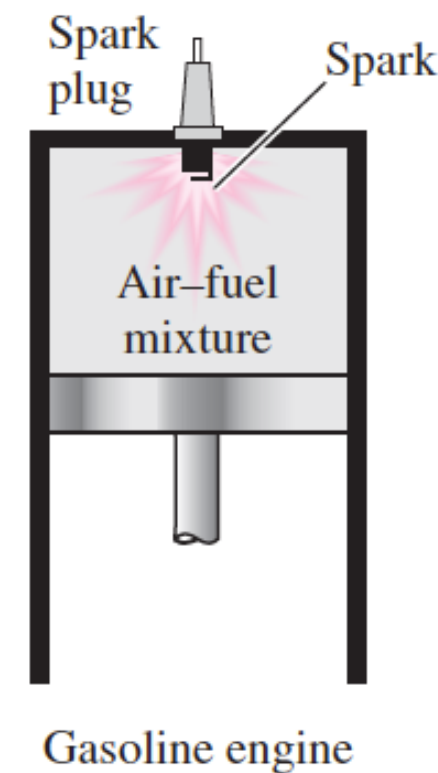
- Augmentation du rapport de compression limitée par le risque de détonation (compression avec onde de choc dans le cylindre)
- Ecart principal entre le cycle idéal et la transformation réelle sont :
 - chaleurs massiques varient avec T
 - combustion peut être incomplète ;
 - transformation réelle 4 – 1 (refoulement et d'admission) nécessite d'un certain travail (pertes de charge au travers des soupapes)
 - irréversibilités dues aux gradients de pression et de température.





Cycle de Diesel

- Cycle idéalisé des moteurs volumétriques à allumage spontané (moteur Diesel).
- Différence avec le cycle d'Otto
 - Processus de combustion nettement plus lent (brouillard de gouttelettes de gazole vs. pour le mélange air/essence) → supposé isobare
 - Seulement l'air est comprimée (pas de risque de dénotation → pressions plus élevées possibles)





Analyse énergétique

- Transformations:

- Compression isentropique 1 – 2 ($q=0$)

$${}_1w_2 = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1)$$

- Chauffage isobare 2 – 3 ($w \neq 0$)

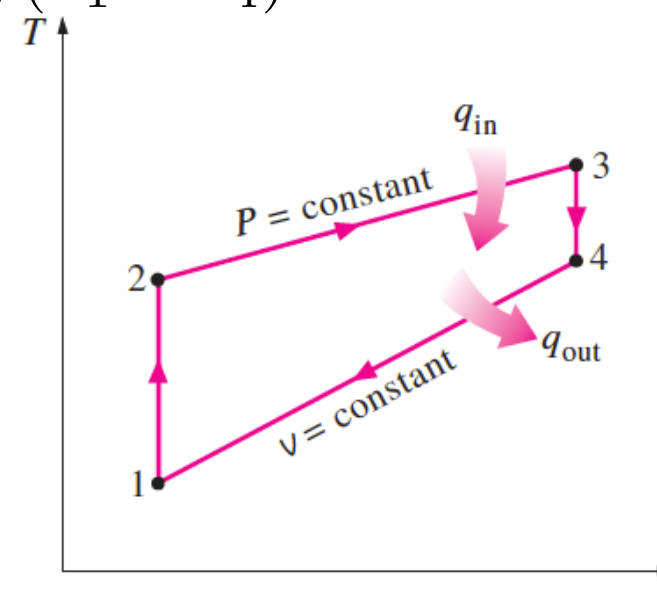
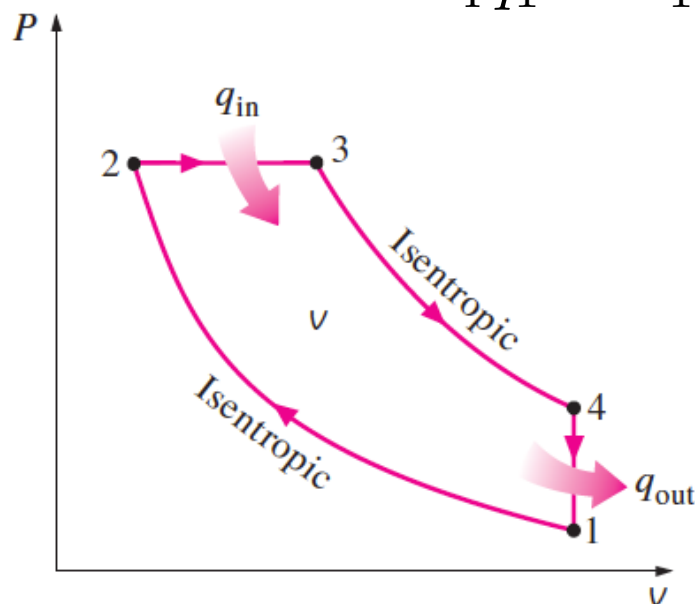
$${}_2q_3 = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2) + p_2 (v_3 - v_2) + R (T_3 - T_2) = c_p (T_3 - T_2)$$

- Détente isentropique 3 – 4 ($q=0$)

$${}_3w_4 = u_4 - u_3 = c_v (T_4 - T_3)$$

- Refroidissement isochore 4 – 1 ($w=0$)

$${}_4q_1 = u_1 - u_4 = c_v (T_1 - T_4)$$

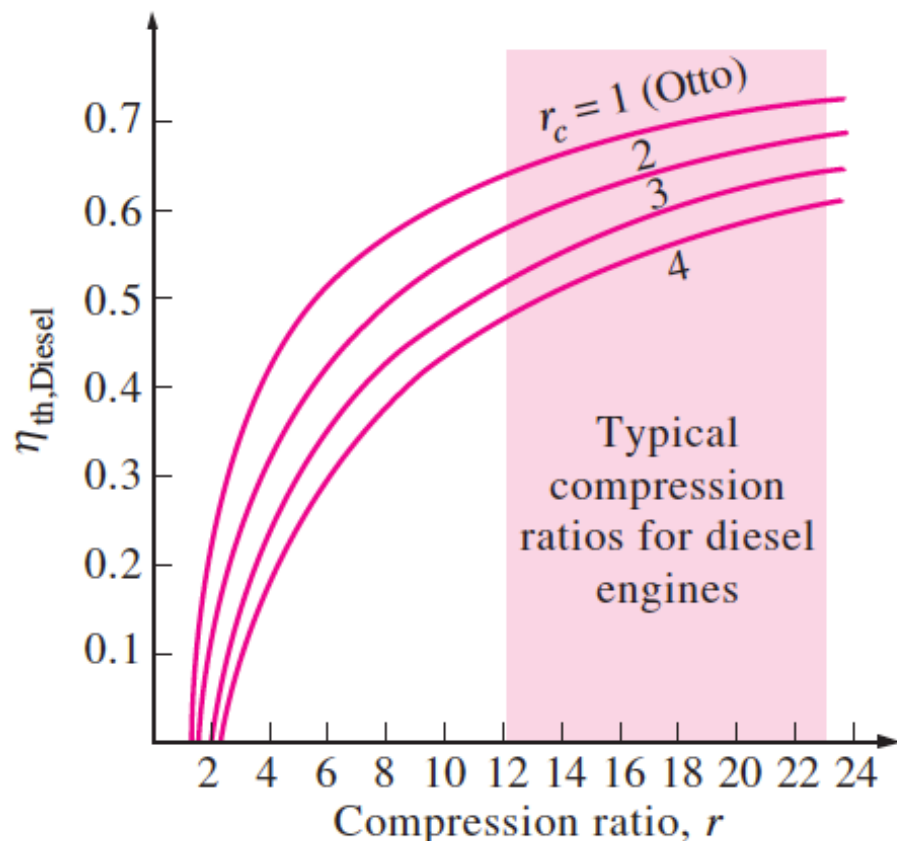


Analyse énergétique

- Efficacité:

$$\epsilon_{Diesel} = 1 - \frac{|q_L|}{q_H} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \frac{\left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_2}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Rapport volumétrique de combustion $r_c = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3 \cdot p_2}{T_2 \cdot p_3} = \frac{T_3}{T_2}$



$$\epsilon_{Diesel} = 1 - \frac{r_c^k - 1}{k \cdot r_v^{k-1} (r_c - 1)}$$

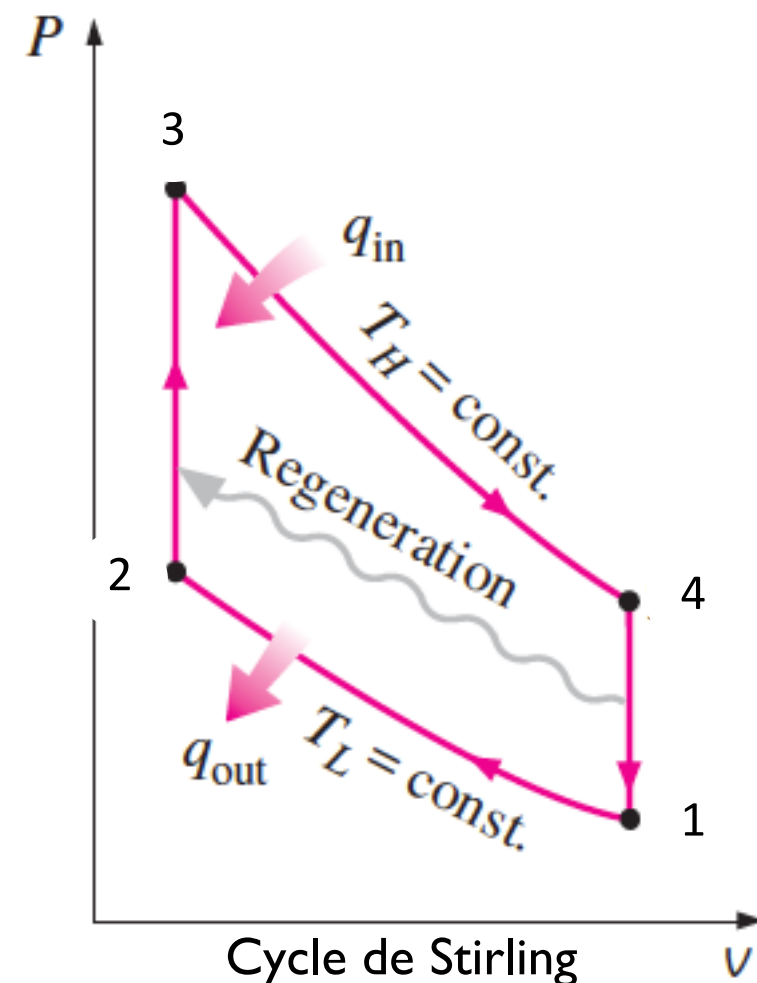
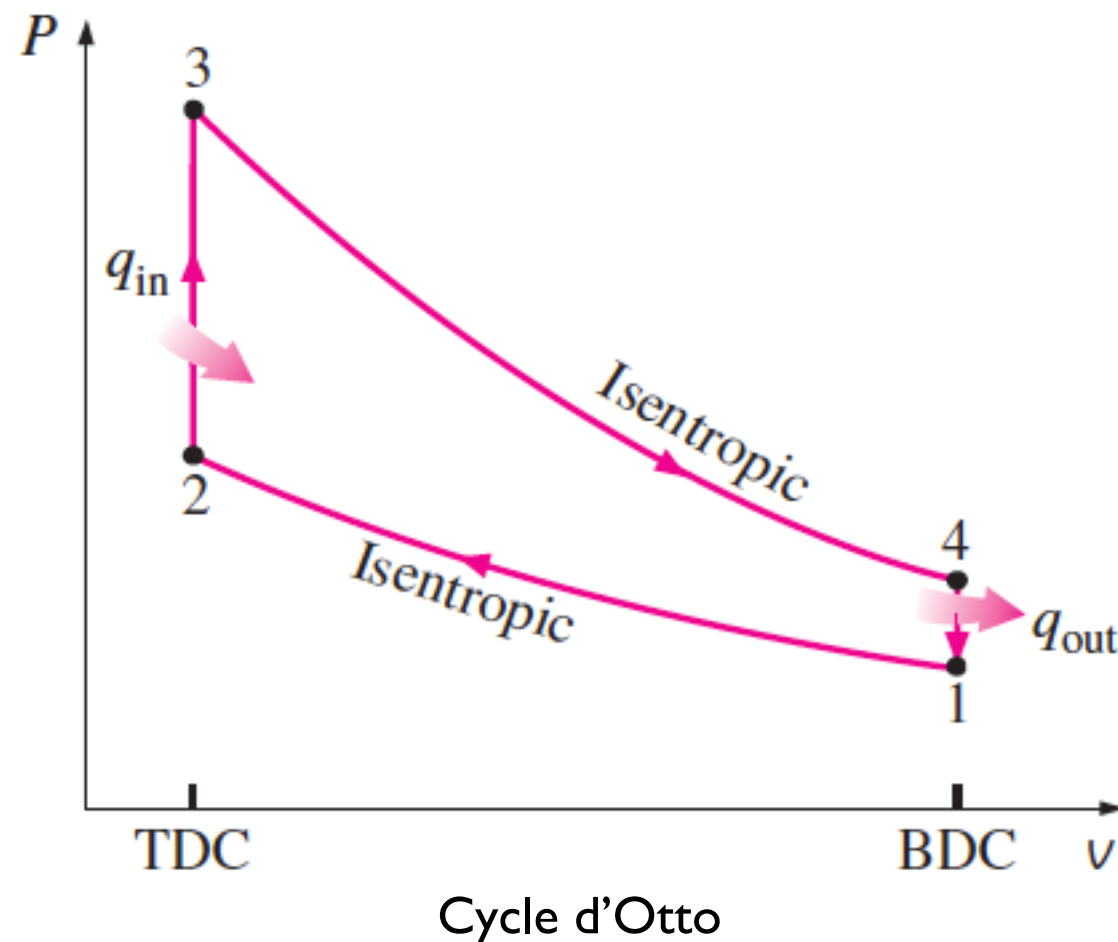
Considérations:

- A r_v identique. $\epsilon_{Diesel} < \epsilon_{Otto}$ ($p_{Diesel} \gg p_{Otto}$)
- ϵ_{Diesel} augmente si r_c diminue
- $r_c = 1 \rightarrow \epsilon_{Diesel} = \epsilon_{Otto}$



Cycle de Stirling

- multiplication du nombre d'étages de compression et de détente dans le cycle d'Otto (compression et détente isothermes)
- transformations: une compression (3-4) et d'une détente isotherme (1-2), et d'échanges de chaleur isochores (4-1, 2-3)



Analyse énergétique

- Compression isotherme (1-2) - Chaleur rejeté vers une source externe ($q=w$, $\Delta u=0$)

$${}_1q_2 = -{}_1w_2 = \int_1^2 p dv = R T_F \ln \frac{v_2}{v_1}$$

- Chauffage isobare (2-3) - Transfère de chaleur du régénérateur au fluide moteur ($w=0$)

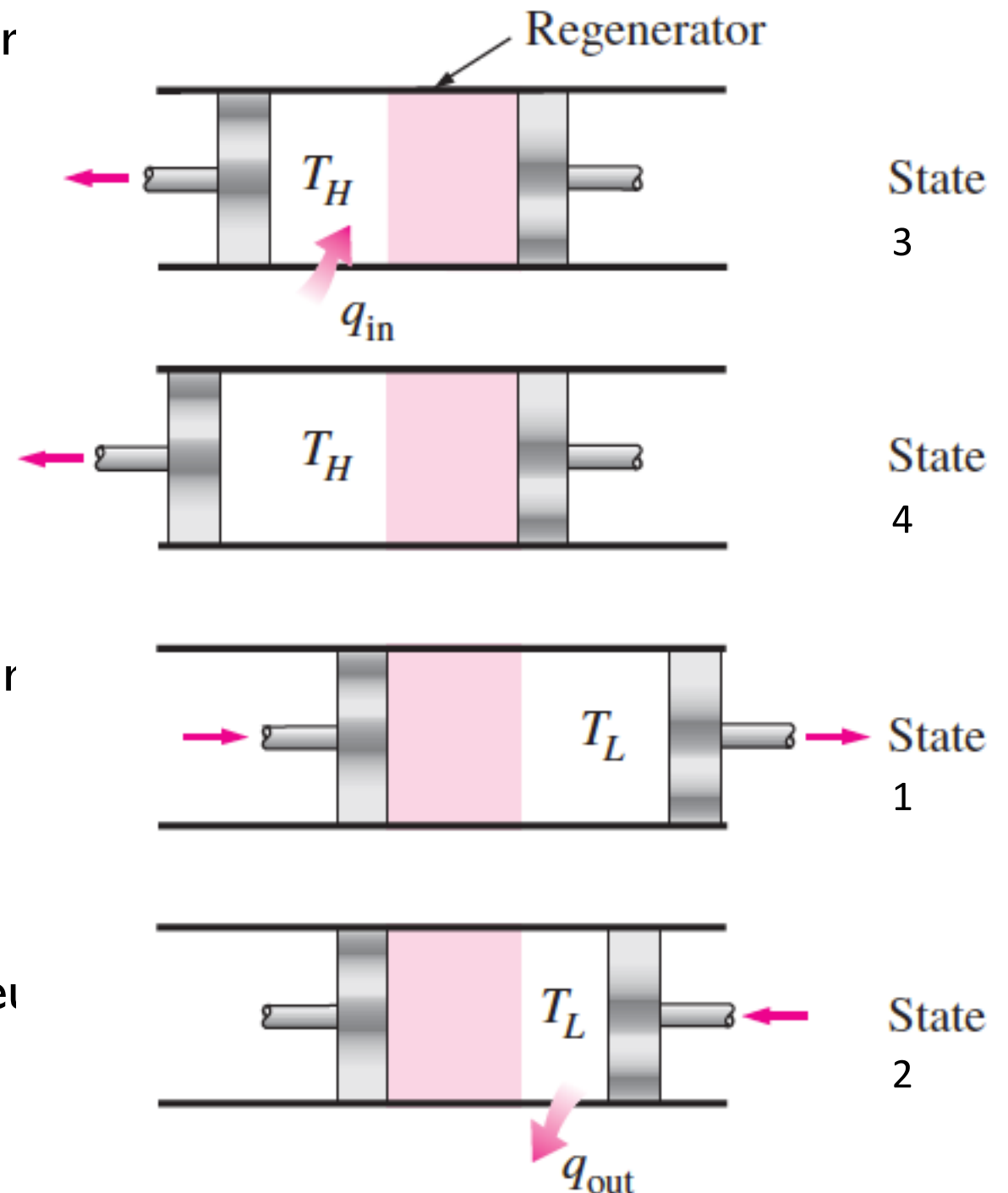
$${}_2q_3 = u_3 - u_2 = c_v (T_C - T_F)$$

- Détente isotherme (3-4) - Introduction de chaleur par une source externe ($q=w$, $\Delta u=0$)

$${}_3q_4 = -{}_3w_4 = \int_3^4 p dv = R T_C \ln \frac{v_4}{v_3}$$

- Refroidissement isobare (4-1) - Transfère de chaleur du fluide moteur au régénérateur ($w=0$)

$${}_4q_1 = u_1 - u_4 = c_v (T_F - T_C) = -{}_2q_3$$



Analyse énergétique

- Efficacité thermique

$$\epsilon_{Stirling} = \frac{-{}_3w_4 - {}_1w_2}{{}_3q_4} = \frac{T_C \ln \frac{v_4}{v_3} + T_F \ln \frac{v_2}{v_1}}{T_C \ln \frac{v_4}{v_3}} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = \epsilon_{Carnot}$$

Considérations générales

 Intérêt récent pour les machines de Stirling (travaux de la firme Phillips). La source chaude est un brûleur dans lequel on réalise la combustion externe d'un combustible.

- Avantages et inconvénients
 - Efficacité thermique élevée (en principe égale à l'efficacité de Carnot)
 - Combustion externe, donc moteur silencieux et polycarburant
 - Poids et prix élevés, en raison de la complexité de la cinématique
 - Puissance volumétrique très importante, grâce à la possibilité de travailler à très haute pression
 - Régulation aisée par action sur la masse (m) du fluide moteur