

Chapitre III

CYCLES MOTEURS DE VAPEUR D'EAU

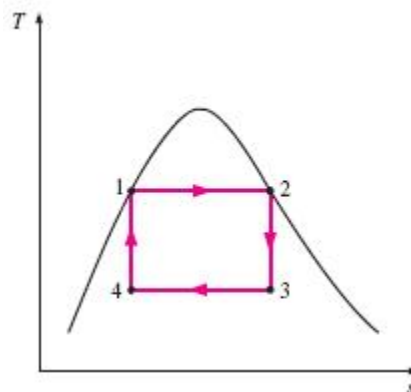
Les centrales électriques modernes sont équipées essentiellement d'installations motrices à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (ou caloporteur) est alternativement vaporisé et condensé. Le fluide moteur qu'elles utilisent le plus couramment est l'eau en raison de caractéristiques intéressantes telles que son faible coût, sa disponibilité et sa chaleur latente de vaporisation élevée. En particulier, cette dernière permet de lui fournir une grande quantité de chaleur sans nécessiter un débit élevé.

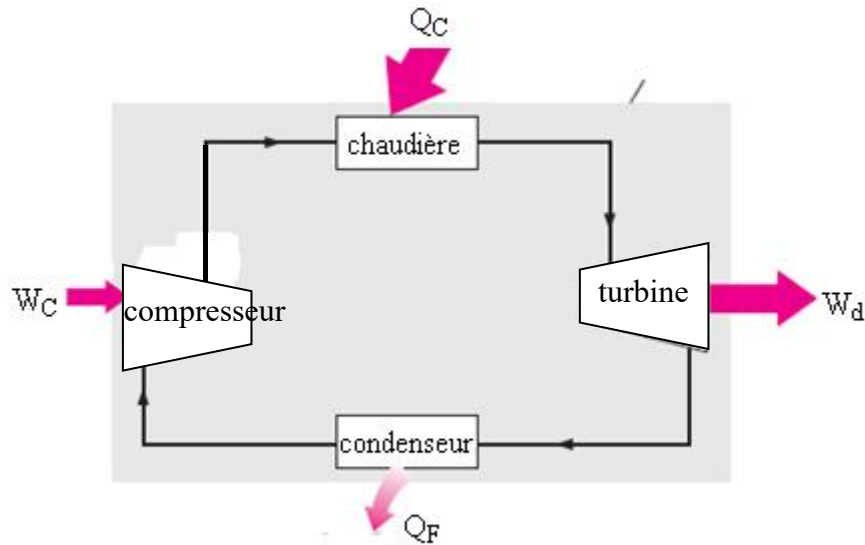
I. CYCLE DE CARNOT

Rappelons que le cycle de Carnot est le plus efficace des cycles opérant entre deux températures données. Il est composé de deux adiabatiques (une détente et une compression) et de deux isothermes (échanges de chaleurs). La réalisation pratique des deux transformations adiabatiques ne pose pas de difficultés particulières. Leur irréversibilité n'entraîne pas de diminution importante du rendement thermique du cycle. Les transformations de changements de phases sont les plus indiquées pour réaliser les deux transformations isothermes.

Ainsi, le cycle de Carnot d'une installation motrice de vapeur d'eau est exécuté à l'intérieur de la courbe de saturation comme l'indique les figures ci-dessous qui représentent le cycle et son installation. Au cours de ce cycle, le fluide moteur subit les transformations successives suivantes :

- réchauffement isotherme et réversible à l'intérieur d'une Chaudière (transformation 1-2) qui le fait passer de l'état de liquide saturé à celui de vapeur saturée ;
- détente isentropique dans une turbine (transformation 2-3) ;
- condensation isotherme et réversible dans un condenseur (transformation 3-4) ;
- compression isentropique par un compresseur ou une pompe (transformation 4-1) .





D'après ce qui précède, le cycle de Carnot est réalisable. Cependant, les conditions de fonctionnement réelles d'une telle installation ne présentent pas d'intérêt pratique, essentiellement pour deux raisons :

- le fluide moteur étant humide, les organes du compresseur et de la turbine vont travailler dans des conditions très dures, le fluide serait imparfait au point de vue de l'aérodynamique et leurs rendements relatifs seraient réduits ;
- les compresseurs qui doivent travailler avec une vapeur humide caractérisée par de faibles pressions et des volumes spécifiques élevés sont encombrants et nécessite une grande dépense d'énergie pour être entraînés.

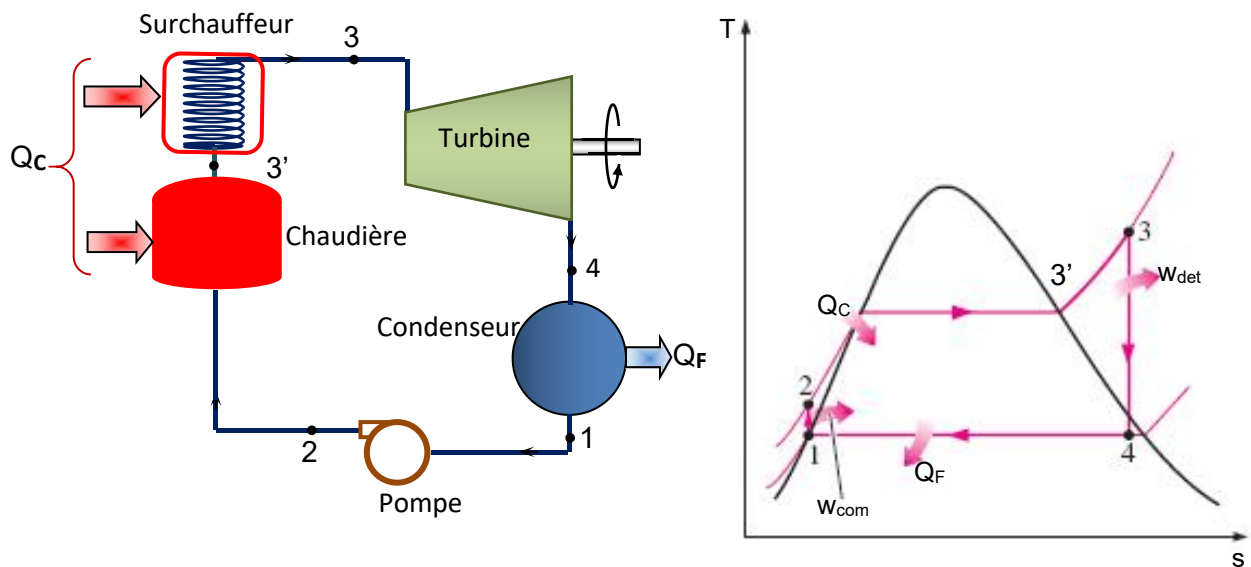
Pour toutes ces raisons, ce cycle de Carnot n'a pas trouvé d'application pratique.

II. CYCLE DE RANKINE

1. Introduction

Les inconvénients du cycle de Carnot peuvent être éliminés en surchauffant la vapeur dans la chaudière et en amenant l'eau jusqu'à la condensation complète dans le condenseur comme le montre la figure ci-dessous. En particulier, l'eau étant à l'état liquide entre le condenseur et la chaudière, son déplacement et sa compression peuvent être maintenant réalisés avec de simples pompes qui sont des machines de construction simple, de faible encombrement et qui consomment peu d'énergie.

Initialement Rankine a proposé un cycle dans lequel la vapeur n'est pas surchauffée. Cela élimine les inconvénients de la compression du cycle de Carnot mais conserve ceux de la détente et le rendement thermique est moins avantageux que celui du cycle de Carnot. Pour résoudre ces deux problèmes, on a recours à la surchauffe : la vapeur est admise dans un organe de la chaudière appelé surchauffeur qui la porte à une température supérieure à celle de la saturation. Ainsi la température moyenne au niveau de la source chaude est augmentée, ce qui a pour effet d'améliorer le rendement thermique du cycle. Les conditions de fonctionnement de la turbine deviennent meilleures (le titre de vapeur est plus élevé), ce qui améliore le rendement interne relatif de la turbine et, par conséquent, le rendement interne du cycle.



2. Etude énergétique du cycle de Rankine réversible

Pour chaque organe, nous pouvons appliquer l'équation de l'énergie pour les processus d'écoulements stationnaires :

$$q + w = \Delta h$$

On obtient alors :

- pour la chaudière (pas de travail)

$$q_C = h_3 - h_2$$

- pour le condenseur (pas de travail)

$$q_F = h_1 - h_4$$

- pour la turbine (détente isentropique)

$$w_d = h_4 - h_3$$

- pour la pompe (compression isentropique)

$$w_c = h_2 - h_1$$

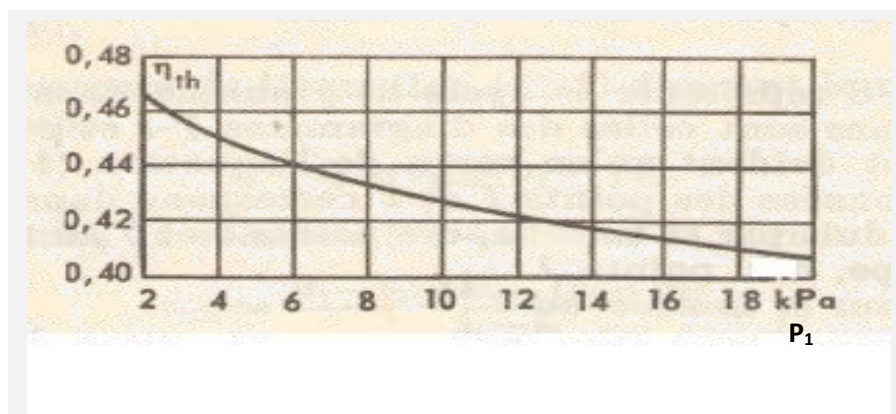
Ainsi, le rendement thermique est :

$$\eta_{th} = 1 + \frac{q_F}{q_C} = 1 + \frac{h_1 - h_4}{h_3 - h_2}$$

Nous avons vu au chapitre précédent que le rendement thermique peut être défini en utilisant les températures moyennes « chaude » et « froide » :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{Fmoy}}{T_{Cmoy}}$$

Pour améliorer ce rendement nous pouvons agir sur ces deux températures. De cette relation, il ressort que la diminution de T_{Fmoy} (en l'occurrence, ici, c'est T_1) est une solution. La variation de cette température est accompagnée par celle de P_1 puisqu'on est dans le domaine diphasique. Le graphe ci-dessous montre, pour $T_3 = 550^\circ\text{C}$ et $P_3 = 16670 \text{ kPa}$, la dépendance du rendement thermique à l'égard de cette pression.



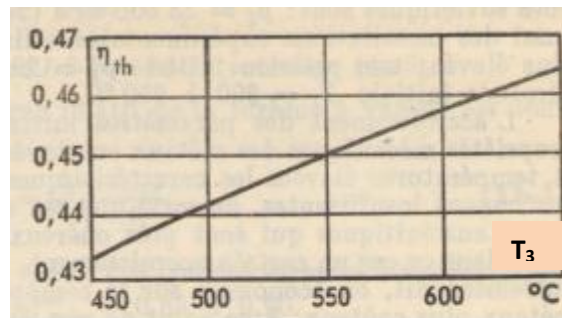
La pression P_1 régnant dans le condenseur est généralement déterminée par la température de l'eau de refroidissement et est comprise entre 3,5 et 4 kPa. Diminuer la pression ne constitue pas du point de vue pratique un avantage pour deux raisons :

- le volume spécifique de la vapeur augmentant, il nécessite d'utiliser des condenseurs plus grands ;

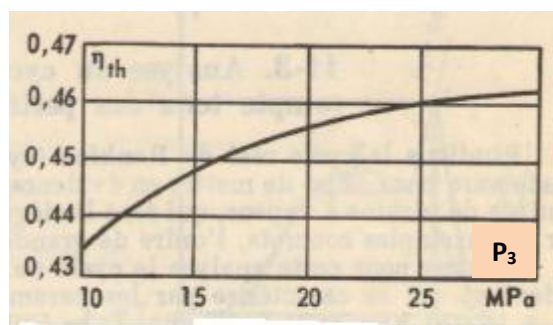
- T_1 va diminuer et réduire l'écart de température avec l'eau de refroidissement ; une augmentation des dimensions du condenseur est alors nécessaire.

Le rendement thermique du cycle de Rankine dépend en premier lieu des paramètres P_3 et T_3 de la vapeur d'eau à l'entrée de la turbine :

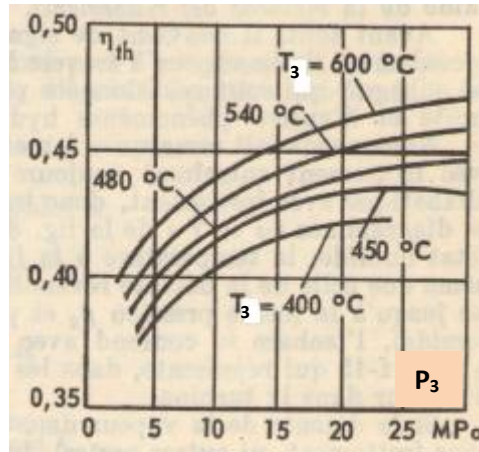
- Lorsque la température de surchauffe T_3 augmente, pour P_3 fixé, le rendement thermique du cycle s'élève car la température moyenne T_{Cmoyen} devient plus grande. La figure ci-dessous montre un exemple de variation du rendement thermique avec T_3 pour $P_3 = 16670$ kPa et $P_4 = 4$ kPa



- Lorsque la température de surchauffe T_3 est fixée, l'augmentation de P_3 fait que le rendement thermique du cycle s'élève car la température moyenne T_{Cmoyen} devient là aussi plus grande. La figure ci-dessous montre un exemple de variation du rendement thermique avec P_3 pour $T_3 = 550^\circ\text{C}$ et $P_4 = 4$ kPa. L'inconvénient dans ces réside dans le fait que l'humidité de la vapeur à la sortie de la turbine va augmenter, ce qui va affaiblir le rendement interne relatif de cet organe.

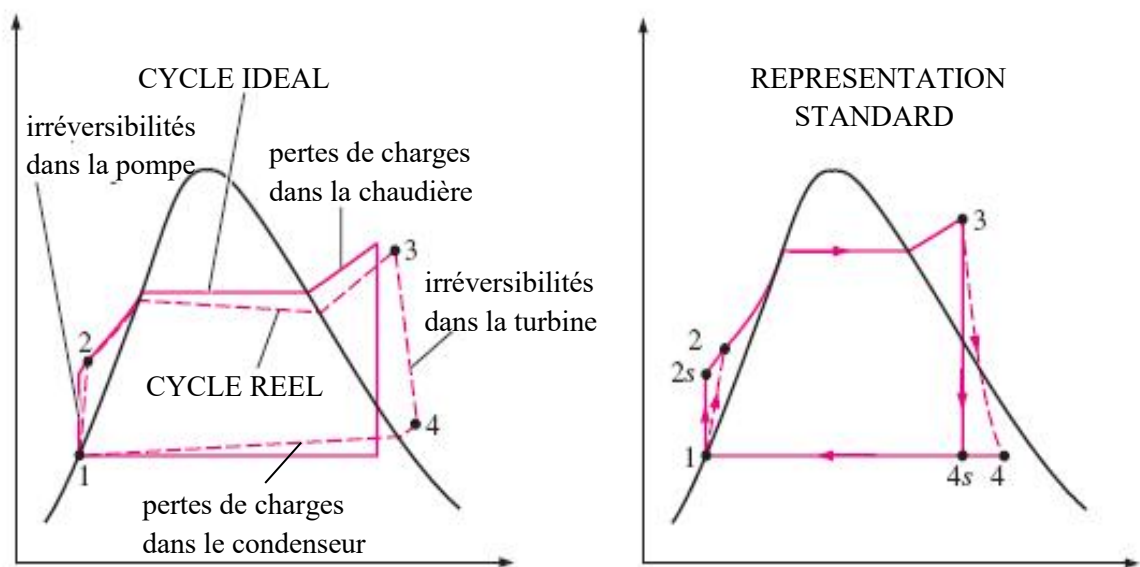


En fait, pour améliorer les performances du cycle de Rankine, on doit en principe augmenter les valeurs de T_3 et P_3 comme le montre la figure ci-dessous.



3. Cycle réel

Le cycle réel diffère du cycle réversible ou idéal comme l'indiquent les diagrammes ci-dessous à cause des irréversibilités qui se produisent dans les différents organes. Les pertes de charges et de chaleurs sont les principales sources d'irréversibilités.



Pour maintenir le même niveau de production de travail, par rapport au cas idéal, il faut donc réchauffer d'avantage le fluide moteur et lui faire subir un complément de compression dans la pompe. Ceci aura pour conséquence de diminuer le rendement de l'installation.

L'irréversibilité de la détente et de la compression a une importance particulière. Pour mesurer les écarts de ces transformations par rapport à leurs homologues isentropiques, on introduit les rendements isentropiques qui représentent des rendements internes :

- Pour la compression

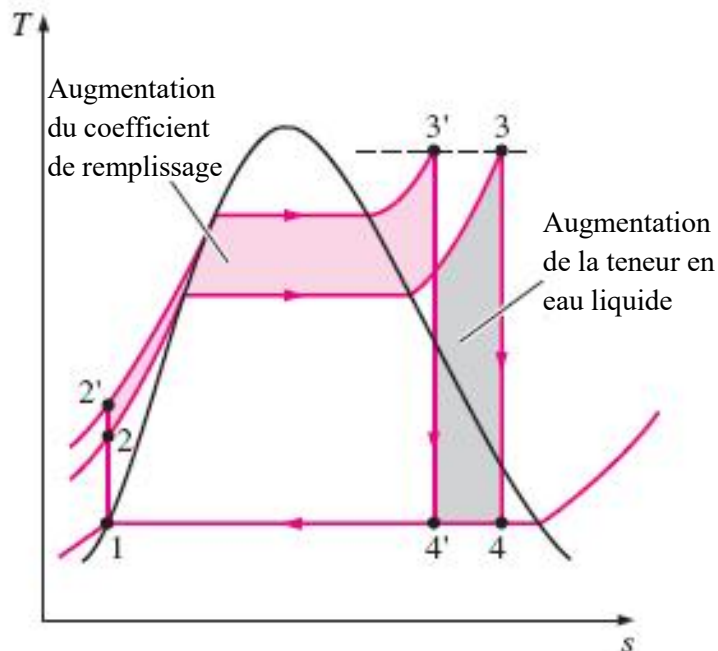
$$\eta_s^{\text{com}} = \frac{\left| \frac{W_{\text{com}}^{\text{isent}}}{W_{\text{com}}^{\text{reel}}} \right| = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad ()$$

- Pour la détente

$$\eta_s^{\text{det}} = \frac{\left| \frac{W_{\text{det}}^{\text{reel}}}{W_{\text{det}}^{\text{isent.}}} \right| = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad ()$$

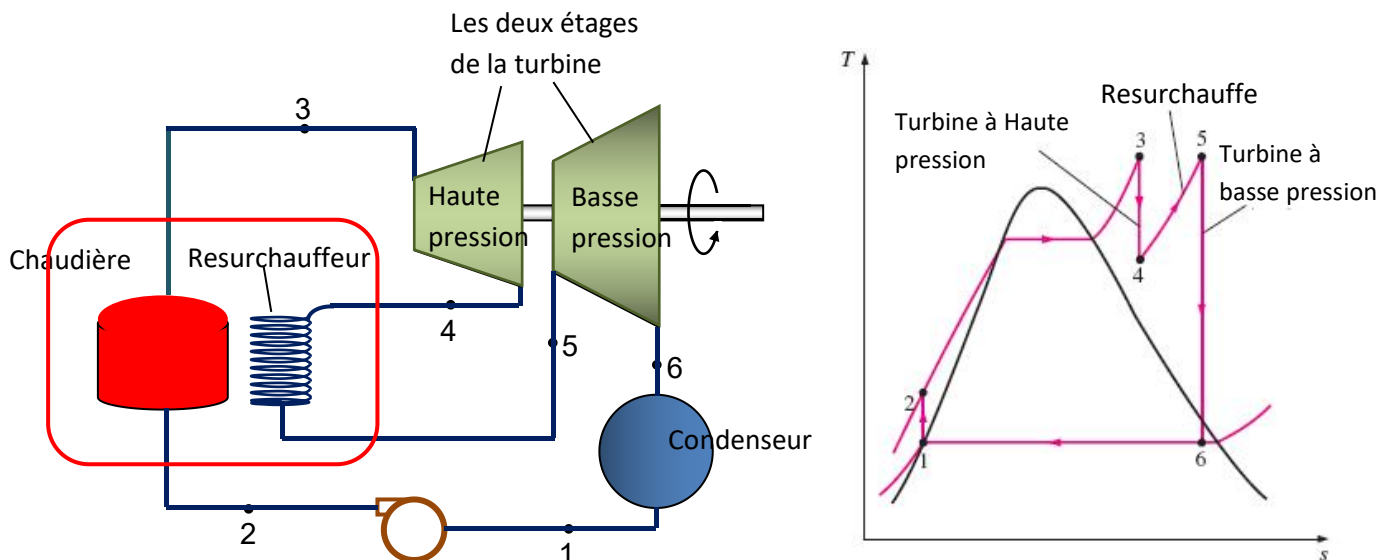
III. CYCLE A RESURCHAUFFE DE LA VAPEUR

Dans ce qui précède, nous avons vu que, pour améliorer les performances du cycle de Rankine, on doit en principe augmenter les valeurs de T_3 et P_3 . L'augmentation de T_3 améliore le rendement thermique et le titre de la vapeur qui sort de la turbine. Pour la même valeur de T_3 , l'emploi d'une pression plus élevée augment le coefficient de remplissage, donc le rendement thermique, mais diminue le titre de la vapeur qui sort de la turbine, donc le rendement interne relatif de la turbine. Cet effet est illustré par la figure ci-dessous..



Pour tirer avantage de l'augmentation de ces deux paramètres sans faire face au problème de l'humidité, une solution serait d'augmenter d'avantage la température de surchauffe. Cependant, cette élévation de température est limitée par les propriétés mécaniques des matériaux utilisés, notamment pour les aubages de la turbine.

Un meilleur procédé est celui de la resurchauffe de la vapeur. Cette opération s'effectue comme suit : la vapeur qui est détendue jusqu'à une certaine pression $P_4 > P_1$ (celle du condenseur) ressort de la turbine pour être dirigée vers un resurchauffeur pour y être réchauffée avant de retrouver la turbine où elle est détendue jusqu'à la pression P_1 . En réalité, la turbine est constituée d'un ensemble de deux turbines, l'une à haute et l'autre à basse pression. En principes elles sont distinctes mais elles peuvent être montées sur le même arbre accouplé à la génératrice électrique. On les désigne également par les appellations étages à haute et basse pressions.



Souvent, la resurchauffe est réalisée jusqu'à la température d'entrée dans le premier étage de la turbine. Le resurchauffeur peut être un échangeur qui est placé sur le trajet des gaz de combustion et qui permet de récupérer une partie de leur chaleur.

Le diagramme (T-s) ci-dessus représente le cycle réversible d'une installation motrice à resurchauffe de la vapeur. Du point de vue énergétique, on obtient alors :

- pour la source chaude

$$q_C = (h_3 - h_2) + \underbrace{(h_5 - h_4)}_{\text{resurchauffe}}$$

- pour le condenseur

$$q_F = h_1 - h_6$$

- pour la turbine (détente isentropique)

$$w_d = \underbrace{(h_4 - h_3)}_{\text{étage1}} + \underbrace{(h_6 - h_5)}_{\text{étage2}}$$

- pour la pompe (compression isentropique)

$$w_c = h_2 - h_1$$

Ainsi, le rendement thermique est :

$$\eta_{th} = 1 + \frac{q_F}{q_C} = 1 + \frac{h_1 - h_6}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

ou

$$\eta_{th} = \left| \frac{w_{cy}}{q_C} \right| = \left| \frac{w_d + w_c}{q_C} \right| = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

La resurchauffe de la vapeur initialement utilisée pour diminuer la teneur en eau liquide dans la turbine permet également d'améliorer le rendement thermique du cycle. L'incorporation d'une seule resurchauffe engendre une augmentation du rendement de l'ordre de 5%. Théoriquement, plus on multiplie les resurchauffes meilleur sera le rendement.

IV. CYCLE A REGENERATION (OU A SOUTIRAGE)

1. Introduction

Une troisième possibilité d'accroître la température moyenne chaude est de préchauffer l'eau d'alimentation avant son admission dans la chaudière. Pour ce faire, une partie de la vapeur est soutirée aux étages intermédiaires de la turbine pour être envoyée vers un échangeur de chaleur appelé régénérateur pour céder sa chaleur à l'eau d'alimentation qui provient du condenseur. Le reste de la vapeur qui n'est pas soutirée poursuit sa détente dans la turbine jusqu'à la pression du condenseur.

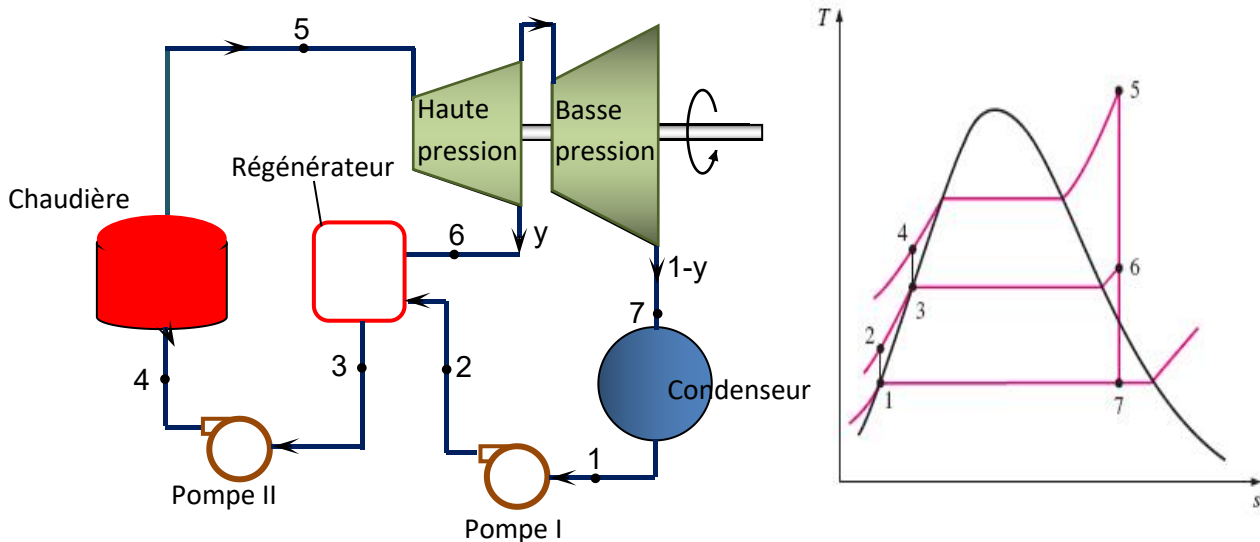
La régénération permet :

- d'augmenter le rendement thermique du cycle ;
- de dégazer l'eau d'alimentation suite aux infiltrations d'air dans le condenseur ;
- de contrôler les débits volumiques élevés dans les derniers étages de la turbine où les volumes massiques sont grands à basse pression

On distingue deux types de régénérateurs (ou réchauffeurs ou récupérateurs) : le régénérateur à mélange et le régénérateur à surface.

2. les régénérateurs à mélange

Le régénérateur à mélange est une enceinte dans laquelle la vapeur soutirée de la turbine est mélangée à l'eau d'alimentation sortant de la pompe placée en aval du condenseur. Dans le cas idéal, la fraction de vapeur extraite de la turbine est telle que le mélange résultant sort du réchauffeur sous forme de liquide saturé à la pression du régénérateur. Le schéma de l'installation du cycle de régénération à un seul étage et son diagramme T-s sont représentés dans la figure ci-dessous. Dans cette configuration, le fluide caloporteur sort du condenseur à l'état de liquide saturé pour être ensuite comprimé dans la pompe I jusqu'à la pression du régénérateur. A la sortie de ce dernier, le fluide est admis dans une deuxième pompe qui le porte à la pression qui prévaut dans la chaudière dans laquelle il est introduit pour y être chauffé jusqu'à la température d'admission dans la turbine.



Si, pour 1kg de vapeur sortant de la chaudière une quantité y kg est soutirée, le reste, soit $(1-y)$ kg, se détend complètement jusqu'à la pression du condenseur. Du point de vue énergétique, nous pouvons appliquer, pour chaque organe, l'équation de l'énergie pour les processus d'écoulements stationnaires :

$$q + w = \Delta h$$

On obtient alors :

- pour le groupe chaudière (pas de travail)

$$q_C = (h_5 - h_4)$$

- pour le condenseur (pas de travail)

$$q_F = (1 - y)(h_1 - h_7)$$

- pour la turbine (détente isentropique)

$$w_d = \underbrace{(h_6 - h_5)}_{\text{avant soutirage}} + \underbrace{(1-y)(h_7 - h_6)}_{\text{après soutirage}}$$

- pour les pompes (compression isentropique)

$$w_c = \underbrace{(h_4 - h_3)}_{\text{pompe II}} + \underbrace{(1-y)(h_2 - h_1)}_{\text{pompe I}} \left(\text{ou } \underbrace{v_3(P_4 - P_3)}_{\text{pompe II}} + \underbrace{(1-y)v_1(P_2 - P_1)}_{\text{pompe I}} \right)$$

- pour le régénérateur

$$0 + 0 = y(h_3 - h_6) + (1-y)(h_3 - h_2)$$

Cette dernière équation permet de déterminer la fraction de vapeur soutirée :

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2}$$

Ainsi, le rendement thermique est :

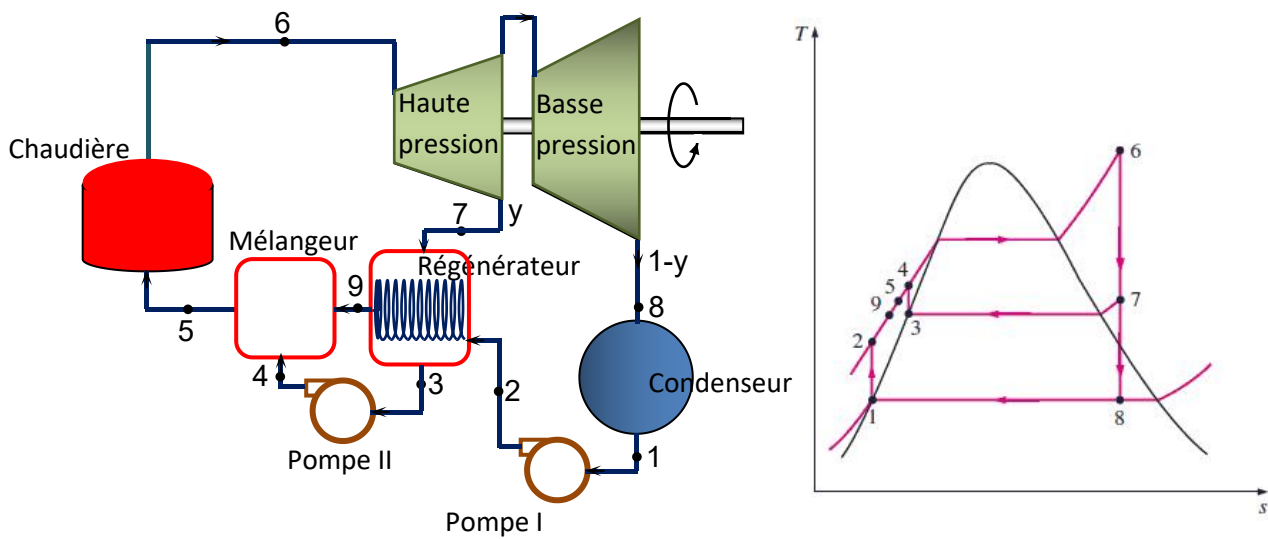
$$\eta_{th} = 1 + \frac{q_F}{q_C} = 1 + \frac{(1-y)(h_1 - h_7)}{h_5 - h_4}$$

Le rendement thermique du cycle à régénération est plus élevé que celui du cycle de Rankine en raison d'une température moyenne chaude plus importante. On peut l'accroître d'avantage en utilisant plusieurs régénérateurs alimentés par des soutirages à différents niveaux de pression. Dans les grandes centrales thermiques, on peut utiliser jusqu'à huit réchauffeurs.

Le réchauffeur à mélange est un dispositif efficace, simple et bon marché. Son inconvénient réside dans le fait que, pour chaque régénérateur, il faut installer une pompe pour faire circuler l'eau d'alimentation.

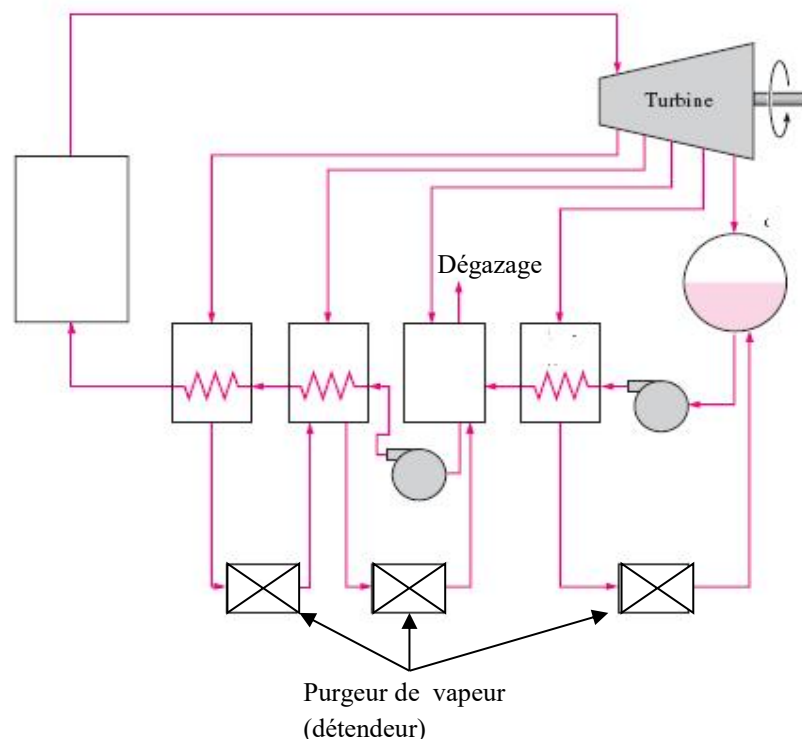
3. les régénérateurs à surfaces

Les régénérateurs à surfaces sont des échangeurs de chaleur dans lesquels la vapeur soutirée de la turbine n'est pas mélangée avec l'eau d'alimentation. Les deux écoulements sont à des pressions différentes et leurs températures de sortie sont en théorie égales. Le schéma de l'installation du cycle de régénération à un seul étage et son diagramme T-s sont représentés dans la figure ci-dessous.



Cette différence de pression fait que pour réintégrer l'eau d'alimentation, la vapeur soutirée est soit pompée vers un mélangeur situé en aval, soit détendue dans un purgeur de vapeur (détente isenthalpique) pour être admise dans le condenseur.

Le réchauffeur à surface est plus compliqué, plus cher et moins efficace que son homologue à mélange. Son avantage est qu'il n'est pas nécessaire d'installer une pompe pour chaque réchauffeur. Dans la plupart des centrales thermiques utilisant ce procédé, on associe les deux types de réchauffeurs comme, par exemple, dans le cas ci-dessous.

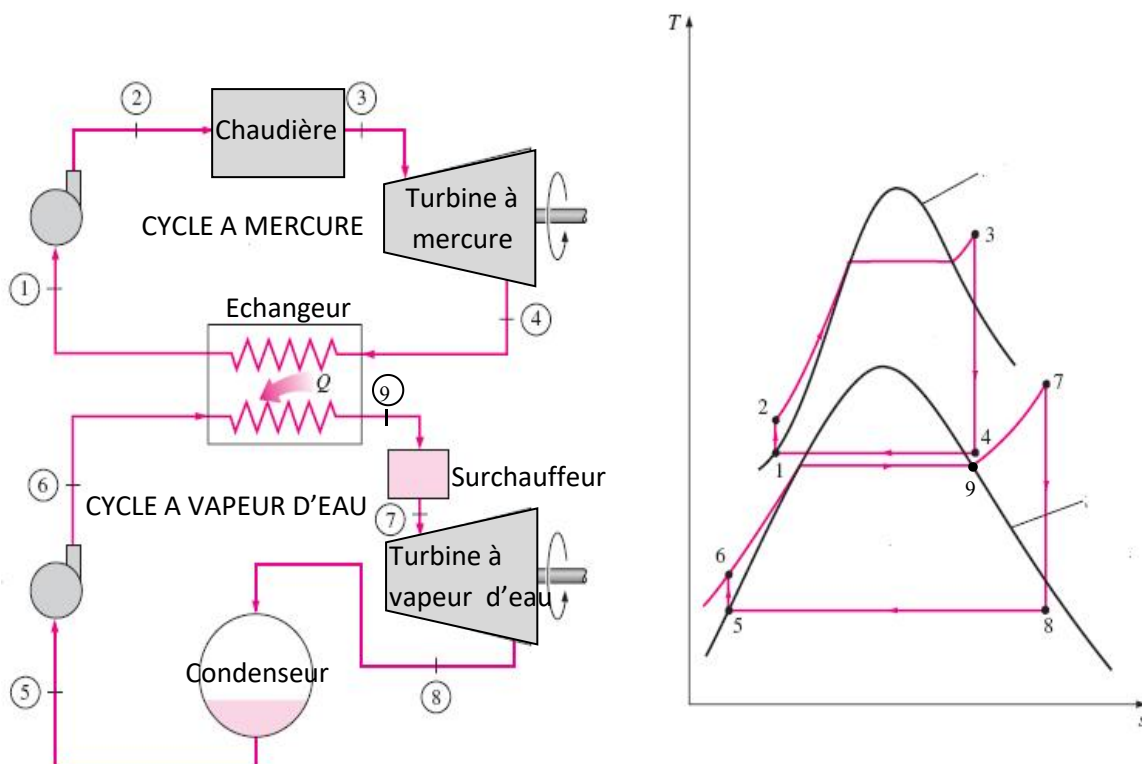


V. CYCLE BINAIRE

L'eau, qui est le fluide caloporteur le plus utilisé dans les cycles de puissance, n'est cependant pas le fluide idéal. Du point de vue thermodynamique, sa principale qualité est qu'il possède une pression de saturation qui n'est pas trop basse dans le condenseur. C'est donc un fluide qui convient pour la partie du cycle où les températures sont basses.

Par ailleurs, pour avoir un coefficient de remplissage élevé, le fluide moteur doit avoir des constantes critiques aussi grandes que possible : pour une même température de saturation, le coefficient de remplissage est meilleur pour le fluide ayant les plus grandes constantes critiques. Il doit également avoir une chaleur spécifique à pression constante aussi petite que possible ; les isobares dont la pente dans un diagramme T-s vaut $(\partial T / \partial s)_p = T / c_p$ se rapprocheront de la verticale. L'eau a une température critique relativement faible qui explique le fait que la température moyenne à laquelle la chaleur est fournie à un cycle à vapeur d'eau soit considérée peu élevée. Ainsi l'eau est un piètre caloporteur à haute température.

Malheureusement, on ne connaît pas encore de caloporteur qui présenterait des propriétés satisfaisantes aux basses et hautes températures. C'est pour cette raison qu'il est intéressant d'utiliser un cycle binaire qui utilise deux cycles de Rankine fonctionnant en tandem avec différents fluides de travail, chacun d'eux étant utilisé dans la partie où il présente les plus grands avantages. Aux basses températures l'eau est le caloporteur le plus indiqué. Pour le moment, les fluides les plus adaptés aux températures élevées sont le mercure, le sodium, le potassium et les mélanges sodium-potassium. Le schéma de l'installation d'un cycle binaire mercure-eau et son diagramme T-s sont représentés dans la figure ci-dessous.



Les courants des deux fluides se croisent dans un échangeur à surface dans lequel la chaleur dégagée par la condensation de la vapeur de mercure est transmise l'eau du cycle inférieur. Grâce à cette chaleur, l'eau est portée à la température d'ébullition pour être évaporée. La vapeur sèche saturée est surchauffée dans un échangeur placé habituellement dans le trajet des gaz de combustion de la chaudière du cycle de mercure.

Les débits des deux fluides caloporteurs sont différents. Les valeurs sont choisies à partir de certaines considérations relatives au transfert thermique dans l'échangeur. En particulier cet échange doit permettre au mercure d'en sortir à l'état de liquide saturé. Soit le rapport

$$\rho_{\text{mer/eau}} = \frac{\dot{m}_{\text{mer}}}{\dot{m}_{\text{eau}}}$$

du débit du mercure par celui de l'eau. le rendement thermique d'un cycle binaire mercure-eau est donné par la relation

$$\eta_{\text{mer-eau}}^{\text{binaire}} = \frac{\rho_{\text{mer/eau}} w_{\text{cy}}^{\text{mer}} + w_{\text{cy}}^{\text{eau}}}{\rho_{\text{mer/eau}} q_c^{\text{mer}} + q_c^{\text{eau}}}$$

$w_{\text{cy}}^{\text{mer}}$ et $w_{\text{cy}}^{\text{eau}}$ sont les travaux nets développés par les cycles à mercure et à eau respectivement.

$q_c^{\text{mer}} = h_3 - h_2$ est la chaleur massique reçue par le mercure dans la chaudière

$q_c^{\text{eau}} = h_7 - h_9$ est la chaleur massique reçue par l'eau dans le surchauffeur

Des études ont montré que des rendements d'un peu plus de 50% sont possibles avec des cycles binaires. Cependant, ces derniers ne sont pas économiquement intéressants à cause du coût élevé de sa construction et de la concurrence avec les installations de puissance gaz-vapeur que nous verrons au chapitre IV.