

MINES PARISTECH
CYCLE INGÉNIEUR CIVIL, 1^{RE} ANNÉE

GÉNIE ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDE D'UNE CENTRALE NUCLÉAIRE

AMÉLIORATION DU CYCLE SECONDAIRE

BORIS PERROT
GABRIEL HAYOUN

GROUPE 1977
PROMOTION 2021

AVRIL 2022

Table des matières

1	Ajout d'un soutirage dans la turbine basse pression	2
2	Ajout de deux soutirages dans la turbine haute pression	12
3	Complément : débit D_0 identique au cycle simple, puissance \dot{Q}_{GV} différente	14

Table des figures

1	Circuit du cycle secondaire avec soutirage et réchauffage basse pression	2
2	Débit relatif, débit D_7 et puissance échangée dans le réchauffeur . . .	7
3	Enthalpie massique au point V	7
4	Conditions thermodynamiques au point T (turbine parfaite et réelle)	8
5	Puissance fournie par la turbine basse pression	9
6	Enthalpie massique au point L	9
7	Enthalpie massique au point M	10
8	Puissance de la pompe alimentaire	10
9	Bilan de puissance et rendement du cycle avec soutirage dans la turbine basse pression	11
10	Circuit du cycle secondaire avec un soutirage dans la turbine basse pression et deux soutirages dans la turbine haute pression	12
11	Bilan de puissance du cycle secondaire avec un soutirage dans la turbine basse pression et deux soutirages dans la turbine haute pression	13
12	Rendement énergétique du cycle secondaire avec un soutirage dans la turbine basse pression et deux soutirages dans la turbine haute pression	14
13	Conditions thermodynamiques au point T (turbine parfaite et réelle)	14
14	Débit relatif, débit D_7 et puissance échangée dans le réchauffeur . . .	15
15	Puissance fournie par turbine basse pression	15
16	Enthalpie massique aux point L et M	16
17	Puissance du générateur de vapeur et rendement du cycle avec soutirage dans la turbine basse pression	16

Déterminons d'abord tous les débits du cycle dans pour les trois valeurs de la pression de soutirage proposées.

On a d'après un bilan de quantité de matière :

$$\begin{aligned}D_0 &= D_1 + D_2 \\D_3 &= (1 - x_C)D_1 \\D_1 &= D_3 + D_4\end{aligned}$$

De plus, au niveau du surchauffeur le débit est ajusté de manière à assurer la température de 253°C de la vapeur surchauffée au point E. On a donc d'après un bilan d'enthalpie :

$$D_4(h_E - h_D) = D_2(h_F - h_K)$$

Or, les conditions aux points A, B, C, D, E, F, J et K sont identiques à celles du cycle simple, mis à part le débit. En effet, on a :

- aux point B et F : les transformations $A \rightarrow B$ et $A \rightarrow F$ sont des laminages isenthalpiques. On a donc :

$$\begin{aligned}h_A &= h_B = x_B h_{B,v} + (1 - x_B) h_{B,l} = h_F = 2789 \text{ kJ/kg} \\ \text{d'où } x_B &= x_F = \frac{h_A - h_{B,l}}{h_{B,v} - h_{B,l}} = 0,997\end{aligned}$$

- au point C : en considérant d'abord la transformation isentropique, on a :

$$\begin{aligned}s_B &= s_{C,is} = x_{C,is} s_{C,v} + (1 - x_{C,is}) s_{C,l} \\ \text{donc } x_{C,is} &= \frac{s_B - s_{C,l}}{s_{C,v} - s_{C,l}} = 0,866\end{aligned}$$

On obtient donc $h_{C,is}$ à l'aide du théorème des moments. Le rendement de la turbine permet alors de déterminer l'enthalpie massique et le titre vapeur en C :

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{h_B - h_C}{h_B - h_{C,is}} \\ \text{donc } h_C &= h_B - \eta(h_B - h_{C,is}) = 2563 \text{ kJ/kg} \\ \text{d'où } x_C &= \frac{h_C - h_{C,l}}{h_{C,v} - h_{C,l}} = 0,891\end{aligned}$$

- au point J : le sécheur, sépare mécaniquement la fraction liquide du mélange, ainsi l'eau en J est à l'état de liquide saturant à 11 bar, en ne considérant aucune perte de charge. Ainsi, $h_J = 781,028 \text{ kJ/kg}$.
- au point D : même situation que pour le point J, sauf que l'on n'a que de la vapeur saturante, $h_D = 2779,684 \text{ kJ/kg}$
- au point E : on retrouve à la sortie du surchauffeur, qui est un échangeur, de la vapeur sèche de température $T_E = 253^\circ\text{C}$, de pression $p_E = 11 \text{ bar}$ et d'enthalpie massique $h_E = 2946,05 \text{ kJ/kg}$.
- au point K : on a du liquide saturant, en effet cela permet que la totalité de la vapeur utilisée en dérivation pour réchauffer le fluide principal soit condensée. En négligeant les pertes de charges on a, $p_K = p_F$ et donc $h_K = 1154,467 \text{ kJ/kg}$.

Ainsi $\alpha := \frac{D_4}{D_2} = \frac{h_F - h_K}{h_E - h_D} = 9,825$. On adjoint à cette relation les trois relations de conservation de la matière :

$$\begin{cases} D_0 = D_1 + D_2 \\ D_3 = (1 - x_C)D_1 \\ D_4 = D_1 - D_3 = x_C D_1 \end{cases}$$

En résolvant le système, on a donc :

$$\begin{cases} D_1 = \frac{\alpha}{\alpha + x_C} D_0 \\ D_2 = \frac{x_C}{\alpha + x_C} D_0 \\ D_3 = (1 - x_C) \frac{\alpha}{\alpha + x_C} D_0 \\ D_4 = \frac{\alpha x_C}{\alpha + x_C} D_0 \end{cases}$$

De plus, on a d'après le résultat obtenu en question 1 :

$$\begin{aligned} D_7 &= D_4 \frac{c_p(T_T - \delta - T_I)}{c_p(T_T - \delta - T_I) + h_T - h_{T,1}} \\ &= \frac{\alpha x_C}{\alpha + x_C} D_0 \frac{c_p(T_T - \delta - T_I)}{c_p(T_T - \delta - T_I) + h_T - h_{T,1}} \end{aligned}$$

Il faut donc trouver D_0 pour avoir accès aux autres débits. Or, on a :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{GV} &= D_0(h_A - h_M) \\ h_M &= h_L + \frac{p_M - p_L}{\eta\rho} \\ \text{et } h_L &= \left(\frac{D_4}{D_0} - \frac{D_7}{D_0}\right) h_V + \frac{D_7}{D_0} h_{T,l} + \frac{D_2}{D_0} h_K + \frac{D_3}{D_0} h_J \text{ d'après la question 3}\end{aligned}$$

Ainsi, on obtient :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{GV} &= D_0 \left(h_A - h_L - \frac{p_M - p_L}{\eta\rho} \right) \\ &= D_0 \left(h_A - \frac{D_7}{D_0} (h_{T,l} - h_V) - \frac{D_4}{D_0} h_V - \frac{D_2}{D_0} h_K - \frac{D_3}{D_0} h_J - \frac{p_M - p_L}{\eta\rho} \right) \\ &= D_0 \left(h_A - \frac{\alpha x_C}{\alpha + x_C} \frac{c_p(T_T - \delta - T_I)}{c_p(T_T - \delta - T_I) + h_T - h_{T,l}} (h_{T,l} - h_V) \right. \\ &\quad \left. - \frac{\alpha x_C}{\alpha + x_C} h_V - \frac{x_C}{\alpha + x_C} h_K - (1 - x_C) \frac{\alpha}{\alpha + x_C} h_J - \frac{p_M - p_L}{\eta\rho} \right)\end{aligned}$$

On en déduit le débit D_0 :

$$D_0 = \frac{\dot{Q}_{GV}}{h_A - \frac{\alpha x_C}{\alpha + x_C} \frac{c_p(T_T - \delta - T_I)}{c_p(T_T - \delta - T_I) + h_T - h_{T,l}} (h_{T,l} - h_V) - \frac{\alpha x_C}{\alpha + x_C} h_V - \frac{x_C}{\alpha + x_C} h_K - (1 - x_C) \frac{\alpha}{\alpha + x_C} h_J - \frac{p_M - p_L}{\eta\rho}}$$

Toutes les données sont connues, mis à part l'enthalpie massique au point T déterminée à la question 2. On obtient ainsi selon les différentes valeurs de la pression de soutirage :

p_s (bar)	0,5	1	2
D_0	1258	1293	1334
D_1	1153	1185	1223
D_2	104,4	107,3	110,7
D_3	124,5	128,0	132,1
D_4	1028	1056	1090

On obtient un débit D_0 plus important que pour le cycle simple, ce qui était attendu. En effet l'enthalpie massique au point M est plus importante avec le soutirage, donc $h_A - h_M$ diminue. Puisque la puissance du générateur de vapeur $\dot{Q}_{GV} = D_0(h_A - h_M)$ est constante, on pouvait s'attendre à obtenir un débit total plus important.

Q1 On note p_s la pression de soutirage. On a fait l'hypothèse - dans l'énoncé - que l'ensemble du flux soutiré est condensé dans R_1 . L'enthalpie de condensation algébriquement reçue par le fluide chaud est donc $\Delta h_{\text{cond}} = h_{T,l} - h_T$, soit une puissance fournie (reçue par le fluide froid) $-D_7\Delta h_{\text{cond}}$.

D'autre part, le fluide froid (de débit $D_8 = D_4 - D_7$) reçoit la quantité de chaleur $\Delta h = c_p\Delta T = c_p(T_V - T_I)$ par hypothèse de l'énoncé (on a supposé c_p constant), soit une puissance $(D_4 - D_7)\Delta h$. En appliquant le premier principe de la thermodynamique au fluide froid, on a :

$$\begin{aligned}(D_4 - D_7)\Delta h &= -D_7\Delta h_{\text{cond}} \\ i.e. (D_4 - D_7)c_p(T_V - T_I) &= D_7(h_T - h_{T,l}) \\ \text{donc } D_7 &= D_4 \frac{c_p(T_V - T_I)}{c_p(T_V - T_I) + h_T - h_{T,l}}\end{aligned}$$

Les règles de conception précisent le pincement $\delta = T_T - T_V = 10\text{ K}$. On en déduit l'expression du débit D_7 , les grandeurs $c_p, D_4, T_T, T_I, h_{T,l}$ étant connues (et h_T calculée dans les trois cas à la question 2) :

$$D_7 = D_4 \frac{c_p(T_T - \delta - T_I)}{c_p(T_T - \delta - T_I) + h_T - h_{T,l}}$$

Une fois le débit D_7 calculé, on obtient la puissance échangée au niveau du réchauffeur R_1 :

$$\dot{Q} = D_7(h_T - h_{T,l})$$

On résume les applications numériques (en valeurs relatives par rapport à D_0 et dans le cas où la puissance du générateur de vapeur est 2970 MW) pour chaque niveau de pression de soutirage dans le tableau suivant :

p_s (bar)	0,5	1	2
D_7/D_0	0,0480	0,0726	0,0984
D_7 (kg/s)	60,4	93,8	131
\dot{Q} (MW)	130	203	285

FIGURE 2 – Débit relatif, débit D_7 et puissance échangée dans le réchauffeur

Il reste à vérifier que le fluide froid reste à l'état liquide après être passé dans l'échangeur de chaleur. L'enthalpie de saturation de l'eau à la pression de 15 bar vaut 844,557 kJ/kg (voir l'annexe). On a :

$$\begin{aligned} h_V &= h_I + c_p(T_V - T_I) \\ &= h_I + c_p(T_T - \delta - T_I) \end{aligned}$$

Les grandeurs h_I, c_p, T_T, T_I étant connues, on obtient les valeurs suivantes de l'enthalpie massique au point V :

p_s (bar)	0,5	1	2
h_V (kJ/kg)	300	376	462

FIGURE 3 – Enthalpie massique au point V

Dans les trois cas on constate que l'enthalpie massique au point V demeure inférieure à l'enthalpie massique de saturation de l'eau à la pression de 15 bar. Le fluide froid reste donc bien à l'état liquide après le passage par l'échangeur de chaleur.

Q2 Déterminons les conditions au point T. On rappelle ici que le rendement isentropique de la turbine basse pression considérée est $\eta = \frac{h_E - h_T}{h_E - h_{T, \text{is}}} = 0,816$. Supposons d'abord la turbine parfaite (*i.e.* la transformation est isentropique). On a alors (en utilisant le théorème des moments) :

$$\begin{aligned}
s_E &= s_{T,\text{is}} \\
&= x_{T,\text{is}}s_{T,v} + (1 - x_{T,\text{is}})s_{T,l} \\
\text{d'où } x_{T,\text{is}} &= \frac{s_E - s_{T,l}}{s_{T,v} - s_{T,l}} \\
\text{puis } h_{T,\text{is}} &= x_{T,\text{is}}h_{T,v} + (1 - x_{T,\text{is}})h_{T,l}
\end{aligned}$$

Les grandeurs $s_E, s_{T,l}, s_{T,v}, h_{T,v}, h_{T,l}$ étant connues (données en annexe), une fois qu'on a déterminé les valeurs de $x_{T,\text{is}}, h_{T,\text{is}}$, on a accès successivement à celles de h_T, x_T, s_T à l'aide du rendement isentropique (et du théorème des moments) :

$$\begin{aligned}
h_T &= h_E + \eta(h_{T,\text{is}} - h_E) \\
&= x_T h_{T,v} + (1 - x_T)h_{T,l} \\
\text{d'où } x_T &= \frac{h_T - h_{T,l}}{h_{T,v} - h_{T,l}} \\
\text{puis } s_T &= x_T s_{T,v} + (1 - x_T)s_{T,l}
\end{aligned}$$

d'où les valeurs numériques :

p_s (bar)	0,5	1	2
$x_{T,\text{is}}$	0,892	0,923	0,958
$h_{T,\text{is}}$ (kJ/kg)	$2,40.10^3$	$2,50.10^3$	$2,61.10^3$
x_T	0,936	0,959	0,985
h_T (kJ/kg)	$2,50.10^3$	$2,58.10^3$	$2,67.10^3$
s_T (kJ/kg.K)	7,18	7,11	7,05

FIGURE 4 – Conditions thermodynamiques au point T (turbine parfaite et réelle)

Notons \dot{W}_{BP} la puissance algébriquement reçue par le fluide dans la turbine basse pression. En supposant le fluide en régime stationnaire dans la turbine basse pression, on a, d'après le premier principe (pour les machines adiabatiques) :

$$D_7 h_T + (D_4 - D_7)h_G - D_4 h_E = \dot{W}_{\text{BP}}$$

d'où les valeurs numériques de la puissance $-\dot{W}_{\text{BP}}$ fournie par la turbine dans le cas où la puissance du générateur de vapeur est 2970 MW :

p_s (bar)	0,5	1	2
$-\dot{W}_{BP}$ (MW)	664	667	667

FIGURE 5 – Puissance fournie par la turbine basse pression

Q3 La bache alimentaire est isolée thermiquement (c'est un mélangeur adiabatique), et en régime permanent. Son bilan de puissance s'écrit :

$$\begin{aligned}
D_0 h_L &= D_8 h_V + D_7 h_U + D_2 h_K + D_3 h_J \\
&= (D_4 - D_7) h_V + D_7 h_U + D_2 h_K + D_3 h_J \\
i.e. h_L &= \left(\frac{D_4}{D_0} - \frac{D_7}{D_0} \right) h_V + \frac{D_7}{D_0} h_U + \frac{D_2}{D_0} h_K + \frac{D_3}{D_0} h_J \\
&= \left(\frac{D_4}{D_0} - \frac{D_7}{D_0} \right) h_V + \frac{D_7}{D_0} h_{T,1} + \frac{D_2}{D_0} h_K + \frac{D_3}{D_0} h_J
\end{aligned}$$

D'où l'enthalpie massique au point L dans les trois cas de figure (en utilisant les valeurs des débits obtenues avant la question 1) :

p_s (bar)	0,5	1	2
h_L (kJ/kg)	420	483	555

FIGURE 6 – Enthalpie massique au point L

Précisons également le fait qu'à la sortie de la bache on ne récupère que du liquide (débits D_2, D_3, D_7, D_8) puisque l'on a fait l'hypothèse que l'ensemble de la vapeur soutirée dans la turbine basse pression est condensée dans le réchauffeur R_1 . Autrement dit dans tous les cas de figure $x_L = 0$.

Déterminons l'enthalpie massique au point M. On fait ici l'hypothèse que l'eau liquide est incompressible *i.e.* de volume massique $v = \frac{1}{\rho}$ constant. On rappelle que le rendement isentropique de la pompe est $\eta = \frac{h_{M,is} - h_L}{h_M - h_L} = 0,9$.

Dans le cas de la transformation isentropique (pompe parfaite), on a :

$$\begin{aligned} dh &= v dp + T ds \\ &= \frac{dp}{\rho} \\ \text{d'où } h_{M,\text{is}} - h_L &= \frac{p_M - p_L}{\rho} \end{aligned}$$

On en déduit l'enthalpie massique au point M :

$$h_M = h_L + \frac{p_M - p_L}{\eta \rho}$$

On obtient les valeurs numériques suivantes :

p_s (bar)	0,5	1	2
h_M (kJ/kg)	427	491	562

FIGURE 7 – Enthalpie massique au point M

La puissance $\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$ absorbée par la pompe est alors :

$$\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}} = D_0(h_M - h_L) = D_0 \frac{p_M - p_L}{\eta \rho}$$

d'où les valeurs numériques :

p_s (bar)	0,5	1	2
$\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$ (MW)	10,3	10,6	10,9

FIGURE 8 – Puissance de la pompe alimentaire

Q4 Le rendement énergétique η_{tot} de l'installation est défini comme le rapport de la puissance utile nette sur la puissance payante :

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{-\dot{W}_{\text{HP}} - \dot{W}_{\text{BP}} - \dot{W}_{\text{pompe alimentaire}} - \dot{W}_{\text{pompe d'extraction}}}{\dot{Q}_{\text{GV}}}$$

Remarque :

Les signes "-" devant les puissances des deux turbines sont dus à la définition de \dot{W}_{HP} et de \dot{W}_{BP} que nous avons choisie, l'essentiel étant que les deux premiers termes du numérateur soient positifs (puissance fournie par les turbines : $-\dot{W}_{HP}$ et $-\dot{W}_{BP}$) et que l'on leur retranche deux termes positifs (puissance fournie aux pompes : $\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$ et $\dot{W}_{\text{pompe d'extraction}}$).

On rappelle les expressions des puissances \dot{W}_{HP} , $\dot{W}_{\text{pompe d'extraction}}$ et $\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$. La puissance \dot{W}_{BP} a été calculée en question 2.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HP} &= D_1(h_B - h_C) \\ \dot{W}_{\text{pompe d'extraction}} &= (D_4 - D_7)(h_I - h_H) \\ \dot{W}_{\text{pompe alimentaire}} &= D_0 \frac{p_M - p_L}{\eta \rho}\end{aligned}$$

p_s (bar)	0,5	1	2
$-\dot{W}_{BP}$ (MW)	664	667	667
$-\dot{W}_{HP}$ (MW)	261	268	277
$\dot{W}_{\text{pompe d'extraction}}$ (MW)	1,62	1,61	1,60
$\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$ (MW)	10,3	10,6	10,9
η_{tot}	0,307	0,311	0,313

FIGURE 9 – Bilan de puissance et rendement du cycle avec soutirage dans la turbine basse pression

On remarque que pour chaque niveau de pression de soutirage, le rendement est amélioré par rapport au cycle simple, de rendement $\eta_{\text{cycle simple}} = 0,298$. Cela s'explique par le fait que le rôle du soutirage est de réchauffer la ligne principale avant la bêche, ce qui permet d'avoir un fluide ayant une enthalpie massique supérieure à l'entrée du générateur de vapeur. On augmente ainsi le rendement même si la puissance récupérée au niveau de la turbine basse pression diminue. La pression de soutirage optimale (parmi celles proposées) semble donc être $p_s = 2$ bar.

2 Ajout de deux soutirages dans la turbine haute pression

On complète le cycle précédent par deux soutirages au niveau de la turbine haute pression.

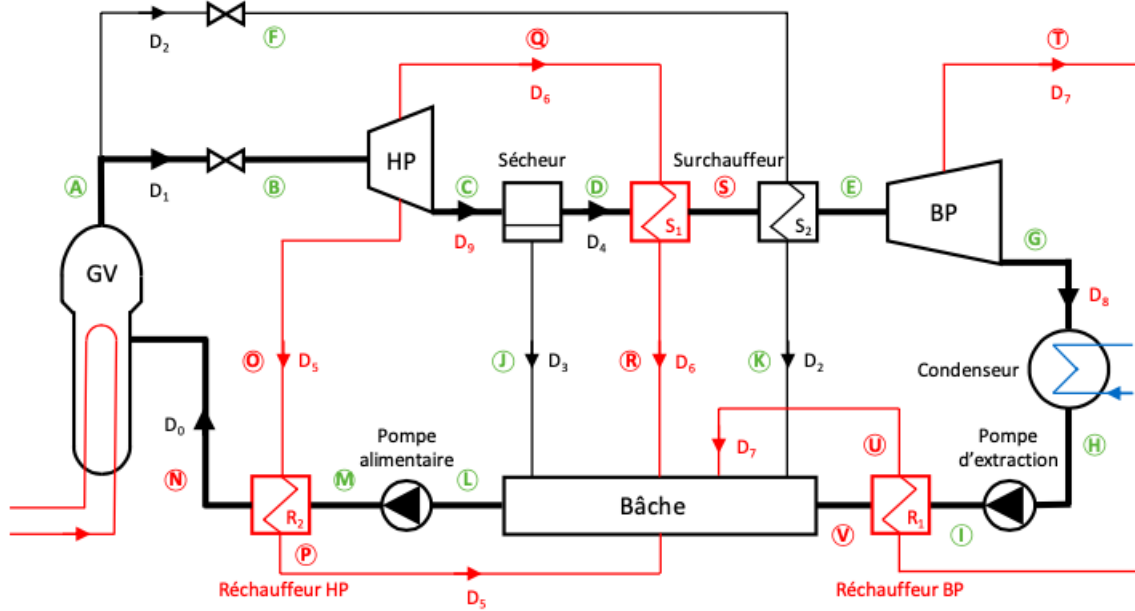


FIGURE 10 – Circuit du cycle secondaire avec un soutirage dans la turbine basse pression et deux soutirages dans la turbine haute pression

Q5 On obtient les puissances ainsi que le rendement de l'installation :

Transformation	Point Entrée	Point Sortie	Bilan d'enthalpie (MW)
Générateur de vapeur	M	A	$D_0(h_A - h_M) = 2970,0$
Détente isenthalpe	A	B	$D_1(h_B - h_A) = 0,0000$
Turbine HP	B	C	$D_9h_C + D_5h_O$ $+ D_6h_Q - D_1h_B$ $= -310,00$
Turbine BP	E	G	$D_7h_T + D_8h_G - D_4h_E$ $= -689,31$
Condenseur	G	H	$D_8(h_H - h_G) = -2013,9$
Pompe d'extraction	H	I	$D_8(h_I - h_H) = 1,5839$
Pompe alimentaire	L	M	$D_0(h_M - h_L) = 11,406$
Sécheur	C	D, J	$D_4h_D + D_3h_J - D_9h_C$ $= -0,041526$
Bâche	J, K, P, R, U, V	L	$D_7h_U + D_8h_V + D_6h_R$ $+ D_3h_J + D_5h_P - D_0h_L$ $= -94,410$
Détente isenthalpe	A	F	$D_2(h_F - h_A) = 0,0000$
Réchauffeur R_1 (fluide froid)	I	V	$D_8(h_V - h_I) = 282,73$
Réchauffeur R_1 (fluide chaud)	T	U	$D_7(h_U - h_T) = -282,69$
Réchauffeur R_2 (fluide froid)	M	N	$D_0(h_N - h_M) = 379,71$
Réchauffeur R_2 (fluide chaud)	O	P	$D_5(h_P - h_O) = -379,67$
Surchauffeur S_1 (fluide froid)	D	S	$D_4(h_S - h_D) = 44,876$
Surchauffeur S_1 (fluide chaud)	Q	R	$D_6(h_R - h_Q) = -44,800$
Surchauffeur S_2 (fluide froid)	S	E	$D_4(h_E - h_S) = 133,52$
Surchauffeur S_2 (fluide chaud)	F	K	$D_2(h_K - h_F) = -133,51$
TOTAL			-94,486

FIGURE 11 – Bilan de puissance du cycle secondaire avec un soutirage dans la turbine basse pression et deux soutirages dans la turbine haute pression

Puissance utile nette (MW)	$-\dot{W}_{HP} - \dot{W}_{BP}$ $-\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$ $-\dot{W}_{\text{pompe d'extraction}}$ $= 956,32$
Puissance payante (MW)	$\dot{Q}_{GV} = 2970,0$
Rendement énergétique du cycle	$\frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance payante}} = 0,32199$

FIGURE 12 – Rendement énergétique du cycle secondaire avec un soutirage dans la turbine basse pression et deux soutirages dans la turbine haute pression

On constate que l'ajout des deux soutirages au niveau de la turbine haute pression permet d'augmenter encore plus le rendement. D'un point de vue plus pragmatique, le coût de fabrication d'un soutirage étant élevé, les constructeurs de centrales nucléaires ne les multiplient pas.

3 Complément : débit D_0 identique au cycle simple, puissance \dot{Q}_{GV} différente

Si l'on considère une centrale où le débit est cette fois-ci fixé à $D_0 = 1201,1 \text{ kg/s}$ (débit du cycle simple) pour des raisons de mécanique des fluides ou de rejet d'eau chaude dans l'environnement, on aurait des débits D_1 , D_2 , D_3 , D_4 et des situations aux points A, B, C, D, E, F, J et K identiques à celles du cycle simple en ajoutant un soutirage dans la turbine basse pression. On utilise alors le même raisonnement pour trouver les conditions thermodynamiques en T, qui sont identiques :

p_s (bar)	0,5	1	2
$x_{T, \text{is}}$	0,892	0,923	0,958
$h_{T, \text{is}}$ (kJ/kg)	$2,40.10^3$	$2,50.10^3$	$2,61.10^3$
x_T	0,936	0,959	0,985
h_T (kJ/kg)	$2,50.10^3$	$2,58.10^3$	$2,67.10^3$
s_T (kJ/kg.K)	7,18	7,11	7,05

FIGURE 13 – Conditions thermodynamiques au point T (turbine parfaite et réelle)

On peut désormais calculer le débit D_7 :

$$D_7 = D_4 \frac{c_p(T_T - \delta - T_I)}{c_p(T_T - \delta - T_I) + h_T - h_{T,l}}$$

On obtient les valeurs numériques :

p_s (bar)	0,5	1	2
D_7/D_0	0,0480	0,0726	0,0985
D_7 (kg/s)	57,7	87,2	118
\dot{Q} (MW)	124	189	257

FIGURE 14 – Débit relatif, débit D_7 et puissance échangée dans le réchauffeur

On trouve une fois de plus des valeurs de l'enthalpies massiques en V inférieures à l'enthalpie massique de saturation de l'eau à la pression de 15 bar. Le fluide froid reste donc bien à l'état liquide après le passage par l'échangeur de chaleur.

On peut désormais déterminer la puissance dans la turbine basse pression :

$$D_7 h_T + (D_4 - D_7) h_G - D_4 h_E = \dot{W}_{BP}$$

d'où les valeurs numériques de la puissance $-\dot{W}_{BP}$ fournie par le fluide lors du passage dans la turbine :

p_s (bar)	0,5	1	2
$-\dot{W}_{BP}$ (MW)	634	620	600

FIGURE 15 – Puissance fournie par turbine basse pression

On calcule de nouveau l'enthalpie massique au point L puis au point M :

$$h_L = \left(\frac{D_4}{D_0} - \frac{D_7}{D_0} \right) h_V + \frac{D_7}{D_0} h_{T,l} + \frac{D_2}{D_0} h_K + \frac{D_3}{D_0} h_J$$

$$h_M = h_L + \frac{p_M - p_L}{\eta \rho}$$

p_s (bar)	0,5	1	2
h_L (kJ/kg)	420	484	556
h_M (kJ/kg)	428	491	563

FIGURE 16 – Enthalpie massique aux point L et M

Enfin, on peut établir le rendement, à l'aide de la même expression que précédemment :

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{-\dot{W}_{\text{HP}} - \dot{W}_{\text{BP}} - \dot{W}_{\text{pompe alimentaire}} - \dot{W}_{\text{pompe d'extraction}}}{\dot{Q}_{\text{GV}}}$$

Contrairement au cas précédent (\dot{Q}_{GV} fixée, D_0 qui change selon la pression de soutirage) on a donc $\dot{W}_{\text{pompe alimentaire}}$ et \dot{W}_{HP} qui sont constantes (*i.e.* indépendantes de la pression de soutirage). La puissance de la turbine basse pression \dot{W}_{BP} a été calculée précédemment et on a :

$$\dot{W}_{\text{pompe d'extraction}} = (D_4 - D_7)(h_I - h_H)$$

De plus, la puissance du générateur de vapeur \dot{Q}_{GV} est variable (*i.e.* dépend de la pression de soutirage) et est donnée par :

$$\dot{Q}_{\text{GV}} = D_0(h_A - h_M)$$

On obtient les valeurs numériques de la puissance du générateur de vapeur puis du rendement :

p_s (bar)	0,5	1	2
\dot{Q}_{GV} (MW)	2836	2759	2673
η_{tot}	0,308	0,311	0,314

FIGURE 17 – Puissance du générateur de vapeur et rendement du cycle avec soutirage dans la turbine basse pression

On constate donc que si l'on fixe le débit total D_0 , l'ajout de soutirage dans la turbine basse pression permet d'augmenter le rendement de la centrale. L'ordre de

grandeur de la puissance utile récupérable, environ 850 MW, est cohérent vis-à-vis des puissances fournies par un réacteur nucléaire.

Conclusion

L'ajout d'un soutirage dans la turbine basse pression dans le cycle secondaire d'une centrale nucléaire permet d'augmenter son rendement. Parmi les niveaux de pression de soutirage proposés, la pression $p_s = 2$ bar permet d'obtenir le meilleur rendement. Dans cette configuration, le rendement de la centrale augmente donc de 0,015 soit 1,5%.

On peut également se demander si l'ajout de soutirages dans la turbine haute pression est pertinent. La seconde partie de notre étude a permis de montrer que cela permettrait d'obtenir un rendement encore meilleur. Il faut toutefois prendre en compte le coût économique de l'ajout du soutirage, en particulier si l'on souhaite le mettre en place sur chaque turbine de la centrale.

Enfin on remarque en essayant d'autres niveaux de la pression de soutirage que le rendement continue de croître jusqu'à une valeur donnée de la pression de soutirage. En particulier on obtient deux valeurs élevées du rendement : pour $p_s = 3$ bar, on a $\eta = 0,314$; pour $p_s = 5$ bar, on a $\eta = 0,313$. Il semblerait donc que la pression de soutirage permettant d'optimiser le rendement de la centrale se situe entre 3 bar et 5 bar.