



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



UNIVERSITE HASSIBA BEN BOUALI DE CHLEF

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

Master Académique

Domaine : Technologie

Spécialité : Génie mécanique

Option : Energétique

Thème

**Simulation, analyse et comparaison énergétique des
cycles thermodynamiques des turbines à vapeur
utilisant le logiciel EES**

Soutenu le 22/06/2025

Devant le jury composé de :

Président : BELALIA Azeddine

Encadreur : FOUKRACH Mohammed

Examineur : BENBRIK Mohamed

Examinatrice : AGREDD Souhila

Présenté par :

KREIRIA Bakhta Yassamina

2024 - 2025

Remerciement

Tout d'abord, je remercie Allah, mon Créateur, de m'avoir donné la force pour accomplir ce travail.

J'adresse mes sincères remerciements à mon encadrant, Dr. FOUKRACH Mohammed, pour avoir proposé le sujet de ce mémoire, ainsi que pour ses conseils et ses orientations tout au long de sa réalisation.

Je remercie également l'administration du Département de Génie Mécanique pour avoir facilité le processus de sélection du sujet et de l'encadrant, et pour la qualité de son organisation.

Je remercie les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer mon travail.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.

Dédicace

*À tous mes frères, à mes grands-parents, à mes
tantes qui ne m'ont pas inclus dans leurs
prières,*

*Aujourd'hui, je récolte les fruits d'une réussite
longtemps espérée. J'espère que Dieu Tout-
Puissant continuera de m'accorder Ses
enseignements, passés et futurs, pour mon bien-
être.*

Résumé :

Ce mémoire vise à simuler, analyser et comparer les cycles thermodynamiques des turbines à vapeur à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver). Trois cycles sont étudiés : le cycle de Rankine, le cycle de Rankine avec surchauffe (ou cycle de Hirn) et le cycle de Rankine avec resurchauffe (ou cycle de Hirn modifié). L'objectif est d'évaluer leurs performances énergétiques en fonction de paramètres tels que la pression et la température de la vapeur. Une modélisation thermodynamique détaillée de chaque cycle permet de calculer le rendement thermique, le travail net, ainsi que les énergies thermiques absorbées et rejetées. Ces données servent à établir un bilan énergétique précis et à orienter les choix technologiques selon les performances observées.

Mots clés : Simulation, turbines à vapeur, cycle de Rankine, cycle de Hirn, surchauffe, efficacité énergétique, logiciel EES.

Abstract :

This thesis aims to simulate, analyze, and compare the thermodynamic cycles of steam turbines using the EES (Engineering Equation Solver) software. Three cycles are studied: the Rankine cycle, the Rankine cycle with superheating (also known as the Hirn cycle), and the Rankine cycle with reheat (also referred to as the modified Hirn cycle). The objective is to evaluate their energy performance based on parameters such as steam pressure and temperature. A detailed thermodynamic modeling of each cycle allows the calculation of thermal efficiency, net work output, and thermal energies absorbed and rejected. These data help establish a precise energy balance and guide technological choices according to observed performance.

Keywords: Simulation, steam turbines, Rankine cycle, Hirn cycle, superheating, energy efficiency, EES software.

المخلص :

يهدف هذا البحث إلى محاكاة وتحليل ومقارنة الدورات الديناميكية الحرارية لتوربينات البخار باستخدام برنامج EES (Engineering Equation Solver). تم دراسة ثلاث دورات رئيسية: دورة رانكن، دورة رانكن مع إعادة التسخين (المعروفة أيضًا بدورة هيرن)، ودورة رانكن مع إعادة التسخين المتكرر (وتسمى أيضًا دورة هيرن المعدلة). الهدف هو تقييم الأداء الطاقى لهذه الدورات بناءً على معايير مثل ضغط ودرجة حرارة البخار. تتيح النمذجة الحرارية التفصيلية لكل دورة حساب الكفاءة الحرارية، والعمل الصافي، وكميات الطاقة الحرارية الممتصة والمطروحة. تساعد هذه البيانات في وضع حصيلة طاقة دقيقة وتوجيه الخيارات التكنولوجية بناءً على الأداء الملاحظ.

الكلمات المفتاحية : المحاكاة، توربينات البخار، دورة رانكن، دورة هيرن، إعادة التسخين، الكفاءة الطاقية، برنامج EES.

Sommaire

Liste des figures.....	A
Liste des tableaux	B
Résumé.....	C
Nomenclature.....	D
Introduction général.....	1

Chapitre I : Généralités sur les turbines à vapeur

1.1	Introduction :.....	2
1.2	Principe de fonctionnement des turbines à vapeur :.....	2
1.3	Les principaux composants des turbines à vapeur :.....	3
a)	Alternateur	3
b)	Chaudière (générateur de vapeur)	3
c)	Turbine.....	3
d)	Condenseur.....	3
e)	Pompe.....	4
1.4	Les classifications des turbines à vapeur :	4
1.4.1	Le mode d'action de la vapeur :	4
a)	Turbine à impulsion.....	4
b)	Turbine à réaction.....	4
1.4.2	Direction de l'écoulement :.....	5
1.4.3	Moyens d'alimentation en chaleur :.....	7
1.4.4	Moyens de rejet thermique :	7
1.4.5	Nombre de cylindres :	9
1.4.6	Disposition de la base du cylindre sur le flux général de vapeur :.....	9
1.4.7	Nombre d'arbres :	11
1.4.8	Vitesse de rotation :	11
1.5	Avantages des turbines à vapeur	12
1.6	Les Application industrielles des turbines à vapeur :	12

Chapitre II Analyse thermodynamique des cycles Rankine et de ses variantes

2.1	Introduction :	14
2.2	Les cycles thermodynamique des turbines à vapeur :	14
2.2.1	Cycle de Rankine :	14
2.2.2	Cycle de Hirn (cycle de Rankine avec surchauffe) :	16
2.2.3	Cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) :	18
2.3	Présentation du logiciel EES :	20
2.3.1	Définition de logiciel EES :	20
2.3.2	Installation d'EES :	22
2.3.3	Informations générales :	23
2.3.4	Les Fenêtres d'EES :	27
2.4	Etude des performances du cycle de rankine avec logiciel EES.....	35
2.5	Etude des performances du cycle de rankine avec surchauffe (Hirn) avec logiciel EES.....	39
2.6	Etude des performances du cyclede rankine avec resurchauffe avec logiciel EES.....	44.

CHAPITRE III : Résultats et discussions

3.1.	Introduction :	50
3.2.	Résultats et discussion:	50
	Conclusion générale	63
	Références bibliographiques	X

Liste des figures

Chapitre 01 : Généralités sur les turbines à vapeur

FIGURE 1- 1: TURBINE A VAPEUR SANS COUVERTE [1].....	2
FIGURE 1- 2: INSTALLATION DES TURBINES A VAPEUR [3].....	3
FIGURE 1- 3: TURBINE A IMPULSION [6].	4
FIGURE 1- 4: TURBINE DE REACTION [7].	5
FIGURE 1- 5: TURBINE A FLUX AXIAL [8].....	6
FIGURE 1- 6: TURBINE A FLUX RADIAL [8].....	6
FIGURE 1- 7: TURBINE A FLUX TANGENTIEL [8].	7
FIGURE 1- 8: TURBINE DE SORTIE/ D’EXTRACTION [5].....	8
FIGURE 1- 9: TURBINE A CONDENSATION [9].....	8
FIGURE 1- 10: TYPE DE TURBINE SANS CONDENSATION [10].....	9
FIGURE 1- 11: TURBINE A CONTRE-PRESSION [9].	9
FIGURE 1- 12: TURBINE A FLUX UNIQUE [11].....	10
FIGURE 1- 13: TURBINE A DOUBLE FLUX [11].....	10
FIGURE 1- 14: TURBINE A FLUX INVERSE [11].	11
FIGURE 1- 15: TURBINE EN TANDEM [12].	11
FIGURE 1- 16: TURBINE A MELANGE CROISE [12].	12

Chapitre 02 : Analyse thermodynamique des cycles Rankine et de ses variantes

FIGURE 2.1 : ECHANGES ENERGETIQUES ET CYCLE DE RANKINE SIMPLE [16].	14
FIGURE 2.2 : DIAGRAMME T-S DU CYCLE DE RANKINE [17].	15
FIGURE 2.3 : SCHEMA SIMPLIFIE D’UNE TURBINE A VAPEUR AVEC SURCHAUFFE [18].	16
FIGURE 2.4 : DIAGRAMME T-S DU CYCLE DE RANKINE A SURCHAUFFE (HIRN IDEAL) [19].	17
FIGURE 2.5 : SCHEMAS DE TAV AVEC RESURCHAUFFE [18].	18
FIGURE 2.6 : CYCLE DE RANKINE AVEC RESURCHAUFFE [18].	19
FIGURE 2.7 : L’INTERFACE DES FENETRES D’EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER) [20].	21
FIGURE 2.8 : FENETRE DE LA COMMANDE EXECUTER [21].	23
FIGURE 2.9 : FENETRE DES INFORMATIONS GENERALES[21].	24

FIGURE 2.10 : LES COMMANDES D'EES[20].....	24
FIGURE 2.11 : L'INTERFACE DE LA FENETRE EQUATIONS WINDOWS [21].....	26
FIGURE 2.12 : FAÇADE DE L'EQUATION FORMATEE [21].....	26
FIGURE 2.13 : INTERFACE DE CALCULE TERMINE[21].....	26
FIGURE 2.14 : FENETRE DE SOLUTION[21].....	26
FIGURE 2.15 : INTERFACE DE LA FENETRE DE MISE EN FORME D'EQUATIONS [21].....	27
FIGURE 2.16 : FENETRE DE L'EQUATION FORMATEE [21].....	28
FIGURE 2.17 : FAÇADE DE LA FENETRE DE SOLUTION [21].....	28
FIGURE 2.18 : LA FAÇADE DES DEUX FENETRES (RESIDUELLE ET EQUATION) [21].....	30
FIGURE 2.19 : FENETRE DE DIAGRAMME (DIAGRAM WINDOW) [21].....	31
FIGURE 2.20 : INTERFACE DE PLOT LINE CHARACTERISTIC ET PLOT WINDOW 1[21].....	32
FIGURE 2.21 : FENETRE DE DEBOGAGE (DEBUG WINDOW) [21].....	33
Figure 2.22 : L'interface de fenêtre de logiciel EES.....	34
Figure 2.13 : Bilan énergétique du cycle de Rankine calculé à $P_3 = 4500$ kPa.....	36
Figure 2.24 : Bilan énergétique du cycle de Rankine calculé à $P_3 = 9500$ kPa.....	37
Figure 2.25 : Bilan énergétique du cycle de Rankine calculé à $P_3 = 14500$ kPa.....	38
Figure 2.26 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe calculé à $P_3 = 4500$ kPa.....	41
Figure 2.27 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe calculé à $P_3 = 9500$ kPa.....	42
Figure 2.28 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe calculé à $P_3 = 14500$ kPa.....	43
Figure 2.29 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec resurchauffe calculé à $P_3 = 4500$ kPa.....	46
Figure 2.30 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec resurchauffe calculé à $P_3 = 9500$ kPa.....	47
Figure 2.31 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec resurchauffe calculé à $P_3 = 14500$ kPa.....	48.

Chapitre 03 : Résultats et discussions

FIGURE 3- 1 : VARIATION DU TRAVAIL NET EN FONCTION DE LA PRESSION P_3	59
FIGURE 3- 2: VARIATION DU TRAVAIL DE LA TURBINE EN FONCTION DE LA PRESSION P_3	52
FIGURE 3- 3 : VARIATION DU TRAVAIL DE LA POMPE EN FONCTION DE LA PRESSION P_3	53
FIGURE 3- 4: VARIATION DU RENDEMENT THERMIQUE EN FONCTION DE LA PRESSION P_3	54

FIGURE 3- 5 : VARIATION DE L'ENERGIE THERMIQUE ENTRANT EN FONCTION DE LA PRESSION P_3.....	55
FIGURE 3- 6: VARIATION DE L'ENERGIE THERMIQUE PERDUE EN FONCTION DE LA PRESSION P_3.....	57
FIGURE 3- 7: VARIATION DU TITRE DE VAPEUR EN FONCTION DE LA PRESSION P_3.	58

Liste des tableaux

Chapitre 02 : Analyse thermodynamique des cycles Rankine et de ses variantes

Tableau 2- 1 : Interface de La fenêtre Tableaux [17]	30
Tableau 2- 2 : Fenêtre de la table paramétrique [17]	30
Tableau 2- 3 : fenêtre ‘Look up Table’ [17].....	31
Tableau 2.4 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine à $P_3 = 4500$ kPa.....	36
Tableau 2.5 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine à $P_3 = 9500$ kPa.....	37
Tableau 2.6 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine à $P_3 = 14500$ kPa.....	38
Tableau 2.7: Influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine.....	39
Tableau 2.8 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) à $P_3 = 4500$ kPa.....	40
Tableau 2.9 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) à $P_3 = 9500$ kPa.....	42
Tableau 2.10 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) à $P_3 = 14500$ kPa.....	43
Tableau 2.11 : Influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe(Hirn).....	44
Tableau 2.12 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe à $P_3 = 4500$ kPa.....	46
Tableau 2.13 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) à $P_3 = 9500$ kPa.....	47
Tableau 2.14 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe à $P_3 = 4500$ kPa.....	48

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.15: Influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine avec resurchauffe	49
--	----

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
C_p	Capacité calorifique du fluide à pression constante	kJ/kg. K
C_v	Capacité calorifique du fluide à volume constante	kJ/kg. K
P	Pression	Pa
Q_{in}	Quantité de chaleur entrante	kJ/kg
Q_{out}	Quantité de chaleur sortante (perdue)	kJ/kg
R	Constante des gaz parfaits	kJ/kg. K
T	Température	K
W_c	Travail du compresseur	kJ/kg
W_{net}	Travail net du cycle	kJ/kg
W_t	Travail de la turbine	kJ/kg
$\eta_{t\Box}$	Rendement thermique du cycle	%
X	Titre de vapeur	%

Introduction générale

Introduction générale

Les turbomachines jouent un rôle essentiel dans les systèmes de conversion d'énergie. On les retrouve dans tous les secteurs où il y a un transfert de puissance par rotation ou une transformation d'énergie. On les utilise dans la production d'électricité, les moteurs d'avion et les installations industrielles. Leur fonctionnement repose sur l'usage d'un fluide en mouvement, qui permet le transfert ou la production d'énergie.

On distingue deux grandes familles. Les turbomachines à fluide compressible regroupent les ventilateurs, les soufflantes, les compresseurs, les turbines à gaz et les moteurs. Les turbomachines à fluide incompressible comprennent les pompes et les turbines hydrauliques. On les différencie par le type de fluide, la géométrie, le mode de fonctionnement et le processus de transformation d'énergie.

Les turbines à vapeur, classées parmi les turbomachines à écoulement continu, convertissent l'énergie thermique de la vapeur en électricité à travers un cycle thermodynamique ouvert. Ce cycle comprend la chaudière, la turbine, le condenseur et la pompe. Utilisées dans les centrales thermiques, ces turbines offrent une forte puissance et un bon rendement. Leur fonctionnement repose sur des cycles adaptés selon les performances recherchées, comme les cycles de Rankine, de Hirn ou de Hirn avec surchauffe.

Dans ce travail, on évalue les performances énergétiques des turbines à vapeur à l'aide du logiciel EES. On s'intéresse à l'analyse énergétique des cycles associés. L'objectif est de comparer différents scénarios pour identifier les conditions les plus efficaces.

On structure le mémoire en trois chapitres. Le premier présente les généralités sur les turbines à vapeur. Le deuxième traite des cycles thermodynamiques. Le troisième regroupe les résultats et leur discussion. On termine l'étude par une conclusion générale.

Chapitre 01 :
Généralités sur les turbines
à vapeur

1.1 Introduction :

Les turbines à vapeur sont des dispositifs mécaniques qui convertissent l'énergie thermique de la vapeur sous pression en travail mécanique, lequel est ensuite utilisé pour produire de l'électricité ou effectuer d'autres tâches mécaniques. Elles sont largement utilisées dans les centrales électriques, les procédés industriels et les systèmes de propulsion marine. Une machine qui capte l'énergie thermique de la vapeur sous pression et l'utilise pour effectuer un travail mécanique sur un arbre de sortie rotatif est une « turbine à vapeur ». Charles Parsons est le premier à avoir conceptualisé la turbine à vapeur moderne en 1884 [1].



Figure 1- 1: Turbine à vapeur sans couverte [1].

1.2 Principe de fonctionnement des turbines à vapeur :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe. Elle fonctionne selon le cycle thermodynamique de Clausius-Rankine. Ce cycle repose sur un changement d'état du fluide moteur, généralement de la vapeur d'eau [2]. Le cycle comprend plusieurs étapes. L'eau liquide est d'abord comprimée par une pompe, puis envoyée vers la chaudière. La vapeur produite se détend ensuite dans la turbine, ce qui fournit de l'énergie mécanique. La vapeur détendue est enfin condensée au contact de la source froide sous vide partiel (1.2). La turbine à vapeur représente une évolution des turbomachines. Elle exploite deux avantages principaux. Elle offre une puissance massique et une puissance volumique élevées. Elle permet aussi un meilleur rendement grâce à la multiplication des étages de détente.

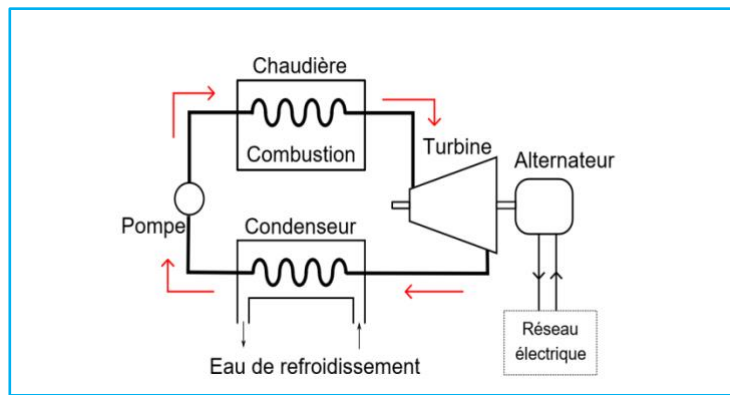


Figure 1- 2: Installation des turbines à vapeur [3]

1.3 Les principaux composants des turbines à vapeur :

Les turbines à vapeur comprennent plusieurs composants essentiels. Chaque élément joue un rôle spécifique dans la conversion de l'énergie thermique en énergie électrique [4].

- a. **Turbine** : La turbine est le composant principal d'une centrale à vapeur. La vapeur issue de la chaudière s'y détend et libère une partie de son énergie sous forme de travail. Ce travail est récupéré sur un arbre moteur. Il est ensuite transmis à l'alternateur pour produire de l'électricité. La turbine réalise donc la détente de la vapeur avec production de travail mécanique.
- b. **Chaudière (générateur de vapeur)** : La chaudière génère de la vapeur surchauffée à haute pression. Elle joue le rôle de triple échangeur de chaleur. Elle remplit trois fonctions principales :
 - Chauffe l'eau alimentée par le système de pressurisation jusqu'à la température de vaporisation correspondant à la pression.
 - Fait changer l'état de l'eau en vapeur.
 - Surchauffe la vapeur jusqu'à la température souhaitée.

La chaudière constitue la source chaude du cycle. Elle fonctionne à pression constante.

- c. **Pompe** : La pompe refoule le liquide condensé vers la chaudière. Elle élève sa pression pour correspondre à celle de la chaudière. Elle ferme ainsi le cycle thermodynamique. Généralement, il s'agit d'une pompe centrifuge. Plusieurs étages sont nécessaires quand le rapport de pression est élevé.
- d. **Alternateur** : L'alternateur est une génératrice à courant alternatif. Il transforme l'énergie mécanique fournie par la turbine en énergie électrique. Il est directement entraîné par l'arbre de la turbine.

- e. **Condenseur** : La vapeur sortant de la turbine est condensée. Elle est ramenée à l'état liquide à basse pression et basse température. Le condenseur remplit ce rôle. Il agit comme la source froide du cycle. Il est alimenté par une source froide externe, comme de l'eau de mer ou de rivière. Il permet le refroidissement et la condensation de la vapeur dans un échangeur thermique.

1.4 Les classifications des turbines à vapeur :

Les turbines à vapeur se classent selon plusieurs critères [5]:

1.4.1 Le mode d'action de la vapeur :

- a. **Turbine à impulsion** : La détente de la vapeur se fait uniquement dans les buses. La vapeur atteint une grande vitesse avant d'entrer en contact avec les aubages mobiles. Dans ces aubages, la pression reste constante. La force motrice vient uniquement du changement de direction de la vapeur. La pression en sortie de lame est donc égale à celle en entrée (1.3). Ce type de turbine est simple et robuste. Elle convient aux applications avec vitesses élevées.

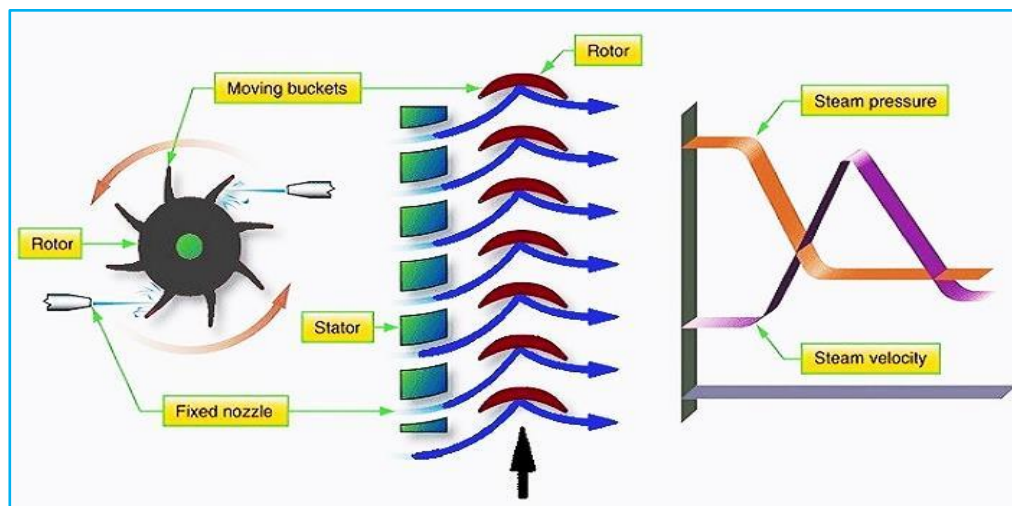


Figure 1- 3: Turbine à impulsion [6].

- **Rotor** : Rotor
- **Moving buckets** : Aubes mobiles
- **Steam pressure** : Pression de la vapeur
- **Stator** : Stator
- **Steam velocity** : Vitesse de la vapeur
- **Fixed nozzle** : Buse fixe

- b. **Turbine à réaction** : La turbine à réaction utilise la détente progressive de la vapeur à la fois dans les aubages fixes et mobiles. La vapeur subit une chute de pression continue dans toute la turbine. Cela produit une force motrice par réaction. Le principe suit la troisième loi de Newton : la vapeur accélère dans les aubages fixes, puis continue à se détendre dans les aubages mobiles qui réagissent à cette poussée (1.4). Le couple moteur provient donc de la réaction à l'éjection du fluide. Ce type de turbine présente un rendement élevé mais une construction plus complexe.

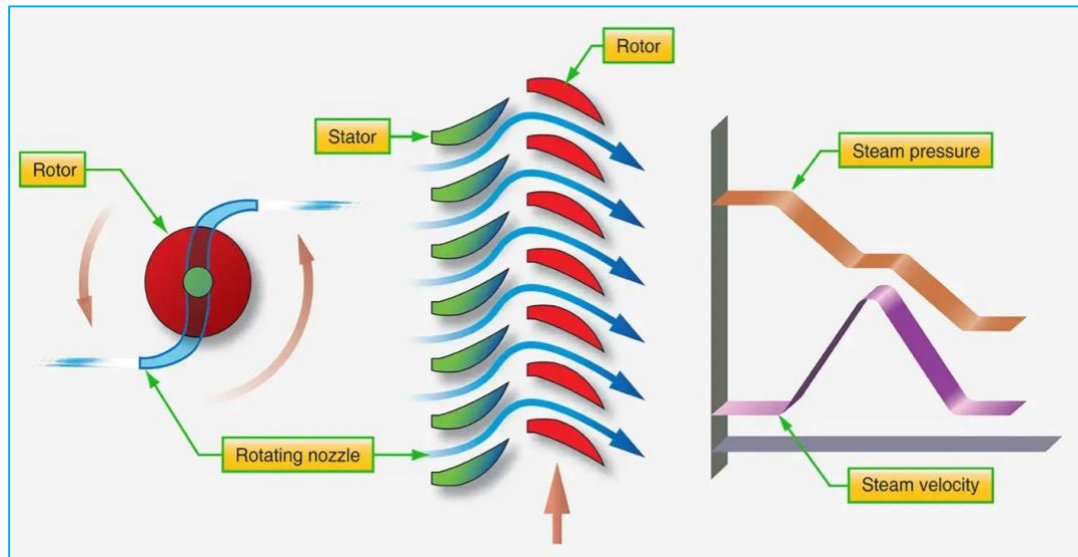


Figure 1- 4: Turbine de réaction [7].

- **Rotor** : Rotor
- **Moving buckets** : Aubes mobiles
- **Steam pressure** : Pression de la vapeur
- **Stator** : Stator
- **Steam velocity** : Vitesse de la vapeur
- **Rotating nozzle** : buse rotative

1.4.2 Direction de l'écoulement :

La vapeur peut s'écouler selon différentes directions à l'intérieur de la turbine. Cela influence la conception et l'utilisation de la machine.

- ❖ **Axial** : Dans une turbine à écoulement axial, la vapeur s'écoule parallèlement à l'axe de l'arbre (1.5). Ce type d'écoulement permet un transfert d'énergie efficace et une structure compacte. Il convient aux grandes puissances. C'est le choix standard dans les centrales à vapeur modernes. Tous les grands turbo-alternateurs utilisent cette configuration.

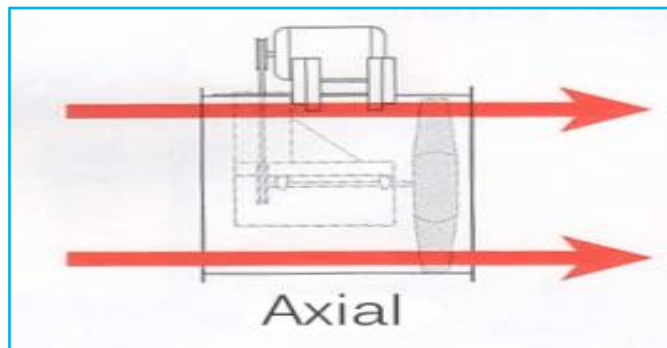


Figure 1- 5: Turbine à flux axial [8].

- ❖ **Radial** : Dans une turbine à écoulement radial, la vapeur s'écoule perpendiculairement à l'axe de l'arbre. Elle se déplace du centre vers l'extérieur ou inversement (1.6). Ce type de turbine utilise deux arbres disposés bout à bout. Chacun entraîne un générateur distinct. Les rangées de lames sont orientées de façon opposée. Cela permet d'atteindre une vitesse relative élevée dans chaque rangée. Cette configuration reste rare. Elle s'utilise surtout dans des applications spécifiques à faible ou moyenne puissance.

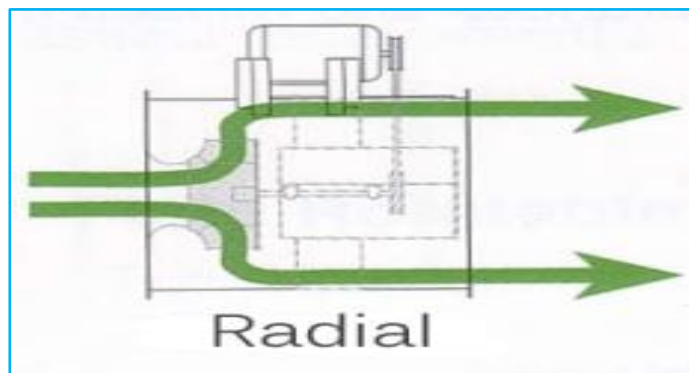


Figure 1- 6: Turbine à flux radial [8].

- ❖ **Tangentielle** : La vapeur circule selon une direction tangentielle autour de la roue. La buse dirige la vapeur tangentiellement vers des godets fraisés à la périphérie d'une seule roue. À la sortie, la vapeur passe dans une chambre de renversement, puis revient dans un autre godet. Ce mouvement forme un parcours hélicoïdal répété plusieurs fois. Plusieurs buses avec chambres de renversement peuvent être disposées autour de la roue (1.7). Cette turbine est robuste mais peu efficace. Elle sert parfois à entraîner des auxiliaires dans les centrales.

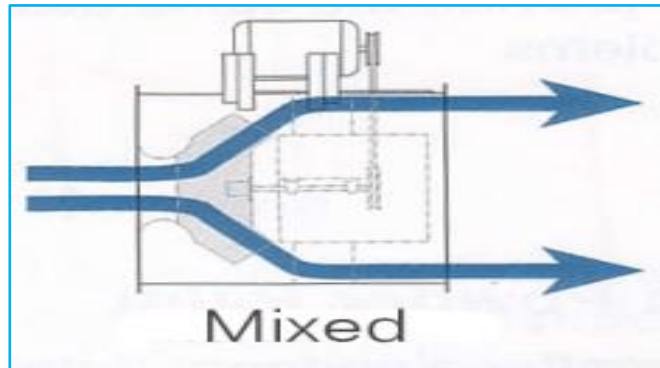


Figure 1- 7: Turbine à flux tangentielle [8].

1.4.3 Moyens d'alimentation en chaleur :

Les turbines à vapeur reçoivent la vapeur à différentes conditions selon leur conception.

- **Pression unique** : La turbine utilise une seule source de vapeur à une pression constante. Ce type est simple. Il convient aux installations classiques.
- **Pression mixte** : La turbine reçoit deux sources de vapeur à pressions différentes. Ce système optimise l'utilisation de la vapeur. Il est courant dans les centrales nucléaires. Les deux sources fonctionnent en continu.
- **Réchauffé** : La vapeur sortant partiellement de la turbine est renvoyée vers un réchauffeur dans la chaudière. Elle revient à une température plus élevée avant d'être de nouveau détendue. Ce procédé réduit l'érosion et la corrosion des composants. Il améliore aussi la puissance et le rendement. Le réchauffage peut être simple, double ou triple selon les besoins.

1.4.4 Moyens de rejet thermique :

Les turbines à vapeur rejettent l'énergie résiduelle selon différents modes.

- ◆ **Passage / Extraction** : Une partie de la vapeur est extraite à un point précis de la turbine. Sa pression reste suffisante pour des besoins industriels comme le chauffage. Le reste de la

vapeur continue dans la turbine. Une soupape indépendante règle cette extraction pour équilibrer la production électrique et thermique (1.8). Ce système s'utilise dans les industries avec double demande, comme les sucreries. Des turbines à double sortie peuvent aussi être mises en place.

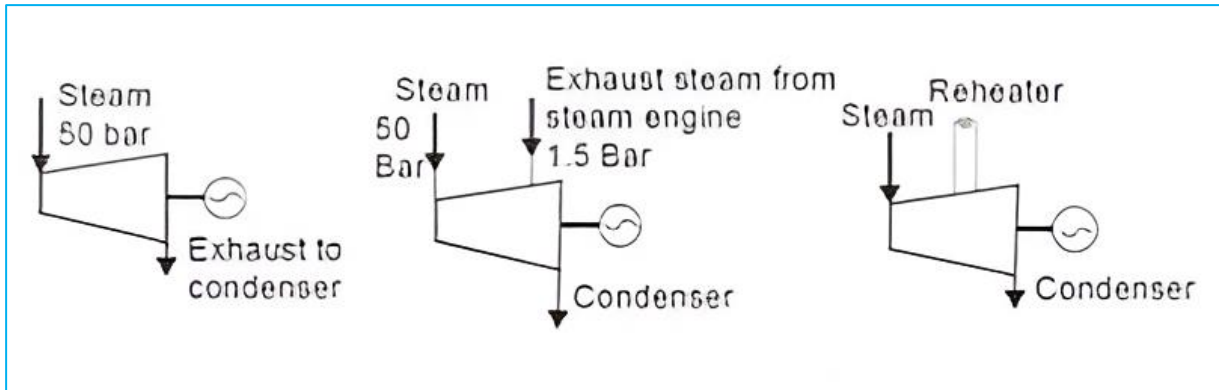


Figure 1- 8: Turbine de sortie/ d'extraction [5].

- **Steam 50 bar** : Vapeur 50 bar
 - **Exhaust to condenser** : Échappement vers condenseur
 - **Steam 50 Bar** : Vapeur 50 bar
 - **Exhaust steam from steam engine 1.5 Bar** : Vapeur d'échappement de la machine à vapeur 1,5 bar
 - **Condenser** : Condenseur
 - **Steam** : Vapeur
 - **Reheater** : Surchauffeur
 - **Condenser** : Condenseur
- ◆ **Régénérative** : La turbine comporte plusieurs points d'extraction de vapeur. De petites quantités sont détournées pour chauffer l'eau d'alimentation dans un préchauffeur. Ce procédé augmente le rendement thermique de l'installation. Toutes les centrales modernes utilisent ce principe avec le réchauffage.
- ◆ **Condensation** : La vapeur sortant de la turbine est condensée dans un condenseur. Le condensat retourne ensuite dans la chaudière comme eau d'alimentation. Cela permet à la vapeur de se détendre jusqu'à la pression la plus basse possible (1.9). Ce type est utilisé dans toutes les grandes centrales à vapeur.

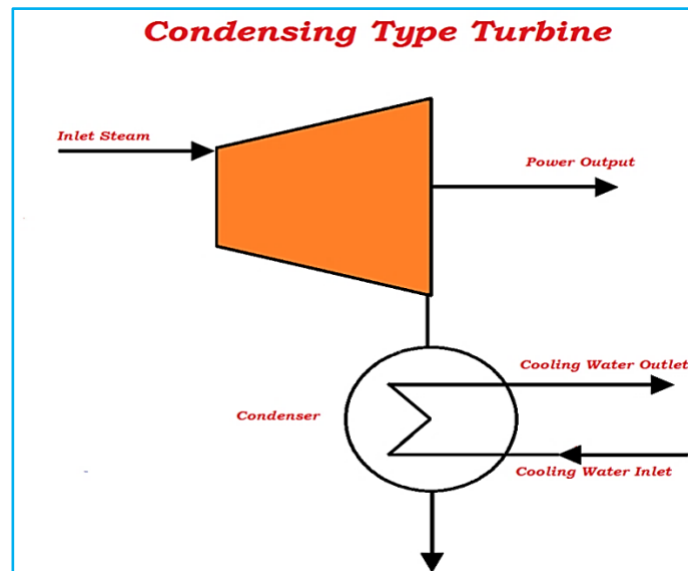


Figure 1- 9: Turbine à condensation [9].

- **Condensing Type Turbine:** Turbine à condensation
- **Inlet Steam:** Vapeur d'entrée
- **Power Output:** Production d'énergie / Puissance de sortie
- **Cooling Water Outlet:** Sortie de l'eau de refroidissement
- **Condenser:** Condenseur
- **Cooling Water Inlet:** Entrée de l'eau de refroidissement

◆ **Sans condensation :** La vapeur d'échappement est rejetée directement dans l'atmosphère. Elle n'est pas condensée ni récupérée (1.10). Cette configuration est simple, mais elle limite le rendement global. Elle s'emploie dans les petites installations ou les applications spécifiques.

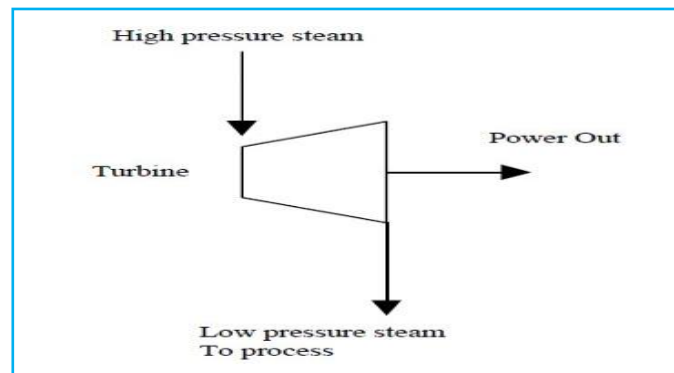


Figure 1- 10: Type de turbine sans condensation [10].

- ◆ **Contre-pression** : La vapeur est rejetée après expansion à une pression plus élevée que l'atmosphère, suffisante pour le chauffage industriel (1.11). Ce type de turbine produit à la fois de l'électricité et de la chaleur. Il est courant dans les sucreries. La vapeur basse pression alimente des équipements thermiques. Une turbine de remplissage peut rejeter dans une autre turbine adaptée à des conditions de vapeur plus faibles.

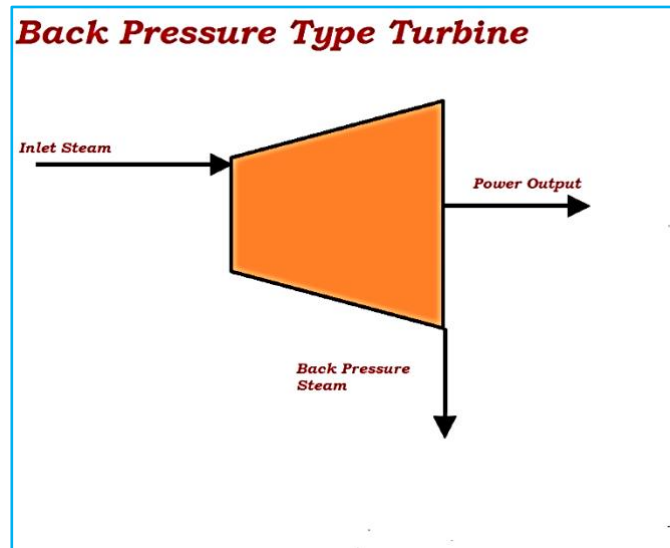


Figure 1- 11: Turbine à contre-pression [9].

- **Back Pressure Type Turbine:** Turbine à contre-pression
- **Inlet Steam:** Vapeur d'entrée
- **Power Output:** Production d'énergie / Puissance de sortie
- **Back Pressure Steam:** Vapeur à contre-pression

1.4.5 Nombre de cylindres :

- ◆ **Cylindre unique** : Toutes les étapes sont contenues dans un seul boîtier. L'arbre est unique. Ce type équipe les turbines de petite puissance.
- ◆ **Multicylindre** : Les grandes puissances nécessitent plusieurs étages. Pour soutenir l'arbre, on utilise plusieurs paliers et plusieurs cylindres. Cette configuration améliore la stabilité mécanique.

1.4.6 Disposition de la base du cylindre sur le flux général de vapeur :

- ◆ **Flux unique** : La vapeur entre à une extrémité et sort par l'autre. L'écoulement est axial. Courant dans les petits groupes, surtout pour les cylindres hauts pression (1.12).

- ◆ **Double flux** : La vapeur entre au centre et se divise. Deux flux opposés passent dans des jeux d'aubages séparés sur le même rotor. Cette disposition équilibre les poussées axiales. Elle permet un plus grand débit sans augmenter la taille des aubages (1.13).

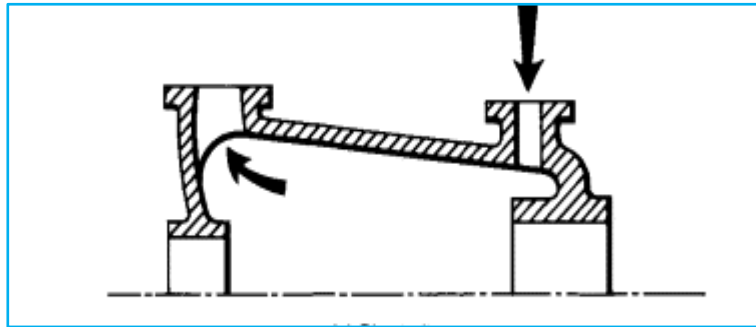


Figure 1- 12: Turbine à flux unique [11].

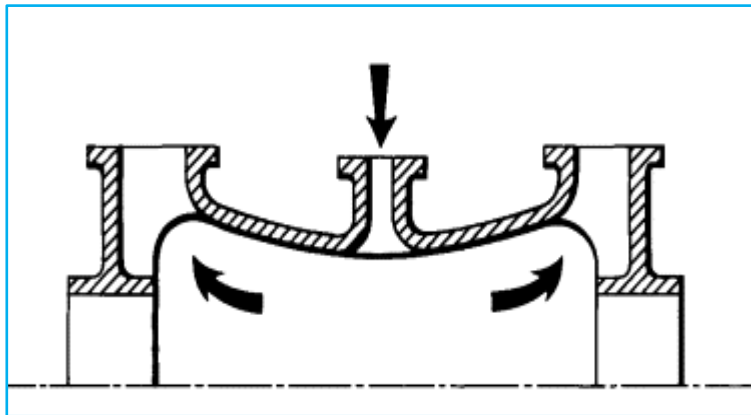


Figure 1- 13: Turbine à double flux [11].

- ◆ **Flux inversé** : Utilisé parfois dans les cylindres haute pression. La vapeur traverse deux fois le rotor en sens opposé. Ce choix limite les effets de dilatation différentielle (1.14).

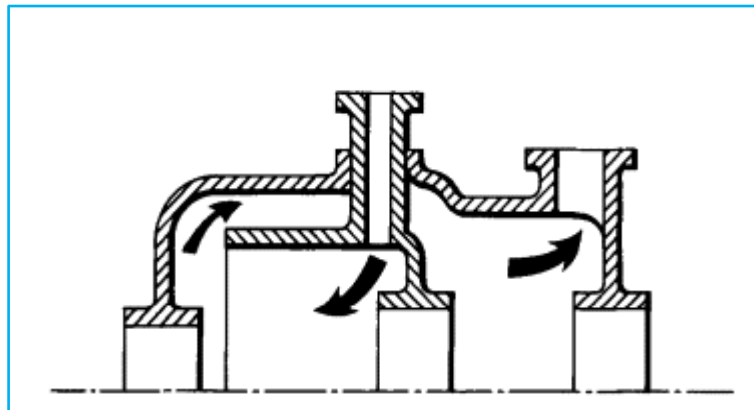


Figure 1- 14: Turbine à flux inversé [11].

1.4.7 Nombre d'arbres :

- ◆ **Tandem composé** : Un seul arbre aligne plusieurs cylindres. L'arbre entraîne un générateur unique. Cette solution est la plus répandue dans les grandes installations (1.15).

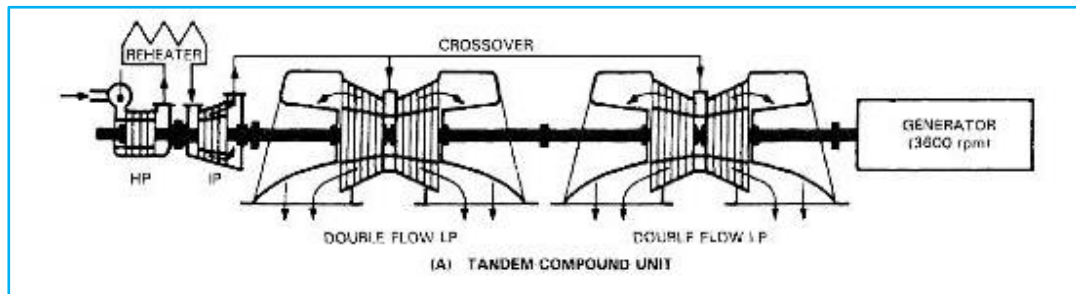


Figure 1- 15: Turbine en tandem [12].

- **REHEATER** : Resurchauffeur
- **CROSSOVER** : Croisement
- **GENERATOR (3600 rpm)** : Générateur (3600 tr/min)
- **HP** : Haute Pression
- **DOUBLE FLOW LP** : Basse Pression à Double Flux
- **(A) TANDEM COMPOUND UNIT** : (A) Unité Compound Tandem

- ◆ **Tandem croisé** : Deux arbres entraînent deux générateurs. Ce choix s'impose quand les limitations de taille ou de vitesse l'exigent. Il permet l'utilisation de lames plus longues, donc un débit plus élevé à vitesse réduite (1.16).

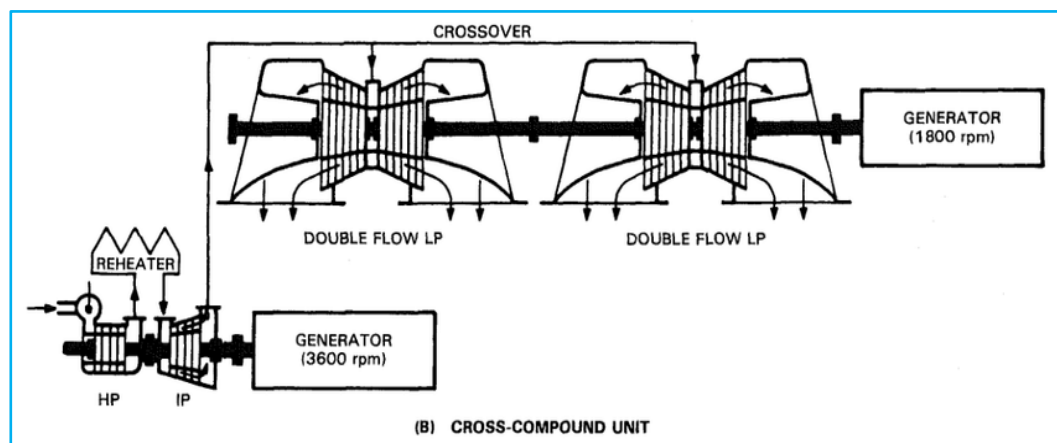


Figure 1- 16: Turbine à mélange croisé [12].

- **REHEATER** : Resurchauffeur
- **CROSSOVER** : Croisement
- **GENERATOR (3600 rpm)** : Générateur (3600 tr/min)
- **HP** : Haute Pression
- **DOUBLE FLOW LP** : Basse Pression à Double Flux
- **GENERATOR (1800 rpm)** : Générateur (1800 tr/min)
- **(B) CROSS-COMPOUND UNIT** : (B) Unité Compound Croisé

1.4.8 Vitesse de rotation :

- ◆ **Constante** : Les turbines couplées directement à un générateur tournent à vitesse fixe. Elle dépend de la fréquence du réseau et du nombre de pôles du générateur [5].
- ◆ **Variable** : La turbine entraîne une machine via un réducteur. Elle fonctionne à sa vitesse optimale. Ce type s'utilise pour les navires, compresseurs, soufflants et générateurs à fréquence variable.

1.5 Avantages des turbines à vapeur

- ✓ Permet de détendre la vapeur à haute pression et haute température pour produire de l'énergie utile.
- ✓ Alimente des pompes ou équipements mécaniques sans dépendance à l'électricité.
- ✓ Offre une large plage de vitesses grâce au régulateur intégré.
- ✓ Fonctionne de manière autonome, sans alimentation électrique externe.
- ✓ Sert de système d'entraînement de secours en cas de panne électrique.
- ✓ Intègre un contrôle de vitesse avec déclenchement en cas de survitesse sans risque d'étincelle.
- ✓ Limite automatiquement la puissance développée, sans besoin de dispositifs de protection supplémentaires en cas de surcharge [13].

1.6 Les Application industrielles des turbines à vapeur :

Les turbines à vapeur jouent un rôle central dans plusieurs secteurs industriels. Voici leurs principales utilisations [14] :

- ◆ **Production d'électricité** :
 - ✓ Utilisées dans les centrales thermiques (fossiles ou nucléaires).
 - ✓ Convertissent la chaleur en énergie mécanique, puis en électricité.

- ✓ Répondent à la demande énergétique mondiale.

◆ **Industrie maritime :**

- ✓ Propulsent les navires (cargos, sous-marins, bâtiments de guerre).
- ✓ Fonctionnement fiable, même dans des conditions sévères.
- ✓ Autonomie énergétique en mer.

◆ **Industrie manufacturière :**

- ✓ Entraînent des machines dans les usines (papier, textile, chimie).
- ✓ Fournissent puissance et chaleur aux processus industriels.
- ✓ Permettent une adaptation selon les besoins spécifiques.

◆ **Industrie chimique et pharmaceutique :**

- ✓ Fournissent de la chaleur pour les réactions chimiques.
- ✓ Alimentent des réacteurs, des sécheurs et des systèmes de distillation.
- ✓ Maintiennent des conditions précises de température.

◆ **Industrie alimentaire :**

- ✓ Utilisées pour la pasteurisation et le séchage.
- ✓ Chauffent les autoclaves pour la cuisson et la stérilisation.
- ✓ Garantissent des procédés thermiques continus.

◆ **Centrales à biomasse :**

Brûlent des déchets organiques pour produire de la vapeur.

Actionnent des turbines pour générer de l'électricité renouvelable.

◆ **Industrie pétrolière et gazière :**

- ✓ Alimentent les compresseurs, les pompes et les turbines de procédé.
- ✓ Intégrées dans les systèmes de cogénération (électricité + chaleur).

Ces usages montrent l'adaptabilité des turbines à vapeur.

Les turbines à vapeur assurent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique ou électrique avec un rendement élevé et une grande fiabilité. Elles jouent un rôle central dans de nombreux secteurs industriels tels que la production d'électricité, la propulsion maritime, les procédés chimiques, les industries manufacturières et alimentaires. Leur capacité à fonctionner de manière continue, à s'adapter à différentes applications et à réduire les coûts d'exploitation en fait un choix stratégique pour l'optimisation des systèmes énergétiques. Grâce à leur polyvalence, les

turbines à vapeur restent essentielles dans la plupart des installations modernes de production d'énergie [15].

Chapitre 02 :
Simulation
thermodynamique
des cycles de Rankine

2.1.Introduction :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe. Elle fonctionne selon le cycle de Clausius-Rankine. Ce cycle repose sur un changement d'état du fluide moteur, souvent de la vapeur d'eau. La vapeur se détend et libère son énergie thermique et de pression. La turbine convertit cette énergie en énergie mécanique de rotation. Cette rotation entraîne un système mécanique tournant. La turbine transforme donc directement l'énergie de la vapeur en énergie mécanique exploitable [1].

2.2.Les cycles thermodynamique des turbines à vapeur :

2.2.1. Cycle de Rankine :

Le cycle de Rankine peut être considéré comme le cycle de base des turbines à vapeur. C'est un cycle thermodynamique endoréversible. (C.-à-d. que les seules irréversibilités proviennent des échanges de chaleur avec l'extérieur, au contraire, les transformations dites fermées sont considérées comme réversibles). Ce cycle a été inventé par **William John Macquorn Rankine (1820-1872)** qui lui donna son nom. Le cycle de Rankine ne diffère du cycle de Carnot que par le fait que la condensation du fluide moteur est complète (jusqu'à la saturation avec un titre de vapeur ($X_3 = 0$) et donc la compression est assurée par une pompe au lieu d'un compresseur, ce qui a pour effet de réduire énormément le travail de compression et d'augmenter énormément le travail disponible (2.1). Le cycle de Rankine est composé deux transformations isobares et deux adiabatiques [4].

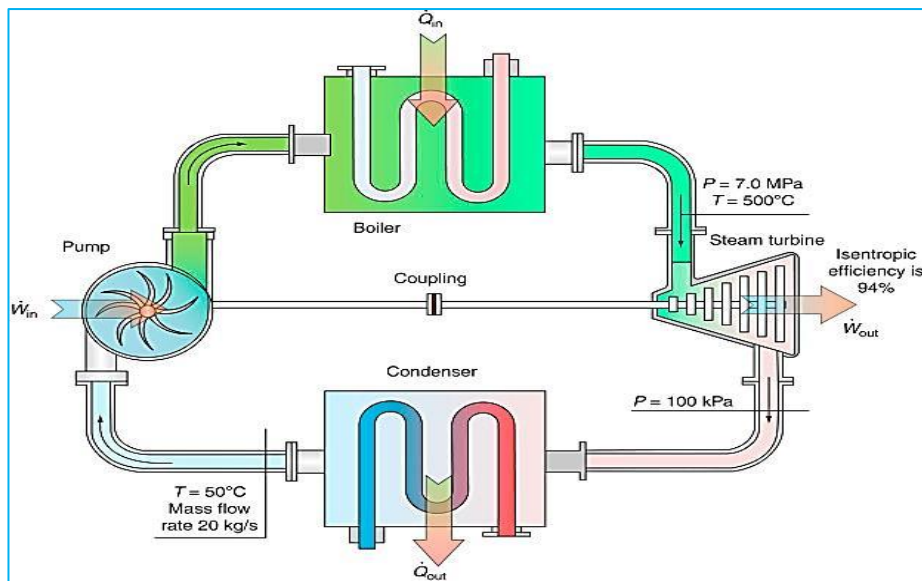


Figure 2.1 : Echanges énergétiques et Cycle de Rankine simple [16].

La **figure 2.2** présente le diagramme température-entropie (T-S) du cycle de Rankine. Elle illustre les quatre étapes principales du cycle :

- 1 – 2 : Compression isentropique du liquide dans la pompe.
- 2 – 3a – 3 : Chauffage isobare jusqu'à vaporisation complète dans la chaudière.
- 3 - 4 : Détente isentropique de la vapeur dans la turbine.
- 4 - 1 : Condensation isobare de la vapeur en liquide dans le condenseur.

Chaque point du cycle y est repéré. Le tracé met en évidence les variations d'entropie et de température à chaque phase [4].

Il montre aussi les gains et pertes d'énergie sous forme de surfaces comprises entre les courbes.

☒ La courbe étudiée : —————

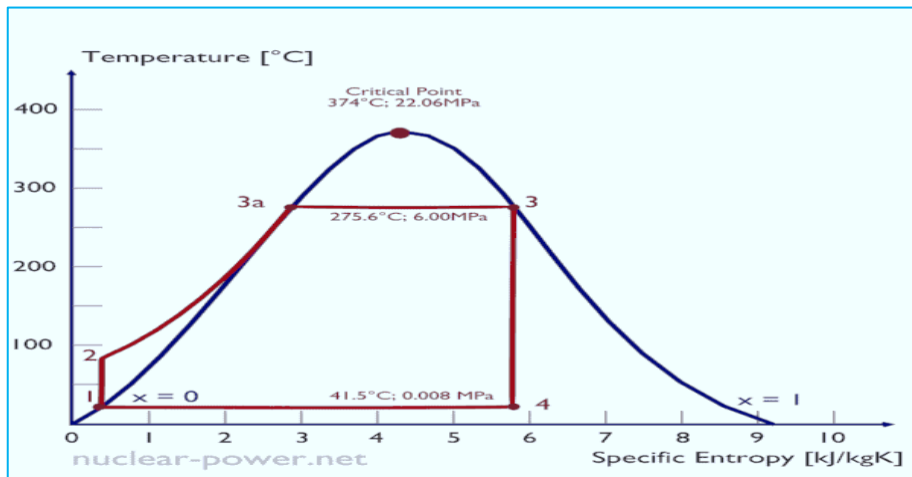


Figure 2.2 : Diagramme T-S du cycle de Rankine [17].

► Analyse énergétique

◆ Pompe (q=0) :

$$\text{Travail de la pompe: } W_{pompe} = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

◆ Chaudière (W=0) :

$$\text{L'énergie thermique entrante: } Q_{in} = h_3 - h_2 \quad (2.2)$$

◆ Turbine (Q=0) :

$$\text{Travail de la turbine: } W_{turbine} = h_3 - h_4 \quad (2.3)$$

◆ Condenseur (W=0) :

$$\text{L'énergie thermique sortante: } Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (2.4)$$

♦ **Le rendement thermique :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (2.5)$$

$$\text{Le travail net : } W_{net} = Q_{in} - Q_{out} \quad (2.6)$$

Donc :

$$\eta_{th} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (2.7)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (2.8)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (2.9)$$

2.2.2. Cycle de Hirn (cycle de Rankine avec surchauffe) :

Le cycle de Hirn est une variante du cycle de Rankine, caractérisée par la surchauffe de la vapeur en fin d'évaporation. Dans ce cycle, la vapeur quittant la chaudière atteint une température supérieure à la température de saturation, ce qui signifie qu'elle est surchauffée avant d'entrer dans la turbine (2.3). Ce fonctionnement se rapproche de celui des cycles eau-vapeur utilisés dans les centrales thermiques. En plus d'améliorer le rendement global, la surchauffe réduit l'humidité de la vapeur à la sortie de la turbine, ce qui limite l'usure des aubes et prolonge la durée de vie des composants mécaniques [4].

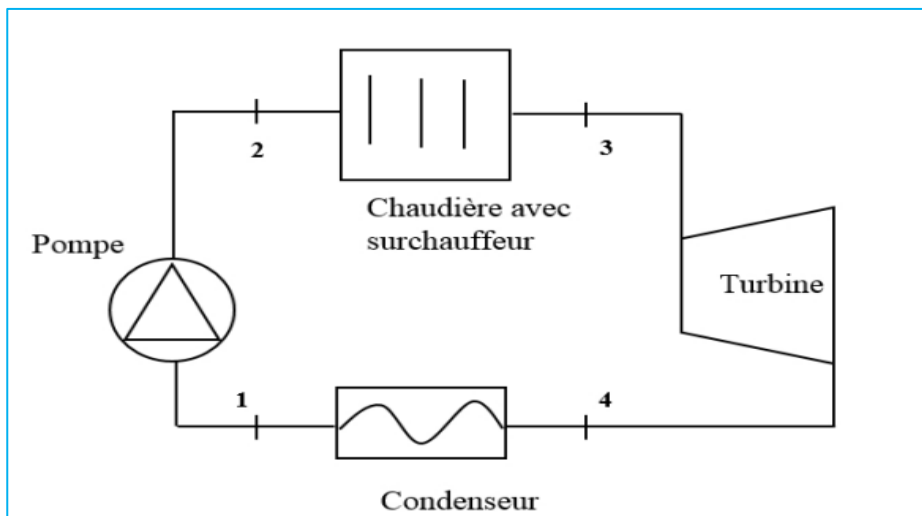


Figure 2.3 : Schéma simplifié d'une turbine à vapeur avec surchauffe [18].

La **figure 2-4** montre le diagramme température-entropie (T-S) du cycle de Rankine à surchauffe, aussi appelé cycle de Hirn idéal. Ce diagramme représente un cycle thermodynamique sans irréversibilités internes. Il comprend quatre transformations principales en régime permanent.

- De 1 à 2, le fluide subit une compression isentropique dans une pompe.
- De 2 à 3, la chaleur est ajoutée à pression constante dans une chaudière, avec une phase de surchauffe entre la vaporisation et le point 3.
- De 3 à 4, la vapeur se détend de manière isentropique dans une turbine.
- De 4 à 1, la chaleur est rejetée à pression constante dans un condenseur.

La surchauffe est visible entre les points 2 et 3 par l'extension horizontale du tracé vers des températures plus élevées. Cette zone marque un apport thermique supplémentaire avant la détente, ce qui augmente l'énergie utile récupérée et réduit l'humidité en sortie de turbine [4].

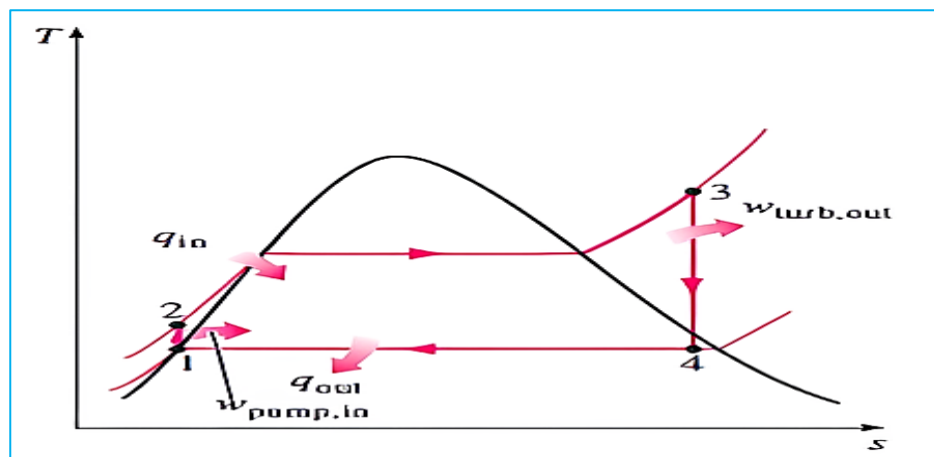


Figure 2.4 : Diagramme T-S du cycle de Rankine à surchauffe (Hirn idéal) [19].

➡ Analyse énergétique

L'analyse énergétique du cycle de Rankine repose sur ses quatre composants principaux : la pompe, la chaudière, la turbine et le condenseur. Ces dispositifs fonctionnent tous en régime permanent avec un débit constant, ce qui permet de traiter les transformations thermodynamiques comme des processus à débit constant. Dans ce contexte, les variations d'énergie cinétique et potentielle de la vapeur sont négligées, car elles sont faibles par rapport aux quantités de chaleur et de travail échangées. L'équation d'énergie, exprimée par unité de masse de vapeur, se simplifie alors sous la forme suivante :

$$(Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) = h_f - h_i \quad (2.10)$$

La chaudière et le condenseur n'impliquent aucun travail, car ils ne contiennent pas de pièces mobiles. La pompe et la turbine sont supposées fonctionner de manière isentropique, ce qui signifie que leurs transformations sont adiabatiques et réversibles. En tenant compte de ces hypothèses, la conservation de l'énergie appliquée à chaque appareil du cycle de Rankine se formule ainsi :

♦ **Pompe (Q = 0) :**

$$\text{Travail de la pompe : } W_{pompe,in} = h_2 - h_1 \quad (2.11)$$

$$\text{Ou : } W_{pompe,in} = V * (P_2 - P_1) \quad (2.12)$$

♦ **Chaudière (W = 0)**

$$\text{L'énergie thermique entrante } Q_{in} = h_3 - h_2 \quad (2.13)$$

♦ **Turbine (Q = 0)**

$$\text{Travail de la turbine : } W_{turbine,out} = h_3 - h_4 \quad (2.14)$$

♦ **Condenseur (W = 0)**

$$\text{L'énergie thermique sortante } Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (2.15)$$

♦ **L'efficacité thermique du cycle de Rankine est déterminée à partir de :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (2.16)$$

$$\text{Avec : } W_{net} = Q_{in} - Q_{out} = W_{turb,out} - W_{pompe,in} \quad (2.17)$$

2.2.3. Cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) :

Le cycle de Rankine avec resurchauffe, ou cycle de Hirn avec surchauffe, améliore le rendement thermodynamique en réduisant la teneur en liquide à la sortie de la turbine. Cette réduction d'humidité diminue les pertes dans les derniers étages, ce qui augmente le rendement des aubages. La première méthode pour améliorer ce cycle consiste à augmenter la température moyenne pendant l'apport de chaleur. On y parvient en ajoutant une ou plusieurs étapes de resurchauffe (2.5) [4].

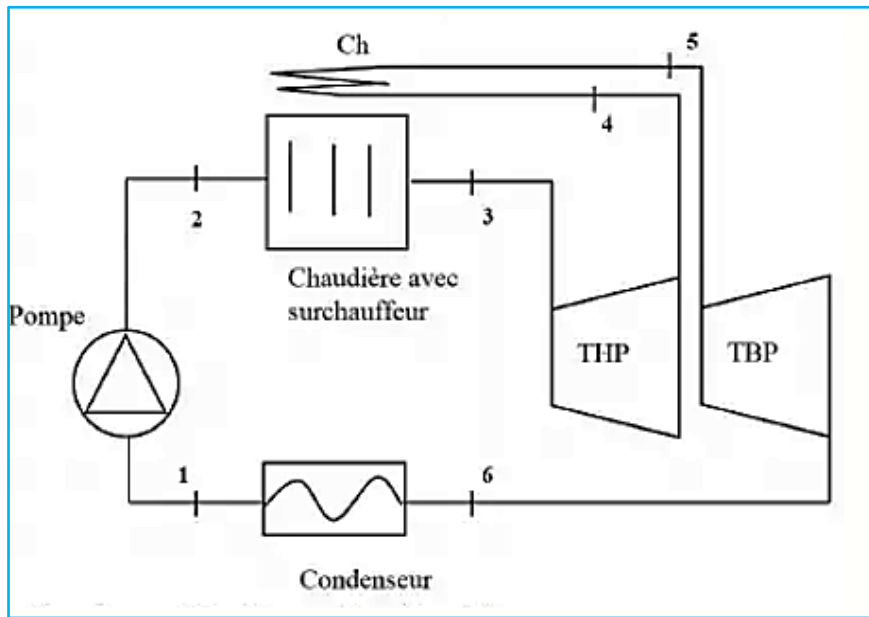


Figure 2.5 : Schémas de TAV avec resurchauffe [18].

La vapeur est d'abord détendue partiellement dans une turbine haute pression jusqu'à une pression intermédiaire, proche de l'état saturé (état 4). Elle repasse ensuite dans la chaudière, où elle est réchauffée à cette pression jusqu'à la température maximale du cycle ($T_3 = T_5$). Enfin, la vapeur se détend dans une turbine basse pression. Ce processus limite l'humidité en fin de détente et améliore l'efficacité globale du cycle [4].

La **figure 2.6** montre le cycle de Rankine avec resurchauffe sur un diagramme enthalpique. Elle présente les six étapes du cycle thermodynamique :

- **1 → 2** : Compression isentropique dans la pompe. La pression de la vapeur passe de basse à haute.
- **2 → 3** : Apport de chaleur à pression constante dans la chaudière. La vapeur passe de liquide comprimé à vapeur surchauffée.
- **3 → 4** : Première détente adiabatique dans la turbine haute pression. La vapeur se détend de HP à MP.
- **4 → 5** : Resurchauffe à pression constante dans la chaudière. La vapeur atteint de nouveau la température maximale.
- **5 → 6** : Seconde détente adiabatique dans la turbine basse pression. La vapeur passe de MP à BP.
- **6 → 1** : Rejet de chaleur à pression constante dans le condenseur. La vapeur se condense en liquide saturé.

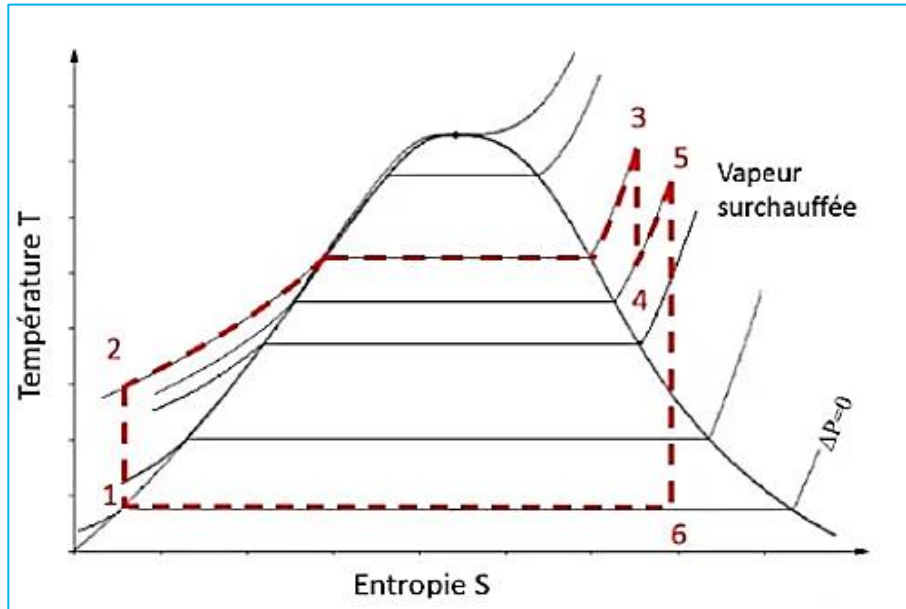


Figure 2.6 : Cycle de Rankine avec resurchauffe [18].

Chaque segment correspond à une transformation thermodynamique précise. Le but est d'augmenter le rendement global tout en réduisant l'humidité en sortie de turbine [4].

► Analyse énergétique

◆ Pompe ($Q = 0$) :

$$\text{Travail de la pompe: } W_{pompe,in} = h_2 - h_1 \quad (2.18)$$

$$\text{Ou : } W_{pompe,in} = V * (P_2 - P_1) \quad (2.19)$$

◆ Chaudière ($W = 0$) :

$$\text{L'énergie thermique entrante: } Q_{in} = Q_{in}(1) + Q_{in}(2) \quad (2.20)$$

$$\text{Et : } Q_{in}(1) = h_3 - h_2 \quad (2.21)$$

$$Q_{in}(2) = h_5 - h_4 \quad (2.22)$$

$$\text{Alors } Q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (2.23)$$

◆ Turbine ($Q = 0$) :

$$\text{Travail de la turbine: } W_{turb,out} = W_{t1} + W_{t2} \quad (2.24)$$

$$\text{Et : } W_{t1} = h_3 - h_4 \quad (2.25)$$

$$W_{t2} = h_5 - h_6 \quad (2.26)$$

$$\text{Donc : } W_{turb,out} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (2.27)$$

♦ Condenseur ($W = 0$) :

$$\text{L'énergie thermique sortante: } Q_{out} = h_6 - h_1 \quad (2.28)$$

♦ L'efficacité thermique du cycle de Rankine est déterminée à partir de :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (2.29)$$

$$W_{net} = Q_{in} - Q_{out} = W_{turb,out} - W_{pompe,in} \quad (2.30)$$

$$W_{net} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] - [h_2 - h_1] \quad (2.31)$$

$$Q_{in} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (2.32)$$

$$\eta_{th} = \frac{[(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] - [h_2 - h_1]}{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)} \quad (2.33)$$

2.3. Présentation du logiciel EES :

2.3.1. Définition de logiciel EES :

EES, prononcé "IES", signifie **Engineering Equation Solver**. C'est un logiciel conçu pour résoudre des équations algébriques, différentielles et à variables complexes. Il permet aussi d'optimiser les paramètres d'un système, de réaliser des régressions linéaires ou non linéaires, et de produire des courbes de haute qualité. Il fonctionne sur PC compatibles et Macintosh. Ce manuel décrit la version développée pour Windows 3.1, 95 et NT.

EES se distingue des solveurs classiques par deux points. Il identifie et regroupe automatiquement les équations à résoudre simultanément. Cette fonction facilite l'usage et garantit une exécution efficace. Il intègre aussi une large base de fonctions mathématiques et thermodynamiques (2.7). Les tables vapeur y sont incluses, ce qui permet d'obtenir toutes les propriétés de l'eau. Il fournit également les propriétés de nombreux fluides utilisés en ingénierie, comme les réfrigérants (anciens et nouveaux), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone, l'air avec ses fonctions psychrométriques, et les gaz de la **table JANAF**. Les propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances.

EES permet à l'utilisateur de créer ses propres fonctions selon trois méthodes. Il peut saisir et interpoler des données numériques sous forme de table, utilisables dans les équations. Il peut aussi utiliser le langage interne du logiciel, proche de **PASCAL** et **FORTRAN**, pour développer des fonctions et procédures enregistrées dans des fichiers librairie. Ces fichiers sont chargés automatiquement à chaque session. Enfin, il peut utiliser des fonctions compilées sous forme de **DLL**, écrites en **PASCAL**, **C** ou **FORTRAN** [4].

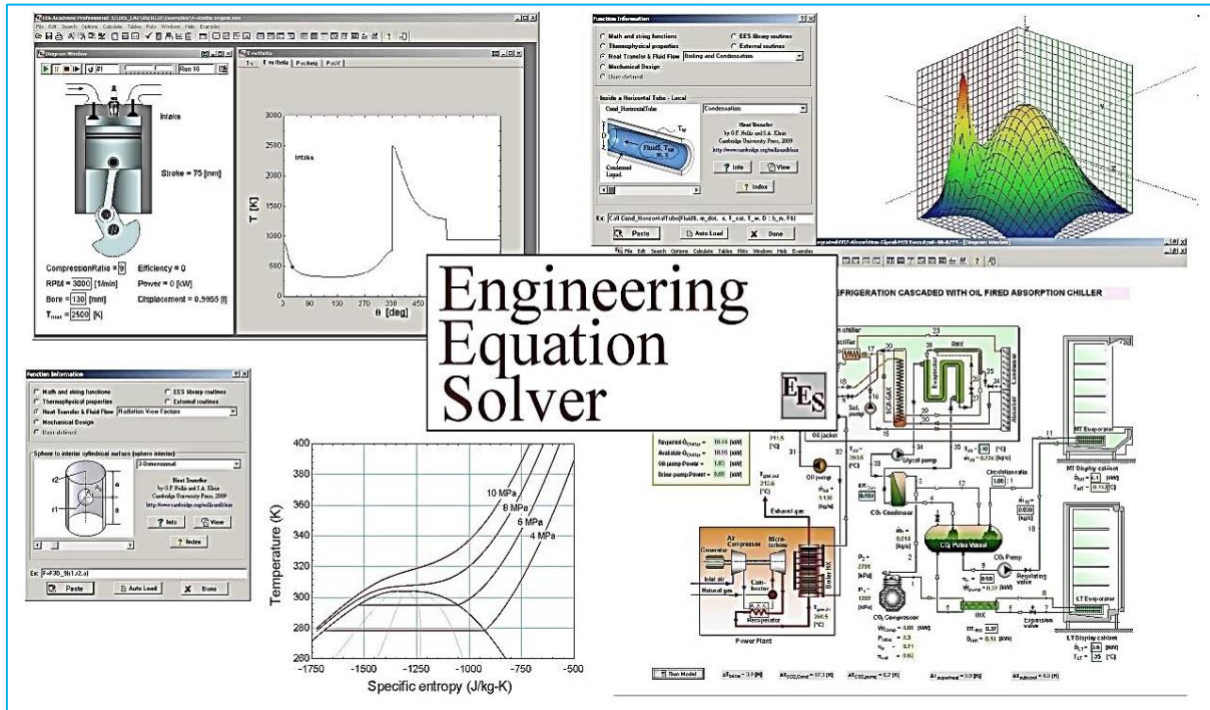


Figure 2.7 : L'interface des fenêtres d'EES (Engineering Equation Solver) [20].

EES a été conçu pour étendre les capacités de modélisation tout en simplifiant l'apprentissage des sciences mécaniques, thermodynamiques et du transfert de chaleur. Le logiciel répond à un besoin pédagogique : permettre aux étudiants de se concentrer sur la compréhension des phénomènes physiques sans être ralentis par la recherche de propriétés ou la mise en équation. Les approches classiques, souvent lourdes et techniques, n'aident pas toujours à saisir l'essentiel. EES supprime ces obstacles. Il automatise la résolution des équations, rend inutile l'ordre de calcul, et facilite l'analyse paramétrique.

Le logiciel est particulièrement adapté aux problèmes de conception. Sa Table Paramétrique fonctionne comme un tableur. L'utilisateur y entre les variables indépendantes, EES calcule les variables dépendantes. Ces résultats peuvent être affichés sous forme de courbes ou de diagrammes. EES permet aussi de prendre en compte les incertitudes liées aux données expérimentales. Il fournit alors les résultats en tenant compte de ces marges.

Grâce à son interface intuitive, un utilisateur débutant peut résoudre rapidement des systèmes d'équations. Mais EES reste aussi adapté aux utilisateurs expérimentés. Sa base de données inclut de nombreuses propriétés thermodynamiques et de transport. Il permet de traiter des problèmes de thermodynamique, de mécanique des fluides, de transfert de chaleur et d'autres domaines de l'ingénierie [4].

2.3.2. Installation d'EES :

Deux versions du logiciel sont disponibles : **EES (16 bits)** et **EES32 (32 bits)**. EES fonctionne sur toutes les versions de Windows 3.1, 3.11, 95 et NT. EES32 est compatible uniquement avec Windows 95 et NT et les versions ultérieures jusqu'à Windows 11, en mode de compatibilité si nécessaire.. Certaines fonctionnalités récentes, comme les modules et les variables complexes, sont disponibles uniquement dans la version 32 bits. [21].

Le logiciel est distribué sous forme de fichiers auto-extractibles. Les fichiers SETUP16.EXE et SETUP32.EXE correspondent aux versions 16 et 32 bits. Pour installer, double-cliquez sur le fichier correspondant.

A:\SETUP16.exe ou **A:\SETUP32.exe** selon la version choisie (2.8).

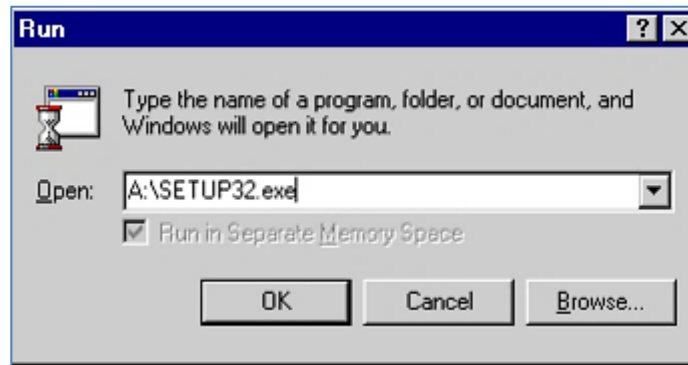


Figure 2.8 : Fenêtre de la commande Exécuter [21].

Dans ce cas, A: désigne le lecteur de disquette utilisé pour lancer l'installation. Une fois le fichier SETUP exécuté, suivez les instructions affichées. Le programme crée un dossier \EESW pour la version 16 bits ou \EES32 pour la version 32 bits. Ce dossier contient les fichiers nécessaires à l'exécution du logiciel.

Pour lancer EES, double-cliquez sur son icône. Le logiciel charge automatiquement un fichier nommé HELLO.EES. Ce fichier présente les principales fonctions du programme. Vous pouvez le modifier ou le supprimer si vous le souhaitez.

2.3.3. Informations générales :

Au lancement d'EES, une boîte de dialogue s'affiche. Elle indique le numéro d'enregistrement et la version du logiciel. Ces données sont requises en cas de contact avec le support technique. Cliquez sur le bouton 'OK' pour démarrer la session [21].

Une aide en ligne reste accessible à tout moment. Appuyez sur la touche ‘F1’ pour l’activer. Cliquez sur ‘Contents’ pour afficher l’index. Le fichier d’aide contient des liens hypertexte soulignés en vert pour naviguer rapidement entre les sections (2.9).

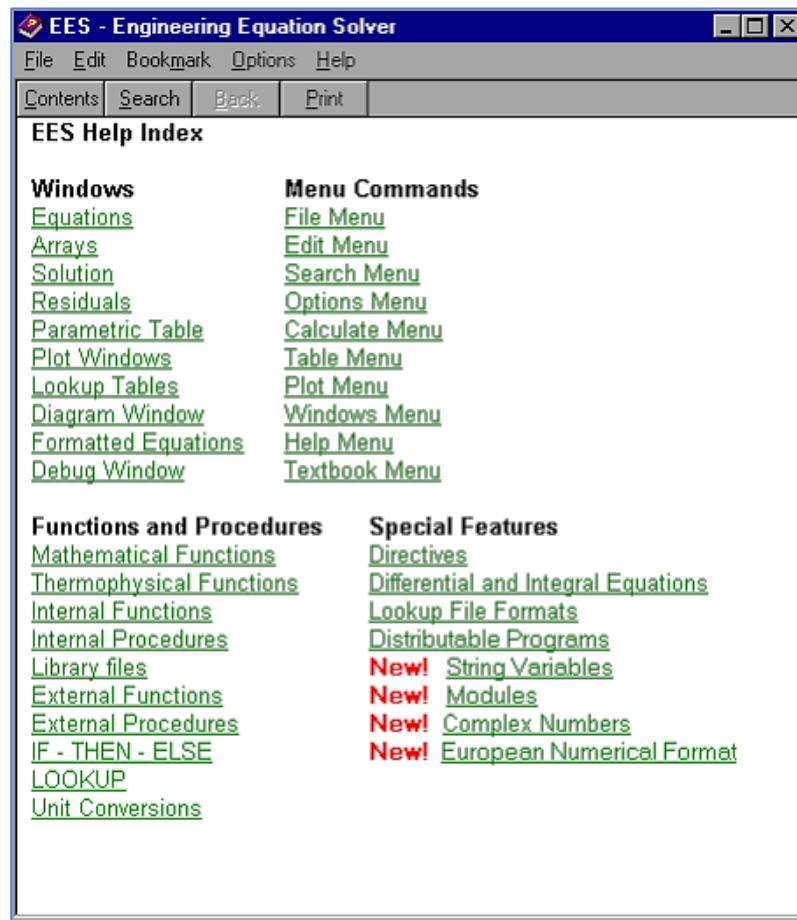


Figure 2.9 : Fenêtre des Informations générales[21].

Les commandes d’EES sont réparties dans 9 menus déroulants (2.10). Un dixième menu optionnel peut apparaître à droite du menu ‘Help’. Ces menus donnent accès à toutes les fonctions du logiciel, depuis la saisie des équations jusqu’à l’analyse des résultats.



Figure 2.10 : Les commandes d’EES[20].

Sous la barre de menu se trouve la barre d'outils. Elle contient des icônes qui donnent un accès rapide aux commandes les plus utilisées d'EES. Si vous placez le curseur sur un bouton et attendez un instant, une description de sa fonction s'affiche.

Nous pouvons masquer la barre d'outils. Pour cela, cliquez sur **Préférences** dans le menu **Options**.

- ◆ L'icône EES, située en haut à gauche de la fenêtre, donne accès à des options de gestion de la fenêtre par un clic droit. Vous pouvez redimensionner la fenêtre, envoyer le programme en arrière-plan ou le fermer.
- ◆ Le menu **Fichier** permet d'ouvrir, fermer, sauvegarder, fusionner des fichiers, charger des bibliothèques, configurer l'imprimante et imprimer.
- ◆ Le menu **Éditer** donne accès aux commandes d'annulation, copier, couper, coller, supprimer ou sélectionner tout le document.
- ◆ Le menu **Recherche** permet de rechercher ou remplacer une expression dans le document actif.
- ◆ Le menu **Options** affiche les informations sur les variables et fonctions. Vous pouvez y configurer les unités, les limites de calcul, les plages de valeurs, les formats d'affichage, les échelles des tracés et les fonctions utilisateur.
- ◆ Le menu **Calculer** contient les commandes de vérification, de formatage et de résolution des équations.
- ◆ Le menu **Tables** permet d'ajouter, modifier ou supprimer des tables paramétriques. Ces tables, semblables à des feuilles de calcul, servent à effectuer des résolutions répétées avec des valeurs variables. Des outils de régression sont inclus.
- ◆ Le menu **PLOT** sert à créer des tracés, ajuster leurs échelles, visualiser les résultats des tables et effectuer des courbes de régression.
- ◆ Le menu **Fenêtres** permet d'organiser l'affichage des différentes fenêtres du programme.
- ◆ Le menu **Aide** donne accès à l'aide en ligne.

L'un des principaux avantages d'EES réside dans sa capacité à résoudre des systèmes d'équations algébriques non linéaires. Cette fonctionnalité est essentielle pour traiter des problèmes complexes en thermodynamique. EES ne fait pas de distinction entre les majuscules et les minuscules, et les symboles ^ et ** sont équivalents pour représenter une puissance(2.11).

- ◆ Le menu **Fenêtres** permet d'organiser la mise en forme mathématique des équations. Pour lancer une résolution, cliquez sur **Résoudre** dans le menu **Calculer**. Une boîte de dialogue s'ouvre pour afficher l'état d'avancement. Cliquez ensuite sur **Continue** pour afficher les résultats du système [21].



Figure 2.11 : L'interface de la Fenêtre équations Windows [21].

Le menu **Fenêtre** donne l'accès à la mise en forme mathématique d'équations (2.12).



Figure 2.12 : Façade de l'équation formatée [21].

En cliquant sur **Résoudre** dans le menu **Calculer**, une boîte de dialogue s'ouvre. Elle affiche l'état d'avancement de la résolution du système d'équations. Vous pouvez suivre le processus en temps réel avant d'accéder aux résultats finaux (2.13).

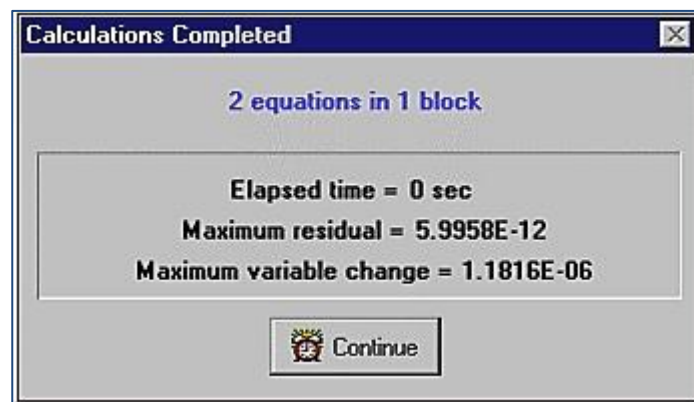


Figure 2.13 : Interface de calcul terminée[21].

Cliquez sur le bouton **Continuer**. EES termine alors le calcul et affiche la solution du système d'équations dans la fenêtre de sortie (2.14).



Figure 2.14 : Fenêtre de solution[21].

2.3.4. Les Fenêtres d'EES :

Toutes les données liées à un problème sont organisées dans une série de fenêtres. Les équations et commentaires s'écrivent dans la fenêtre **Équations**. Une fois le système résolu, les valeurs des variables apparaissent dans les fenêtres **Solution** et/ou **Tableaux**. La fenêtre **Résiduelle** permet de visualiser les valeurs résiduelles des équations ainsi que l'ordre de calcul.

D'autres fenêtres sont également disponibles : les tables **Paramétrique**, les tables **Look-up**, jusqu'à **10 fenêtres de Tracés**, et une fenêtre **Débogage**. Chaque fenêtre a une fonction spécifique et peut être affichée simultanément. La fenêtre active est celle en avant-plan, repérable par sa barre de titre en gras ou soulignée [21].

La **figure 2.15** ci-dessous montre l'interface des différentes fenêtres d'EES sous Windows 95 et NT 4.0. L'apparence peut varier légèrement selon les versions récentes de Windows, notamment Windows 10 et Windows 11, qui restent compatibles avec les versions les plus récentes d'EES.

a. La fenêtre de mise en forme d'équations :

Cette fenêtre permet d'afficher les équations saisies dans EES sous une forme mathématique claire et lisible, proche de la notation utilisée dans les ouvrages scientifiques. Elle facilite la vérification visuelle des expressions et améliore la compréhension du modèle établi.[21]

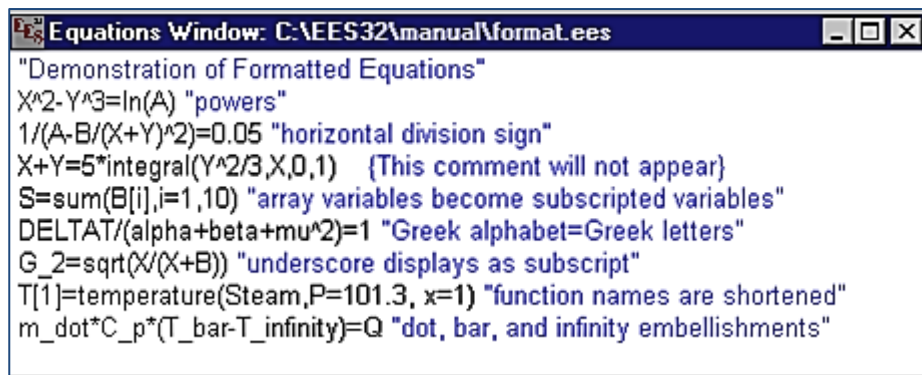


Figure 2.15 : Interface de la fenêtre de mise en forme d'équations [21].

La **figure 2.16** montre la fenêtre de l'équation formatée dans EES. Elle affiche les équations saisies avec une présentation claire, proche de l'écriture mathématique standard. Cette visualisation facilite la lecture, met en évidence les relations entre les variables et aide à repérer rapidement les erreurs de syntaxe ou de formulation [21].

Formatted Equations

Demonstration of Formatted Equations

$$X^2 - Y^3 = \ln(A) \quad \text{powers}$$

$$\frac{1}{A - \frac{B}{(X+Y)^2}} = 0.05 \quad \text{horizontal division sign}$$

$$X + Y = 5 \cdot \int_0^1 \left[\frac{Y^2}{3} \right] dX$$

$$S = \sum_{i=1}^{10} (B_i) \quad \text{array variables become subscripted variables}$$

$$\frac{\Delta T}{\alpha + \beta + \mu^2} = 1 \quad \text{Greek alphabet=Greek letters}$$

$$G_2 = \sqrt{\frac{X}{X+B}} \quad \text{underscore displays as subscript}$$

$$T_1 = T(\text{'Steam', } P=101.3, x=1) \quad \text{function names are shortened}$$

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T} - T_\infty) = Q \quad \text{dot, bar, and infinity embellishments}$$

Figure 2.16 : Fenêtre de l'équation formatée [21].

b. La fenêtre de Solution :

La fenêtre de Solution apparaît automatiquement une fois les calculs terminés. Elle affiche les valeurs des variables définies dans la fenêtre d'Équations, accompagnées de leurs unités, triées par ordre alphabétique (2.17). L'utilisateur peut ajuster la largeur des colonnes pour améliorer la lisibilité des résultats.[21]

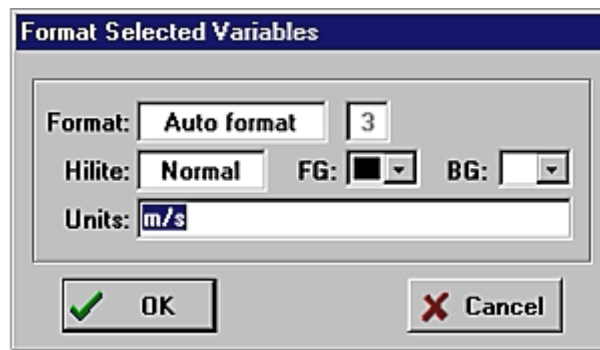


Figure 2.17 : Façade de la fenêtre de solution [21].

c. La fenêtre Tableaux :

EES prend en charge les variables de type tableaux. Ces variables utilisent des indices entre crochets, comme $X[5]$ pour un tableau unidimensionnel, ou $Y[6,2]$ pour un tableau bidimensionnel. Elles fonctionnent comme des variables classiques, avec des valeurs initiales, des bornes haute et basse, et des options d'affichage. L'utilisateur peut aussi effectuer des opérations arithmétiques simples sur les indices. La fenêtre Tableaux permet de visualiser et manipuler ces données de manière structurée (2.1).

Tableau 2.1 : Interface de La fenêtre Tableaux [21].

EES Arrays Table			
	1	2	3
	t_i [sec]	y_i [observed]	$y_{p,i}$ [predicted]
[1]	1.1	3	2.998
[2]	1.2	2.9	3.16
[3]	1.3	3.6	3.322
[4]	1.9	4.2	4.297
[5]	2.3	5.1	4.948
[6]	3.1	5.9	6.257
[7]	3.3	7	6.586
[8]	4.1	7.8	7.903
[9]	4.4	8	8.399
[10]	4.6	9.1	8.73

d. La fenêtre Résiduelle (RésiduelWindows) :

La fenêtre Résiduelle affiche pour chaque équation le bloc auquel elle appartient, l'ordre de calcul adopté par EES, ainsi que les valeurs des résidus absolus et relatifs. Le résidu absolu correspond à la différence entre les deux membres d'une équation après résolution. Cette

information permet d'évaluer la précision de la solution et de localiser d'éventuelles erreurs de modélisation ou d'entrée. La **figure 2.18** illustre conjointement l'apparence de la fenêtre Résiduelle et celle des équations formatées.

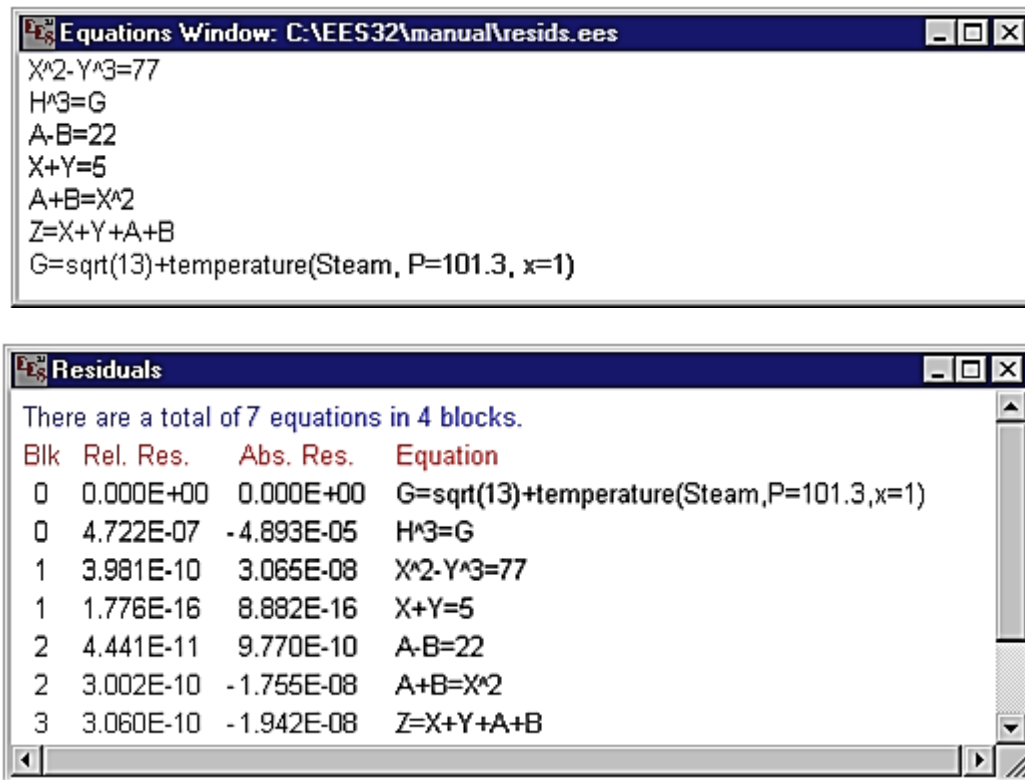
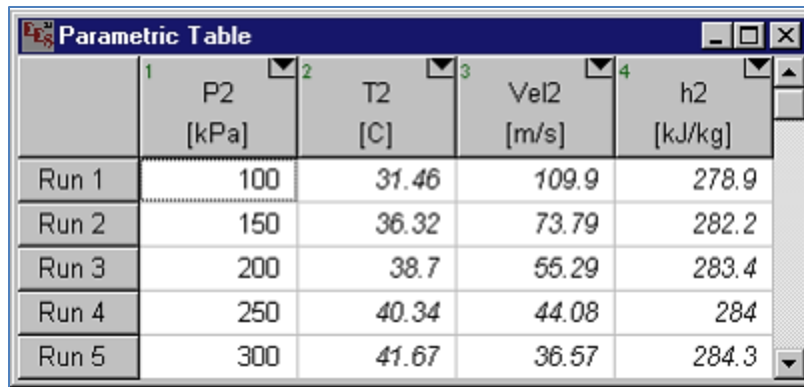


Figure 2.18 : La façade des deux Fenêtres (Résiduelle et équation) [21].

e. La fenêtre de la table paramétrique :

La fenêtre "Parametric Table" affiche une table permettant de saisir et d'analyser des données. Vous pouvez entrer des valeurs numériques dans n'importe quelle cellule. Ces valeurs, comme celles de la colonne P2, sont traitées comme des variables indépendantes. Elles s'affichent selon le jeu de caractères par défaut, que vous pouvez modifier via le menu **Options > Preferences**. Entrer une valeur dans cette table a le même effet que l'assigner dans la fenêtre des équations (2.2).

Tableau 2.2 : Fenêtre de la table paramétrique[21].



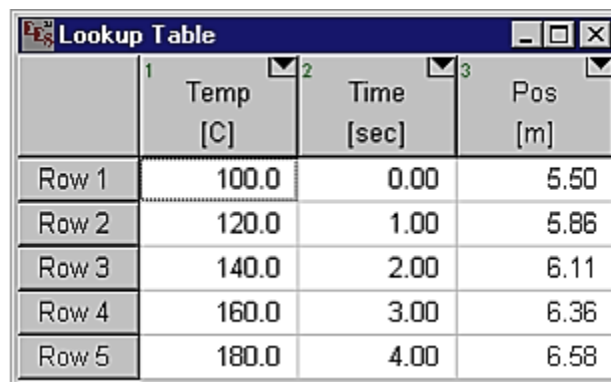
	1 P2 [kPa]	2 T2 [C]	3 Vel2 [m/s]	4 h2 [kJ/kg]
Run 1	100	31.46	109.9	278.9
Run 2	150	36.32	73.79	282.2
Run 3	200	38.7	55.29	283.4
Run 4	250	40.34	44.08	284
Run 5	300	41.67	36.57	284.3

Lorsque vous lancez la commande **Resolve Table** ou **Min/Max Table** depuis le menu **Calculate**, le programme détermine les variables dépendantes et les affiche dans la table. Ces résultats s'affichent en bleu, en gras ou en italique, selon les paramètres définis dans le menu **Options**.

f. La fenêtre 'Look up Table' :

La table **Look Up** fonctionne comme une base de données. Elle permet d'extraire des informations et de les utiliser dans des équations. Vous créez une table Look Up avec la commande **New Look Up Table** du menu **Tables**. Lors de la création, vous définissez le nombre de lignes et de colonnes. Vous pouvez modifier la structure de la table ensuite, en ajoutant ou supprimant des lignes avec **Insert/Delete Rows**, ou des colonnes avec **Insert/Delete Cols**(2.3).

Tableau 2.3 : Fenêtre 'Look up Table'[21].



	1 Temp [C]	2 Time [sec]	3 Pos [m]
Row 1	100.0	0.00	5.50
Row 2	120.0	1.00	5.86
Row 3	140.0	2.00	6.11
Row 4	160.0	3.00	6.36
Row 5	180.0	4.00	6.58

g. La fenêtre de Diagramme (Diagram Window) :

La fenêtre de diagramme permet d'afficher une représentation graphique ou textuelle du problème traité. Elle peut être utilisée pour visualiser un système, comme un diagramme de chauffage (2.19).

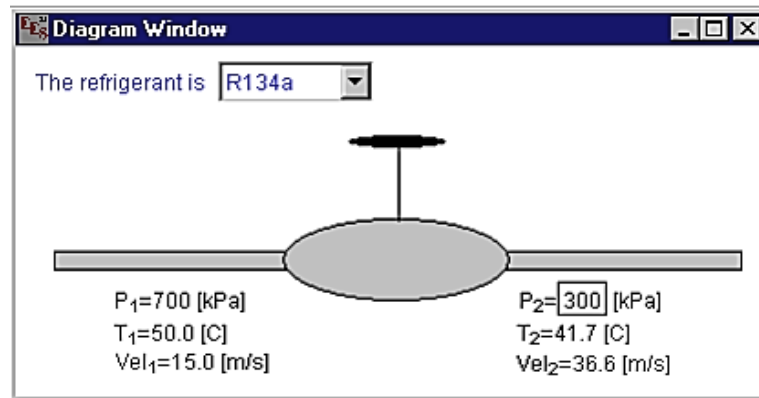


Figure 2.19 : Fenêtre de Diagramme (Diagram Window) [21].

Cette fenêtre offre aussi une dimension interactive. Vous pouvez y saisir des valeurs et afficher les résultats après résolution. Cela facilite l'analyse visuelle et la compréhension du comportement du système simulé [21].

h. Les fenêtres de Tracés (Plot Window) :

La fenêtre de tracé permet de visualiser graphiquement les variables issues de la table paramétrique, de la table Look Up ou des tableaux. Vous pouvez créer un nouveau tracé à l'aide des commandes **New Plot Window** ou **Overlay Plot** du menu **Plot**. Il est aussi possible de tracer des fonctions ou des propriétés thermodynamiques avec la commande **Property Plot** (2.20). Jusqu'à dix fenêtres de tracé peuvent être ouvertes simultanément, chacune pouvant contenir plusieurs courbes superposées. De nombreuses options de personnalisation sont disponibles, comme le choix de l'échelle (linéaire ou logarithmique), l'ajout d'un quadrillage, de commentaires ou de courbes. Ces réglages s'appliquent à la création d'un nouveau tracé ou peuvent être modifiés avec les commandes **Modify Plot** et **Modify Axes** du menu **Plot** [21].

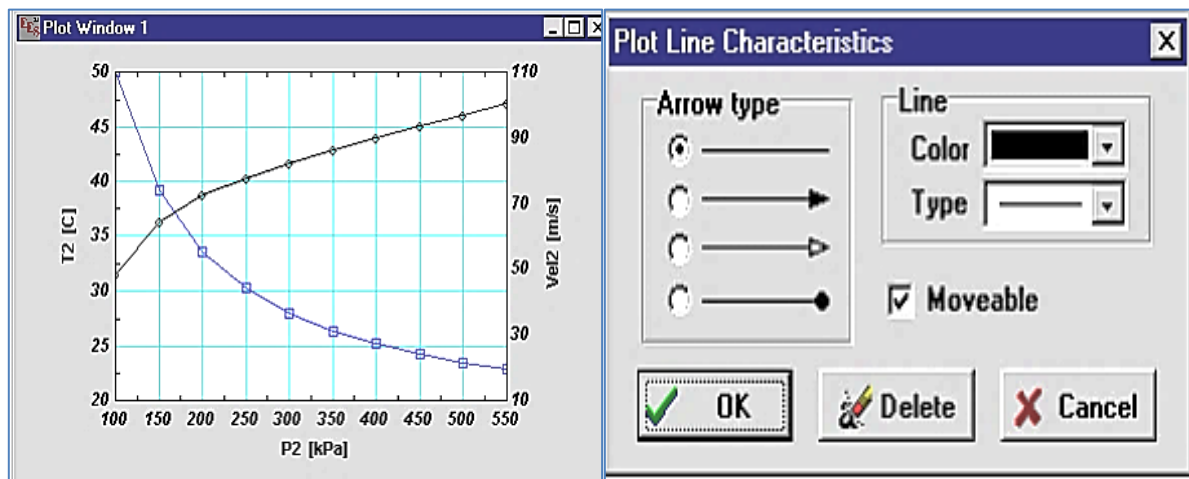


Figure 2.20 : Interface de plot line characteristic et plot window 1[21].

i. La fenêtre de Débogage (Debug Window) :

La fenêtre de débogage permet de diagnostiquer et localiser les erreurs dans vos équations. Elle s'active automatiquement si le système contient plus d'équations que d'inconnues. Dans ce cas, une boîte de message s'affiche pour signaler l'incohérence. Cette fenêtre aide à identifier les variables redondantes ou mal définies, facilitant ainsi la correction du modèle avant exécution (2.21).

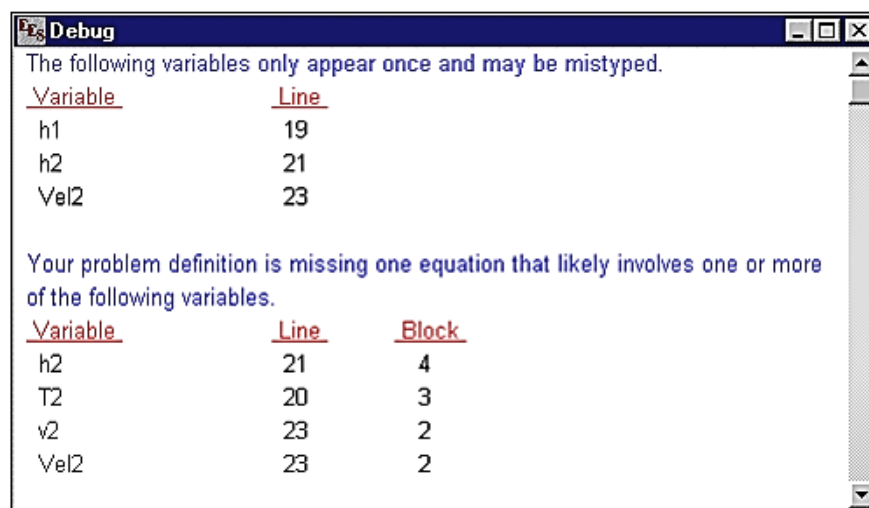


Figure 2.21 : Fenêtre de Débogage (Debug Window) [21].

La figure 2.22 montre l'interface du logiciel EES utilisée pour modéliser le cycle de Rankine avec surchauffe. Elle comprend les fenêtres des équations, des résultats, des équations formatées et des résidus. L'ensemble permet de saisir les données, résoudre le modèle et analyser les performances thermodynamiques.

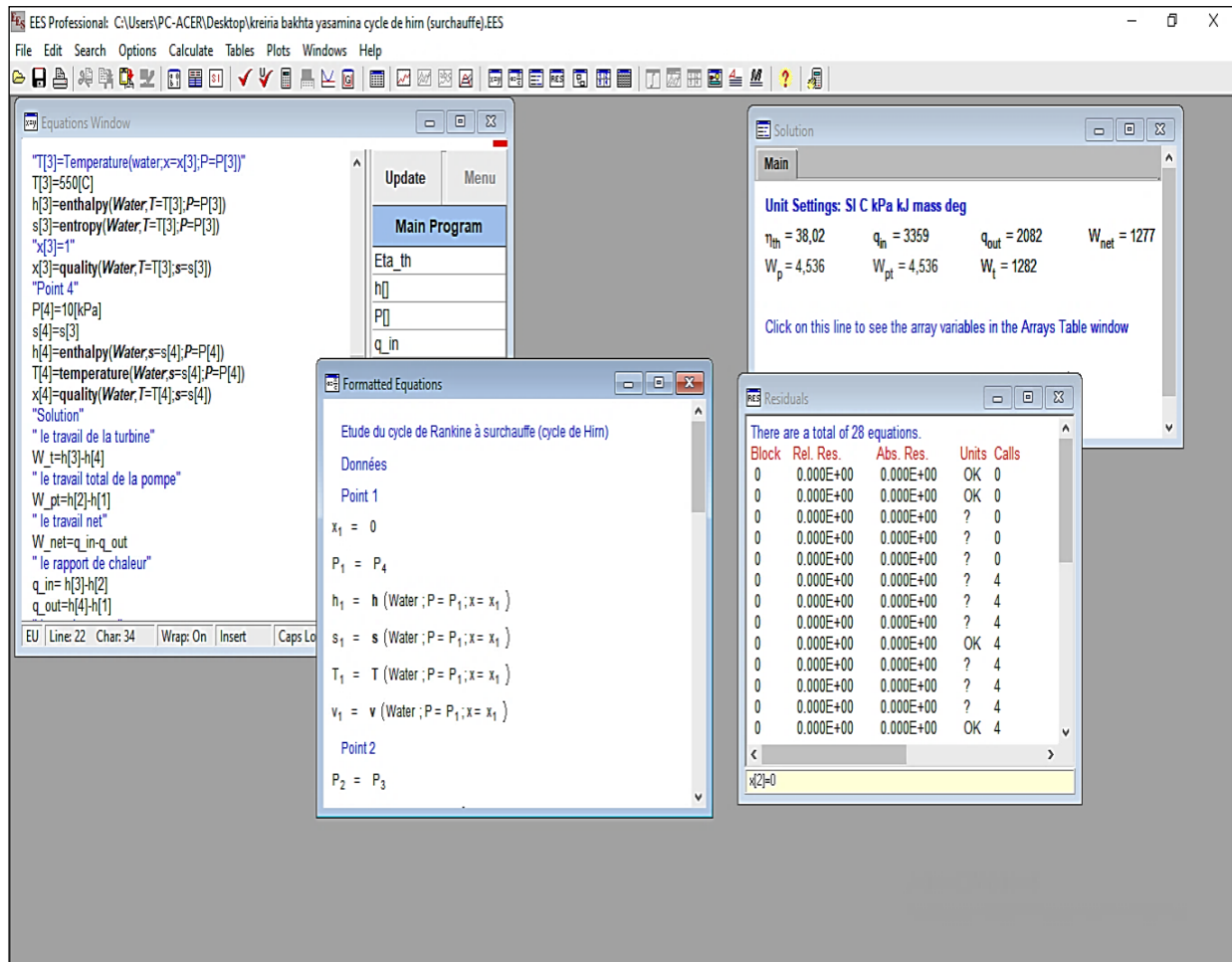


Figure 2.22 : L'interface de fenêtre de logiciel EES.

Les résultats de l'étude sont présentés sous forme de graphiques montrant l'évolution des grandeurs suivantes :

- ◆ Le travail net W_{net} .
- ◆ Le travail de la turbine W_t .
- ◆ Le travail de la pompe W_p .
- ◆ Le rendement thermique η_{th} .
- ◆ L'énergie thermique entrante Q_{in} .
- ◆ L'énergie thermique sortante Q_{out} .
- ◆ Le titre de la vapeur X_t .

Ces courbes permettent d'analyser l'impact des paramètres de fonctionnement sur les performances du cycle.

2.4. Etude des performances du cycle de Rankine avec le logiciel EES :

La simulation est réalisée pour le fluide **Water**. Les pressions de surchauffe **P₃** sont fixées à **4500, 9500 et 14500 kPa**. La pression de condensation **P₄** est constante et égale à **10 kPa**. Ces conditions permettent d'analyser l'effet de la pression de surchauffe sur les performances thermodynamiques du cycle.

Le programme du cycle de Rankine avec le logiciel EES se compose des étapes suivantes, saisies dans la fenêtre des équations :

- Le modèle commence par la définition du **point 1**, situé à l'entrée de la pompe. Le fluide est à l'état liquide saturé avec **x[1] = 0**. Les propriétés thermodynamiques (enthalpie, entropie, température, volume) sont calculées à partir de la pression **P[1] = P[4]**.
- Au **point 2**, situé à la sortie de la pompe, la pression passe à **P[2] = P[3]**. Le travail de la pompe **W_p** est estimé par la formule **W_p = v[1] · (P[2] – P[1])**, puis l'enthalpie **h[2]** est ajustée. Les autres propriétés sont déduites.
- Le **point 3**, en sortie de chaudière, correspond à la vapeur surchauffée. La pression est fixée à **P[3] = 4500 kPa**, et la qualité est supposée **x[3] = 1**. Les propriétés sont calculées à partir de la pression et de la qualité.
- Le **point 4** se trouve à la sortie de la turbine. La pression est **P[4] = 10 kPa** et l'entropie est supposée constante **s[4] = s[3]**, ce qui correspond à une expansion isentropique. Les autres propriétés sont déterminées par les fonctions intégrées.

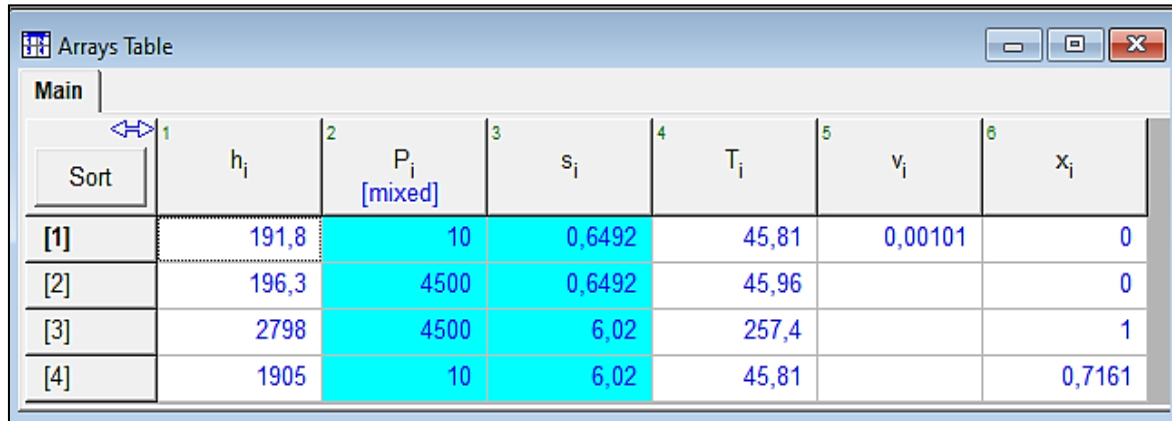
Les grandeurs thermodynamiques finales sont ensuite calculées :

- ✓ Travail de la turbine : **W_t = h[3] – h[4]**.
- ✓ Travail de la pompe : **W_p = h[2] – h[1]**.
- ✓ Chaleur reçue : **q_{in} = h[3] – h[2]**.
- ✓ Chaleur rejetée : **q_{out} = h[4] – h[1]**.
- ✓ Travail net : **W_{net} = q_{in} – q_{out}**.
- ✓ Rendement thermique : **η_{th} = (W_{net} / q_{in}) × 100**

Ce programme permet de simuler un cycle de Rankine simple avec un fluide eau, en tenant compte des principales transformations thermodynamiques.

Le **tableau 2.4** présente les résultats des calculs des paramètres thermodynamiques du cycle de Rankine pour une pression de sortie de la chaudière $P_3 = 4500 \text{ kPa}$. Il fournit les propriétés du fluide aux points clés du cycle, notamment la température, la pression, l'enthalpie, l'entropie, le volume spécifique et le titre de vapeur.

Tableau 2.4 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine à $P_3 = 4500 \text{ kPa}$.



Point	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	196,3	4500	0,6492	45,96		0
[3]	2798	4500	6,02	257,4		1
[4]	1905	10	6,02	45,81		0,7161

La **figure 2.23** présente le bilan énergétique du cycle de Rankine pour une pression à l'entrée de la turbine fixée à $P_3 = 4500 \text{ kPa}$. Elle illustre les flux de travail et de chaleur associés aux différentes étapes du cycle, permettant d'évaluer le rendement global du système.

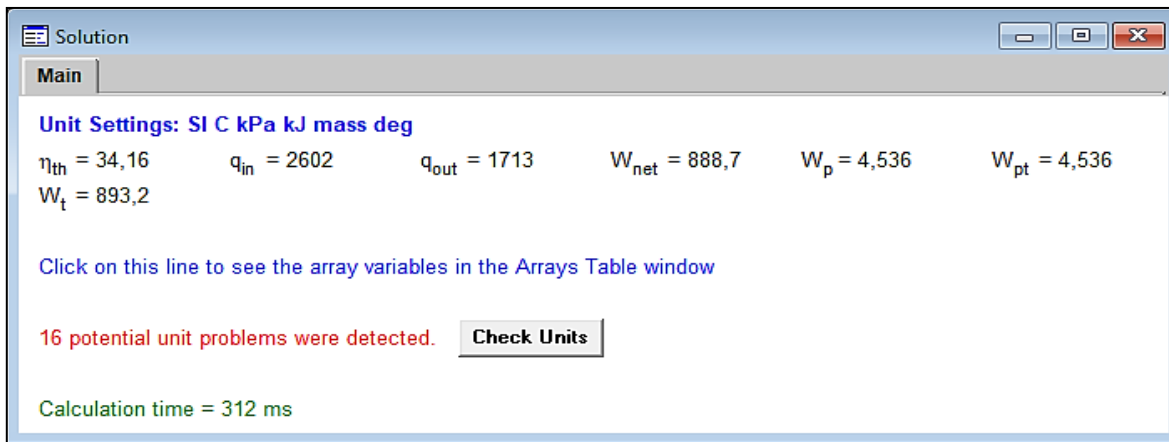


Figure 2.13 : Bilan énergétique du cycle de Rankine calculé à $P_3 = 4500 \text{ kPa}$.

Le **tableau 2.5** présente les résultats des calculs des paramètres thermodynamiques du cycle de Rankine pour une pression de sortie de la chaudière $P_3 = 9500 \text{ kPa}$. Il fournit les propriétés du fluide aux points clés du cycle, notamment la température, la pression, l'enthalpie, l'entropie, le volume spécifique et le titre de vapeur.

Tableau 2.5 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine à $P_3 = 9500$ kPa.

Point	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	201,4	9500	0,6493	46,13		0
[3]	2734	9500	5,647	307,2		1
[4]	1786	10	5,647	45,81		0,6664

La **figure 2.24** montre le bilan énergétique du cycle de Rankine pour une pression d'entrée de turbine de $P_3 = 9500$ kPa. Elle permet de comparer les effets de l'augmentation de pression sur les échanges thermiques et le travail produit, en vue d'optimiser les performances du cycle.

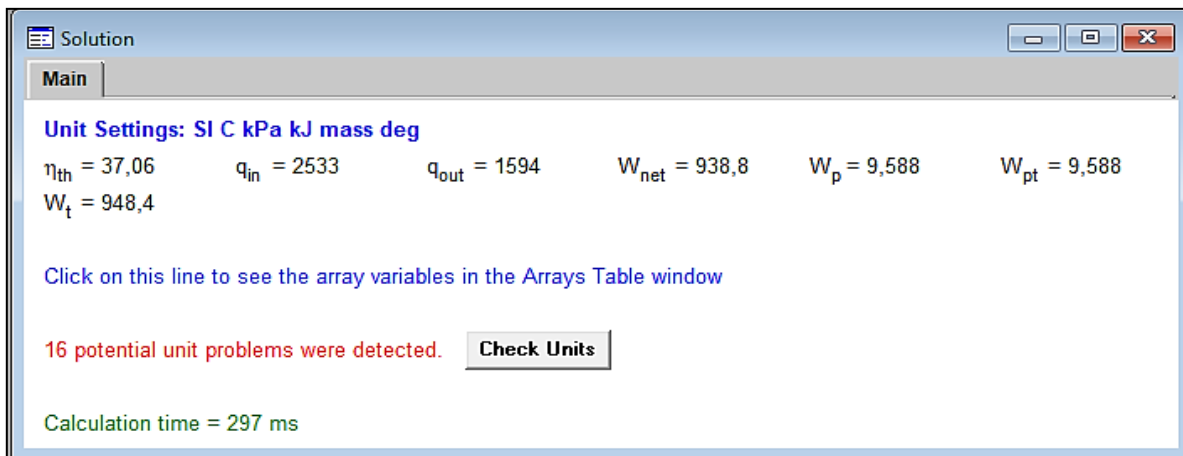
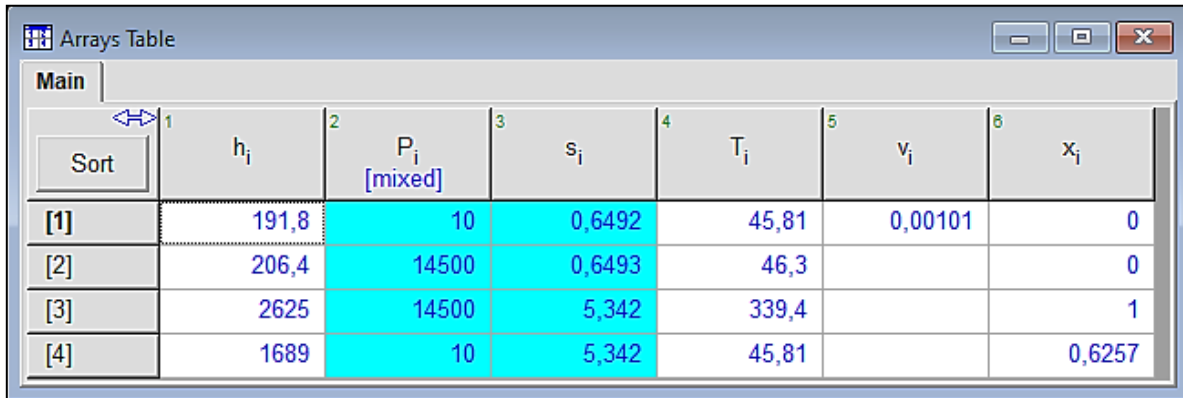


Figure 2.24 : Bilan énergétique du cycle de Rankine calculé à $P_3 = 9500$ kPa.

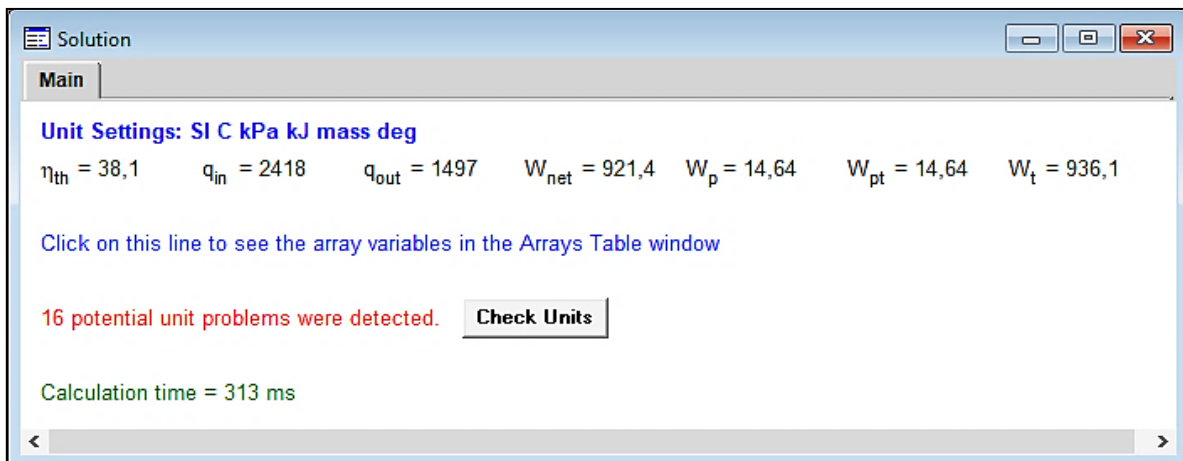
Le **tableau 2.6** présente les résultats des calculs des paramètres thermodynamiques du cycle de Rankine pour une pression de sortie de la chaudière $P_3 = 14500$ kPa. Il fournit les propriétés du fluide aux points clés du cycle, notamment la température, la pression, l'enthalpie, l'entropie, le volume spécifique et le titre de vapeur.

Tableau 2.6 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine à $P_3 = 14500$ kPa.



	1	2	3	4	5	6
Sort	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	206,4	14500	0,6493	46,3		0
[3]	2625	14500	5,342	339,4		1
[4]	1689	10	5,342	45,81		0,6257

La **figure 2.25** illustre le bilan énergétique du cycle de Rankine à une pression d'entrée de turbine de $P_3 = 14500$ kPa. Elle met en évidence l'impact d'une pression élevée sur le rendement, les transferts thermiques et le travail net du cycle.



Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg						
$\eta_{th} = 38,1$	$q_{in} = 2418$	$q_{out} = 1497$	$W_{net} = 921,4$	$W_p = 14,64$	$W_{pt} = 14,64$	$W_t = 936,1$
Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window						
16 potential unit problems were detected. Check Units						
Calculation time = 313 ms						

Figure 2.25 : Bilan énergétique du cycle de Rankine calculé à $P_3 = 14500$ kPa.

Le **tableau 2.7** présente les principaux résultats du cycle de Rankine calculés pour trois valeurs de pression d'entrée turbine de $P_3 = 4500$ kPa, 9500 kPa et 14500 kPa. On observe un travail net de $921,4$ kJ/kg et un rendement global de $14,64$ %. Le travail de la turbine représente $62,27$ % du total, tandis que la pompe en absorbe $38,1$ %, ce qui permet d'évaluer l'équilibre énergétique interne du cycle.

Tableau 2.7: Influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine.

P [kPa]	Q_{in} [kJ/kg]	Q_{out} [kJ/kg]	W_{net} [kJ/kg]	W_t [kJ/kg]	W_p [kJ/kg]	η_{th} %	X_i %
4500	2602	1713	888.7	893.2	4.536	34.16	71.61
9500	2533	1594	935.8	964.4	9.588	37.06	66.64
14500	2418	1497	921.4	936.1	14.64	38.1	62.27

2.5. Etude des performances du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) avec le logiciel EES :

La simulation utilise le fluide **Water**. La température de surchauffe est fixée à $T_3 = 550$ °C. Trois niveaux de pression en sortie de chaudière sont considérés : $P_3 = 4500, 9500$ et 14500 kPa. La pression de condensation reste constante à $P_4 = 10$ kPa. Ces conditions permettent d'évaluer l'effet de la pression de surchauffe sur le rendement et les échanges d'énergie dans le cycle de Hirn.

Le programme du cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn) dans EES suit les étapes suivantes :

- Le **point 1** correspond à l'entrée de la pompe. L'eau est à l'état liquide saturé, avec une pression $P[1] = P[4]$ et une qualité $x[1] = 0$. Les propriétés thermodynamiques $h[1]$, $s[1]$, $T[1]$ et $v[1]$ sont calculées.
- Au **point 2**, situé après la pompe, la pression est portée à $P[2] = P[3]$. Le travail de la pompe W_p est estimé par $W_p = v[1] \cdot (P[2] - P[1])$, puis $h[2]$, $s[2]$, $T[2]$ et $x[2]$ sont déduits.
- Le **point 3** représente la vapeur surchauffée en sortie de chaudière. La pression est fixée à $P[3] = 14500$ kPa, et la température à $T[3] = 550$ °C. Les valeurs $h[3]$, $s[3]$, et $x[3]$ sont calculées à partir de ces conditions.
- Au **point 4**, en sortie de turbine, la pression est abaissée à $P[4] = 10$ kPa. L'entropie reste constante $s[4] = s[3]$. À partir de là, $h[4]$, $T[4]$ et $x[4]$ sont déterminées.

Enfin, les performances du cycle sont évaluées par :

- ✓ $W_t = h[3] - h[4]$: Travail de la turbine.
- ✓ $W_p = h[2] - h[1]$: Travail de la pompe.

- ✓ $q_{in} = h[3] - h[2]$: Chaleur reçue.
- ✓ $q_{out} = h[4] - h[1]$: Chaleur rejetée.
- ✓ $W_{net} = q_{in} - q_{out}$: Travail net.
- ✓ $\eta_{th} = (W_{net} / q_{in}) \times 100$: Rendement thermique.

Ce programme permet d'évaluer l'effet de la surchauffe sur les performances globales du cycle.

Le **tableau 2.8** présente les résultats des calculs des paramètres thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) pour une pression de sortie de la chaudière $P_3 = 4500 \text{ kPa}$. Il donne les propriétés du fluide aux points clés du cycle, notamment la température, la pression, l'enthalpie, l'entropie, le volume spécifique et le titre de vapeur.

La **figure 2.26** présente le bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn) pour une pression d'entrée de turbine de $P_3 = 4500 \text{ kPa}$. Elle met en évidence l'effet de la surchauffe sur l'amélioration du rendement et l'augmentation du travail net produit par le cycle.

Tableau 2.8 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) à $P_3 = 4500 \text{ kPa}$.

Main						
Sort	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i [mixed]	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	196,3	4500	0,6492	45,96		0
[3]	3556	4500	7,177	550		100
[4]	2274	10	7,177	45,81		0,8704

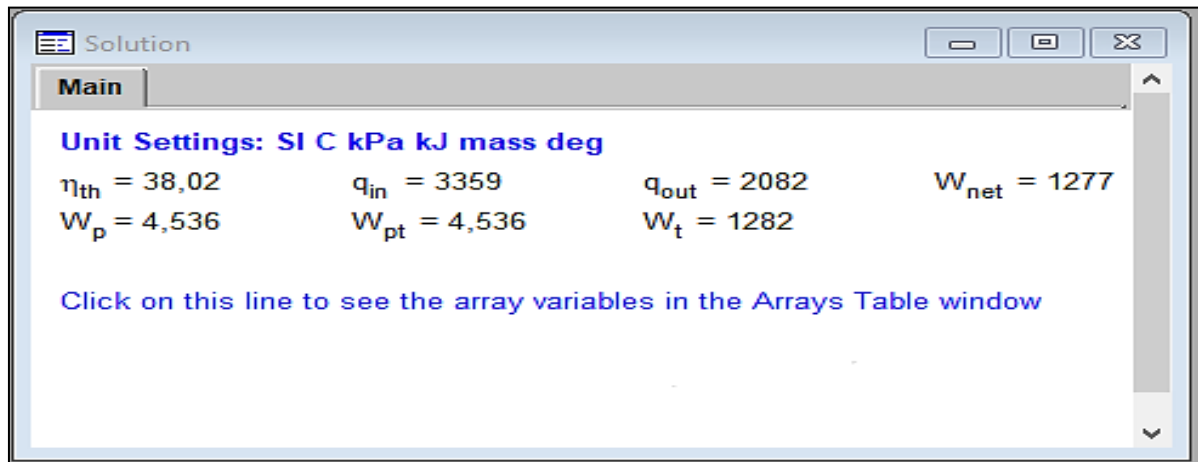


Figure 2.26 : Bilan énergétique du cycle de Rankine Rankine avec surchauffe (Hirn) calculé à $P_3 = 4500$ kPa.

Le **tableau 2.9** présente les résultats des calculs des paramètres thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) pour une pression de sortie de la chaudière $P_3 = 9500$ kPa. Il donne les propriétés du fluide aux points clés du cycle, notamment la température, la pression, l'enthalpie, l'entropie, le volume spécifique et le titre de vapeur.

La figure **2.27** illustre le bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn) pour une pression d'entrée de turbine de $P_3 = 9500$ kPa. Elle permet d'analyser l'impact de l'élévation de pression combinée à la surchauffe sur les performances thermodynamiques du cycle, notamment sur le travail net et le rendement.

Tableau 2.9 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) à $P_3 = 9500$ kPa.

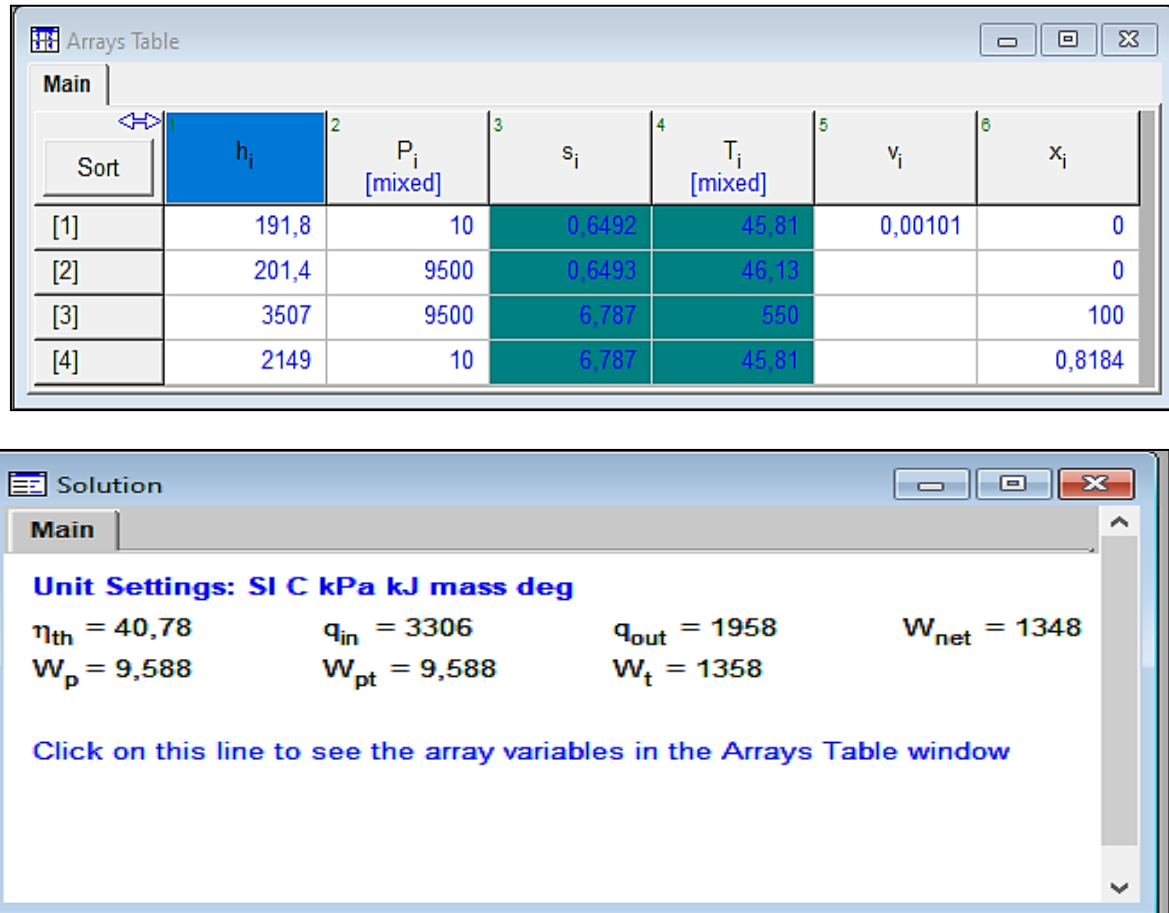
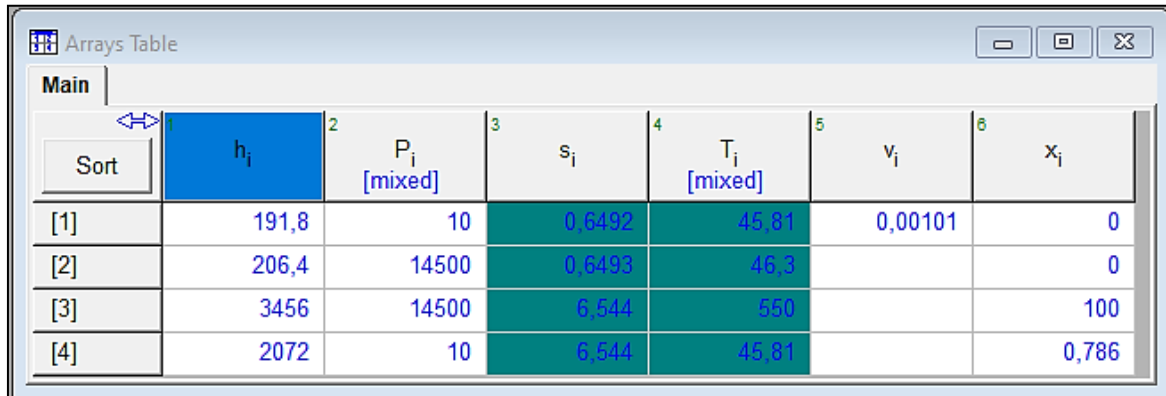


Figure 2.27 : Bilan énergétique du cycle de Rankine Rankine avec surchauffe (Hirn) calculé à $P_3 = 9500$ kPa.

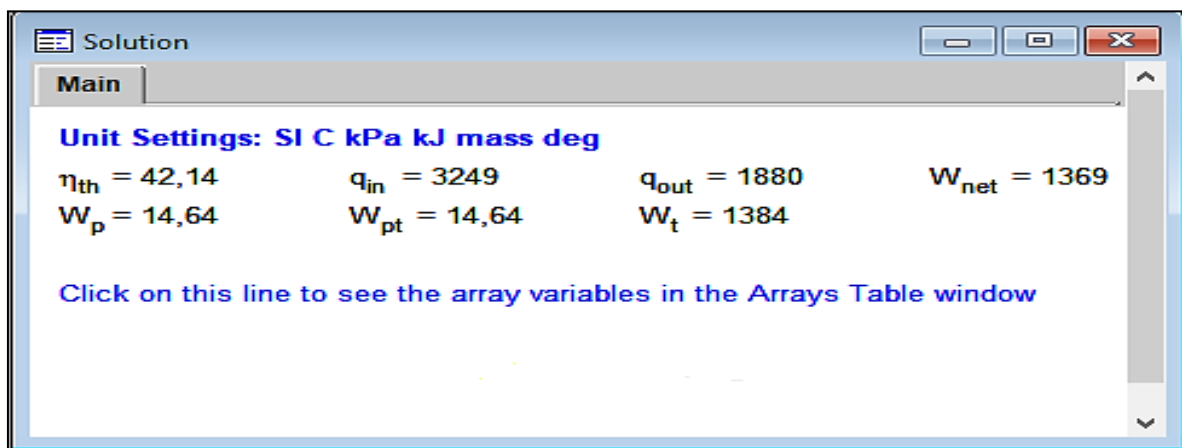
Le **tableau 2.10** présente les résultats des calculs des paramètres thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) pour une pression de sortie de la chaudière $P_3 = 14500$ kPa. Il donne les propriétés du fluide aux points clés du cycle, notamment la température, la pression, l'enthalpie, l'entropie, le volume spécifique et le titre de vapeur.

La **figure 2.28** montre le bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn) pour une pression d'entrée turbine de $P_3 = 14500$ kPa. Elle met en évidence les gains en rendement et en travail net apportés par la surchauffe à haute pression, confirmant l'efficacité accrue du cycle dans ces conditions.

Tableau 2.10 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) à $P_3 = 14500$ kPa.



	1	2	3	4	5	6
Sort	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i [mixed]	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	206,4	14500	0,6493	46,3		0
[3]	3456	14500	6,544	550		100
[4]	2072	10	6,544	45,81		0,786



Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\eta_{th} = 42,14$	$q_{in} = 3249$	$q_{out} = 1880$	$W_{net} = 1369$
$W_p = 14,64$	$W_{pt} = 14,64$	$W_t = 1384$	

Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window

Figure 2.28 : Bilan énergétique du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn) calculé à $P_3 = 14500$ kPa.

Le **tableau 2.11** présente l'évolution des performances thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe en fonction de la pression d'entrée de la turbine (P_3) : **4500, 9500 et 14500 kPa**.

L'augmentation de P_3 entraîne :

- une diminution de la chaleur d'entrée Q_{in} ,
- une hausse progressive du travail net W_{net} ,
- une amélioration du rendement thermique η_{th} , qui passe de 38,02 % à 42,14 %,
- et une légère réduction du facteur d'irréversibilité X_i indiquant une meilleure efficacité globale du cycle à haute pression.

Ces résultats confirment l'intérêt d'opérer le cycle à haute pression pour améliorer les performances énergétiques.

Tableau 2.11 : Influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe (Hirn).

P [kPa]	Q_{in} [kJ/kg]	Q_{out} [kJ/kg]	W_{net} [kJ/kg]	W_t [kJ/kg]	W_p [kJ/kg]	η_{th} %	X_i %
4500	3359	2082	1277	1282	4.536	38.02	87.04
9500	3306	1958	1348	1358	9.588	40.78	81.84
14500	3249	1880	1369	1384	14.64	42.14	78.6

2.6. Etude des performances du cycle de Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) avec le logiciel EES :

L'étude du cycle de Rankine avec resurchauffe est réalisée avec le logiciel EES en utilisant l'eau comme fluide de travail. La température de la vapeur en sortie de chaudière et après la resurchauffe est fixée à **550 °C**. La **pression d'entrée en chaudière** varie entre **4500, 9500 et 14500 kPa**. Après la première détente, la **vapeur est resurchauffée à pression constante de 3500 kPa**, puis elle subit une seconde détente jusqu'à la **pression de condensation** fixée à **10 kPa**. Ce cas permet d'évaluer l'impact de la resurchauffe sur le rendement et la récupération d'énergie du cycle.

Le programme du cycle de Rankine avec resurchauffe dans EES suit les étapes suivantes :

- Le **point 1** correspond à l'entrée de la pompe. L'eau est à l'état liquide saturé, avec une pression $P[1] = P[6]$ et une qualité $x[1] = 0$. Les propriétés thermodynamiques $h[1]$, $s[1]$, $T[1]$ et $v[1]$ sont calculées.
- Au **point 2**, après la pompe, la pression est portée à $P[2] = P[3]$. Le travail de la pompe est donné par $W_p = v[1] \cdot (P[2] - P[1])$. L'enthalpie $h[2]$ est calculée par $h[2] = h[1] + W_p$. Les autres propriétés $s[2]$, $T[2]$, $x[2]$ sont ensuite obtenues.
- Le **point 3** représente la sortie de chaudière à haute pression. La pression est $P[3] = 14500 \text{ kPa}$ et la température $T[3] = 550 \text{ °C}$. Les propriétés $h[3]$, $s[3]$, $x[3]$ sont évaluées.
- Au **point 4**, la vapeur subit une première détente dans la turbine jusqu'à la pression intermédiaire $P[4] = 3500 \text{ kPa}$. L'entropie reste constante ($s[4] = s[3]$). Les valeurs $h[4]$, $T[4]$, $x[4]$ sont déduites.

- Au **point 5**, la vapeur est resurchauffée à température $T[5] = 550\text{ °C}$, à pression **constante** $P[5] = P[4]$. Les valeurs $h[5]$, $s[5]$, $x[5]$ sont calculées à partir des nouvelles conditions.
- Au **point 6**, la vapeur détend dans la deuxième turbine jusqu'à la basse pression $P[6] = 10\text{ kPa}$. On considère une détente isentropique, donc $s[6] = s[5]$. Les propriétés thermodynamiques $h[6]$, $T[6]$, $x[6]$ sont déterminées.

Les performances du cycle sont ensuite calculées :

- ✓ Travail total de la turbine : $W_t = (h[3] - h[4]) + (h[5] - h[6])$
- ✓ Travail de la pompe : $W_p = h[2] - h[1]$
- ✓ Chaleur reçue : $q_{in} = (h[3] - h[2]) + (h[5] - h[4])$
- ✓ Chaleur rejetée : $q_{out} = h[6] - h[1]$
- ✓ Travail net : $W_{net} = q_{in} - q_{out}$
- ✓ Rendement thermique : $\eta_{th} = (W_{net} / q_{in}) \times 100$

Ce programme permet de quantifier l'effet de la resurchauffe sur le rendement et les performances globales du cycle.

Le **tableau 2.12** présente les paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) pour une pression d'entrée de turbine de $P_3=4500\text{ kPa}$. Il regroupe les valeurs de pression, température, enthalpie et entropie en chaque point clé du cycle : avant et après la chaudière, les turbines haute et basse pression, le condenseur et la pompe. Ces données permettent de caractériser précisément l'état thermodynamique du fluide à chaque étape et d'analyser le comportement global du cycle avec resurchauffe. Elles servent également de base pour le calcul du rendement et pour l'évaluation des gains énergétiques liés à l'ajout d'une étape de resurchauffe.

La **figure 2.29** illustre le bilan énergétique du cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) pour une pression d'entrée de turbine de $P_3 = 4500\text{ kPa}$. Elle met en évidence l'apport de la resurchauffe sur l'augmentation du travail net et du rendement, en réduisant les pertes exergétiques entre les deux détentes.

Tableau 2.12 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) à $P_3 = 4500$ kPa.

The figure shows two windows from the EES software. The top window, 'Arrays Table', displays a table of thermodynamic properties for five points in the cycle. The bottom window, 'Solution', shows the calculated energy balance parameters for the cycle.

	1	2	3	4	5	6
Sort						
h_i	191,8	196,3	3556	3465	3565	
P_i [mixed]	10	4500	4500	3500	3500	
s_i	0,6492	0,6492	7,177	7,177	7,301	
T_i [mixed]	45,81	45,96	550	506	550	
v_i	0,00101					
x_i	0	0	100	100	100	

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg			
$\eta_{th} = 38,66$	$Q_{in} = 3459$	$Q_{out} = 2122$	$W_{net} = 1337$
$W_p = 4,536$	$W_{pt} = 4,536$	$W_t = 1342$	

Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window

Figure 2.29 : Bilan énergétique du cycle de Rankine Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) calculé à $P_3 = 4500$ kPa.

Le **tableau 2.13** présente les paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) pour une pression d'entrée turbine de $P_3 = 9500$ kPa. Il indique les valeurs de pression, température, enthalpie et entropie aux étapes clés du cycle : après la pompe, à la sortie de la chaudière, entre les deux turbines, à la sortie du condenseur et avant la recirculation. Ces données permettent d'analyser les effets de la resurchauffe à pression élevée sur l'évolution des propriétés du fluide et d'évaluer son impact sur les performances thermodynamiques du cycle.

Tableau 2.13 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) à $P_3 = 9500$ kPa.

	1	2	3	4	5	6
Sort	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i [mixed]	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	201,4	9500	0,6493	46,13		0
[3]	3507	9500	6,787	550		100
[4]	3186	3500	6,787	384,1		100
[5]	3565	3500	7,301	550		100

La **figure 2.30** présente le bilan énergétique du cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) pour une pression d'entrée turbine de $P_3 = 9500$ kPa. Elle met en évidence l'impact de la resurchauffe sur l'augmentation du travail net et du rendement global, grâce à une meilleure récupération d'énergie entre les deux étages de détente.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg			
$\eta_{th} = 42,42$	$Q_{in} = 3685$	$Q_{out} = 2122$	$W_{net} = 1563$
$W_p = 9,588$	$W_{pt} = 9,588$	$W_t = 1572$	

[Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window](#)

Figure 2.30 : Bilan énergétique du cycle de Rankine Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) calculé à $P_3 = 9500$ kPa.

Le **tableau 2.14** présente les paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) pour une pression d'entrée turbine de $P_3 = 14500$ kPa. Il regroupe les valeurs de pression, température, enthalpie et entropie aux principales étapes du cycle : sortie de pompe, entrée et sortie des turbines haute et basse pression, point de resurchauffe, et condenseur. Ces données permettent de suivre précisément l'évolution

du fluide à travers le cycle et d'analyser les effets d'une pression élevée combinée à la resurchauffe sur l'efficacité énergétique globale.

Tableau 2.14 : Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle de Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) à $P_3 = 4500$ kPa.

	1	2	3	4	5	6
Sort	h_i	P_i [mixed]	s_i	T_i [mixed]	v_i	x_i
[1]	191,8	10	0,6492	45,81	0,00101	0
[2]	206,4	14500	0,6493	46,3		0
[3]	3456	14500	6,544	550		100
[4]	3034	3500	6,544	321,4		100
[5]	3565	3500	7,301	550		100

La **figure 2.31** présente le bilan énergétique du cycle de Rankine avec resurchauffe (cycle de Hirn avec surchauffe) pour une pression d'entrée turbine de $P_3 = 14500$ kPa. Elle illustre l'effet combiné de la haute pression et de la resurchauffe sur l'augmentation du travail net et du rendement, soulignant l'amélioration significative de l'efficacité thermodynamique du cycle.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg			
$\eta_{th} = 43,87$	$Q_{in} = 3780$	$Q_{out} = 2122$	$W_{net} = 1659$
$W_p = 14,64$	$W_{pt} = 14,64$	$W_t = 1673$	

Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window

Figure 2.31 : Bilan énergétique du cycle de Rankine Rankine avec resurchauffe (Hirn avec surchauffe) calculé à $P_3 = 14500$ kPa.

Le **tableau 2.15** présente l'influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn). Trois valeurs de pression P_3 sont considérées : **4500, 9500 et 14500 kPa**.

L'augmentation de cette pression améliore sensiblement le travail net produit (W_{net}) et le rendement thermique (η_{th}), qui passe de 38,66 % à 43,87 %. La chaleur d'entrée Q_{in} augmente avec la pression, tandis que la chaleur rejetée Q_{out} reste constante. Le travail de la pompe reste faible comparé à celui de la turbine. Le facteur d'irréversibilité X_i reste constant à 100 %, ce qui indique que l'ensemble de la chaleur perdue est prise en compte dans la sortie thermique, sans variation apparente sur les pertes internes dans ces conditions. Ces résultats confirment que la surchauffe à haute pression améliore l'efficacité du cycle sans affecter la constance des rejets thermiques.

Tableau 2.15: Influence de la pression de sortie de la chaudière sur les performances thermodynamiques du cycle de Rankine avec resurchauffe .

P [kpa]	Q_{in} [kJ/kg]	Q_{out} [kJ/kg]	W_{net} [kJ/kg]	W_t [kJ/kg]	W_p [kJ/kg]	η_{th} %	X_t %
4500	3459	2122	1337	1342	4.536	38.66	100
9500	3685	2122	1563	1572	9.588	42.42	100
145000	3780	2122	1659	1673	14.64	43.87	100

Ce chapitre a présenté les principales interfaces de l'environnement EES. Chaque fenêtre joue un rôle précis dans la modélisation, la résolution et l'analyse des systèmes thermodynamiques. Vous avez découvert comment saisir des équations, paramétrer des variables, tracer des courbes, interagir avec des diagrammes, et diagnostiquer des erreurs. La maîtrise de ces outils vous permet d'exploiter efficacement les capacités d'EES pour concevoir, simuler et optimiser vos modèles.

Chapitre 03 :

Résultats et discussion

3.1. Introduction :

Ce chapitre a comparé les performances de trois cycles thermodynamiques : le cycle de Rankine simple, le cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn), et le cycle de Rankine avec resurchauffe. L'analyse a porté sur les rendements, les variations d'enthalpie, et l'impact des conditions de fonctionnement.

3.2. Résultats et discussion

La figure 3.1 illustre la variation du travail net en fonction de la pression d'entrée de la turbine (P_3) pour trois cycles : le cycle de Rankine simple, le cycle de Hirn (avec une seule surchauffe), et le cycle de Hirn avec resurchauffe. On observe globalement une augmentation du travail net avec la pression pour les trois types de cycles. Cette tendance confirme l'influence positive de la pression sur la performance énergétique du système.

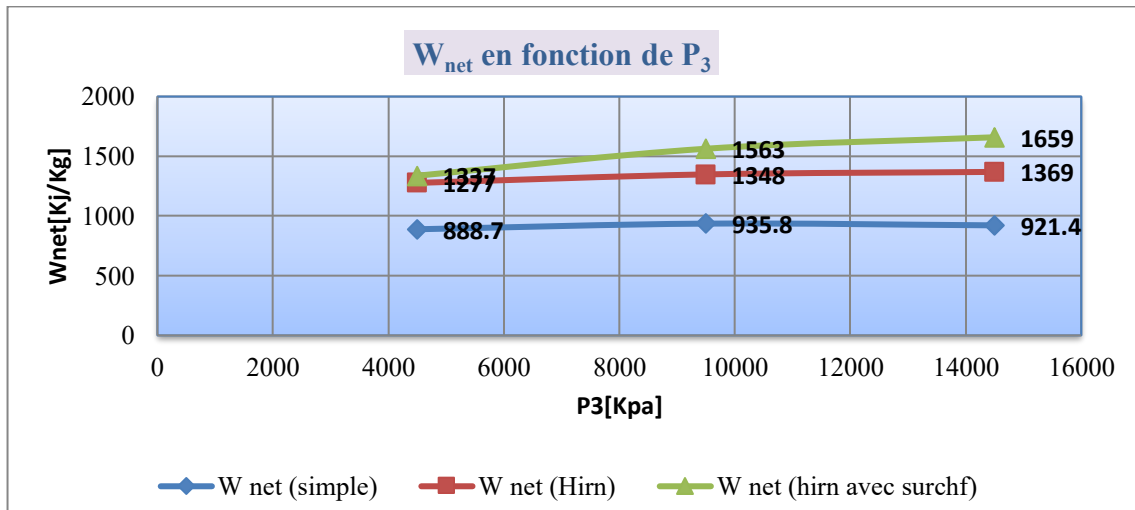


Figure 3.1 : Variation du travail net en fonction de la pression P_3 .

À une pression modérée de $P_3 = 4500 \text{ kPa}$, le cycle de Hirn constitue une alternative intéressante au cycle avec resurchauffe. Il permet d'obtenir un travail net comparable, tout en évitant l'installation d'une deuxième turbine. Ce choix permettrait de réduire les coûts d'investissement et de simplifier l'architecture du système.

Cependant, à des pressions plus élevées ($P_3 = 9500$ et 14500 kPa), l'écart de performance devient significatif. Le cycle de Hirn avec resurchauffe génère un travail net supérieur de 67,02 % à celui du cycle de Rankine simple à $P_3 = 9500 \text{ kPa}$, et de 80,05 % à $P_3 = 14500 \text{ kPa}$. Ces résultats soulignent l'importance de la surchauffe multiple pour maximiser le rendement à haute pression.

Le cycle de Rankine simple produit systématiquement le travail net le plus faible. Il montre une augmentation modérée du travail jusqu'à un point de saturation ou de légère diminution à $P_3 = 14500 \text{ kPa}$, probablement en raison des pertes internes accrues. Le cycle de Hirn reste intermédiaire, avec une progression modeste du travail net. En revanche, le cycle de Hirn avec resurchauffe affiche une hausse marquée et continue du travail net avec la pression, ce qui justifie pleinement son utilisation dans les systèmes à haute performance.

En résumé, le choix du cycle dépend du niveau de pression visé et des priorités entre rendement et coût. Le cycle de Hirn avec resurchauffe est préférable à haute pression, tandis que le cycle de Hirn simple convient mieux aux pressions modérées.

La **figure 3.2** montre la variation du travail de la turbine (W_t) en fonction de la pression d'entrée turbine P_3 pour trois cycles : le cycle de Rankine simple, le cycle de Hirn, et le cycle de Hirn avec surchauffe. Elle permet de comparer l'effet de la pression sur la capacité de chaque cycle à convertir l'énergie thermique en travail mécanique.

Dans le cycle de Rankine simple, le travail de la turbine évolue faiblement avec la pression. Il passe de 893,2 à 964,4 kJ/kg lorsque P_3 augmente. Cette faible variation met en évidence une limite intrinsèque du cycle : en l'absence de surchauffe ou de réchauffage, la vapeur se condense rapidement, ce qui réduit la plage d'expansion utile dans la turbine. Le cycle ne parvient donc pas à exploiter efficacement l'énergie disponible, même à haute pression.

Le cycle de Hirn présente un travail turbine plus élevé que le cycle de Rankine simple, atteignant jusqu'à 1384 kJ/kg. Cependant, la courbe de W_t tend à se stabiliser à partir de $P_3 = 14500 \text{ kPa}$, ce qui traduit une saturation du rendement. L'introduction d'extractions pour réchauffer l'eau

d'alimentation améliore l'efficacité énergétique, mais n'augmente pas significativement le travail de la turbine à haute pression. Le gain reste limité.

Le cycle de Hirn avec surchauffe affiche les meilleures performances en termes de travail de la turbine. La courbe montre une augmentation continue de W_t avec la pression, traduisant une utilisation plus complète de l'énergie de la vapeur. La surchauffe permet une détente plus longue, réduit la condensation prématurée, et augmente le travail extrait. Ainsi, ce cycle exploite pleinement la potentielle thermodynamique de la vapeur surchauffée à haute pression.

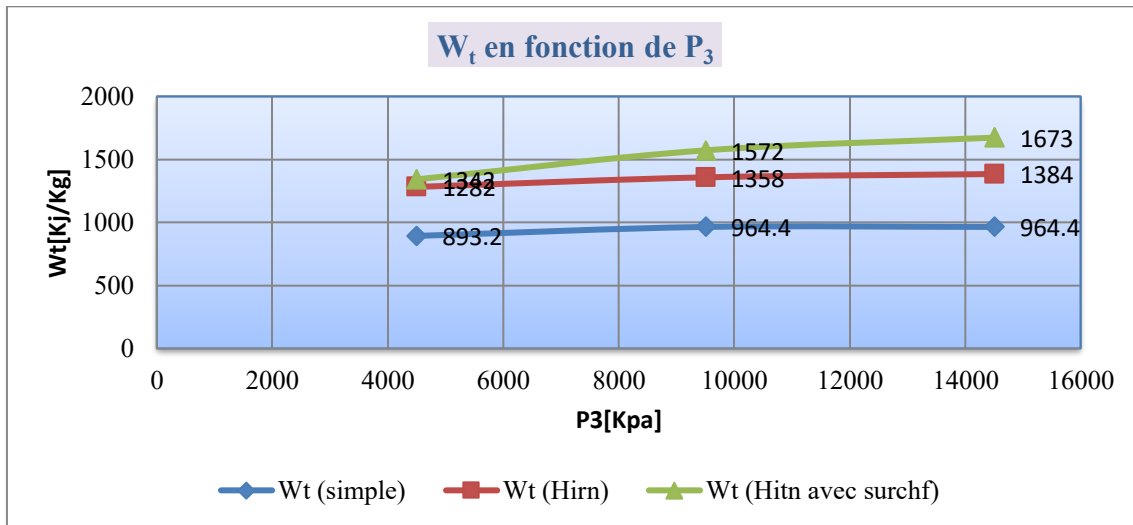


Figure 3.2 : Variation du travail de la turbine en fonction de la pression P_3 .

Les écarts entre les cycles deviennent très marqués à haute pression. À $P_3 = 9500 \text{ kPa}$, le travail de la turbine dans le cycle avec surchauffe est supérieur de **63 %** à celui du cycle simple. À $P_3 = 14500 \text{ kPa}$, cet écart atteint **73,47 %**. Ces résultats confirment l'efficacité de la surchauffe pour augmenter la production de travail mécanique.

En conclusion, l'augmentation de P_3 seule ne suffit pas à améliorer les performances d'un cycle si celui-ci n'est pas optimisé. Le cycle de Hirn avec surchauffe est le plus performant, car il permet une meilleure conversion de l'énergie thermique en travail grâce à une détente prolongée et un meilleur contrôle de la condensation. Le cycle de Rankine simple reste le moins efficace, même sous haute pression. Enfin, le cycle de Hirn sans surchauffe montre une tendance à la saturation du travail produit, ce qui limite son intérêt à très haute pression.

La **figure 3.3** présente la variation du travail de la pompe (W_p) en fonction de la pression d'entrée de la chaudière (P_3) pour les trois cycles : Rankine simple, Hirn, et Hirn avec surchauffe. On observe que le travail de la pompe est identique pour les trois configurations à pression équivalente, ce qui est attendu puisque la compression du liquide s'effectue avant l'entrée dans la chaudière, indépendamment du reste du cycle.

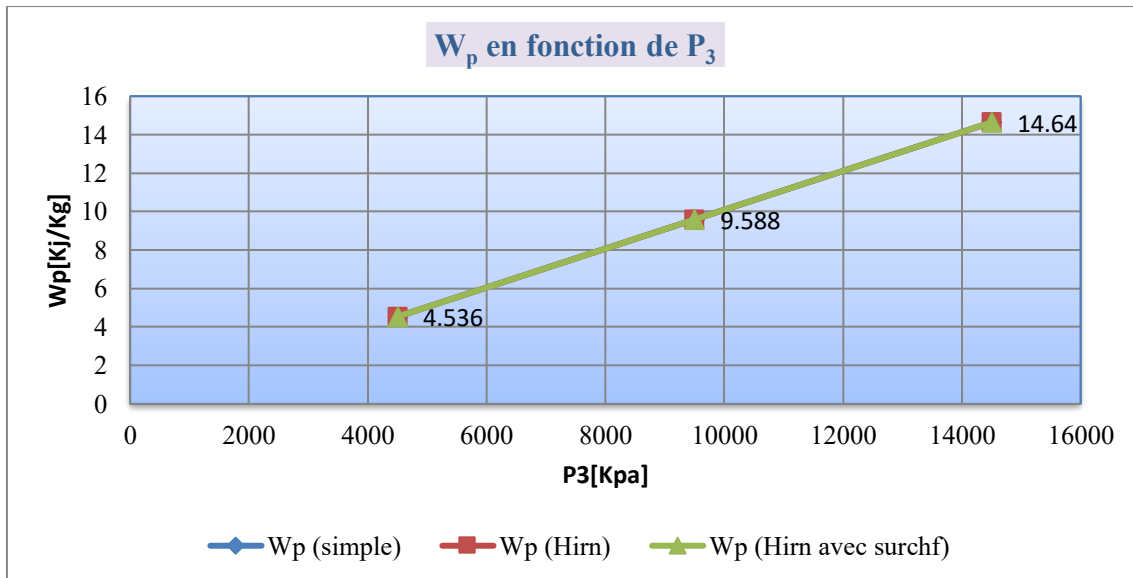


Figure 3.3 : Variation du travail de la pompe en fonction de la pression P_3 .

Le travail de la pompe augmente progressivement avec l'élévation de P_3 . Cette augmentation reflète l'effort supplémentaire requis pour comprimer le fluide à une pression plus élevée. Bien que cette consommation reste faible par rapport au travail produit par la turbine, elle devient significative à haute pression et doit être prise en compte dans le bilan énergétique global.

En conclusion, la consommation de la pompe croît avec la pression, sans distinction entre les types de cycle. Ce comportement souligne l'importance d'optimiser le point de fonctionnement de la pompe dans les cycles à haute pression afin de limiter les pertes énergétiques liées à la compression.

La **figure 3.4** illustre l'évolution du rendement thermique en fonction de la pression P_3 pour trois cycles de turbines à vapeur. On observe une tendance différente pour chaque cycle.

Le cycle de Rankine simple montre une baisse progressive du rendement lorsque la pression P_3 augmente. Le rendement passe de 26,02 % à 24,18 %. Cette diminution traduit une perte d'efficacité du cycle à haute pression. L'absence de dispositifs de réchauffage ou de surchauffe limite l'expansion utile de la vapeur. La condensation se produit plus tôt, ce qui réduit la quantité de travail récupérable.

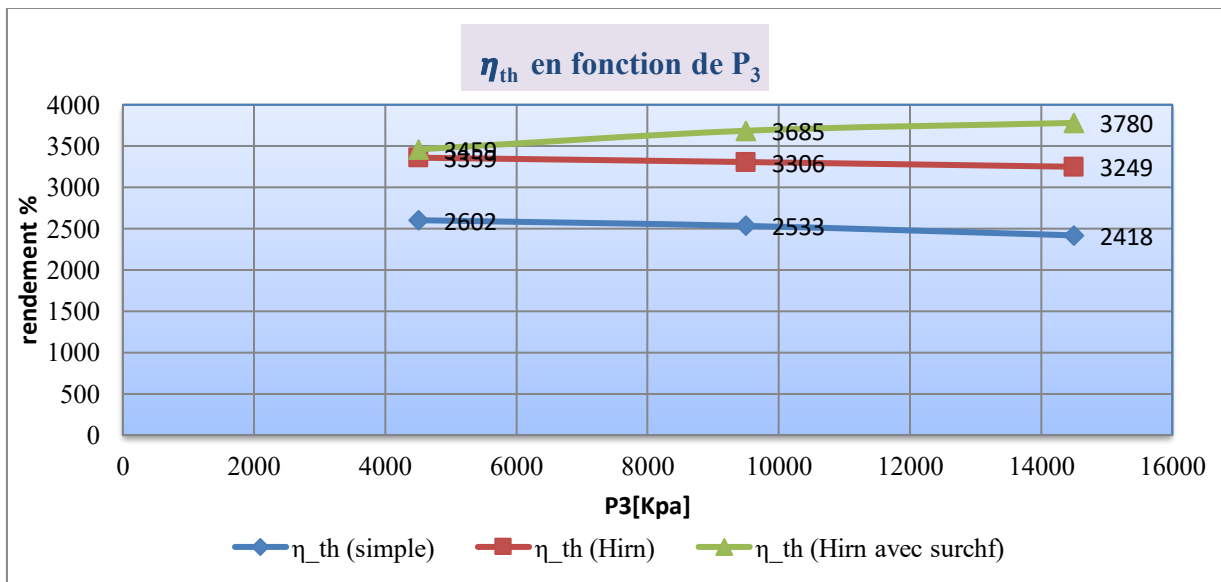


Figure 3.4 : Variation du rendement thermique en fonction de la pression P_3 .

Le cycle de Hirn, qui intègre un réchauffage, offre un rendement plus stable. Les valeurs varient peu, de 33,59 % à 32,49 %. Le réchauffage compense en partie l'effet de la pression en augmentant l'énergie du fluide avant son admission dans la turbine. Même si le rendement baisse légèrement, la stabilité observée confirme l'efficacité du réchauffage pour limiter les pertes thermiques.

Le cycle de Hirn avec surchauffe présente les meilleures performances. Le rendement augmente avec la pression, de 35,45 % à 37,80 %. La surchauffe améliore l'expansion de la vapeur et limite la condensation à la sortie de la turbine. Ce comportement confirme que l'ajout d'un surchauffeur permet de tirer un meilleur parti de la haute pression disponible.

Les écarts de rendement entre les cycles deviennent significatifs à haute pression. À $P_3 = 4500 \text{ kPa}$, l'écart entre le cycle Hirn avec surchauffe et le cycle Rankine simple est de 32,93 %. Il atteint 45,47 % à $P_3 = 9500 \text{ kPa}$, puis 56,32 % à $P_3 = 14500$. Ces résultats montrent que la surchauffe devient de plus en plus avantageuse à mesure que la pression augmente.

Ces observations renforcent l'idée que l'optimisation du rendement thermique passe par l'introduction de dispositifs de réchauffage et de surchauffe, surtout dans des configurations à pression moyenne ou élevée. Le surcoût technologique d'un système avec surchauffe se justifie par les gains énergétiques réalisés.

La **figure 3.5** montre l'évolution de l'énergie thermique entrante Q_{in} en fonction de la pression P_3 pour les trois cycles étudiés. Cette analyse permet de comprendre comment la demande énergétique varie selon la configuration du cycle et le niveau de pression.

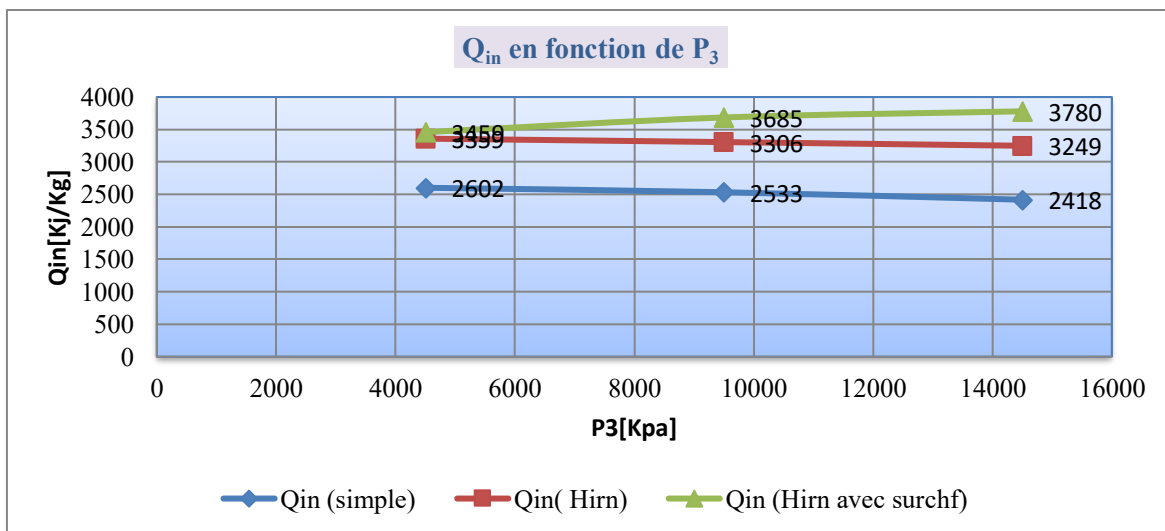


Figure 3.5 : Variation de l'Énergie thermique entrant en fonction de la pression P_3 .

Pour le cycle de Rankine simple, on observe une légère baisse de Q_{in} quand la pression augmente. L'énergie thermique passe de 2602 à 2418 kJ/kg. Cette réduction indique qu'à haute pression, le cycle consomme moins de chaleur. Ce comportement peut être lié à une meilleure récupération d'énergie en interne ou à une réduction des pertes. Le cycle apparaît ainsi comme le plus économe en chaleur, mais cela ne compense pas son faible rendement, déjà mis en évidence dans les résultats précédents.

Le cycle de Hirn, qui introduit un réchauffage, présente une énergie thermique presque constante sur toute la plage de pression étudiée. Les valeurs varient de 3359 à 3249 kJ/kg. Le réchauffage permet de stabiliser le besoin en chaleur malgré les variations de pression. Ce comportement donne au cycle de Hirn une certaine robustesse énergétique, utile dans les systèmes où la pression fluctue.

Le cycle de Hirn avec surchauffe montre une tendance inverse. L'énergie thermique entrante augmente avec la pression, passant de 3545 à 3780 kJ/kg. Cette hausse s'explique par l'énergie supplémentaire nécessaire pour surchauffer la vapeur, surtout à haute pression. Toutefois, cette augmentation de Q_{in} est accompagnée d'un gain de rendement important. L'énergie ajoutée est donc bien valorisée sur le plan énergétique.

Dans l'ensemble, la comparaison entre les trois cycles montre que Q_{in} est un bon indicateur de la demande énergétique du système. Le cycle de Rankine consomme peu, mais reste peu efficace. Le cycle de Hirn assure une stabilité énergétique. Le cycle de Hirn avec surchauffe demande plus de chaleur, mais offre en retour un rendement supérieur. Le choix entre ces cycles dépendra donc de l'objectif visé : limiter la consommation ou maximiser la performance.

La **figure 3.6** montre l'évolution de l'énergie thermique perdue Q_{out} en fonction de la pression P_3 pour les trois cycles. On observe une tendance générale à la baisse de Q_{out} quand P_3 augmente. Cette réduction est visible sur toutes les courbes, bien que les valeurs et les écarts varient selon le cycle.

Pour le cycle de Rankine simple, Q_{out} reste le plus bas pour chaque valeur de P_3 . Cela semble indiquer un bon contrôle des pertes thermiques. Mais ce rendement apparent est trompeur. Le cycle consomme moins de chaleur au départ, donc il rejette aussi moins. Son faible rendement global, déjà observé, confirme que cette faible perte n'est pas un signe d'efficacité mais plutôt d'une faible capacité à convertir l'énergie absorbée.

Le cycle de Hirn montre une hausse de Q_{out} par rapport au Rankine simple. Il perd donc plus d'énergie thermique. Ce comportement est cohérent avec une consommation plus élevée de chaleur (Q_{in}). Cependant, le gain de rendement permet une meilleure valorisation de cette énergie absorbée, malgré les pertes.

Le cycle de Hirn avec surchauffe affiche les valeurs de Q_{out} les plus élevées, mais presque constantes (autour de 2122 kJ/kg). Cette stabilité thermique indique une meilleure maîtrise du processus de rejet de chaleur. Cela suggère que la surchauffe rend le système plus stable énergétiquement, malgré l'augmentation de la pression. Ce cycle consomme plus, perd plus, mais transforme aussi plus efficacement l'énergie.

Les écarts sont significatifs. À $P_3 = 9500 \text{ kPa}$, la différence entre le cycle de Hirn avec surchauffe et le cycle de Rankine est de 33,12 %. À $P_3 = 14500 \text{ kPa}$, elle atteint 41,75 %. Ces résultats renforcent l'idée que plus un cycle consomme d'énergie thermique, plus il en perd. Mais cette perte s'inscrit dans un processus global plus performant.

Le cycle de Hirn améliore l'extraction de chaleur par rapport au Rankine simple. L'ajout de surchauffe rend le système encore plus stable et performant.

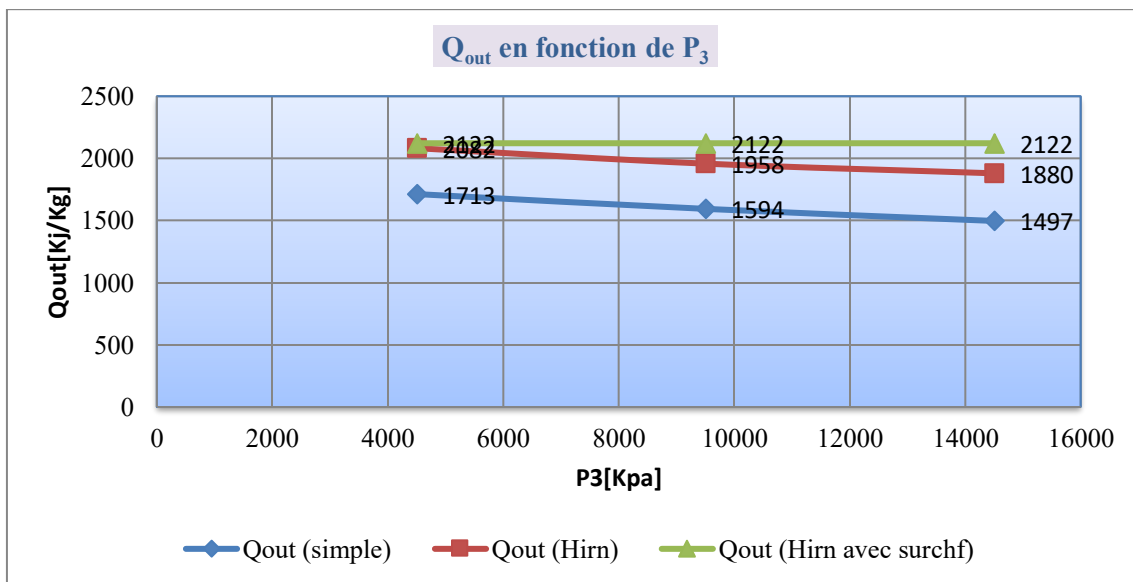


Figure 3.6 : Variation de l'Energie thermique Perdue en fonction de la pression P_3 .

La **figure 3.7** montre la variation du titre de vapeur en fonction de la pression P_3 pour les trois cycles analysés. Le titre de vapeur indique la proportion de vapeur dans le mélange vapeur-liquide

en sortie de turbine. Un titre faible signifie une présence d'humidité, ce qui peut endommager les composants de la turbine.

Pour le cycle de Rankine simple, on observe une forte baisse du titre de vapeur avec l'augmentation de P_3 . Il passe de 71,61 % à 62,27 %. Ce comportement traduit une expansion plus poussée de la vapeur dans la zone humide. Le cycle devient donc plus sensible à l'érosion des aubes et à la baisse de performance. Cette baisse rapide du titre montre une forte dépendance à la pression.

Le cycle de Hirn présente une pente moins marquée. Le titre varie de 87,04 % à 78,6 %. L'introduction d'un réchauffage améliore le comportement du fluide en sortie de turbine. L'humidité reste plus faible, ce qui prolonge la durée de vie des composants. Le cycle offre une meilleure protection contre la dégradation thermique et mécanique.

Le cycle de Hirn avec surchauffe garde un titre constant de 100 %. Cela signifie que la vapeur reste sèche pendant toute l'expansion. Il n'y a pas de condensation en sortie. Ce résultat garantit un fonctionnement sûr et efficace. Le risque d'érosion est nul, et le rendement reste optimal. Ce cycle permet donc de maintenir des conditions de fonctionnement idéales même à haute pression.

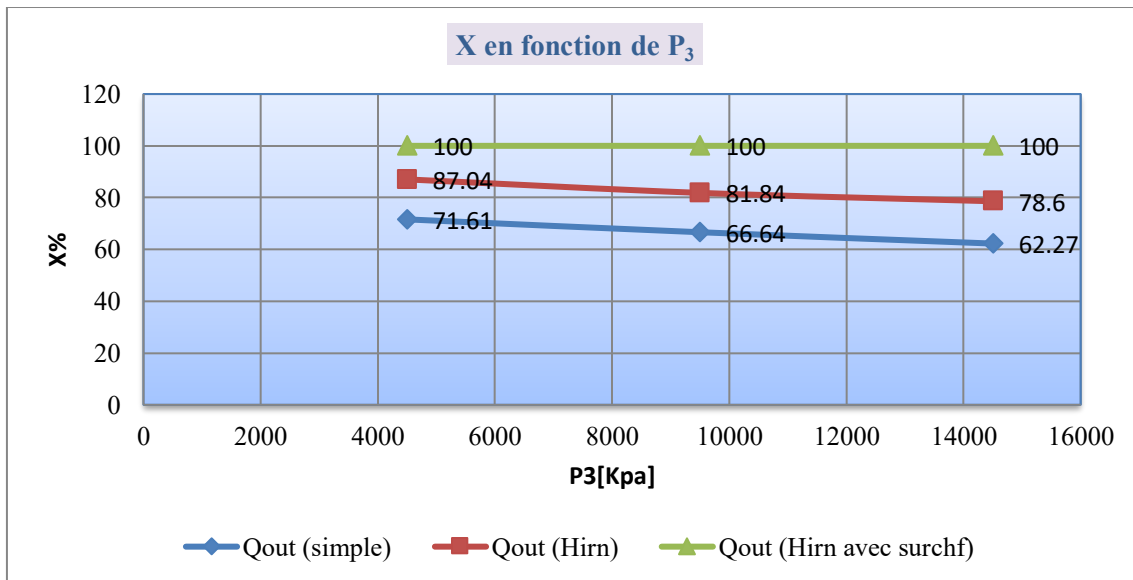


Figure 3.7 : Variation du titre de vapeur en fonction de la pression P_3 .

Les écarts sont significatifs. À $P_3 = 9500 \text{ kPa}$, la différence de titre entre le cycle avec surchauffe et le Rankine est de 50,06 %. À $P_3 = 14500 \text{ kPa}$, elle atteint 60,59 %. Ces données montrent clairement l'avantage de la surchauffe pour maintenir un fluide sec et performant.

La surchauffe reste le seul moyen d'assurer un titre de vapeur élevé et stable, surtout à haute pression. Un titre constant à 100 % élimine les risques liés à l'humidité dans la turbine. En l'absence de surchauffe, tu dois contrôler la pression pour éviter une baisse excessive du titre.

Le cycle de Hirn avec surchauffe est le plus performant à haute pression. Il maximise le rendement et protège la turbine de l'humidité. Il consomme plus d'énergie thermique, mais la valorise mieux. Le cycle simple est limité, surtout à haute pression. Le cycle de Hirn simple représente un bon compromis à pression modérée. Le choix du cycle dépend des priorités : performance maximale ou coût réduit.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce travail a comparé trois cycles de turbines à vapeur : le cycle de Rankine, le cycle de Hirn, et le cycle de Hirn avec surchauffe. La modélisation a été réalisée avec le logiciel EES, en faisant varier la pression de vapeur en entrée de la turbine. L'objectif était d'évaluer l'impact de cette pression sur le rendement énergétique et la production mécanique.

L'analyse a montré que le cycle de Hirn avec surchauffe offre les meilleures performances. À haute pression ($P_3 = 14,5 \text{ MPa}$), il atteint le rendement le plus élevé et garantit un titre de vapeur supérieur en sortie de turbine. Ce cycle améliore l'efficacité globale du système tout en réduisant les pertes liées à l'humidité.

À basse pression ($P_3 = 4,5 \text{ MPa}$), les écarts de performance entre le cycle de Hirn simple et celui avec surchauffe deviennent faibles. Le cycle de Hirn sans surchauffe peut alors être privilégié pour sa simplicité et son coût réduit. Il constitue un bon compromis entre performance et économie.

Le cycle de Rankine présente les performances les plus faibles, quelle que soit la pression. Il souffre d'un rendement bas et d'un fort taux d'humidité en sortie de turbine, ce qui limite son intérêt, surtout dans les applications exigeantes.

Cette étude confirme l'importance de l'optimisation des paramètres de fonctionnement pour améliorer l'efficacité énergétique des centrales à vapeur. Elle offre des repères concrets pour choisir un cycle en fonction des contraintes techniques, économiques et environnementales.

Pour aller plus loin, il serait pertinent d'introduire une optimisation multi-paramètres. Cela inclurait la température à l'entrée de la turbine, les conditions de condensation, les réchauffages intermédiaires ou les extractions dans le cadre d'un cycle régénératif. Ces améliorations viseraient à renforcer le rendement et la durabilité des systèmes.

En résumé, la pression et la surchauffe influencent fortement les performances. Le cycle de Hirn avec surchauffe reste le plus performant. Il convient aux centrales à haute puissance où la priorité

est la performance. Le cycle de Hirn simple reste efficace à pression modérée. Le cycle de Rankine simple est à éviter pour les systèmes à fortes exigences énergétiques. Le choix du cycle dépendra des objectifs fixés : efficacité maximale ou sobriété énergétique.

***Références
bibliographiques***

Références Bibliographique

- [1] Testbook. (2025, avril 20). *Turbines à vapeur : fonctionnement, construction, pièces, types, applications et limites*. <https://testbook.com/mechanical-engineering/steam-turbines>
- [2] Scribd. (2024, mai 12). *Chapitre 03 – Turbine à vapeur*. <https://fr.scribd.com/document/731742442/Chapitre-03-Turbine-a-vapeur>
- [3] Legrand, F. (2025, avril 8). *Machine à vapeur*. <https://www.f-legrand.fr/scidoc/srcdoc/sciphys/thermo/sysouverts/sysouverts-pdf.pdf>
- [4] Abdiche, N., & Azize, K. (2022). *Étude énergétique comparative des performances des turbines à vapeur* [Mémoire de Master].
- [5] ANIS, & Rick, S. (2019, avril 27). *Classification of steam turbines*. Scribd. <https://fr.scribd.com/document/407854937/Classification-of-Steam-Turbines>
- [6] List of Information. (2025, avril 9). *Impulse turbine*. <https://www.listofinformation.com/blog/what-is-impulse-turbine>
- [7] Aircraft Systems Tech. (2025, avril 9). *Impulse and reaction turbine*. <https://www.aircraftsystemstech.com/p/turbine-section-turbine-transforms.html>
- [8] Siswantara, A., & Rahim, F. R. (2008, novembre). *Airflow analysis through fan circular hovercraft Proto X-1*. <https://prosiding.bkstm.org/prosiding/2008/11-044.pdf>
- [9] Encrypted image. (n.d.). *Backpressure-condensing type turbine*. https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRYmLgeQrNR6na6kmH5TyEd8FreJaQ0F0Fr5ESAFg2K5q6SV_7e++
- [10] Shipfever. (2025, avril 15). *Types of steam turbine*. <https://shipfever.com/types-of-steam-turbine/>
- [11] British Electricity International. (1991). *The steam turbine*. ScienceDirect. <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/flow-radial-turbine>
- [12] ResearchGate. (2025, avril 20). *Cross compound unit*. https://www.researchgate.net/figure/Figura-21-Esquema-de-turbina-con-doble-ujo-y-doble-cuerpo-6-Una-etapa-de-una-turbina_fig3_323175593
- [13] Instrumentation Tools. (2025, mai 10). *Classification of steam turbines*. <https://instrumentationtools.com/classification-of-steam-turbines/>
- [14] Turtle Turbines. (2025, avril 20). *Applications of steam turbines in various industries*. <https://turtleturbines.com/applications-of-steam-turbines-in-various-industries/>

- [15] Mechanical Tutorial. (2025, avril 24). *Working principle of steam turbine – Classification or types of steam turbine*. <http://www.mechanicaltutorial.com/working-principle-of-steam-turbine-classification-or-types-of-steam-turbine>
- [16] Elsevier. (2025, mai 16). *Steam turbine diagram* [Image]. <https://ars.els-cdn.com/content/image/3-s2.0-B9780128095973001061-f0100106-28-9780128095973.jpg>
- [17] Thermal Engineering. (2025, mai 16). *Rankine cycle – Ts diagram*. <https://www.thermal-engineering.org/ezoimgfmt/thermal-engineering.org/wp-content/uploads/2019/05/Rankine-Cycle-Ts-Diagram-min-300x300.png>
- [18] Scribd. (2021, mars 4). *Cycle de Rankine*. <https://fr.scribd.com/document/497215186/Cycle-de-Rankine>
- [19] Encrypted image. (2025, mai 20). *Cycle de Rankine avec surchauffe*. https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTGiH_cclfuOQXG8y1qxuSfcCmbgr6p9DIbJbnF6X4XcPy10b5v
- [20] Encrypted image. (n.d.). *EES (Engineering Equation Solver)*. https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSGY_ThcGlK3ogxUcgDtgMYMe8B6dzC4LlBrA&s
- [21] Klein, S. A., & Alvarado, F. L. (1992). *Engineering Equation Solver – Manuel en français*. F-Chart Software. https://fchartsoftware.com/assets/downloads/ees_french_man.pdf