

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Laboratory of Green and Mechanical Development

Centre de Recherche Nucléaire de Draria

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en

Génie Mécanique

Evolution des performances de refroidissement d'une tour de refroidissement humide lors de pics de chaleur et d'humidité

Samy TEZKRATT

Sous la direction de M. Kamel SIDI ALI, Chercheur Expert au CRND

Et M. Arezki SMAILI, Pr. à ENP

Présenté et soutenu publiquement le 06/07/2022

Composition du Jury :

Président	M. Mohamed BENBRAIKA,	MA-A	ENP
Promoteur	M. Kamel SIDI-ALI,	Chercheur Expert	CRND
Co-Promoteur	M. Arezki SMAILI,	Professeur	ENP
Examineur	M. Hocine BENNOUR,	MA-A	ENP

ENP 2022

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Laboratory of Green and Mechanical Development

Centre de Recherche Nucléaire de Draria

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en

Génie Mécanique

Evolution des performances de refroidissement d'une tour de refroidissement humide lors de pics de chaleur et d'humidité

Samy TEZKRATT

Sous la direction de M. Kamel SIDI ALI, Chercheur Expert au CRND

Et M. Arezki SMAILI, Pr. à ENP

Présenté et soutenu publiquement le 06/07/2022

Composition du Jury :

Président	M. Mohamed BENBRAIKA,	MA-A	ENP
Promoteur	M. Kamel SIDI-ALI,	Chercheur Expert	CRND
Co-Promoteur	M. Arezki SMAILI,	Professeur	ENP
Examineur	M. Hocine BENNOUR,	MA-A	ENP

ENP 2022

مُلخَص:

يَهْدَفُ هَذَا الْمَشْرُوعُ إِلَى تَحْدِيدِ أبعاد بُرْجَيْ تَبْرِيدِ رَطْبَيْنِ: بُرْجِ تَبْرِيدِ رَطْبِ دُو حَمَلِ حَرَارِي طَبِيعِي لِتَبْرِيدِ الْمُفَاعِلِ النَّوَوِيِّ التَّطَوُّرِيِّ، وَبُرْجِ تَبْرِيدِ رَطْبِ دُو سَحْبِ مِيكَانِيكِي لِتَبْرِيدِ مُفَاعِلِ الْبَحْثِ نُورِ فِي مَرَكَزِ الْبَحْثِ النَّوَوِيِّ بِالذَّرَارِيَّةِ مِنْ أَجْلِ مُعَدَّلِ تَدْفُقِ حَرَارِي لِلمُفَاعِلِ أَكْبَرَ مِنْ ١ مِيغَاوَاط. لَقَدْ تَمَّ أَيْضًا زِيَادَةُ إرْتِفَاعَاتِ مَنَاطِقِ النُّقْلِ فِي بُرْجِ التَّبْرِيدِ الرَطْبِ دُو السَّحْبِ المِيكَانِيكِي. بَعْدَئِذٍ، سَيَتَمُّ القِيَامُ بِدِرَاسَةِ بَارَا مِثْرِيَّةِ عَلى البُرْجَيْنِ مِنْ أَجْلِ تَحْدِيدِ تَأْثِيرِ الأَحْوَالِ الجَوِيَّةِ القَاسِيَّةِ (ذَرَجَةُ حَرَارَةِ عَالِيَّةِ وَرُطُوبَةٌ عَالِيَّةِ) عَلى أَدَاءِ التَّبْرِيدِ لِلْبُرْجَيْنِ. وَجِدَ أَنَّ زِيَادَةَ إرْتِفَاعِ جِسمِ النُّقْلِ يُحَسِّنُ بِشَكْلِ كَبِيرٍ مِنْ أَدَاءِ بُرْجِ التَّبْرِيدِ الرَطْبِ دُو السَّحْبِ المِيكَانِيكِي، الحَمْلُ المُبَرَّدُ تَحَسَّنَ بِ ٩٦% عِنْدَمَا تَمَّ زِيَادَةُ إرْتِفَاعِ جِسمِ النُّقْلِ مِنْ ٠،١ مِترَ إِلَى ٢ مِترَ. وَجِدَ أَيْضًا أَنَّ الأَحْوَالِ الجَوِيَّةِ القَاسِيَّةِ تَحْفِضُ مِنْ أَدَاءِ كِلَا البُرْجَيْنِ.

الكلمات الدالة: بُرْجِ تَبْرِيدِ رَطْبِ، مُفَاعِلِ نَوَوِي، حَمَلِ حَرَارِي طَبِيعِي، سَحْبِ مِيكَانِيكِي، طَرِيقَةُ مِيْرَكَل، طَرِيقَةُ بُوْب، تَحْدِيدِ أبعاد بُرْجِ تَبْرِيدِ.

Abstract:

The aim of this work is to size two wet cooling towers; a natural draft wet cooling tower for cooling of the Evolutionary Power Reactor, and a mechanical draft wet cooling tower for cooling of the research reactor NUR at the Draria Nuclear Research Centre for a power superior to 1 MW. The heights of the main transfer zones were also increased for the mechanical draft wet cooling tower. Afterwards, a parametric analysis is carried out to observe the influence of extreme weather conditions (high temperature and humidity) on the cooling performance of the already sized towers. It was found that increasing the fill height considerably enhances the performance of the mechanical draft wet cooling tower; the cooled heat load improved by 96% when the fill height is increased from 0.1m to 2m. It was also found that extreme weather conditions reduce the performance of both cooling towers.

Keywords: Wet cooling tower, nuclear reactor, natural draft, mechanical draft, Merkel method, Poppe method, cooling tower sizing

Résumé :

L'objectif de ce travail est de dimensionner deux tours de refroidissement humide ; une tour de refroidissement humide à tirage naturel pour être utilisée avec un réacteur Evolutionary Power Reactor, et une tour de refroidissement humide à tirage mécanique pour être utilisée avec le réacteur de recherche NUR du Centre de Recherche Nucléaire de Draria pour une puissance supérieure à 1MW. Aussi, les hauteurs des principales zones d'échange de la tour de refroidissement humide à tirage mécanique ont été variées. Ensuite, il est question d'effectuer une étude paramétrique une fois que les tours sont dimensionnées pour voir l'influence des conditions atmosphériques extrêmes (hautes températures et humidités) sur leur performance de refroidissement. Il a été trouvé que l'augmentation de la hauteur du garnissage améliore considérablement les performances de la tour de refroidissement humide à tirage mécanique ; la charge refroidie s'est améliorée de 96% pour une hauteur du

garnissage de 0.1m à 2m. De plus, on a trouvé que les conditions atmosphériques extrêmes provoquent une dégradation des performances des deux tours de refroidissement.

Mots-clés : Tour de refroidissement humide, réacteur nucléaire, tirage naturel, tirage mécanique, méthode de Merkel, méthode de Poppe, dimensionnement de tour de refroidissement

Dédicaces

À la mémoire de mes grands-pères et ma grand-mère

À ma mère, mon père, Nazim et Walid

Remerciements

Je tiens d'abord à remercier mes parents pour leur soutien moral et financier. Ensuite, je souhaite remercier mon promoteur du Centre de Recherche Nucléaire de Draria, M. Kamal SIDI ALI pour m'avoir guidé et encouragé tout au long de ce travail. En effet, travailler avec le Dr. SIDI ALI est une expérience parmi les plus marquantes de ma vie, son sérieux, sa rigueur et son attention aux détails ne l'empêchent pas d'être un promoteur gentil mais surtout très aimable. Il n'a pas cessé de m'encourager et à travers ses conseils j'ai réussi à affûter mes connaissances et mes compétences, à apprendre comment utiliser celles dont je dispose déjà, mais surtout à apprendre d'autres. À travers lui, mon amour pour la science a amplement augmenté.

Je voudrais également remercier mon promoteur de l'Ecole Nationale Polytechnique, M. Arezki SMAILI, Pr., pour son soutien et ses conseils à travers tout mon parcours au département génie mécanique en générale, et tout au long de ce projet en particulier. Je suis très reconnaissant d'avoir Mr. SMAILI comme co-encadreur et comme professeur.

Je souhaite ensuite remercier le président du jury M. Mohamed BENBRAIKA, MA-A, d'avoir accepté de présider le jury. Je suis honoré d'être votre élève, M. BENBRAIKA, et sous votre direction monsieur, j'ai pu bénéficier d'enseignements clairs et précis. Veuillez trouver ici, monsieur, l'expression de mes sincères remerciements.

M. Hocine BENNOUR, MA-A, je vous remercie vivement d'avoir accepté d'examiner mon travail, je suis honoré par votre présence. Vos multiples enseignements clairs m'ont énormément aidé à effectuer ce travail. Veuillez accepter, cher M. BENNOUR, dans ce travail l'assurance de mon profond respect.

Je remercie aussi tous les enseignants qui m'ont eu comme étudiant dans le premier et second cycle à l'ENP. Ce travail est le fruit de tous les enseignements que j'ai reçu pendant tout mon parcours à l'Ecole Nationale Polytechnique.

Enfin, je tiens à remercier le personnel du CRND pour leur accueil chaleureux et leur gentillesse, et en particulier celui de la bibliothèque.

TABLE DES MATIERES

Liste des Tables	
Liste des Figures	
Liste des Symboles	
Introduction Générale.....	17
CHAPITRE 1 Généralités.....	20
1.1 Introduction :	20
1.2 Réacteur nucléaire :	20
1.3 Le réacteur de recherche :.....	23
1.4 Le réacteur de puissance :.....	25
1.5 Systèmes de refroidissement :	33
1.6 Revue de la bibliographie :.....	40
1.7 Conclusion :.....	44
CHAPITRE 2 Modélisation mathématique des tours de refroidissement humide	46
2.1 Introduction :	46
2.2 Bilans de base :	46
2.3 Méthode de Merkel.....	47
2.4 Utilisation de la méthode ε -NTU pour déterminer le nombre de Merkel.....	50
2.5 Modèle de Poppe :	52
2.6 Rendement d'une tour de refroidissement :	53
2.7 Conclusion :.....	53
CHAPITRE 3 Dimensionnement des tours de refroidissement.....	55
3.1 Introduction	55
3.2 Présentation de la tour de refroidissement à tirage naturel et calcul de la puissance de pompage :.....	55
3.3 Méthode de Poppe appliquée à la tour de refroidissement à tirage naturel :..	62
3.4 Présentation de la tour de refroidissement humide à tirage induit et calcul de la puissance de pompage :.....	69
3.5 Méthode de Merkel appliquée à la tour de refroidissement à tirage mécanique :.....	73
3.6 Conclusion.....	80
CHAPITRE 4 Résultats obtenus en utilisant les méthodes de dimensionnement de Merkel et de Poppe.....	82
4.1 Introduction	82

4.2	Résultats de la variation des hauteurs sur les performances de la tour à tirage mécanique :.....	82
4.3	Résultats de l'effet des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de la tour à tirage mécanique :.....	88
4.4	Résultats de l'effet des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de la tour à tirage naturel :.....	92
4.5	Conclusion :.....	95
	Conclusion générale	96
	Perspectives	97
	Références	98
	Annexe A.....	107
	Annexe B.....	110
	Annexe C.....	121
	Annexe D.....	136

Liste des Tables

Table 1-1 : Caractéristiques du réacteur NUR	24
Table 1-2 : Caractéristiques générales d'un EPR	27
Table 1-3 : Caractéristiques du système de refroidissement du réacteur	28
Table 1-4 : Les caractéristiques du cœur du réacteur	29
Table 1-5 : Les caractéristiques de la cuve du réacteur	30
Table 1-6 : Caractéristiques du générateur de vapeur	30
Table 2-1 : Table présentant les points et les coefficients à utiliser avec la méthode de Gauss-Legendre à 3 noeuds	49
Table 3-1 : Table présentant les conditions ambiantes	56
Table 3-2 : Table présentant les conditions de fonctionnement	56
Table 3-3 : Table présentant d'autres spécifications de la tour de refroidissement	57
Table 3-4 : Table présentant les conditions ambiantes	69
Table 3-5 : Table présentant les conditions de fonctionnement	69
Table 3-6 : Table présentant d'autres spécifications	70
Table 3-7 : Les caractéristiques du ventilateur	70

Liste des Figures

Figure 1-1 : Schématisation de la réaction en chaîne	20
Figure 1-2 : Schéma du principe de fonctionnement d'un réacteur nucléaire à eau pressurisée	22
Figure 1-3 : Schéma du réacteur MAGNOX refroidi au gaz	22
Figure 1-4 : Réacteur à eau lourde	23
Figure 1-5 : Schéma du réacteur NUR	24
Figure 1-6 : Circuit de vapeur	26
Figure 1-7 : Schéma d'un EPR.....	26
Figure 1-8 : Schéma des composants dans l'enceinte de confinement d'un EPR.....	26
Figure 1-9 : Système de refroidissement du réacteur ; GdV : Générateur de Vapeur, RRA : Refroidissement du réacteur à l'arrêt, RCV : Circuit de contrôle chimique et volumétrique du réacteur	28
Figure 1-10 : Assemblage de combustible d'un EPR ; HTP : High Thermal Performance.....	29
Figure 1-11 : Cuve sous pression du réacteur et ses composants internes	30
Figure 1-12 : Principe de fonctionnement de l'économiseur axial	31
Figure 1-13 : Schéma du générateur de vapeur	31
Figure 1-14 : Schéma d'une pompe primaire.....	32
Figure 1-15 : Principe de fonctionnement du pressuriseur.....	32
Figure 1-16 : Centrale nucléaire en circuit ouvert.....	33
Figure 1-17 : Schéma d'une centrale en circuit fermé.....	33
Figure 1-18 : Tour de refroidissement humide à tirage naturel.....	35
Figure 1-19 : Tour de refroidissement humide à tirage induit.....	35
Figure 1-20 : Garnissage utilisé dans l'échange à film (1,3) ou à gouttelettes (2,4). (5) Buses de pulvérisation.....	36
Figure 1-21 : Système de distribution d'eau.....	36
Figure 1-22 : Séparateur de gouttelettes.....	37
Figure 1-23 : a) ventilateur centrifuge b) ventilateur axial.....	37
Figure 1-24 : Hauteur de submersion minimale recommandée en fonction de la vitesse	38
Figure 1-25 : Techniques utilisées pour empêcher la formation des vortex.....	38
Figure 1-26 : Transmission par engrenages et réducteur de Vitesse	40
Figure 3-1 : Schéma de la tour de refroidissement à tirage naturel.....	56
Figure 3-2 : Schéma de l'installation de refroidissement.....	58
Figure 3-3 : Schéma simplifié du système de pompage.....	62
Figure 3-4 : Organigramme de calcul pour la méthode de Poppe appliquée à la tour de refroidissement humide à tirage naturel	68
Figure 3-5 : Schéma de la tour à tirage induit	69
Figure 3-6 : Schéma de l'installation de refroidissement.....	71
Figure 3-7 : Schéma de l'installation de pompage.....	72
Figure 3-8 : Schéma expliquant la désignation complète du ventilateur.....	77
Figure 3-9 : Les différentes positions de montage du ventilateur AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3.....	77

Figure 3-10 : Courbe d'augmentation de la pression statique du ventilateur AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3.....	77
Figure 3-11 : Courbe de puissance du ventilateur AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3.....	78
.....	
Figure 3-12 : Le ventilateur AXC-1400.....	78
Figure 3-13 : Organigramme de la méthode de Merkel appliquée à la tour de refroidissement humide à tirage mécanique.....	79
Figure 4-1 : Variation de la température de l'eau et de l'air à la sortie de la tour en fonction de la hauteur du garnissage.....	83
Figure 4-2 : Variation de la charge refroidie et du nombre de Merkel en fonction de la hauteur du garnissage.....	83
Figure 4-3 : Variation de l'humidité spécifique, la quantité d'eau évaporée et le rendement en fonction de la hauteur du garnissage.....	84
Figure 4-4 : Variation de la température de l'eau et celle de l'air et son enthalpie à la sortie de la tour en fonction de la hauteur de la zone d'aspersion.....	85
Figure 4-5 : Variation de la charge refroidie et du nombre de Merkel en fonction de la hauteur de la zone d'aspersion.....	85
Figure 4-6 : Variation de l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour, du rendement et du débit d'eau évaporée fonction de la hauteur de la zone d'aspersion...	86
Figure 4-7 : Variation de la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement et du débit d'air en fonction de la hauteur de la zone de pluie.....	87
Figure 4-8 : Variation de la charge refroidie et du nombre de Merkel en fonction de la hauteur de la zone de pluie.....	87
Figure 4-9 : Variation du rendement et du débit d'eau évaporée en fonction de la hauteur de la zone de pluie.....	88
Figure 4-10 : Variation de la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique...	89
Figure 4-11 : Variation de la température de l'air à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique...	89
Figure 4-12 : Variation de la charge refroidie en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique.....	90
Figure 4-13 : Variation de l'enthalpie de l'air à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique.....	90
Figure 4-14 : Variation de l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique...	91
Figure 4-15 : Variation de la quantité d'eau évaporée en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique.....	91
Figure 4-17 : Variation de la température de l'eau à la sortie de la tour en fonction des conditions atmosphériques.....	92
Figure 4-18 : Variation de la température de l'air à la sortie de la tour en fonction des conditions atmosphériques.....	92
Figure 4-19 : Variation de la charge refroidie en fonction des conditions atmosphériques.....	93
Figure 4-20 : Variation du débit d'air en fonction des conditions atmosphériques.....	93
Figure 4-21 : Variation de l'humidité spécifique de l'air sortant de la tour de refroidissement en fonction des conditions atmosphériques.....	94

Figure 4-22 : Variation de l'enthalpie spécifique de l'air sortant de la tour de refroidissement en fonction des conditions atmosphériques.....	94
Figure 4-23 : Variation de la quantité d'eau évaporée en fonction des conditions atmosphériques.....	94
Figure B-1 : Schématisation du volume de contrôle	110
Figure B-2 : Volume de contrôle.....	120
Figure C-1 : Schématisation du volume de contrôle tracé dans les trois zones d'échange	124

Liste des Symboles

A : Surface totale	(m^2)
A_{fr} : Surface de la section de coupe (surface frontale)	(m^2)
a : Aire volumique	(m^2/m^3)
a : Facteur "a"	$(-)$
B : Profondeur	(m)
C : Facteur de correction	$(-)$
C_D : Coefficient de trainée	$(-)$
C_e : Rapport entre les deux capacités	$(-)$
C_{emin} : Capacité minimale	(kg)
C_{emax} : Capacité maximale	(kg)
c_p : Chaleur spécifique	$(J/kg \cdot K)$
D : Coefficient de diffusivité	(m^2/s)
D : Diamètre	(m)
d : Diamètre	(m)
dA : Élément de surface d'échange (interface)	(m^2)
dQ : Transfert total d'enthalpie	(W)
dz : Élément de longueur	(m)
e : Épaisseur	(m)
Fr : Nombre de Froude	$(-)$
Fr_D : Nombre de Froude densimétrique	$(-)$
f : Coefficient de perte de charge de Darcy-Weisbach	$(-)$
G : Densité du flux massique	$(kg/m^2 \cdot s)$
g : Accélération de la pesanteur	(m/s^2)
H : Hauteur, hauteur manométrique	(m)
h : Coefficient de transfert de chaleur	$(W/m^2 \cdot K)$
h_d : Coefficient de transfert de masse	$(kg/m^2 \cdot s)$
i : Enthalpie spécifique	(J/kg)
i_{lve} : Chaleur latente de vaporisation de l'eau	(J/kg)

j : Humidité spécifique utilisée dans RK4	(kg/kg)
K : Coefficient d'échange	$(kg/m^2 \cdot s)$
K : Coefficient de perte de charge	$(-)$
k : Coefficient de perte de charge	$(-)$
k : Enthalpie spécifique de l'air utilisée dans RK4	(J/kg)
L : Longueur, hauteur	(m)
L : Densité du flux massique	$(kg/m^2 \cdot s)$
l : Nombre de Merkel utilisé dans RK4	$(-)$
Le_f : Facteur de Lewis	$(-)$
M : Masse molaire	(g/mol)
Me : Nombre de Merkel	$(-)$
\dot{m} : Débit massique	(kg/s)
m : Nombre d'intervalle	$(-)$
N : Vitesse de rotation	(RPM)
n : Exposant	$(-)$
n_{st} : Nombre de supports de la tour	$(-)$
NTU : Nombre d'unités de transfert	$(-)$
p : Pression	(Pa)
P : Pression	(Pa)
P_{th} : Puissance thermique de l'EPR	(MW)
Pr : Nombre de Prandtl	$(-)$
\mathcal{P} : Puissance de Pompage	(W)
q : Quantité de chaleur	(MW)
Q : Quantité de chaleur réelle transférée	(W)
Q_{max} : Quantité de chaleur maximale qui peut être transférée	(W)
R : Constante des gaz parfaits	$(J/kg \cdot K)$
r : Rayon	(m)
Re : Nombre de Reynolds	$(-)$
Ry : Paramètre caractérisant l'écoulement	$(1/m)$
Sc : Nombre de Schmidt	$(-)$

St : Nombre de Stanton du transfert de chaleur	(—)
St_m : Nombre de Stanton du transfert de masse	(—)
t_i : Points de la méthode de Gauss-Legendre	(—)
T : Température	(K)
u : Vitesse	(m/s)
v : Vitesse	(m/s)
V : Hauteur du garnissage	(m)
V : Volume molaire	(cm ³ /mol)
\dot{V} : Débit volumique	(m ³ /s)
W : Largeur	(m)
w : Humidité spécifique	(kg/kg)
w_{sa} : Humidité spécifique de l'air utilisée dans les niveaux de la méthode RK4	(kg/kg)
z : Élévation	(m)

Indices :

a : Air, amont

av : Air vapeur

bh : Bulbe humide

c : Transfert de chaleur (convection), fluide chaud, corrélations, contraction de section

ca : Coude arrondi

de : Système de distribution d'eau

e : Eau, évaporation, entrée, par la méthode e-NTU, élargissement de section

ee : Eau à l'entrée

el : Éliminateur de gouttelettes

ep : Eau provenant du condenseur, eau principale

es : Eau à la sortie

$evap$: Évaporé

f : Fluide froid

g : Garnissage, gouttelettes, ramené aux conditions de fonctionnement à travers les zones d'échange

i : Intérieur, entrée de la tour de refroidissement,
m : Moyenne, transfert de masse
ma : Mélange air vapeur
mase : Mélange air vapeur saturé à la température de l'eau
p : Selon la méthode de Poppe, pompage, persiennes
r : Refroidi
s : Saturé, sortie
se : Saturé à la température de l'eau
sg : Supports du garnissage
so : Sortie
ss : Sursaturé
st : Supports de la tour de refroidissement
t : Entrée de la tour de refroidissement
V : Ventilateur
v : Vapeur, ventilateur
vs : Augmentation de pression statique dans le ventilateur
za : Zone d'aspersion
zp : Zone de pluie

Lettres Grecques :

α_{e6} : Coefficient de l'énergie cinétique à la sortie de la tour	(-)
Δ : Différence, intervalle, augmentation	(-)
ε : Rugosité	(mm)
ε_e : Efficacité	(-)
η : Rendement de la tour de refroidissement	(-)
η_c : Rendement net de l'EPR	(-)
λ : Facteur de correction	(-)
μ : Viscosité dynamique	(Pa · s)
ξ : Taux de changement de température dans la tour	(K/m)
ρ : Masse volumique	(kg/m ³)

σ : Tension superficielle

(N/m)

ω_i : Coefficients de la méthode de Gauss-Legendre

($-$)

INTRODUCTION GENERALE

Les besoins en énergie sont de plus en plus importants. Les anciennes centrales électriques à charbon ont été remplacées par des centrales électriques à gaz. Depuis la crise du pétrole des années 70, l'utilisation des centrales électronucléaires a été accélérée. Certains pays de nos jours utilisent le nucléaire pour satisfaire plus de 75% de leurs besoins en énergie. Le nucléaire c'est aussi de la recherche et des applications.

De nos jours, la transition énergétique devient de plus en plus pertinente en vue de l'augmentation des émissions de carbone des différentes installations énergétiques. Le nucléaire est un moyen de production de l'énergie avec quasiment aucune émission de carbone. Selon l'agence internationale de l'énergie atomique, l'utilisation du nucléaire pour produire de l'électricité a réduit les émissions de carbone d'au moins 60 gigatonnes pendant les 50 dernières années. En outre, les centrales électronucléaires peuvent également être utilisées pour remédier aux fluctuations de la demande en énergie produite à partir des sources renouvelables, stabilisant ainsi les réseaux électriques. Cependant dans les centrales électronucléaires, un inconvénient survient, c'est les déchets radioactifs. Les déchets radioactifs issus du nucléaire proviennent principalement de l'exploitation des centrales électronucléaires, de la déconstruction des installations nucléaires, du recyclage du combustible nucléaire usé, de la médecine nucléaire et des recherches de la physique nucléaire. La classification des déchets se fait sur la base de leur période radioactive, où on distingue les déchets à vie très courte, à vie courte et à vie longue. Plusieurs modes de gestion des déchets radioactifs existent, entre autres les traitements physico-chimiques, l'entreposage, le stockage en surface ou en profondeur, le stockage en mer, l'évacuation spatiale et la transmutation. La négligence vis-à-vis la gestion de ces déchets peut provoquer des situations de contamination radioactive.

En effet, les réacteurs nucléaires sont utilisés soit pour la production de l'énergie électrique à partir de la chaleur produite dans le cœur du réacteur, on parle alors de centrale électronucléaire, soit pour exploiter le faisceau de neutrons pour des fins de recherche, essais de matériaux et formations, on parle alors de réacteur de recherche. Ces utilisations sont centrées sur le contrôle de la réaction en chaîne de la fission nucléaire.

Dans un réacteur nucléaire, que ce soit de puissance ou de recherche, on a besoin d'évacuer une partie, ou toute, la chaleur produite dans le cœur. Ceci peut se faire en puisant l'eau d'un milieu aquatique, ou en utilisant des tours de refroidissement. Les tours de refroidissement humides présentent l'avantage d'être efficaces, car le refroidissement se passe par deux processus, par convection et par évaporation. Et vu que l'Algérie ne dispose pas de grand nombre de milieux aquatiques de gros volume, les tours de refroidissement sont les plus adaptées.

Le refroidissement dans les tours de refroidissement humides se passe par deux manières ; par convection et par évaporation. La chaleur latente de vaporisation de l'eau est exploitée pour refroidir l'eau par évaporation. L'objectif de ce travail est de dimensionner deux tours de refroidissement humides ; une tour humide à tirage naturel pour le refroidissement d'un réacteur de type PWR, et une tour de refroidissement humide à tirage mécanique qui sera destinée au refroidissement du réacteur de recherche NUR du Centre de Recherche Nucléaire

de Draria pour une puissance supérieure à 1MW. Ensuite, il est question d'effectuer une étude paramétrique une fois les tours dimensionnées pour voir l'influence des conditions atmosphériques extrêmes sur leurs performances de refroidissement.

Dans le premier chapitre, des généralités sur les tours de refroidissement et les réacteurs nucléaires sont décrites. Le réacteur de recherche NUR du CRND est présenté ainsi que ses caractéristiques. Le fonctionnement d'un réacteur de puissance est expliqué, et le réacteur EPR est présenté avec ses composants. Les composants des tours de refroidissement humides sont détaillés. Une revue bibliographique a été faite.

Le second chapitre fournit toutes les équations régissant les phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissement humides, ainsi que les développements mathématiques pour aboutir à ces équations. Le défi dans le dimensionnement des tours de refroidissement est la résolution des équations régissant les phénomènes de transfert de chaleur et de masse. Plusieurs modèles existent, permettant de mettre en équation ces phénomènes en moyennant un nombre d'hypothèses. Le modèle de Merkel est basé sur une intégration numérique pour déterminer la valeur de l'intégrale reliant la différence d'enthalpie de l'air saturé et non saturé à la différence d'enthalpie de l'eau. Le modèle ε -NTU est proposé par Jaber et Webb et utilise les mêmes hypothèses que Merkel. Le modèle de Poppe est plus approfondi vu qu'il ne prend pas les mêmes hypothèses que le modèle de Merkel. Dans le modèle de Poppe, le défi réside dans la résolution d'un système de trois équations différentielles toutes dépendantes les unes des autres et toute fonction de la température de l'eau.

Dans le troisième chapitre, les démarches à suivre pour le dimensionnement de deux tours de refroidissement humides ; une tour de refroidissement humide à tirage naturel et une de tour de refroidissement humide à tirage mécanique sont détaillées. Une difficulté surgit dans la résolution des équations des deux modèles : c'est la puissance de calcul limitée. En effet, ces deux modèles sont basés sur des itérations pour avoir plusieurs variables. La démarche pour résoudre ces schémas itératifs qui consiste à supposer des valeurs de départs puis de comparer les deux termes (celui de gauche et celui de droite) de l'équation appropriée et vérifier si la tolérance est respectée ou non, fait de la résolution de ces modèles un processus coûteux en temps. Il est important de noter également que dans ce travail, l'application des équations des modèles de Merkel et de Poppe a été faite d'une manière inconsistante.

Enfin, le quatrième et dernier chapitre est consacré entièrement aux résultats trouvés par les codes Matlab ainsi que leurs interprétations. Les résultats de la variation des hauteurs des trois zones principales : zone d'aspersion, garnissage et zone de pluie sur les performances de la tour de refroidissement humide à tirage mécanique ont été présentés. Une étude paramétrique a été menée pour voir l'influence des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de refroidissement des deux tours de refroidissement.

CHAPITRE 1

GENERALITES

CHAPITRE 1 GENERALITES

1.1 Introduction :

Les réacteurs nucléaires constituent une alternative économique et relativement verte pour produire de l'énergie. Dans ce chapitre, quelques généralités sur la réaction de fission et les réacteurs nucléaires sont présentées. On verra par la suite qu'est-ce qu'un réacteur de recherche et un réacteur de puissance ; le réacteur NUR du CRND et le réacteur EPR ainsi que quelques-uns de ses composants sont présentés à cet effet. On essaiera également de présenter les différents systèmes de refroidissement en mettant l'accent sur les tours de refroidissement humides et leurs composants. Enfin, on tâchera de voir les travaux récents qui ont été faits sur les tours de refroidissement humide.

1.2 Réacteur nucléaire :

Un réacteur nucléaire est un dispositif dans lequel une réaction en chaîne de fission contrôlée peut être maintenue [1]. Dans ces dispositifs, des neutrons sont utilisés pour induire des réactions de fission nucléaire dans les noyaux lourds. Ces noyaux se fissionnent en noyaux plus légers, accompagnés d'une certaine quantité d'énergie libérée et d'autres neutrons. Les neutrons issus de cette réaction peuvent également être utilisés pour induire d'autres réactions de fission, créant ainsi une réaction en chaîne comme illustrée dans la figure 1-1.

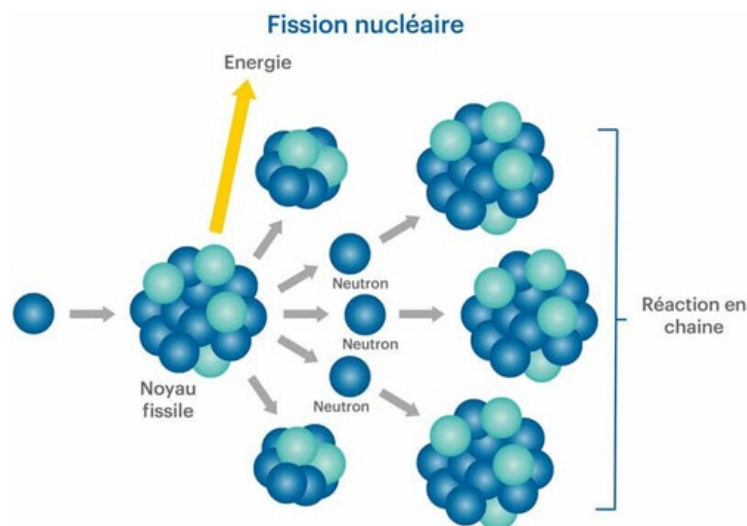


Figure 1-1 : Schématisation de la réaction en chaîne

1.2.1 Combustible nucléaire :

Un combustible signifie au sens propre un combustible de nature chimique comme le pétrole, le gaz ou le charbon. Par extension, le terme combustible nucléaire est utilisé pour désigner tout élément consommable à partir desquels l'énergie est libérée par fission dans les réacteurs, comme l'a été dit par Gilbert Naudet et Paul Reuss [2]. Les combustibles dits classiques sont des produits extraits directement du sol ou obtenus après des traitements simples. Le combustible nucléaire, quant à lui, nécessite toute une série d'opérations de haute technologie. Le combustible est comprimé en pastilles, inséré dans des gaines étanches appelées crayons de combustible. Ces derniers sont ensuite réunis en faisceaux dans des assemblages de combustible placés dans le cœur du réacteur [3].

1.2.2 Les filières de réacteurs :

Le terme filière de réacteurs désigne un ensemble de choix technologiques conduisant à des réacteurs sinon identiques, du moins voisins dans leur conception et leur réalisation comme l'a été dit par Gilbert Naudet et Paul Reuss [2]. Sans entrer dans les détails, une filière se caractérise par ces choix [4] :

- Le combustible nucléaire (matériau fissile).
- Le modérateur (ou son absence), qui est un matériau utilisé pour ralentir (thermaliser) les neutrons.
- Le fluide caloporteur qui transporte la chaleur produite par le combustible hors du cœur du réacteur, c'est donc un fluide d'extraction. Il peut être de l'eau, un métal liquide (sodium ou plomb) ou un gaz (gaz carbonique ou hélium). Il permet aussi de garder la température du combustible à une valeur nominale compatible avec la tenue des matériaux.

1.2.3 Les principales filières :

1.2.3.1 Les réacteurs à eau légère :

Le projet Manhattan initié par les États-Unis après la Deuxième Guerre mondiale a donné naissance aux premiers réacteurs à eau. C'est ensuite le plan français Messmer du 6 mars 1974, caractérisant un programme français réalisé par Framatome (aujourd'hui dans le groupe Areva), qui a réalisé d'énormes progrès dans le développement des réacteurs à eau. Dans ce type de réacteur, l'eau ordinaire est utilisée comme fluide caloporteur. Elle peut également être utilisée comme modérateur [5]. La figure 1-2 illustre un réacteur à eau pressurisée utilisant l'eau légère.

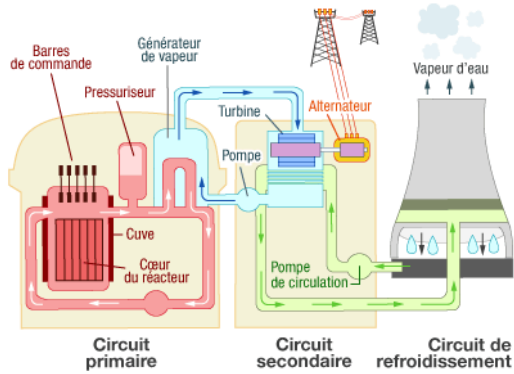


Figure 1-2 : Schéma du principe de fonctionnement d'un réacteur nucléaire à eau pressurisée

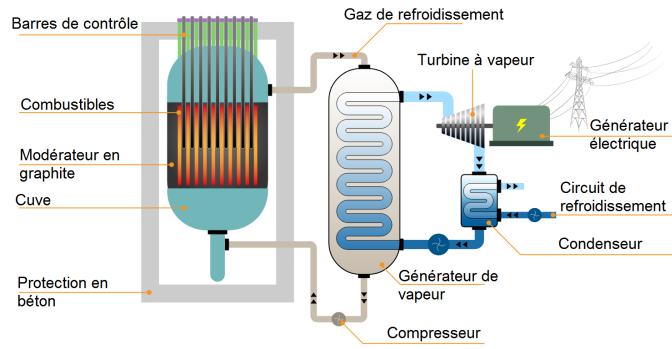


Figure 1-3 : Schéma du réacteur MAGNOX refroidi au gaz

1.2.3.2 Les réacteurs à caloporteur gaz :

Dans ces réacteurs, le fluide caloporteur est un gaz comme cela est indiqué dans la figure 1-3. L'utilisation d'un gaz permet d'atteindre de très grandes températures sans avoir recours à un pressuriseur. Les gaz sont également dans la plupart des cas : sûrs, faciles à utiliser, disponibles et bon marché (sauf pour le cas de l'hélium). Toutefois, ses inconvénients sont : des faibles transferts thermiques nécessitant une surface d'échange importante et une grande capacité de pompage. Le réacteur à caloporteur le plus répandu est celui fonctionnant à cycle fermé indirect. Le gaz, constituant le circuit primaire, évacue la chaleur du cœur vers un générateur de vapeur puis il est pompé vers le cœur. De l'eau du circuit secondaire entre dans le générateur de vapeur à contre-courant pour devenir vapeur. Cette vapeur quitte le générateur de vapeur pour alimenter une ou des turbines couplées à un générateur électrique. Ensuite, la vapeur entre dans un condenseur où elle se condense. Le condensat est alors pompé vers le générateur de vapeur pour compléter le circuit secondaire. Le circuit de refroidissement a pour but de refroidir l'eau circulant dans le condenseur en l'envoyant vers une tour de refroidissement.

1.2.3.3 Réacteur à eau lourde :

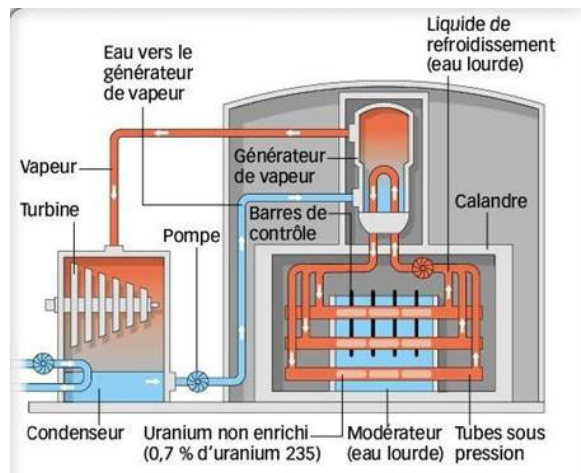


Figure 1-4 : Réacteur à eau lourde

Il utilise l'eau lourde (D_2O) comme modérateur (matériau destiné à ralentir les neutrons). Son principe de fonctionnement est similaire au réacteur à eau légère. L'eau lourde constitue le circuit primaire, elle refroidit les éléments de combustible. Elle est ensuite envoyée vers les générateurs de vapeur. Le reste des circuits sont similaires au réacteur à eau légère. Dans ce type de réacteur, l'eau lourde peut être utilisée à la fois comme modérateur et comme fluide caloporteur (eau lourde de refroidissement des éléments de combustible) [6][7]. La figure 1-4 démontre le schéma d'un réacteur à eau lourde.

1.3 Le réacteur de recherche :

Un réacteur de recherche est une installation nucléaire dans laquelle on crée et on entretient, par une réaction en chaîne, la fission d'atomes de matériaux fissibles afin d'obtenir des flux de neutrons élevés. Ces neutrons sont utilisés pour des fins de recherche et de formation.

Il existe deux principaux types de réacteurs de recherche [7] :

- Réacteurs à eau lourde : leurs cœurs sont très volumineux, ils sont beaucoup plus adaptés aux recherches de physique fondamentale sur faisceaux sortis et peu adaptés aux essais de matériaux sous rayonnement, car l'utilisation de l'eau lourde impose une cuve (calandre) qui complique l'accès au cœur.
- Réacteurs à eau ordinaire : mieux adaptés aux essais de matériaux, ils se divisent en deux sous-groupes ;
 - Réacteur à caisson fermé : le grand avantage de ce type de réacteur de recherche est le flux important de neutrons qu'il produit. Cependant l'accès au cœur est difficile.
 - Réacteur à cœur ouvert (réacteur piscine) : les flux de neutrons sont limités, mais il présente un faible coût d'investissement et d'exploitation, une simplicité d'utilisation, une polyvalence vis-à-vis l'adaptation aux programmes de recherche, une faible consommation de combustible et un accès simple.

1.3.1 Le réacteur de recherche NUR du CRND :

Le NUR est un réacteur de recherche à piscine ouverte de 1MW utilisant comme combustible le MTR/LEU. L'eau légère est utilisée comme modérateur et liquide de refroidissement. Il utilise également le graphite comme réflecteur de neutrons. Ce réacteur utilisé pour des fins d'enseignement et de recherche est la propriété du Centre de Recherche Nucléaire de Draria. Le réacteur est conçu pour fonctionner avec une puissance thermique de 1000kW à refroidissement forcé. Dans les conditions de fonctionnement normales, la température et la pression sont faibles.

De l'eau légère traverse le réacteur pour évacuer la chaleur vers un échangeur de chaleur. La chaleur est alors transmise à une eau secondaire.

Le réacteur est équipé de cinq barres absorbantes en Ag-In-Cd : quatre barres de contrôle et une barre de régulation.

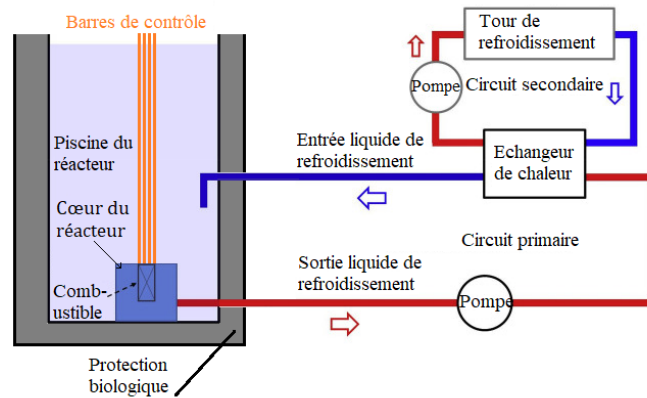


Figure 1-5 : Schéma du réacteur NUR

Dans la table 1-1, on présentera les caractéristiques du réacteur NUR.

Table 1-1 : Caractéristiques du réacteur NUR

Cœur	Type de combustible	MTR-U3O8-Al (enrichie à 19.7%)
	Élément de combustible	Plate-type clad in Al
	Liquide de refroidissement	Eau légère
	Modérateur	Eau légère
	Réflecteur	Graphite/Eau légère
Thermohydraulique	Conductivité thermique du combustible	0.15 W/cm K
	Conductivité thermique du gainage	1.8 W/cm K
	Température du liquide de refroidissement à l'entrée	15-40 °C
	Température du liquide de refroidissement à la sortie	45 °C

	Pression de fonctionnement	1.7 bar
	Volume de la piscine	64 m ³
	Température de saturation dans la région active du cœur	117 °C
Dimensions des éléments de combustible	Longueur	8.01 cm
	Largueur	7.6 cm
	Nombre d'éléments de combustible SFE/CFE	19/14
	Épaisseur de gainage	0.4 mm

1.4 Le réacteur de puissance :

Un réacteur de puissance est un réacteur nucléaire qui produit de l'énergie [8]. L'énergie libérée à l'issue de la fission nucléaire est utilisée pour produire de la vapeur, soit directement dans le réacteur ou dans un générateur de vapeur. Cette vapeur est utilisée pour faire tourner des turbines à vapeur couplées à un générateur pour produire de l'électricité [9].

1.4.1 Comment est produite l'énergie électrique :

Comme déjà mentionné dans la section précédente, la vapeur produite alimente des turbines à vapeur, qui, à leur tour, sont couplées à un générateur électrique. La vapeur arrive dans les turbines sous la forme la plus sèche possible, mais au fur et à mesure qu'elle traverse les étages des turbines, elle se condense pour former des gouttelettes d'eau liquide. Ces gouttelettes ont un effet néfaste (érosion) sur les aubes de turbine et par conséquent diminuent la durée de vie de la turbine. Le rendement de la turbine se trouve également diminué à cause de l'inertie due au liquide. Une façon de circonvenir ce problème est de chauffer la vapeur avant qu'elle soit admise dans les turbines, elle est ainsi appelée vapeur surchauffée. Une quantité de chaleur peut alors être extraite sans condensation. Cette technique permet de réduire considérablement la quantité d'eau produite dans la turbine. La surchauffe peut être effectuée dans des unités séparées, dans une partie du générateur de vapeur ou dans le réacteur. Une autre façon de faire consiste à faire passer la vapeur dans deux turbines différentes, haute et basse pression.[9]

À la sortie de la turbine basse pression, la vapeur passe dans un condenseur où elle est refroidie pour devenir liquide. L'eau est déminéralisée puis pompée comme eau d'alimentation.

Il a été trouvé que chauffer l'eau liquide avant de la renvoyer vers le réacteur ou générateur de vapeur améliore le rendement. Pour ce faire, une quantité de vapeur est extraite d'un étage intermédiaire de la turbine et est utilisée pour chauffer l'eau dans un échangeur de chaleur [9].

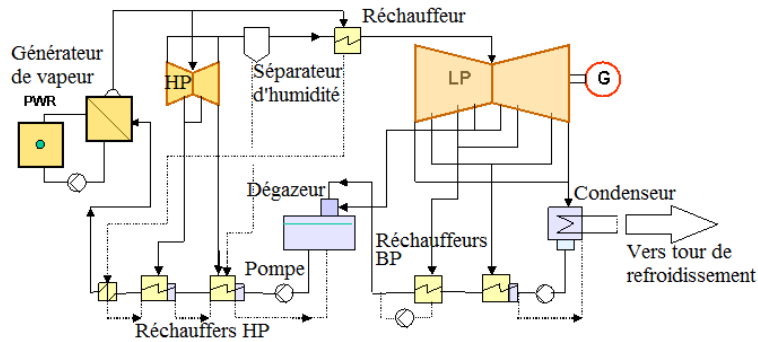


Figure 1-6 : Circuit de vapeur

1.4.2 Le réacteur EPR :

Le Evolutionary Power Reactor (Réacteur de puissance évolutionnaire) est un réacteur à eau ordinaire sous pression de conception évolutive, c'est-à-dire directement issu des lignées précédentes les plus modernes [10]. L'une des différences entre ce réacteur et d'autres types de réacteurs est la taille des importants composants (générateur de vapeur, pressuriseur, pompe à eau d'alimentation...) [11]. Dans ce type de réacteur, de l'eau légère est utilisée comme modérateur et liquide de refroidissement du cœur [12]. La cycle de puissance dans une centrale utilisant l'EPR est le cycle de Rankine. La différence réside dans l'arrêt de l'installation. L'une des contraintes des autres types de réacteurs est la chaleur résiduelle libérée par la désintégration des produits de fission. Elle présente un danger pour les ouvriers de la centrale. L'EPR, quant à lui, est équipé d'un récupérateur de corium.

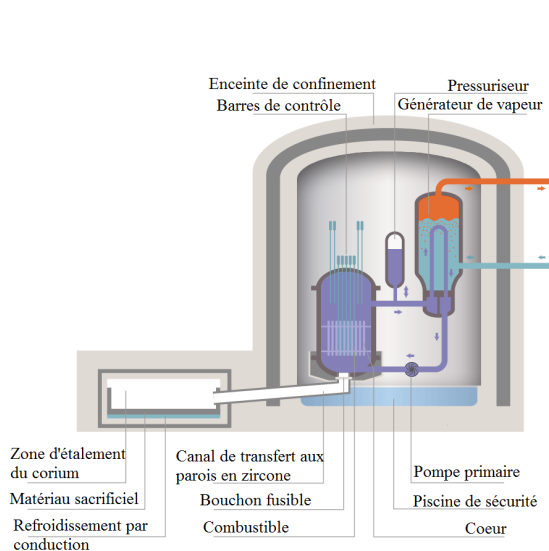


Figure 1-7 : Schéma d'un EPR

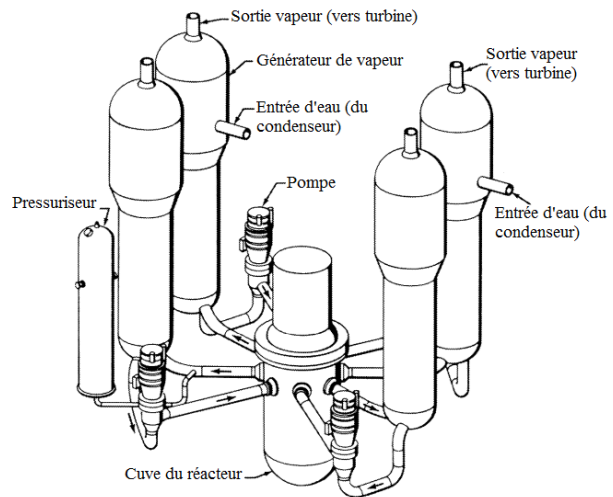


Figure 1-8 : Schéma des composants dans l'enceinte de confinement d'un EPR

Dans les centrales actuelles, si une brèche du circuit primaire a lieu, et le combustible n'est pas bien refroidi, il entre alors en fusion. Sa température aux alentours de 2500 degrés Celsius va faire fondre les structures internes de la cuve conduisant à un mélange de combustible, d'acier et de zirconium appelé corium. En cas d'accident, le corium s'écoule dans la chambre du récupérateur par le biais d'un canal de décharge. La chambre est refroidie par le dessous. Dès que la phase d'étalement est terminée, le corium est ensuite recouvert d'eau [13]. Dans la table 1-2, on présentera les caractéristiques générales d'un EPR [14].

Table 1-2 : Caractéristiques générales d'un EPR

Données générales	Puissance thermique P_{th}	4590 MWth
	Puissance électrique brute	1770 MWe
	Puissance électrique nette	1650 MWe
	Rendement net de la centrale η_c	36 %
	Durée de vie	60 ans
	Liquide de refroidissement primaire	Eau légère
	Liquide de refroidissement secondaire	Eau légère
	Modérateur	Eau légère
	Cycle thermodynamique	Rankine
Turbine	Vitesse de rotation	1500RPM
Alternateur	Voltage	24 kV
	Fréquence	50 Hz

1.4.2.1 Le circuit d'eau secondaire :

La vapeur quitte le générateur de vapeur vers la turbine HP où elle se détend. Puis elle passe dans deux unités de séparateur-réchauffeur où elle est séchée avant d'être réchauffée. La vapeur se détend encore dans des turbines MP et BP.

Après expansion dans la turbine BP, la vapeur est admise dans le condenseur. Le condensat est d'abord chauffé à basse pression puis pompé vers un dégazeur. Le condensat est ensuite pompé puis chauffé par trois pompes à haute pression pour être enfin admis dans le générateur de vapeur. Le chauffage haute pression se fait en utilisant de la vapeur extraite des turbines [14].

1.4.2.2 Le système de refroidissement du réacteur (RCS : Reactor Coolant System) :

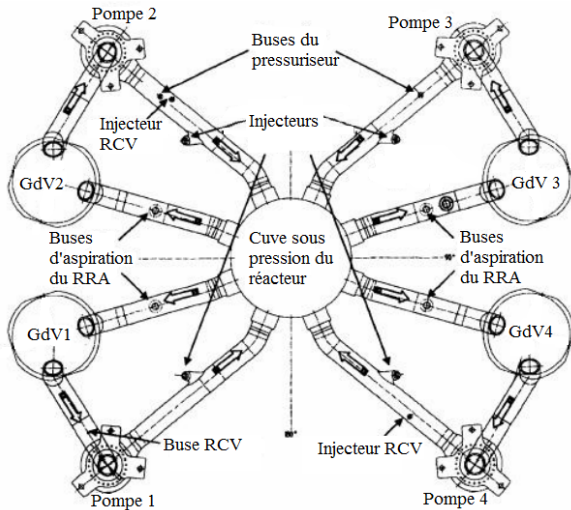


Figure 1-9 : Système de refroidissement du réacteur ; GdV : Générateur de Vapeur, RRA : Refroidissement du réacteur à l'arrêt, RCV : Circuit de contrôle chimique et volumétrique du réacteur

Table 1-3 : Caractéristiques du système de refroidissement du réacteur

Débit du liquide de refroidissement primaire	33978 kg/s
Pression de fonctionnement dans le réacteur	15.5 MPa
Température du liquide de refroidissement à l'entrée du cœur	295.2 °C
Température du liquide de refroidissement à la sortie du cœur	330 °C

Le système de refroidissement du réacteur est le système responsable du refroidissement dans le circuit primaire. Dans un EPR, le refroidissement du cœur se fait par quatre circuits chacun avec sa propre pompe. L'eau du RCS Est de haute qualité et déminéralisée. Le RCS comprend la cuve du réacteur avec ses composants internes, le pressuriseur, les quatre pompes du circuit primaire et une partie des quatre générateurs de vapeur. Il est constitué également d'autres systèmes auxiliaires comme le RCV (circuit de contrôle volumétrique et chimique). La table 1-3 présente les caractéristiques du système de refroidissement du réacteur.

1.4.2.3 Cœur du réacteur :

Le cœur est constitué principalement d'un faisceau de 241 assemblages de combustible. L'EPR est conçu pour être utilisé avec UO₂ comme combustible, mais il peut être chargé jusqu'à 50% de MOX.

Chaque assemblage a une hauteur active de 4.2m et une forme de réseaux à mailles carrées de 17x17 contenant 265 crayons et 24 tubes guides. Les crayons sont fixés grâce à des grilles de maintien (grilles de mélange), huit grilles en M5 et deux en Inconel. Les crayons sont fabriqués en pastilles céramiques UO₂ avec un gainage en Zircaloy. Certains assemblages peuvent contenir un absorbant combustible (Gd₂O₃) pour réduire un excès de réactivité. Le cœur est également muni de 89 barres de contrôle. Ces barres ont une tubulure en acier inoxydable et contiennent des matériaux qui absorbent les neutrons (matériau hybride contenant Ag-In-Cd et BC₄). L'eau du circuit primaire contient de l'acide borique (H₃BO₃) pour absorber les neutrons. Dans la table 1-4 sont présentées les caractéristiques du cœur du réacteur.

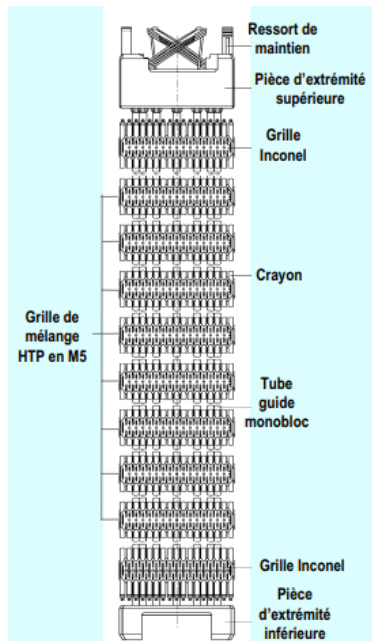


Table 1-4 : Les caractéristiques du cœur du réacteur

Hauteur des assemblages	4.2m
Flux de chaleur moyen	16.67 kW/m
Matériau du combustible	UO ₂ et MOX
Diamètre extérieur des gaines du combustible	9.5mm
Assemblage des crayons	17x17
Nombre d'assemblages	241
Absorbant combustible	Gd ₂ O ₃
Matériaux des barres de contrôle	Hybride (Ag-In-Cd/BC ₄)
Absorbeur de neutrons	H ₃ BO ₃

Figure 1-10 : Assemblage de combustible d'un EPR ; HTP : High Thermal Performance

1.4.2.4 Cuve du réacteur :

La cuve du réacteur a une forme cylindrique avec un fond hémisphérique soudé. Le couvercle hémisphérique est situé en tête de la cuve. Le refroidissement se fait par quatre circuits. Le liquide de refroidissement entre à travers les quatre entrées disponibles et circule dans l'espace annulaire entre le cœur et la paroi intérieure de la cuve. Un dispositif est utilisé pour homogénéiser le flux et permettre au liquide de refroidissement de traverser le cœur verticalement. Ce dispositif est boulonné à la plaque de support inférieure. Le liquide de refroidissement sort par quatre sorties. Le cœur est également entouré d'un réflecteur de neutrons. La cuve est isolée thermiquement pour diminuer les déperditions dans le bâtiment du réacteur.

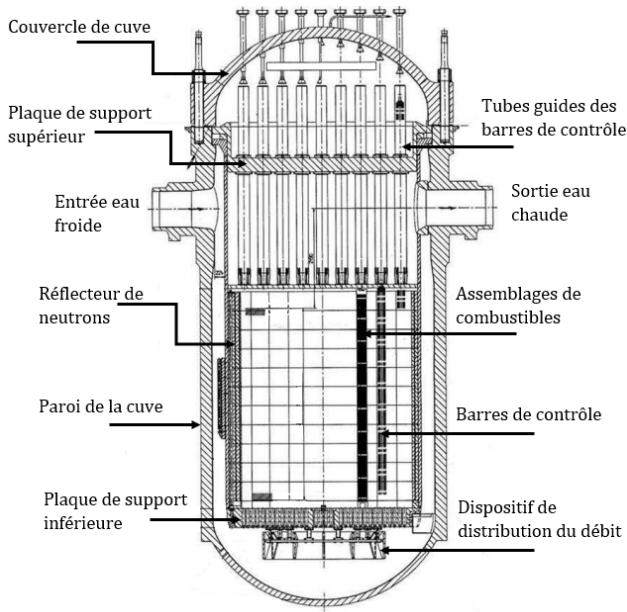


Table 1-5 : Les caractéristiques de la cuve du réacteur

Diamètre intérieur de la coque cylindrique	4870 mm
Épaisseur de la coque cylindrique	250 mm
Pression nominale	17.6 MPa
Température nominale	351 °C
Matériau	Acier 16MND5
Hauteur totale à l'intérieur	13083 mm
Poids transporté	520 t

Figure 1-11 : Cuve sous pression du réacteur et ses composants internes

1.4.2.5 Générateur de vapeur :

Le générateur de vapeur est un échangeur de chaleur avec des tubes en U. L'eau venant du réacteur entre dans la chambre chaude et circule dans les tubes en U. L'eau du circuit secondaire entre dans l'échangeur, puis elle est distribuée et mélangée avec l'eau provenant du sécheur. Elle s'écoule ensuite vers le fond de l'échangeur puis elle remonte vers le haut où elle devient vapeur. Environ 25% de l'eau secondaire est transformée en vapeur, le reste est recirculé [16]. L'économiseur axial, à l'aide d'une enveloppe double, fait en sorte à ce que l'eau provenant du condenseur est envoyée au côté froid de l'échangeur tandis que l'eau recirculée est envoyée au côté chaud. Une plaque sépare le côté froid du côté chaud. 90% de l'eau recirculée est envoyée au côté chaud et le reste au côté froid. L'enveloppe double s'étend uniquement sur la moitié de l'échangeur faisant un angle de 180°. Ses caractéristiques sont [14] [15] [16] :

Table 1-6 : Caractéristiques du générateur de vapeur

Type	Tubes en U avec économiseur axial
Nombre	4
Surface extérieure totale des tubes	7960 m ²
Nombre de tubes	5980
Diamètre extérieur d'un tube	19 mm
Matériau des tubes	Inconel 690
Poids transporté	550 t

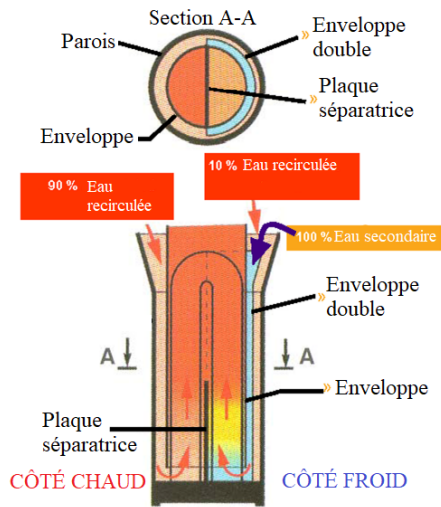


Figure 1-12 : Principe de fonctionnement de l'économiseur axial

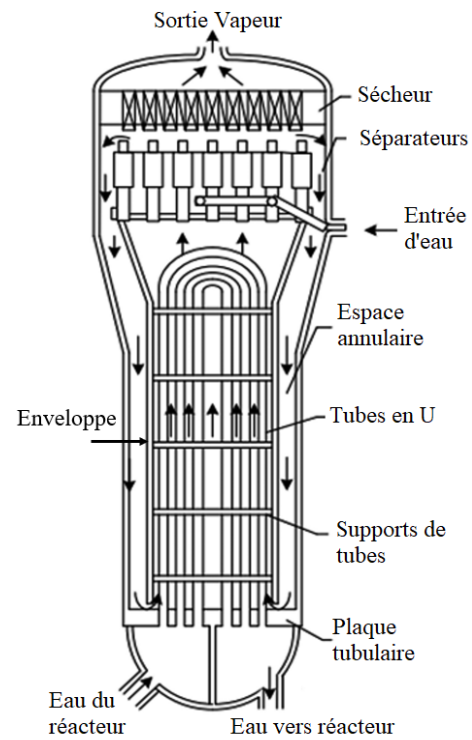


Figure 1-13 : Schéma du générateur de vapeur

1.4.2.6 Système de pompage du circuit primaire :

Les pompes primaires du liquide de refroidissement du circuit primaire sont verticales, à étage unique et entraînées à l'aide d'un moteur triphasé et refroidi à l'air. Le boîtier des pompes est fabriqué en acier austénitique inoxydable.

1.4.2.7 Pressuriseur :

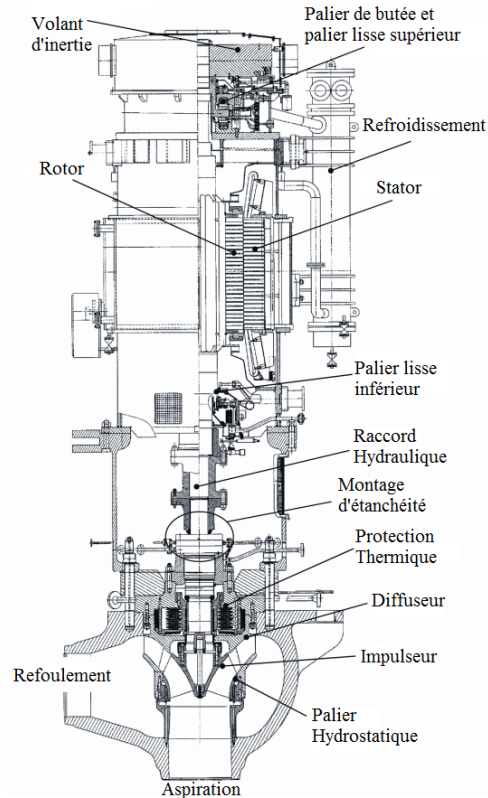


Figure 1-14 : Schéma d'une pompe primaire

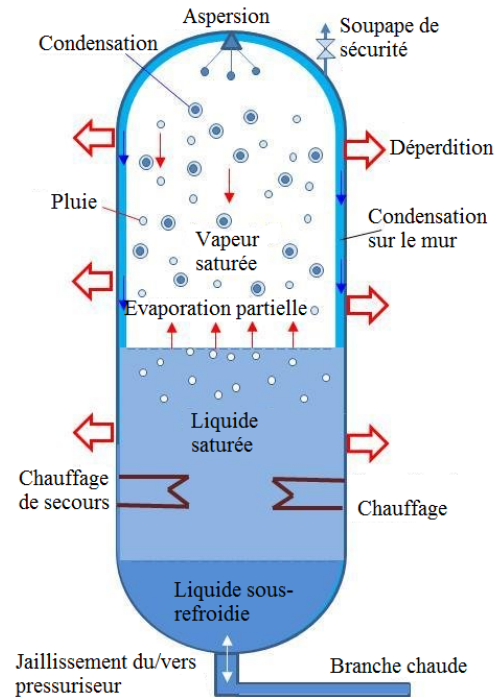


Figure 1-15 : Principe de fonctionnement du pressuriseur

Le pressuriseur d'un EPR diffère des pressuriseurs conventionnels uniquement par ses dimensions, il est plus grand dans l'EPR. Le pressuriseur est constitué d'une coque cylindrique fermée des deux extrémités par deux hémisphères. Il est fabriqué en acier ferritique et ses parois internes sont munies d'un revêtement austénitique inoxydable [14] [15].

Dans le refroidissement du cœur, on doit s'assurer que l'eau est à l'état liquide, si elle devient vapeur alors le coefficient d'échange thermique chute et le refroidissement du cœur sera par conséquent mauvais. Pour ce faire, l'eau doit être maintenue sous une pression supérieure à la pression de saturation à sa température maximale dans le cœur. Cette pression doit également être régulée pour ne pas dépasser des seuils imposants d'importantes contraintes mécaniques. Le pressuriseur assure ces fonctions.

Le pressuriseur est installé sur l'une des branches chaudes (transportant l'eau sortante de la cuve) reliant la cuve aux générateurs de vapeur. En général, la température de l'eau ne dépasse pas les 330 °C. Sa pression est maintenue à 155 bars, ce qui correspond à une température de saturation de 345 °C. Le côté supérieur du pressuriseur est occupé par de la vapeur qui est dans un équilibre thermique et hydrodynamique avec l'eau. Un système de chauffage est installé pour compenser les déperditions de chaleur. Si la pression dans le circuit primaire augmente, un jaillissement vers le pressuriseur a lieu, et si elle décroît le jaillissement provient du pressuriseur [18] [19].

Dans le cas où l'eau jaillit vers le pressuriseur, l'aspersion introduit des gouttelettes d'eau sous-refroidies provenant de l'eau refoulée par les pompes du circuit primaire. Durant la chute de ces gouttelettes, la vapeur se condense sur leur surface en augmentant leur chaleur sensible et en diminuant leur pression. La vapeur se condense également sur la paroi du pressuriseur. La pression de la vapeur se trouve alors diminuée. Dans l'autre cas, où l'eau jaillit vers la branche chaude, l'évaporation partielle à l'interface eau vapeur et la chaleur générée par le chauffage de secours augmentent la quantité de vapeur. La pression augmente par la suite [18] [19].

1.5 Systèmes de refroidissement :

L'eau est indispensable pour le bon fonctionnement d'une tour de refroidissement. On distingue deux types de systèmes de refroidissement [20] :

1.5.1 En circuit ouvert :

Un milieu aquatique (rivière, mer, océan...) est utilisé pour prélever de l'eau qui va traverser les tubes du condenseur. Un transfert de chaleur a lieu et l'eau prélevée se trouve chauffée. Elle est par la suite rejetée dans le milieu aquatique, accompagnée de la chaleur qu'elle a acquise.

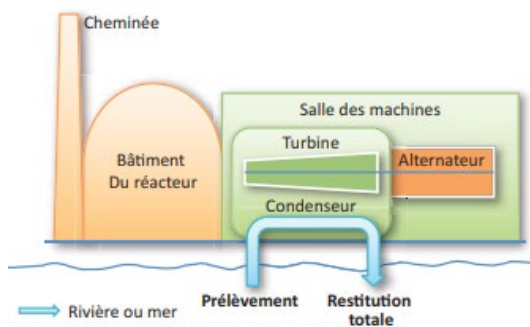


Figure 1-16 : Centrale nucléaire en circuit ouvert

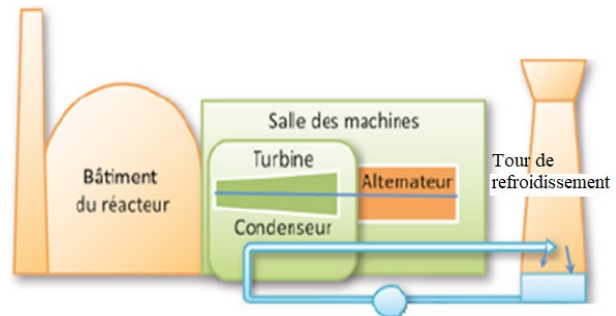


Figure 1-17 : Schéma d'une centrale en circuit fermé

Une partie de l'eau prélevée est utilisée pour alimenter des dispositifs auxiliaires comme : échangeurs de chaleur assurant le refroidissement du réacteur à l'arrêt, le circuit de protection contre l'incendie, la station de production de l'eau déminéralisée... [20]

1.5.2 En circuit fermé :

La chaleur provenant du condenseur est dissipée dans l'air atmosphérique. Cet échange de chaleur a lieu dans des tours de refroidissement. Cependant, l'eau d'un milieu aquatique peut être utilisée pour compenser l'eau évaporée et celle purgée (on dit eau d'appoint pour l'eau de compensation). La purge est utilisée pour limiter la concentration de sels minéraux dans le circuit de refroidissement [21]. Une partie de l'eau prélevée s'évapore à l'atmosphère et n'est donc pas restituée au cours d'eau [21]. La quantité d'eau évaporée est proportionnelle à l'énergie produite par la centrale.

1.5.3 Tour de refroidissement :

Une tour de refroidissement est un dispositif utilisé pour évacuer la chaleur d'un flux d'eau chaude provenant d'un condenseur vers l'atmosphère [22][23] (c'est donc un type d'échangeur de chaleur [23]). L'eau est ensuite soit évacuée vers l'atmosphère ou bien recirculée et réutilisée. Les tours de refroidissement sont utilisées dans les raffineries de pétrole, usines chimiques et pétrochimiques, centrales thermiques, CVCA (chauffage, ventilation et climatisation ; *HVAC* en anglais, *Heating, Ventilation and Air Conditioning*).

Une tour de refroidissement utilise l'air atmosphérique pour refroidir de l'eau, pour ce faire, elle peut utiliser le refroidissement par évaporation, on parle ainsi de tour de refroidissement humide, comme elle peut utiliser uniquement la convection, c'est donc une tour de refroidissement sèche [23].

1.5.3.1 Tour de refroidissement sèche :

Dans les lieux où les ressources en eau sont limitées, les tours de refroidissement sèches sont utilisées. L'eau chaude provenant du condenseur circule dans des tubes minces exposés à un flux d'air ambiant circulant autour d'eux. Ce type de tours de refroidissement a un rendement faible [23].

1.5.3.2 Tour de refroidissement humide :

Les tours de refroidissement humide utilisent le refroidissement par évaporation (refroidissement évaporatif) pour refroidir l'eau. L'eau chaude arrive dans la tour et est pulvérisée sur un garnissage. L'air traverse aussi le garnissage. Lorsque l'air entre dans la tour, il est insaturé, il entre en contact avec de l'eau chaude pulvérisée et il absorbe la vapeur pour se saturer. Au fur et à mesure que l'air traverse la tour, sa température augmente. Il existe principalement deux types de tours humides, des tours à tirage mécanique et des tours à tirage naturel [23] :

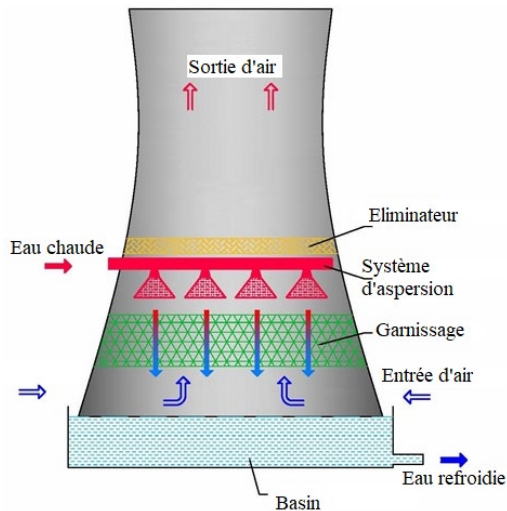


Figure 1-18 : Tour de refroidissement humide à tirage naturel

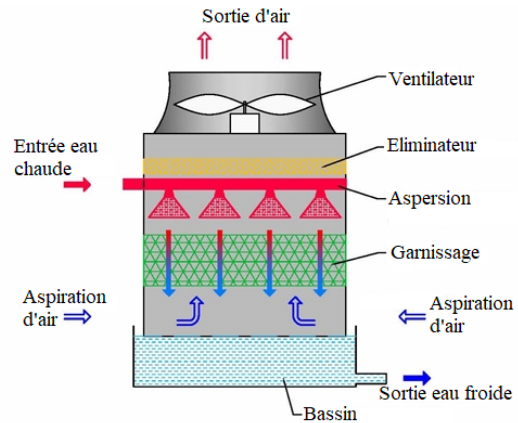


Figure 1-19 : Tour de refroidissement humide à tirage induit

Dans les tours à tirage naturel, l'air traverse la tour sous l'effet de la variation de pression induite par une variation de densité entre l'air chaud et humide dans la tour et l'air relativement froid en dehors de la tour. Lorsqu'on place un ventilateur pour faire circuler l'air, on dit que le tirage est mécanique. Il est forcé si les ventilateurs sont placés en bas de la tour, ou induit s'ils sont placés en haut de la tour.

1.5.4 Les principaux composants des tours de refroidissement :

1.5.4.1 Le garnissage :

Les garnissages des tours de refroidissement modernes sont fabriqués en PVC (Polychlorure de vinyle) traité par des procédés de moulage sous vide ou par injection plastique. Les garnissages doivent avoir une structure solide, être chimiquement inactifs, résistants aux feux, résistants à l'encrassement et à l'érosion, et ils doivent également avoir une faible résistance aux écoulements d'air.

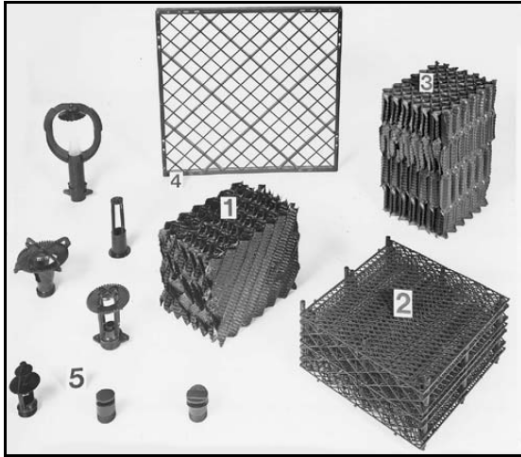


Figure 1-20 : Garnissage utilisé dans l'échange à film (1,3) ou à gouttelettes (2,4). (5) Buses de pulvérisation



Figure 1-21 : Système de distribution d'eau

L'objectif principal des garnissages à film est de produire une large surface d'échange en laissant l'eau s'écouler sur la surface du garnissage. Contrairement au garnissage à gouttelettes où des lattes sont utilisées pour éclater à plusieurs reprises les gouttelettes d'eau descendantes. Ce type d'échange a pour but de refroidir de plus petites gouttes et il est souvent utile dans le cas d'eaux travaillantes à haute température. Le garnissage à film permet d'utiliser des vitesses d'air plus importantes que le garnissage à gouttelettes et empêche le phénomène de transport de gouttelettes [24].

1.5.4.2 Système de distribution d'eau :

La distribution d'eau sur le garnissage est assurée par des rampes de pulvérisation (rampes de dispersion). L'eau est pulvérisée sur le garnissage à basse pression ou à pression atmosphérique. Dans les grandes tours à tirage naturel, la pulvérisation se fait à basse pression ; de 5 kPa jusqu'à 15 kPa. Dans les tours à tirage mécanique, la pression de pulvérisation peut être proche de la pression atmosphérique (100 kPa). Il faut faire en sorte à ce que la pulvérisation est uniforme, ceci est réalisable en équilibrant les pertes de charge dans les rampes [24].

1.5.4.3 Séparateur de gouttelettes :

Appelé également : pare-gouttelettes, éliminateur de gouttes, ou encore dévésiculateur. Dans les tours de refroidissement humides, au fur et à mesure que l'air traverse la tour, il emporte avec lui des gouttelettes qui contiennent des impuretés et des composés chimiques nocifs pour l'environnement [24]. Des séparateurs de gouttelettes sont installés juste après la zone d'aspersion permettant de capter et piéger ces gouttelettes. Le principe est simple, les changements de direction à grande vitesse de l'écoulement d'air aident à piéger les

gouttelettes d'eau dans le séparateur, et sous l'effet de la gravité, elles retombent vers le garnissage.

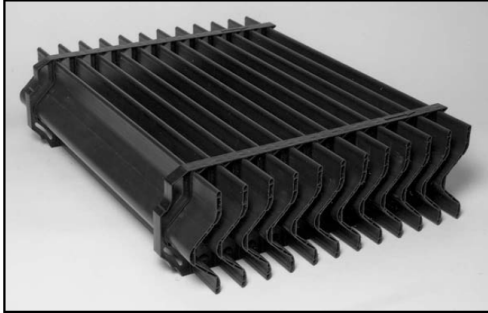


Figure 1-22 : Séparateur de gouttelettes

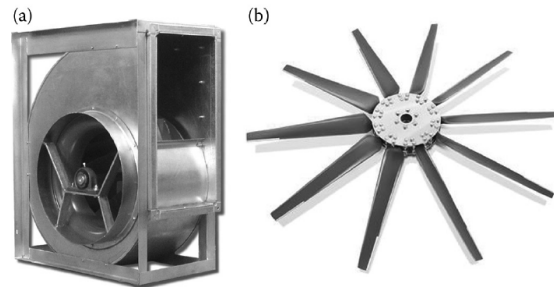


Figure 1-23 : a) ventilateur centrifuge b) ventilateur axial

1.5.4.4 Le ventilateur :

Deux types de ventilateurs sont utilisés dans les tours de refroidissement : les ventilateurs axiaux et les ventilateurs centrifuges [25]. Les deux types peuvent être utilisés dans les tours à tirage forcé, mais uniquement les ventilateurs axiaux sont utilisés dans les tours à tirage induit. Dans un ventilateur centrifuge, la direction de sortie de l'écoulement d'air est perpendiculaire à sa direction d'entrée. Contrairement à un ventilateur axial où l'air passe directement à travers le ventilateur sans changer de direction.

Pour les ventilateurs centrifuges ayant des aubes incurvées vers l'arrière, la puissance est maximale pour des valeurs entre 60% et 80% du débit maximal réalisable. Cependant dans les ventilateurs à aubes incurvées vers l'avant, la consommation de puissance augmente en augmentant le débit, on risque alors de surcharger le moteur ou de le surdimensionner entraînant ainsi d'importantes pertes financières. Ce qui n'est pas le cas dans les ventilateurs à aubes incurvées vers l'arrière, où toute augmentation du débit au-delà du point de rendement maximal entraînera une diminution de consommation (courbe de puissance à autolimitation) et le moteur peut être dimensionné d'une manière sûre. Toutefois, les ventilateurs centrifuges à aubes incurvées vers l'avant sont les plus utilisés dans les tours de refroidissement vu leur taille relativement réduite et leurs faibles coûts de fabrication.

Les ventilateurs utilisés dans les tours de refroidissement opèrent à de faibles vitesses de rotation, sauf pour quelques petits ventilateurs centrifuges directement couplés au moteur qui peuvent opérer à des vitesses de rotation de 1750-1800 RPM.

1.5.4.5 Le bassin de rétention :

Dans les tours humides, des bassins sont installés en bas de la tour pour recueillir l'eau refroidie. Cette eau est canalisée vers des pompes où elle va être pompée vers les condenseurs [26].

Les pompes de circulation situées dans le bassin peuvent être installées soit verticalement soit horizontalement. Les pompes verticales sont utilisées avec des bassins souterrains, si le bassin est au-dessus du sol, le choix est porté sur les pompes horizontales.

Le bassin doit également être équipé d'un système de régulation pour compenser les pertes en eau. Ce régulateur peut être mécanique ou électronique. Des capteurs sont également installés pour éviter les débordements. Les bassins sont souvent fabriqués en : acier galvanisé, acier inoxydable, polyesters ou béton. Une submersion minimale est recommandée pour éviter la formation des vortex. Si cette submersion ne peut pas être respectée, des techniques existent pour empêcher leur formation.

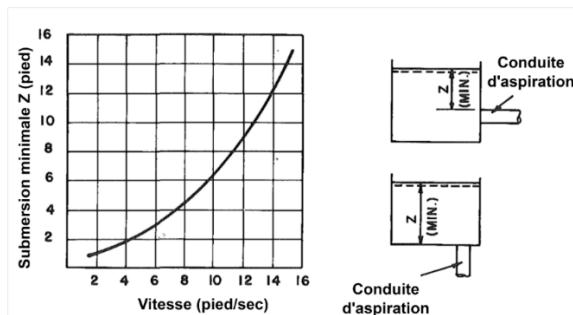


Figure 1-24 : Hauteur de submersion minimale recommandée en fonction de la vitesse

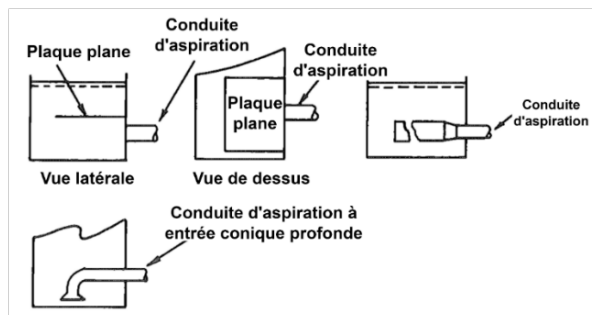


Figure 1-25 : Techniques utilisées pour empêcher la formation des vortex

1.5.4.6 Moteurs :

Dans les tours de refroidissement à tirage mécanique, un moteur électrique est utilisé pour faire tourner le ventilateur. Deux types de moteurs sont utilisés dans les tours de refroidissement [25] :

- Moteur totalement fermé et ventilé (TEFC : Totally Enclosed Fan-Cooled) : L'arbre du moteur s'étend du carter et entraîne le ventilateur.
- Moteur totalement fermé à circulation d'air (TEAO : Totally Enclosed Air Over) : Le bobinage est confiné dans une enceinte étanche et le carter est muni d'ailettes pour permettre la dissipation de la chaleur vers l'air.

Lorsque le moteur doit être placé dans l'écoulement d'air de la tour, le moteur TEAO est utilisé. Sinon, le choix est porté sur le moteur TEFC. L'avantage de ces deux types de moteurs c'est qu'ils permettent une surcharge de 15% sans défaillances. L'utilisation d'un moteur classé éconergétique (energy-efficient motor) au détriment d'un moteur classé Standard réduira la consommation d'énergie d'environ 4.6-6.8% dépendamment de la taille du moteur. L'utilisation d'un moteur classé superéconergétique (premium efficiency) permet une réduction supplémentaire de 1-3% dépendamment de la taille du moteur, mais le choix de cette classe est rarement justifié pour les tours de refroidissement vu leur prix élevé. Les moteurs doivent permettre un basculement rapide entre marche et arrêt pour le contrôle de capacité, c'est pour cela que lors du choix d'un moteur il faut tenir compte du nombre de mises en marche possibles par heure et le temps entre deux mises en marche successives. À cause de ces mises en marche et mises en arrêt fréquentes, le problème d'usure survient. Pour le réduire, un moteur à deux vitesses est utilisé dans le cas où la transmission se fait par courroie, ces moteurs peuvent être à double ou simple bobinage. Cependant, c'est toujours possible d'installer deux moteurs séparément (un fonctionnant à grande vitesse et l'autre à faible vitesse) au lieu d'installer un moteur à deux vitesses.

1.5.4.7 La transmission mécanique :

Deux systèmes de transmission mécanique sont utilisés [25] :

Transmission par courroie : le système poulie-courroie transmet la puissance en réduisant la vitesse. Historiquement, les courroies trapézoïdales sont utilisées pour entraîner le ventilateur. Les courroies trapézoïdales crantées permettent une amélioration du rendement de transmission de puissance d'environ 3% par rapport aux courroies trapézoïdales non crantées.

Transmission par engrenages : un arbre relie le moteur à une boîte à vitesse. Cette boîte à vitesse permet de transmettre la puissance du moteur vers le ventilateur en changeant l'axe de rotation de 90° (axe horizontal vers un axe vertical) et en réduisant la vitesse de rotation. Les engrenages sont plus répandus dans les grandes tours utilisant un ventilateur d'une puissance dépassant 50 CV. Les engrenages les plus utilisés sont les engrenages hélicoïdaux. La durée de vie des systèmes de transmission par engrenages dépend de l'usure des engrenages et de la durée de fonctionnement. L'association américaine des fabricants d'engrenages (AGMA : American Gear Manufacturers Association) a publié la norme 420 pour spécifier les exigences relatives aux réducteurs de vitesse à engrenages. Le CTI (Cooling Technology Institute) a publié la norme 111 pour la détermination des facteurs de service spécifiques aux tours de refroidissement. Les roulements sont choisis de telle sorte à respecter une durée de vie de 100000 heures L10 (une durée de vie L10 est la durée de vie pendant laquelle au moins 90% des roulements seront toujours fonctionnels). Cette durée de vie proposée est peu coûteuse, mais elle assure que les engrenages n'auront besoin d'un changement qu'après 15-25 années. Il faut également prévoir un système de lubrification pour ce type de transmission.

Une alternative à ces deux types de transmission est la transmission directe avec moteur et régulateur à vitesse variante introduit par Baldor Electric Co. Ce moteur TEAO est conçu spécialement pour être utilisé dans les tours de refroidissement. Il est monté verticalement et couplé directement à l'arbre du ventilateur.

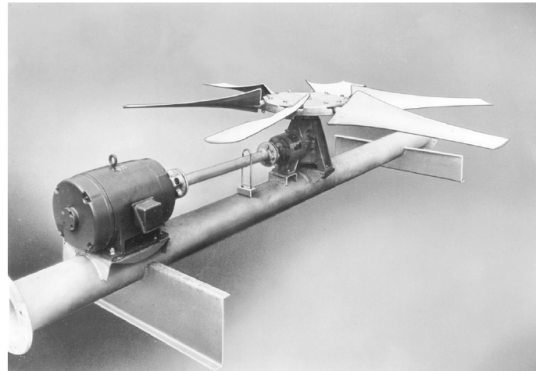


Figure 1-26 : Transmission par engrenages et réducteur de Vitesse

1.6 Revue de la bibliographie :

En juin 2013, **Jin et al.** [27] ont effectué une simulation numérique à trois dimensions à l'aide du logiciel commercial Fluent pour déterminer la performance thermique d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel. Après validation, la simulation est refaite mais cette fois-ci pour une tour de refroidissement de 220m de hauteur destinée à être utilisée dans une centrale nucléaire. Les résultats montrent que la température de sortie de l'eau augmente et le débit d'air diminue lorsque le débit d'eau augmente.

En janvier 2016, **He et al.** [28] comparent les performances annuelles de trois types de tours de refroidissement à tirage naturel : une tour de refroidissement sèche, une tour de refroidissement sèche humide et une tour de refroidissement humide. Les résultats obtenus montrent que les conditions atmosphériques affectent les performances des tours, et que la tour de refroidissement humide à tirage naturel permet la plus grande évacuation de chaleur suivie de la tour sèche humide puis de la tour sèche. La tour sèche humide permet une augmentation de 46% de chaleur rejetée par rapport à la tour sèche au mois le plus chaud, et elle permet aussi une baisse de 70% d'eau consommée par MW de chaleur rejetée par rapport à la tour humide.

En juin 2016, **Alavi et Rahmati** [29] étudient les performances d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel à contre-courant sous des conditions de présence et d'absence de vent transversal créé par une installation dédiée à cet effet. Cette étude se concentre sur l'effet de la vitesse du vent transversal, la température de l'eau à l'entrée et le débit d'eau sur la différence de température et le rendement de la tour en question. Une analyse de régression a été établie pour dériver des équations mathématiques. Les équations mathématiques sont utilisées pour recommander des procédures à suivre pour atteindre les conditions de fonctionnement optimales des tours de refroidissement humide à tirage naturel.

En août 2016, **Rahmati et al.** [30] ont fait varier expérimentalement le débit massique de l'air, la température de l'eau chaude, le débit d'eau et le nombre d'étages du garnissage pour

étudier leur influence sur les performances d'une tour de refroidissement. En particulier, cet article se concentre sur l'effet du nombre d'étages et la densité du garnissage. Les résultats montrent que le rendement est en relation direct avec la température de l'eau chaude, le nombre d'étages, et le débit d'air, mais il diminue avec l'augmentation du débit d'eau. L'imagerie thermique est utilisée pour visualiser et déterminer la distribution de température dans la tour. Enfin, des équations mathématiques sont dérivées à l'aide d'une analyse de régression des données mesurées.

En janvier 2017, **Gao et al.** [31] ont utilisé un modèle expérimental pour calculer le coefficient de transfert thermique et le flux de chaleur rejeté lorsque le vent transversal est absent et lorsqu'il a une vitesse de 0.4 m/s, et ce pour différentes dispositions du garnissage. Cinq dispositions ont été prises dans cet article, une disposition uniforme et quatre dispositions non uniformes. Les résultats montrent que dans l'absence du vent transversal, le coefficient de transfert thermique et le flux de chaleur rejeté ont augmenté de 40% et 28% respectivement pour la disposition optimale non uniforme du garnissage par rapport à la disposition uniforme du garnissage. Il a également été trouvé que la disposition optimale non uniforme peut compenser la dégradation de performance de la tour lorsque la vitesse du vent transversal est de 0.4m/s.

En mai 2017, **Opris et al.** [32] proposent une méthode pour le dimensionnement d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel. Les paramètres considérés sont : la disposition du garnissage et les conditions atmosphériques. Dans l'étude, la tour est divisée en trois zones. L'étude utilise des modules en bloc pour les trois zones et pour les propriétés de l'air à l'entrée et à la sortie.

En novembre 2017, **Lee** [33] a évalué des tours de refroidissement d'une centrale standard utilisant le réacteur APR1400 pour tester le logiciel SACTI2 (Seasonal/Annual Cooling Tower Impacts version 2). Des données météorologiques annuelles fournies par la station météorologique Spokane International Airport, WA, USA ont été utilisées pour évaluer l'impact environnemental. L'effet du changement de la forme de la tour sur l'environnement a été analysé. Les conditions de test ont été créées en faisant varier plusieurs paramètres : l'arrangement des tours, la distance entre les tours, débit d'air par tour...

En janvier 2018, **Kong et al.** [34] ont fait une étude expérimentale sur les phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans une tour de refroidissement humide à contre-courant utilisant un nouveau type de garnissage avec une mousse en céramique (FCP-08). L'étude s'intéresse principalement à l'effet du rapport des débits eau-air sur les transferts de chaleur et de masse pour différentes températures d'entrée de l'eau. Les résultats obtenus sont comparés à la littérature et montrent que ce type de surface d'échange est meilleur.

En février 2018, **Miao et al.** [35] ont établi et validé un modèle numérique à trois dimensions pour l'optimisation des performances de refroidissement pour une tour de refroidissement humide à tirage naturel avec collecteur d'eau haut niveau et une tour de refroidissement humide à tirage naturel ordinaire sous les conditions de fonctionnement de la centrale électrique de Wanzhou. Trois types de garnissages sont utilisés et quatre hauteurs sont considérées (1.25m, 1.5m, 1.75m et 2m). Les résultats montrent qu'une surface d'échange de type courbe en S présente le meilleur rendement. En plus, les performances de la tour à collecteur sont meilleures que celles de la tour sans collecteur pour des hauteurs supérieures ou égale à 1.75m.

En mars 2018, **Gao et al.** [36] ont réalisé un essai sur terrain d'une tour de refroidissement humide à collecteur d'eau haut niveau d'une unité de 1000MW pour étudier sa performance thermique sous des conditions de vent transversal. Dans cet article, Gao et al. ont déterminé l'influence du vent transversal sur : le nombre de Merkel, la différence de température d'eau entre l'entrée et la sortie et la distribution de température de l'air au-dessus des éliminateurs. À travers les résultats, Gao et al. ont trouvé qu'une augmentation de la vitesse du vent transversal a un effet néfaste sur la performance thermique et l'uniformité de la distribution de la température de l'air dans la tour. L'effet de la direction du vent est également étudié.

En mai 2018, **Zhou et al.** [37] ont utilisé un modèle d'une tour de refroidissement humide dans une étude expérimentale pour étudier le coefficient de trainée et la performance thermique (différence de température de l'eau entre l'entrée et la sortie de la tour, coefficient de transfert thermique, nombre de Merkel...) de dispositions non uniformes du garnissage sous des conditions de présence de vent transversal. Il a été trouvé qu'une disposition non uniforme du garnissage permet d'alléger l'effet néfaste du vent transversal sur les tours de refroidissement humide. Cette étude a montré que la disposition optimale varie selon le résultat souhaité, une meilleure économie d'eau est souhaitée, ou bien une meilleure performance thermique.

En juillet 2018, **Ayoub et al.** [38] présentent un modèle d'une tour de refroidissement basé sur les lois de conservation thermodynamique. L'effet du changement climatique (augmentation des températures moyennes) sur la capacité des tours de refroidissement à rejeter la chaleur et sur la génération de l'électricité est étudié. Par ailleurs, une analyse des coûts d'une tour de refroidissement compte tenu des prévisions d'augmentation de la température de l'air est effectuée. Un exemple du modèle est présenté. Les résultats montrent une baisse importante de l'efficacité de la tour de refroidissement et de la génération d'électricité, et ceci même pour une faible augmentation de la température atmosphérique en dessus de la température de conception de la tour. Cependant, l'analyse des coûts réalisée montre que même pour la plus grande augmentation de température d'air atmosphérique, ce n'est pas nécessaire d'augmenter la hauteur de la tour.

En octobre 2018, **Weia et al.** [39] proposent une tour de refroidissement hybride à tirage naturel pour combiner les effets des tours humides et sèches, en améliorant les performances de refroidissement durant les jours chauds et en éliminant le panache pour éviter de polluer l'environnement. Un algorithme utilisant les équations de transfert de masse et de chaleur est développé. Une comparaison est faite entre ce système et d'autres systèmes de refroidissement pour une année entière.

En octobre 2018, **Chen et al.** [40] ont proposé une nouvelle méthode pour améliorer les performances d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel en installant des conduits d'air sous le garnissage. Un modèle numérique 3D a été établi et validé par la suite. En se basant sur le modèle numérique, le coefficient d'uniformité de la température et le débit d'air ont été déterminés pour évaluer l'effet des conduits d'air installés sur l'aérodynamique de la tour. La température de l'eau à la sortie de la tour a également été déterminée pour connaître l'effet des conduits d'air sur le refroidissement dans la tour. Les résultats ont montré que les conduits installés améliorent l'aérodynamique de la tour ainsi que le refroidissement, et que, cette amélioration est dépendante de la vitesse du vent transversal. Pour déterminer le mécanisme d'action de ces conduits, la distribution de la vitesse de l'air, le rapport des débits

air-eau, la température de l'air et la température de l'eau ont été déterminés sous des conditions d'absence et de présence de vent transversal.

En août 2019, **Nourania et al.** [41] ont fait une étude sur l'évaluation thermodynamique des tours de refroidissement humide et hybride de la raffinerie de Tabriz et de la centrale électrique de Ahwaz Ramin. L'article vise à établir un modèle mathématique en ajoutant une partie sèche à des tours de refroidissement humides (hybridation) pour réduire la consommation d'eau et réaliser des économies. Un script Matlab est utilisé pour résoudre les équations de transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissement à l'aide de la méthode de Runge Kutta d'ordre 4 (RK4). Pour valider la méthode, les résultats sont comparés à un autre travail. Enfin, les meilleures configurations pour les tours de refroidissement des centrales en question sont proposées.

En août 2019, **Song et al.** [42] ont utilisé une nouvelle approche par réseau de neurones artificiels pour prédire les performances de différentes tours de refroidissement humide à tirage naturel en utilisant la méthode de rétropropagation du gradient. Un réseau de neurones à rétropropagation du gradient a d'abord été développé à partir des données mesurées, et le reste des données ont été utilisées par le réseau pour prédire les performances de transfert de chaleur et de masse. Les résultats sont comparés avec ceux des expériences.

En octobre 2019, **Zhou et al.** [43] ont fait une expérience sur un modèle d'une tour de refroidissement humide fermée pour étudier les performances de cette tour à une température du bulbe humide proche de 0°C. L'effet du débit d'air, le débit d'eau de refroidissement et le débit d'eau pulvérisé sur le transfert de chaleur et de masse dans la tour ont été analysés.

En novembre 2019, **Wang et al.** [44] ont proposé une nouvelle méthode pour l'abattement du panache et la conservation d'eau dans les tours de refroidissement à tirage mécanique. Une nouvelle technologie de couplage est proposée et un échangeur de chaleur est dimensionné pour cet effet. La faisabilité de cette technologie a été vérifiée par une analyse thermodynamique.

En décembre 2019, **Mishra et al.** [45] ont fabriqué un modèle d'une tour de refroidissement utilisant une colonne de gel de silice à l'entrée d'air de la tour. L'expérience est faite avec trois modes opératoires avec variation de la vitesse de l'air et la température d'eau à l'entrée. Ces trois modes sont : absence de gel de silice, un seul maillage de gel, deux maillages de gel. Le but de cette étude est de réduire la température de sortie de l'eau et réduire le débit d'eau provenant du condenseur.

En décembre 2019, **Al-Dulaimi et al.** [46] ont fait une étude expérimentale et numérique sur la performance thermique des tours de refroidissement à tirage naturel. L'expérience a été faite sous des conditions de tirage naturel et forcé lorsqu'un ventilateur axial est ajouté à la tour de refroidissement humide à tirage naturel. Les paramètres de cette étude sont : l'épaisseur du garnissage (10 et 20 cm), la température d'eau à l'entrée de la tour (40, 50 et 60°C) et le débit volumique d'eau à l'entrée de la tour (5.68, 7.75 et 9.46 L/min). Les résultats montrent une meilleure performance lorsque la tour de refroidissement humide à tirage naturel est utilisée avec le ventilateur. La distribution de température de l'air et l'humidité relative ont été simulées numériquement par CFD en utilisant le logiciel commercial Ansys Fluent 15. Les résultats numériques et expérimentaux ont été validés par des résultats tirés de la littérature.

En mars 2020, **Ge et al.** [47] ont utilisé un script Matlab pour étudier la faisabilité de la reconstruction d'une tour de refroidissement humide en une tour de refroidissement sèche. Un modèle mathématique est établi et validé par la littérature. Un système comprenant un couplage entre une tour sèche ordinaire et deux tours sèches reconstruites avec deux unités de 660MWe d'électricité produite est présenté et analysé. Une analyse économique est également effectuée.

En octobre 2021, **Buryn et al.** [48] ont étudié l'influence des conditions atmosphériques (température de l'air, humidité relative de l'air ...) sur les performances des tours de refroidissement de deux unités de 905MWe chacune de la centrale électrique d'Opole en Pologne. Les pertes par dérive ont été distinguées des pertes par évaporation. Il a été remarqué qu'une augmentation de la température de l'air ambiant de 5°C (20-22°C vers 25-27°C) provoque une augmentation de la température de l'eau à la sortie de la tour. Dans une plage de puissance électrique variant de 400 à 900 MWe, les pertes en eau par évaporation varient de 400 à 600 tonnes par heure, en fonction des conditions atmosphériques. Pour la puissance moyenne de l'unité qui est de 576.6 MWe, les pertes par évaporation et par dérive par rapport au débit d'eau dans la tour, ont été par moyenne, 0.78% et 0.15% respectivement.

En janvier 2022, **Chen et al.** [49] proposent une méthode utilisant des coefficients de sensibilité pour prédire les performances d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel sous différentes conditions. Premièrement, les paramètres de performance sont déterminés itérativement dans des conditions d'absence de vent transversal en utilisant les lois de l'aérodynamique et des bilans d'énergie. Puis, la méthode de prédiction des performances thermiques sous des conditions de présence de vent transversal est présentée en utilisant deux coefficients de sensibilité trouvés par une analyse théorique et des résultats expérimentaux.

1.7 Conclusion :

On a vu à travers ce chapitre la définition de la réaction de fission nucléaire et le fonctionnement d'un réacteur nucléaire. Les trois filières de réacteurs ont été décrites, notamment le réacteur à eau légère, à eau lourde et le réacteur refroidit au gaz. Le choix du combustible, du modérateur et du fluide caloporteur définit chaque filière. Le réacteur EPR et ses composants ainsi que le réacteur NUR du CRND sont schématisés et présentés. Une courte description des tours de refroidissement et leurs composants a été faite. Enfin, le chapitre est clôturé par une revue de la littérature sur les travaux les plus récents sur les tours de refroidissement.

CHAPITRE 2

MODELISATION MATHEMATIQUE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT HUMIDE

CHAPITRE 2 MODELISATION MATHEMATIQUE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT HUMIDE

2.1 Introduction :

Depuis le travail initiateur de Merkel sur les tours de refroidissement, plusieurs scientifiques ont apporté leurs propres contributions aux tours de refroidissement. Dans ce chapitre, on tâchera de présenter les méthodes de Merkel, Poppe et ε -NTU utilisées dans les tours de refroidissement humides. On s'intéressera aux tours dans lesquelles le refroidissement se passe par film. La dérivation de chaque méthode est présentée en Annexe B.

2.2 Bilans de base :

Dans une tour de refroidissement humide, le transfert total d'enthalpie est [24] :

$$dQ = h_d \left[\frac{h}{c_{pma} h_d} (i_{mase} - i_{ma}) + \left(1 - \frac{h}{c_{pma} h_d} \right) i_v (w_{se} - w) \right] dA \quad (2.1)$$

$Le_f = St/St_m = h/(c_{pma} h_d)$ est le facteur de Lewis caractérisant le transfert de chaleur et de masse, avec St : le nombre de Stanton de transfert de chaleur et St_m : le nombre de Stanton de transfert de masse. À ne pas confondre avec le nombre de Lewis $Le = Sc/Pr$, avec Sc : le nombre de Schmidt et Pr : le nombre de Prandtl.

Le changement d'enthalpie de l'air doit être égal au transfert total d'enthalpie :

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{dQ}{dz} = \frac{h_d}{\dot{m}_a} \frac{dA}{dz} [Le_f (i_{mase} - i_{ma}) + (1 - Le_f) i_v (w_{se} - w)] \quad (2.2)$$

En introduisant le rapport entre la surface de l'interface d'échange sur le volume du garnissage (aire volumique) a_g :

$$dA = a_g A_{fr} dz \quad (2.3)$$

A_{fr} représente la surface de la section de coupe (surface frontale).

On obtient alors :

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_g A_{fr}}{\dot{m}_a} [Le_f(i_{mase} - i_{ma}) + (1 - Le_f)i_v(w_{se} - w)] \quad (2.4)$$

2.3 Méthode de Merkel

Les hypothèses posées par la méthode de Merkel sont :

- Facteur de Lewis égale à 1

À partir de l'équation (2.2) :

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_g A_{fr}}{\dot{m}_a} (i_{mase} - i_{ma}) \quad (2.5)$$

- La quantité d'eau évaporée est négligée dans le bilan d'énergie.

À partir de l'équation (B.5) :

$$\frac{dT_e}{dz} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} \frac{1}{c_{pe}} \frac{di_{ma}}{dz} \quad (2.6)$$

- L'air à la sortie du garnissage est saturé.

En combinant les deux dernières équations :

$$\begin{aligned} \frac{dT_e}{dz} &= \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} \frac{1}{c_{pe}} \frac{h_d a_g A_{fr}}{\dot{m}_a} (i_{mase} - i_{ma}) \\ \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} &= \frac{h_d a_g A_{fr}}{\dot{m}_e} dz \end{aligned} \quad (2.7)$$

Après intégration :

$$\int_{T_{es}}^{T_{ee}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} = \frac{h_d a_g L_g}{G_e} \quad (2.8)$$

Avec $G_e = \dot{m}_e/A_{fr}$: la densité du flux massique et L_g la hauteur du garnissage. T_{ee} et T_{es} : respectivement, température de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour de refroidissement.

Le coefficient adimensionnel $h_d a_g L_g / G_e$ est connu sous le nom de nombre de Merkel.

Dans la littérature, l'écriture suivante est utilisée :

$$Me = \frac{KaV}{L} \quad (2.9)$$

Avec :

K : coefficient d'échange $\left(\frac{kg}{s m^2}\right)$

a : aire volumique $\left(\frac{m^2}{m^3}\right)$

V : hauteur du garnissage (m)

L : densité du flux massique $\left(\frac{kg}{s m^2}\right)$

Une méthode de résolution est le modèle de Tchebyshev comme cela a été recommandé par la norme britannique BS4485 et le CTI (Cooling Technology Institute) [52] [53] :

$$\int_{T_{es}}^{T_{ee}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} \approx c_{pem} \frac{T_{ee} - T_{es}}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{1}{\Delta i_j} \quad (2.10)$$

c_{pem} : est une chaleur spécifique moyenne de l'eau.

Δi_j : est la différence d'enthalpie de l'air saturé à la température de l'eau et l'enthalpie de l'air, elle est fonction des racines du polynôme de Tchebyshev.

Dans le modèle de Tchebyshev, l'intervalle de température de l'eau est divisé en 5 (4 nœuds : $j=1,2,3,4$) :

$$T_{e1} = T_{es} + 0.1(T_{ee} - T_{es}) \quad (2.11a)$$

$$T_{e2} = T_{es} + 0.4(T_{ee} - T_{es}) \quad (2.11b)$$

$$T_{e3} = T_{es} + 0.6(T_{ee} - T_{es}) \quad (2.11c)$$

$$T_{e4} = T_{es} + 0.9(T_{ee} - T_{es}) \quad (2.11d)$$

Les différences d'enthalpies (Δi_j) sont donc évaluées à ces températures.

La méthode de Gauss-Legendre peut également être utilisée pour avoir le nombre de Merkel, mais cette fois-ci la subdivision peut se faire de plusieurs façons. On présentera dans ce qui suit la subdivision selon Gausse-Legendre à 3 nœuds :

On cherche à évaluer numériquement l'intégrale suivante :

$$\int_{T_{es}}^{T_{ee}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} \quad (2.12)$$

La quadrature de Gausse-Legendre à 3 nœuds est :

$$\int_{-1}^1 g(x) \approx \sum_1^3 \omega_i g(t_i) \quad (2.13)$$

Avec :

Table 2-1 : Table présentant les points et les coefficients à utiliser avec la méthode de Gauss-Legendre à 3 noeuds

i	1	2	3
ω_i	5/9	8/9	5/9
t_i	$-\sqrt{15}/5$	0	$\sqrt{15}/5$

Un changement de variable est nécessaire :

$$T_e = \frac{T_{ee} - T_{es}}{2} t + \frac{T_{ee} + T_{es}}{2} \quad (2.14)$$

Avec $-1 \leq t \leq 1$.

$$dT_e = \frac{T_{ee} - T_{es}}{2} dt \quad (2.15)$$

$$\int_{T_{es}}^{T_{ee}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} = \frac{T_{ee} - T_{es}}{2} c_{pem} \int_{-1}^1 \frac{dt}{(i_{mase}(t) - i_{ma}(t))} \quad (2.16)$$

$$\int_{-1}^1 \frac{dt}{(i_{mase}(t) - i_{ma}(t))} \approx \sum_1^3 \frac{\omega_i}{(i_{mase}(t_i) - i_{ma}(t_i))} \quad (2.17)$$

$i_{mase}(t_i)$ est évalué à l'aide de (A.8). L'enthalpie de l'air est calculée par un simple bilan d'énergie :

$$\begin{aligned} \dot{m}_a(i_{ma}(t_i) - i_{mae}) &= \dot{m}_e c_{pe} (T_e(t_i) - T_{es}) \\ i_{ma}(t_i) &= i_{mae} + \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} c_{pe} \left(\frac{T_{ee} - T_{es}}{2} t_i + \frac{T_{ee} + T_{es}}{2} - T_{es} \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

Donc :

$$\begin{aligned} &\int_{-1}^1 \frac{dt}{(i_{mase}(t) - i_{ma}(t))} \approx \\ &\sum_1^3 \frac{\omega_i}{\left(i_{mase}(t_i) - i_{mae} - \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} c_{pe} \left(\frac{T_{ee} - T_{es}}{2} t_i + \frac{T_{ee} + T_{es}}{2} - T_{es} \right) \right)} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Enfin :

$$\begin{aligned} &\int_{T_{es}}^{T_{ee}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} \approx \\ &\frac{T_{ee} - T_{es}}{2} c_{pem} \sum_1^3 \frac{\omega_i}{\left(i_{mase}(t_i) - i_{mae} - \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} c_{pe} \left(\frac{T_{ee} - T_{es}}{2} t_i + \frac{T_{ee} + T_{es}}{2} - T_{es} \right) \right)} \end{aligned} \quad (2.20)$$

2.4 Utilisation de la méthode ε -NTU pour déterminer le nombre de Merkel

La méthode ε -NTU utilisée pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur peut être utilisée dans les tours de refroidissement. Cette méthode utilise les mêmes hypothèses que la méthode de Merkel.

Dans cette méthode, une analogie est appliquée pour avoir les capacités des fluides chaud et froid. L'équation suivante peut être trouvée facilement (voir Annexe B pour la démonstration) :

$$\frac{d(i_{mase} - i_{ma})}{i_{mase} - i_{ma}} = h_d \left(\frac{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e} \right)}{\dot{m}_e c_{pe}} - \frac{1}{\dot{m}_a} \right) dA \quad (B.21)$$

Par analogie, si on considère que la capacité de l'air (fluide froid f) est \dot{m}_a et la capacité de l'eau (fluide chaud c) est $\frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e} \right)}$, alors l'équation (B.21) correspondra à l'équation utilisée pour un échangeur de chaleur :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) dA \quad (B.22)$$

Pour pouvoir comparer les deux capacités, on doit connaître la valeur du rapport di_{mase}/dT_e . On utilisera l'approximation suivante [57] :

$$\frac{di_{mase}}{dT_e} = \frac{i_{mase}(T_{ee}) - i_{mase}(T_{es})}{T_{ee} - T_{es}} \quad (2.22)$$

Un facteur de correction est introduit pour améliorer l'approximation de la variation de i_{mase} en fonction de T_e en ligne droite [57] :

$$\lambda = \frac{(i_{mases} + i_{masee} - 2i_{masem})}{4} \quad (2.23)$$

i_{masem} est l'enthalpie de l'air saturé évaluée à la température moyenne de l'eau.

L'efficacité est :

$$\varepsilon_e = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_e c_{pe} (T_{ee} - T_{es})}{C_{emin} (i_{masee} - \lambda - i_{mae})} \quad (2.24)$$

Le nombre d'unités de transfert est :

$$NTU_e = \frac{1}{C_e - 1} \ln \frac{\varepsilon_e - 1}{\varepsilon_e C_e - 1} \quad (2.25)$$

Deux cas se présentent [57], si $\dot{m}_a = C_{emax}$ alors le nombre de Merkel selon la méthode ε -NTU est :

$$Me_e = \frac{c_{pe}}{\frac{di_{mase}}{dT_e}} NTU_e \quad (2.26)$$

Si $\dot{m}_a = C_{emin}$ alors :

$$Me_e = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} NTU_e \quad (2.27)$$

2.5 Modèle de Poppe :

Les hypothèses de la méthode de Merkel ne sont pas prises en compte dans ce modèle ; le facteur de Lewis est déterminé en utilisant l'équation de Bosnjakovic, la quantité d'eau évaporée n'est pas négligée dans le bilan d'énergie, et l'air à la sortie du garnissage peut être insaturé, saturé ou sursaturé. Dans ce modèle, on cherche à résoudre un système de trois équations différentielles. Une équation différentielle pour avoir l'humidité spécifique de l'air, une équation différentielle pour avoir l'enthalpie de l'air et une équation différentielle pour avoir le nombre de Merkel.

$$\frac{dw}{dT_e} = \frac{\frac{c_{pe}\dot{m}_e(w_{se} - w)}{\dot{m}_a}}{(i_{mase} - i_{ma}) + (Le_f - 1)[(i_{mase} - i_{ma}) - (w_{se} - w)i_v] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \quad (2.28a)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_e} = c_{pe} \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \times \left[1 + \frac{c_{pe}T_e(w_{se} - w)}{(i_{mase} - i_{ma}) + (Le_f - 1)[(i_{mase} - i_{ma}) - (w_{se} - w)i_v] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \right] \quad (2.28b)$$

$$\frac{dMe_p}{dT_e} = \frac{c_{pe}}{(i_{mase} - i_{ma}) + (Le_f - 1) \left[\begin{array}{l} (i_{mase} - i_{ma}) \\ -(w_{se} - w)i_v \end{array} \right] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \quad (2.28c)$$

Si l'air devient sursaturé, les équations différentielles à résoudre sont :

$$\frac{dw}{dT_e} = \frac{c_{pe} \dot{m}_e (w_{se} - w)}{\dot{m}_a} \frac{1}{(i_{mase} - i_{ss}) + (Le_f - 1) \left[\begin{array}{l} (i_{mase} - i_{ss}) - (w_{se} - w_{sa}) i_v \\ + (w - w_{sa}) c_{pe} T_e \end{array} \right] - (w_{se} - w) c_{pe} T_e} \quad (2.29a)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_e} = c_{pe} \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \times \left[1 + \frac{c_{pe} T_e (w_{se} - w_{sa})}{(i_{mase} - i_{ss}) + (Le_f - 1) \left[\begin{array}{l} (i_{mase} - i_{ss}) - (w_{se} - w_{sa}) i_v \\ + (w - w_{sa}) c_{pe} T_e \end{array} \right] - (w_{se} - w) c_{pe} T_e} \right] \quad (2.29b)$$

$$\frac{dMe_p}{dT_e} = \frac{c_{pe}}{(i_{mase} - i_{ss}) + (Le_f - 1) \left[\begin{array}{l} (i_{mase} - i_{ss}) \\ - (w_{se} - w_{sa}) i_v + (w - w_{sa}) c_{pe} T_e \end{array} \right] - (w_{se} - w) c_{pe} T_e} \quad (2.29c)$$

2.6 Rendement d'une tour de refroidissement :

Le rendement d'une de refroidissement humide est défini comme étant le rapport entre la différence réelle de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie de la tour de refroidissement et la différence de température d'eau maximale [34] :

$$\eta = \frac{T_{e_e} - T_{e_s}}{T_{e_e} - T_{bhe}} \quad (2.30)$$

T_{bhe} : température du bulbe humide de l'air à l'entrée de la tour de refroidissement.

2.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté les trois méthodes les plus utilisées dans les tours de refroidissement : Merkel, Poppe et ε -NTU. La méthode la plus pratique étant la méthode de Merkel. Un volume de contrôle a été tracé dans un garnissage où le refroidissement se passe à film, et des bilans d'énergie et de masse sont utilisés. Ensuite, on a présenté la méthode de Poppe qui est plus complète que celle de Merkel. La méthode ε -NTU utilisée dans les échangeurs de chaleur a également été présentée, mais appliquée aux tours de refroidissement. Enfin, l'expression du rendement d'une tour de refroidissement est donnée.

CHAPITRE 3

DIMENSIONNEMENT DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

CHAPITRE 3 DIMENSIONNEMENT DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, on va dimensionner deux types de tours de refroidissement. Les modèles utilisés dans cette analyse sont des modèles monodimensionnel (suivant la direction z uniquement). Les méthodes de Merkel et de Poppe sont utilisées pour déterminer le coefficient de transfert adimensionnel appelé nombre de Merkel. La méthode de Poppe permet de déterminer en plus du nombre de Merkel, les caractéristiques de l'air sortant du séparateur de gouttelettes : son humidité spécifique, son enthalpie, sa température du bulbe sec et sa température de bulbe humide. La méthode de Merkel suppose que l'air est saturé à la sortie du garnissage.

Pour évaluer les performances d'une tour de refroidissement, une de ces méthodes est utilisée avec l'équation de tirage exprimant les pertes de charge de l'air. Pour la tour à tirage naturel, on utilisera le modèle de Poppe pour évaluer le nombre de Merkel, tandis que pour la tour à tirage mécanique on utilisera la méthode de Merkel [58].

3.2 Présentation de la tour de refroidissement à tirage naturel et calcul de la puissance de pompage :

Vu que la puissance produite par un EPR est très grande, on propose d'installer des tours de refroidissement humides à tirage naturel pour le refroidir. Dans ce qui suit, la démarche à suivre pour dimensionner une tour de refroidissement humide à tirage naturel est détaillée.

D'abord, les conditions ambiantes du site où la tour est située sont présentées dans la table 3-1. La température du bulbe humide à l'entrée de la tour est recommandée par le constructeur Areva. On choisira une température du bulbe sec de l'air à l'entrée de la tour de $T_{a_1} = 31.81^\circ\text{C}$ pour avoir une humidité relative de 70%.

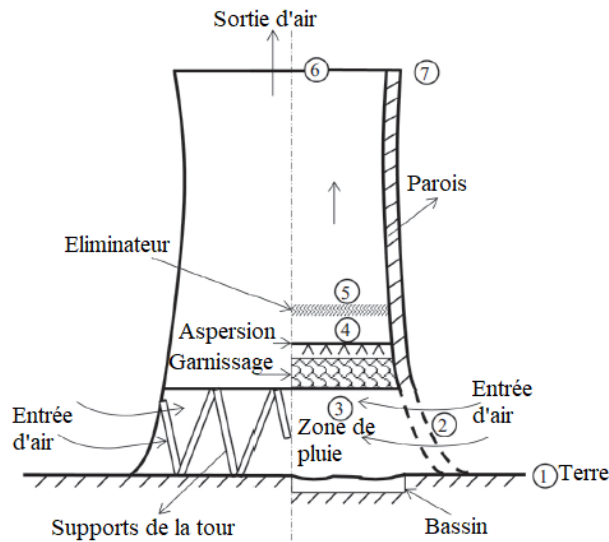


Figure 3-1 : Schéma de la tour de refroidissement à tirage naturel

Table 3-1 : Table présentant les conditions ambiantes

Température de l'air à la terre	T_{a_1}	31.81 °C
Température du bulbe humide à la terre	T_{bh_1}	27.22 °C
Pression atmosphérique	p_{a_1}	101325 Pa
Gradient de température ambiante à partir de la terre	dT_a/dz	-0.00975 K/m

Dans la table 3-2 sont détaillées les conditions de fonctionnement de la tour ainsi que certaines caractéristiques de la tour.

Table 3-2 : Table présentant les conditions de fonctionnement

Température d'entrée d'eau	T_{ee}	57.22 °C
Débit d'eau provenant du condenseur	\dot{m}_{ep}	49076.32 kg/s
Arrondi à l'entrée de la tour	r_e	2 m
Hauteur de l'entrée de la tour	H_3	8 m
Diamètre d'entrée de la tour	d_3	100 m
Diamètre de sortie de la tour	d_6	55 m
Nombre de support de la tour	n_{st}	72
Longueur des supports	L_{st}	11.6 m
Diamètre des supports	d_{st}	0.8 m
Coefficient de trainée des supports	C_{Dst}	1.0

Épaisseur de la paroi à l'entrée	e_e	1.0 m
----------------------------------	-------	-------

Dans la table 3-3, on trouve les différents coefficients de pertes et quelques dimensions et longueurs relatives à la tour de refroidissement à tirage naturel.

Table 3-3 : Table présentant d'autres spécifications de la tour de refroidissement

Hauteur du garnissage	L_g	2m
Surface frontale du garnissage	A_{fr}	9000 m ²
Longueur de la zone d'aspersion	L_{za}	0.8 m
Diamètre moyen d'une goutte dans la zone de pluie	d_d	3.5 mm
Coefficient de perte de charge due aux contractions de section et aux supports de la tour	$K_{sg} + K_c$	0.5
Coefficient de perte de charge dans le système de distribution d'eau	K_{de}	0.5
Coefficient de l'énergie cinétique à la sortie de la tour	α_{e6}	1.01

3.2.1 Calcul de la puissance nécessaire au pompage :

D'abord, la puissance nécessaire au pompage est calculée.

La chaleur minimale à évacuer est de :

$$Q = P_{th}(1 - \eta_c) = 4590 (1 - 0.36) = 2937.6 \text{ MWth} \quad (3.1)$$

On propose d'installer quatre tours de refroidissement avec deux tours redondantes, soit environ 734.4 MWth par tour :

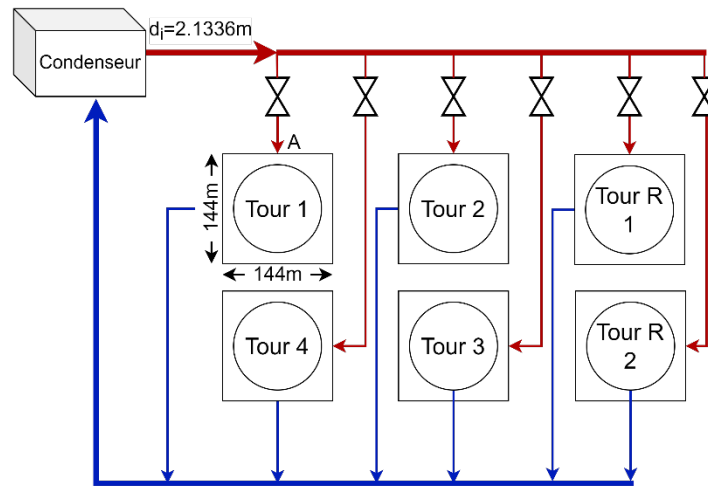


Figure 3-2 : Schéma de l'installation de refroidissement

$$q = \frac{Q}{4} = \frac{2937.6}{4} = 734.4 \text{ MWth} \quad (3.2)$$

Pour avoir la température de l'eau sortante de la tour, on utilisera l'approximation proposée par Johnson et Priester [60] :

$$T_{es} = \frac{T_{ee} + 2T_{bh_1} + T_{a_1}}{4} = \frac{57.22 + 2 \times 27.22 + 31.81}{4} = 35.87^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

Le débit d'eau provenant du condenseur sera divisé en 4 :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}_{ep}}{4} = \frac{49076.32}{4} = 12269.08 \text{ kg/s} \quad (3.4)$$

Chaque tour à un diamètre à la base de 100m. Prenons un carré de 144m x144m comme superficie totale dédiée à une tour.

La largeur totale de la superficie consacrée aux tours est donc :

$$L = 3 \times 144\text{m} = 432\text{m} \quad (3.5)$$

Et la longueur est :

$$l = 2 \times 144m = 288m \quad (3.6)$$

On prend des tubes à diamètres intérieurs de $d_i = 84'' (2.1336m)$:

$$\dot{m}_{ep} = \rho_{e_e} u A = \rho u \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3.7)$$

$\rho_{e_e} = 984.65 \text{ kg/m}^3$: masse volumique de l'eau à l'entrée, u : vitesse de l'eau, A : aire de la section du tube principal.

$$u = \frac{4\dot{m}_{ep}}{\rho_{e_e} \pi d_i^2} = \frac{4 \times 49076.32}{984.65 \times \pi \times 2.1336^2} = 13.94 \frac{m}{s} \quad (3.8)$$

Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_{e_e} u d_i}{\mu_e} = \frac{984.65 \times 13.94 \times 2.1336}{4.81 \times 10^{-4}} = 6.09 \times 10^7 > 10^4 \quad (3.9)$$

$\mu_e = 4.81 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ est la viscosité dynamique de l'eau à la sortie du condenseur.

Le régime est donc turbulent.

Le débit se divise en 4 :

$$u_A = \frac{4\dot{m}_{ep}}{4\rho_{e_e} \pi D^2} = \frac{4 \times 49076.32}{4 \times 984.65 \times \pi \times 1.524^2} = 6.83 \frac{m}{s} \quad (3.10)$$

$D = 60'' (1.524m)$ est le diamètre des conduites en fonte canalisant l'eau de la conduite du débit principal vers les tours.

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_{e_e} u_A D}{\mu_e} = \frac{984.65 \times 6.83 \times 1.524}{4.81 \times 10^{-4}} = 2.13 \times 10^7 > 10^4 \quad (3.11)$$

On est toujours en régime turbulent.

Chaque tube amenant aux tours 1 et 2 a une longueur de $L_{12} = 72m$, la longueur est de $L_{34} = 216m$ pour les tours 3 et 4. Appliquons la loi de Bernoulli généralisée entre les deux points d'un tube :

$$P_A + \rho_{ee}gz_A + \frac{1}{2}\rho_{ee}u_A^2 + P_p = P_B + \rho_{ee}gz_B + \frac{1}{2}\rho_{ee}u_B^2 + f\frac{L}{D}\frac{1}{2}\rho_{ee}u_B^2 \quad (3.12)$$

Avec P_p : pression nécessaire au pompage, L : la longueur du tube, D son diamètre, f le coefficient de perte de charge de Moody, P la pression et z la hauteur. Le point B représente l'entrée de l'eau dans la tour.

Vu que la hauteur est la même, et considérons que la masse volumique reste constante, alors :

$$\rho_{ee}gz_A = \rho_{ee}gz_B \quad (3.13a)$$

La section est constante et le débit est également constant donc $u_B = u_A$:

$$\frac{1}{2}\rho_{ee}u_A^2 = \frac{1}{2}\rho_{ee}u_B^2 \quad (3.13b)$$

Les pertes de pression statique sont négligées ($P_A = P_B$), donc :

$$P_p = f\frac{L}{D}\frac{1}{2}\rho_{ee}u_B^2 \quad (3.14)$$

Prenons une rugosité de $\varepsilon = 0.26mm$ pour les tubes en fonte, la rugosité relative est :

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.26}{1.524 \times 10^3} = 1.71 \times 10^{-4} \quad (3.15)$$

En utilisant l'abaque de Moody, on trouve :

$$f = 0.0133$$

La pression nécessaire au pompage dans les tubes avant les tours 1 et 2 est donc :

$$P_{p12} = f \frac{L_{12}}{D} \frac{1}{2} \rho_{e_e} u_B^2 = 0.0133 \times \frac{72}{1.524} \times \frac{1}{2} \times 984.65 \times 6.83^2 = 14430.87 \text{ Pa} \quad (3.16a)$$

Pour les tours 3 et 4 :

$$P_{p34} = f \frac{L_{34}}{D} \frac{1}{2} \rho_{e_e} u_B^2 = 0.0133 \times \frac{216}{1.524} \times \frac{1}{2} \times 984.65 \times 6.83^2 = 43292.61 \text{ Pa} \quad (3.16b)$$

La puissance de pompage nécessaire aux tours 1 et 2 pour canaliser l'eau de A à B :

$$\mathcal{P}_{AB12} = \frac{\dot{m}_e P_{p12}}{\rho_{e_e}} = \frac{12269.08 \times 14430.87}{984.65} = 179.81 \text{ kW} \quad (3.17a)$$

Pour les tours 3 et 4 :

$$\mathcal{P}_{AB34} = \frac{\dot{m}_e P_{p34}}{\rho_{e_e}} = \frac{12269.08 \times 43292.61}{984.65} = 539.44 \text{ kW} \quad (3.17b)$$

Détermination de la puissance nécessaire pour soulever le débit d'eau :

Deux coudes arrondis sont utilisés ($k_{ca} = 0.7$). La hauteur à vaincre est :

$$L = H_3 + L_g + L_{za} = 8 + 2 + 0.8 = 10.8 \text{ m} \quad (3.18)$$

La hauteur manométrique totale est :

$$\begin{aligned} H &= H_3 + L_g + L_{za} + k_{ca} \frac{u_B^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{u_B^2}{2g} = 8 + 2 + 0.8 \\ &+ 0.7 \times \frac{6.83^2}{2 \times 9.81} + 0.0133 \times \frac{10.8}{1.524} \times \frac{6.83^2}{2 \times 9.81} = 12.69 \text{ m} \end{aligned} \quad (3.19)$$

La puissance nécessaire pour soulever l'eau est donc est donc :

$$\mathcal{P} = \dot{m}_e g H = 12269.08 \times 9.81 \times 12.69 = 1527.36 \text{ kW} \quad (3.20)$$

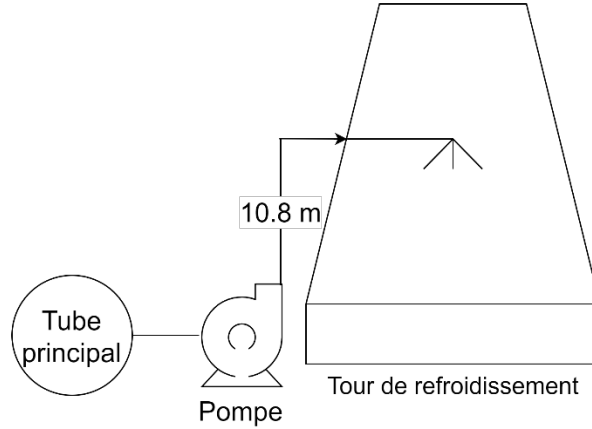


Figure 3-3 : Schéma simplifié du système de pompage

3.3 Méthode de Poppe appliquée à la tour de refroidissement à tirage naturel :

L'équation de tirage permettant d'avoir la hauteur de la tour est :

$$(\rho_{av1} - \rho_{av5})g \left(H_6 - H_3 - \frac{L_g}{2} \right) = \sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} \quad (3.21a)$$

$$H_6 = \frac{\sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2}}{\rho_{av1} - \rho_{av5}} + H_3 + L_g/2 \quad (3.21b)$$

Avec :

$$\sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} = \left(\begin{matrix} K_{stg} + K_{t_g} + K_{zpg} + K_{sgg} + K_{c_g} + K_g \\ + K_{e_g} + K_{za_g} + K_{de_g} + K_{el_g} \end{matrix} \right) \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av15}} + \alpha_{e6} \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av6}}{A_6} \right)^2}{2\rho_{av6}} \quad (3.22)$$

K_{st_g} pertes de charge dues aux supports de la tour, K_{t_g} pertes dues à l'entrée de la tour (séparation de couche limite, présence de persiennes ...), K_{zpg} pertes dues à la zone de pluie, K_{sgg} pertes dues aux supports du garnissage, K_{c_g} pertes dues aux diminutions de section, K_g pertes dans le garnissage, K_{e_g} pertes dues aux élargissements de section, K_{za_g} pertes dues à la zone d'aspersion, K_{de_g} pertes dues au système de distribution d'eau, K_{el_g} pertes dues aux éliminateurs de gouttelettes, α_{e6} coefficient de l'énergie cinétique à la sortie de la tour.

Dans cette analyse, six variables de dimensionnement sont trouvées par itérations : le débit d'air \dot{m}_a , la pression au point 5 p_{a_5} , la pression au point 6 p_{a_6} , la température du bulbe sec au point 5 T_{a_5} , la température de l'eau sortante de la tour T_{e_s} et l'humidité spécifique de l'air au point 5 w_5 .

Il faut donc choisir une valeur de départ pour chacune de ces variables. Pour la température de l'eau sortante de la tour, on utilisera la corrélation proposée par Johnson et Priester [60] :

$$T_{e_s} = \frac{T_{e_e} + 2T_{bh_1} + T_{a_1}}{4} \quad (3.3)$$

Une approximation initiale de la température du bulbe sec de l'air à la sortie est :

$$T_{a_5} = \frac{T_{e_e} + T_{e_s}}{2} \quad (3.23)$$

Les valeurs de départ pour les pressions p_{a_5} et p_{a_6} sont prises égales à la pression atmosphérique.

La valeur de départ pour le débit d'air est calculée par un simple bilan d'énergie où on suppose que l'air est saturé à la sortie :

$$\dot{m}_a (i_{mas_5} - i_{ma_1}) = \dot{m}_e c_{pe_m} (T_{e_e} - T_{e_s}) \quad (3.24)$$

On trouve :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_e c_{pe_m} (T_{e_e} - T_{e_s})}{(i_{mas_5} - i_{ma_1})} \quad (3.25)$$

T_{e_s} est la température de l'eau sortante de la tour calculée par la corrélation de Johnson et Priester, c_{pe_m} est une chaleur spécifique moyenne calculée à $(T_{e_e} + T_{e_s})/2$, i_{ma_1} est

l'enthalpie du mélange air vapeur à l'entrée de la tour et i_{mas_5} est l'enthalpie du mélange air vapeur saturé à la sortie. i_{mas_5} est déterminé par l'équation (A.8) :

$$i_{mas_5} = c_{pa_5}(T_{a_5} - 273.15) + w_{sa}(T_{a_5})i_v(T_{a_5}) \quad (A.8)$$

Avec :

$$c_{pa_5} = c_{pa}((T_{a_5} + 273.15)/2) \quad (A.1)$$

La valeur de départ pour l'humidité à la sortie est déterminée par l'équation (A.5) dans l'annexe A en supposant que l'air est saturé :

$$w_5 = w_{sa}(T_{a_5}) \quad (A.5)$$

Après application de la méthode de RK4 dans l'ensemble des zones d'échange, l'humidité spécifique de l'air, l'enthalpie de l'air et le nombre de Merkel à la sortie du garnissage seront connues.

Pour déterminer la température de l'air au niveau 1, on suppose qu'il est insaturé. Si la température du bulbe humide au niveau 1 est supérieure à la température du bulbe sec au niveau 1 ($T_{bh(1)} > T_{a(1)}$), alors en réalité l'air est sursaturé, et la supposition que l'air est insaturé doit être corrigée en prenant $T_{bh(1)} = T_{a(1)}$.

Pour déterminer la température du bulbe sec $T_{a(1)}$, on suppose une valeur de $T_{a(1)}$, puis on compare l'enthalpie de l'air au niveau 1 $i_{ma(1)}$ trouvée par RK4 avec la valeur de l'enthalpie trouvée en utilisant l'équation (A.11) :

$$i_{ma(1)} = c_{pa(1)}(T_{a(1)} - 273.15) + w_{(1)}[i_{lve} + c_{pv(1)}(T_{a(1)} - 273.15)] \quad (A.11)$$

Les chaleurs spécifiques sont évaluées à $(T_{a(1)} + 273.15)/2$.

On répète cette comparaison en supposant une autre valeur de $T_{a(1)}$ jusqu'à ce que la différence entre l'enthalpie trouvée par l'équation (A.11) et celle trouvée par RK4 respecte la tolérance souhaitée. On aura alors trouvé $T_{a(1)}$.

Pour déterminer la température du bulbe humide, on suppose une valeur de $T_{bh(1)}$, puis on utilise la corrélation (A.9) pour avoir l'humidité spécifique de l'air à $T_{bh(1)}$:

$$w(T_{bh(1)}, T_{bh(1)}) \quad (A.9)$$

Cette humidité spécifique est comparée à celle trouvée par RK4 :

$$w_{(1)} \approx w(T_{bh(1)}, T_{bh(1)}) \quad (3.26)$$

On répète la comparaison en supposant une autre valeur de $T_{bh(1)}$ jusqu'à ce que l'humidité spécifique trouvée par l'équation (A.9) soit proche de celle trouvée par RK4. On aura alors trouvé $T_{bh(1)}$.

Après avoir obtenu les deux températures ; celle du bulbe humide et celle du bulbe sec, on va les comparer pour déterminer si l'air est sursaturé ou non.

Si $T_{bh(1)} < T_{a(1)}$, alors l'air est insaturé et donc la supposition de départ que l'air est insaturé au niveau 1 est vérifiée.

Si $T_{bh(1)} > T_{a(1)}$, alors on réalise l'air est sursaturé. La supposition que l'air est insaturé doit être corrigée en prenant $T_{bh(1)} = T_{a(1)}$. On suppose une valeur de $T_{a(1)}$. Par la suite, en utilisant la corrélation (A.10) on calcule l'enthalpie de l'air sursaturé à $T_{a(1)}$:

$$i_{ss(1)} = c_{pa(1)}(T_{a(1)} - 273.15) + w_{as(1)} [i_{lve} + c_{pv(1)}(T_{a(1)} - 273.15)] + (w_{(1)} - w_{as(1)}) c_{pe(1)}(T_{a(1)} - 273.15) \quad (A.10)$$

$w_{as(1)}$ est l'humidité spécifique de l'air saturé à $T_{a(1)}$. Toutes les chaleurs spécifiques sont évaluées à $(T_{a(1)} + 273.15)/2$.

Cette enthalpie est comparée à celle trouvée par RK4 :

$$i_{ss(1)} \approx i_{ma(1)} \quad (3.27)$$

On répète cette comparaison en supposant une autre valeur de $T_{a(1)}$ jusqu'à ce que l'enthalpie trouvée par l'équation (A.10) soit proche de celle trouvée par RK4. On aura alors trouvé $T_{a(1)}$. Et la température du bulbe humide est égale à la température du bulbe sec : $T_{bh(1)} = T_{a(1)}$.

Enfin, on compare l'humidité calculée par (C.17) et celle supposée au départ. Si la différence entre ces deux humidités ne respecte pas la tolérance souhaitée, on suppose une autre valeur de l'humidité à la sortie de la tour de refroidissement ; c'est possible de prendre à cet effet l'humidité à la sortie de la tour calculée par RK4 comme étant la nouvelle humidité à la sortie de la tour au départ des calculs.

On aura ainsi terminé tous les calculs pour le premier intervalle. En procédant de la même façon, on arrivera à l'intervalle m en calculant toutes les propriétés de l'air, y compris sa température de bulbe humide et de bulbe sec.

Après avoir effectué tous les calculs, le nombre de Merkel à la sortie de l'ensemble des zones d'échange est calculé par le modèle de Poppe. On le compare au nombre de Merkel déterminé par corrélations dans l'annexe C :

$$Me_{p(3)} \approx Me_c \quad (3.28)$$

Si la différence entre ces deux nombres de Merkel respecte la tolérance souhaitée, alors la température de sortie de l'eau T_{e_s} qu'on a supposée au départ est bonne. Sinon, on revient au début, on suppose une nouvelle température de sortie de l'eau T_{e_s} et on refait tous calculs jusqu'à ce qu'on puisse comparer les deux nombres de Merkel. On répète ce processus jusqu'à ce que la différence entre les deux nombres de Merkel respecte la tolérance souhaitée. On aura alors trouvé la température de sortie de l'eau.

3.3.1 Application de l'équation de tirage :

On utilisera deux formes de l'équation de tirage, la première est :

$$p_{a_1} \left[\begin{array}{l} \left\{ 1 - 0.00975(H_3 + L_g/2)/T_{a_1} \right\}^{3.5(1+w_1)\{1-w_1/(w_1+0.62198)\}} \\ \times \left\{ 1 + \xi_{T_{a_5}} (H_6 - H_3 - L_g/2)/T_{a_5} \right\}^{\frac{0.02123(1+w_5)}{\{\xi_{T_{a_5}}(w_5+0.622)\}}} \\ - \left\{ 1 - 0.00975 H_6/T_{a_1} \right\}^{3.5(1+w_1)\{1-w_1/(w_1+0.62198)\}} \end{array} \right] - (0.02 Fr_D^{-1.5} - 0.14/Fr_D) (\dot{m}_{av_5}/A_6)^2 / \rho_{av_6} = \sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} \quad (3.29)$$

$Fr_D = \rho v^2 / (gL\Delta\rho)$: nombre de Froude densimétrique, à ne pas confondre avec le nombre de Froude : $Fr = v^2 / (gL)$.

La deuxième est utilisée pour avoir la hauteur de la tour :

$$(\rho_{av1} - \rho_{av5})g \left(H_6 - H_3 - \frac{L_g}{2} \right) = \sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} \quad (3.21a)$$

Après avoir déterminé tous les termes des deux équations de tirage (Annexe C), on peut à présent comparer les deux côtés de la première équation de tirage (3.29). Si la différence entre les deux côtés de l'équation de tirage (3.29) respecte la tolérance souhaitée alors le débit d'air choisi au départ est bon, sinon, on choisit un autre débit d'air et on refait les calculs jusqu'à ce que la différence entre les deux côtés de l'équation de tirage respecte la tolérance souhaitée. On aura alors trouvé la valeur du débit d'air.

Pour avoir la quantité d'eau évaporée :

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_a (w_5 - w_1) \quad (3.30)$$

Pour avoir la charge refroidie :

$$Q_r = \dot{m}_a (i_{ma5} - i_{ma1}) \quad (3.31)$$

En utilisant l'équation suivante, on peut avoir la hauteur de la tour :

$$(\rho_{av1} - \rho_{av5})g \left(H_6 - H_3 - \frac{L_g}{2} \right) = \sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} \quad (3.21a)$$

$$H_6 = \frac{\sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2}}{\rho_{av1} - \rho_{av5}} + H_3 + L_g/2 \quad (3.21b)$$

On trouve :

$$H_6 = 108.64m$$

L'organigramme de calcul est présenté ci-dessous.

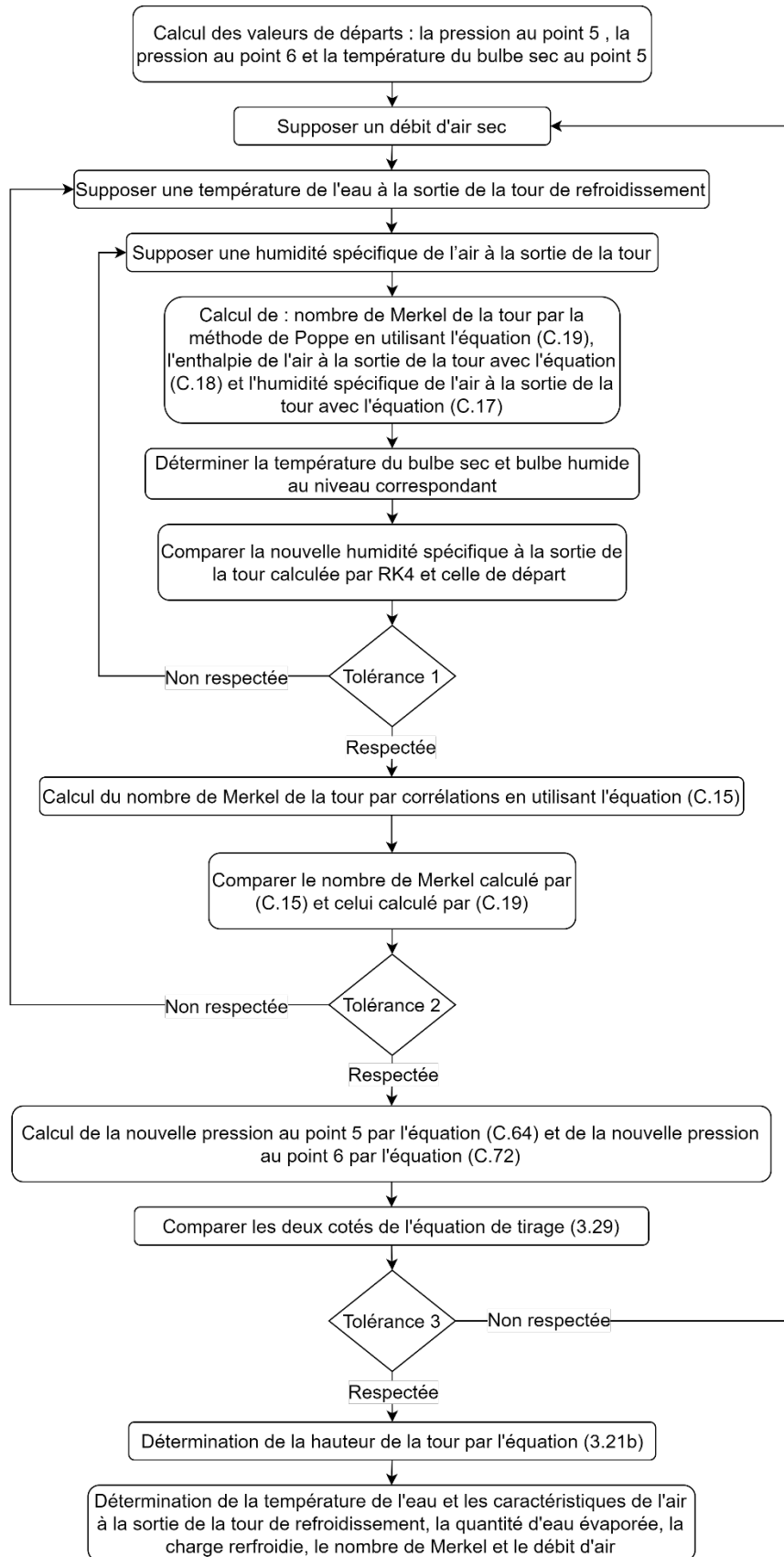


Figure 3-4 : Organigramme de calcul pour la méthode de Poppe appliquée à la tour de refroidissement humide à tirage naturel

3.4 Présentation de la tour de refroidissement humide à tirage induit et calcul de la puissance de pompage :

Pour le réacteur NUR du CRND, on propose d'installer deux tours de refroidissement humides à tirage mécanique. Dans ce qui suit, la même démarche que celle suivie dans les tours de refroidissement humides à tirage naturel est adoptée.

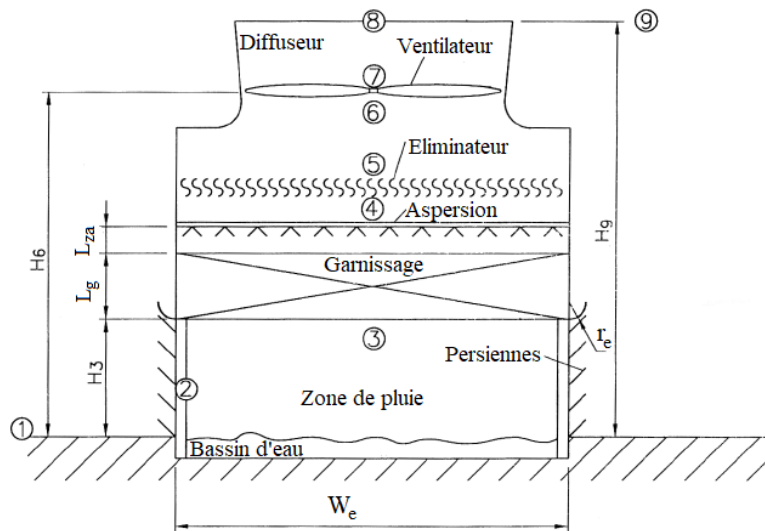


Figure 3-5 : Schéma de la tour à tirage induit

Dans la table 3-4 sont mentionnées les conditions ambiantes dans lesquelles la tour est installée :

Table 3-4 : Table présentant les conditions ambiantes

Température de l'air à la terre	T_{a_1}	15 °C
Température du bulbe humide à la terre	T_{bh_1}	10 °C
Pression atmosphérique	p_{a_1}	101325 Pa

Les conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement humide à tirage mécanique sont présentées dans la table 3-5.

Table 3-5 : Table présentant les conditions de fonctionnement

Température d'entrée d'eau	T_{e_e}	52 °C
Débit massique de l'eau provenant de l'échangeur de chaleur	\dot{m}_{ep}	50 kg/s

Largeur de l'entrée	W_e	2.5 m
Profondeur de la tour	B_e	2.5 m
Arrondi d'entrée	r_e	$0.025W_e$
Surface frontale du garnissage	A_{fr}	$W_e \times B_e$

Dans la table 3-5 sont présentés les différents coefficients de pertes ainsi que le diamètre d'une goutte dans la zone de pluie.

Table 3-6 : Table présentant d'autres spécifications

Diamètre moyen d'une goutte dans la zone de pluie	d_d	3.5mm
Coefficient de perte de charge dans les persiennes	K_p	2.5
Coefficient de perte de charge dans le système de support du garnissage	K_{sg}	0.5
Coefficient de perte de charge dans le système de distribution d'eau	K_{de}	0.5
Coefficient de pertes en amont du ventilateur	K_a	0.52

Les caractéristiques du ventilateur sont mentionnées dans la table 3-7.

Table 3-7 : Les caractéristiques du ventilateur

Diamètre du ventilateur	d_v	1.4m
Vitesse de rotation	N_v	985 RPM

3.4.1 Calcul de la puissance nécessaire au pompage :

La chaleur totale à évacuer est :

$$q = 4 \text{ MWth}$$

On propose d'installer 2 tours de refroidissement, chacune rejette 2MWth, et une tour redondante.

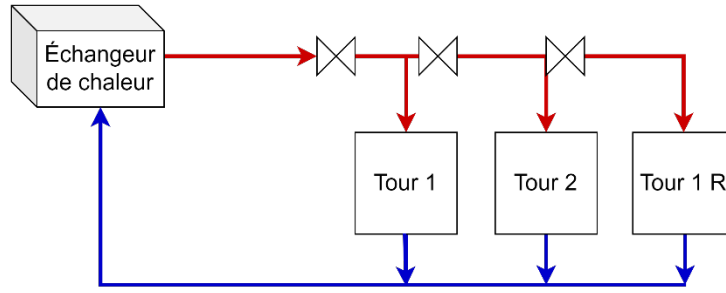


Figure 3-6 : Schéma de l'installation de refroidissement

Calcul préliminaire du débit d'eau nécessaire par un simple bilan d'énergie dans l'échangeur de chaleur en négligeant l'évaporation d'eau :

$$q = \dot{m}_{ep} c_{pem} (T_{e,se} - T_{e,ee}) \quad (3.32)$$

\dot{m}_{ep} : débit d'eau principal, c_{pem} : chaleur spécifique évaluée à une température moyenne, $T_{e,se}$ et $T_{e,ee}$: température d'eau à la sortie et à l'entrée de l'échangeur, respectivement. $T_{e,ee}$ est déterminée par l'équation (3.3) :

$$T_{e,ee} = \frac{T_{e,e} + 2 \times T_{bh_1} + T_{a_1}}{4} = \frac{52 + 2 \times 10 + 15}{4} = 21.75^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_e = \frac{q/2}{c_{pem} (T_{e,se} - T_{e,ee})} = \frac{2 \times 10^6}{4176.88 \times (52 - 21.75)} = 15.83 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.33)$$

On prendra un débit de $\dot{m}_e = 25 \text{ kg/s}$ par tour et des tubes en fonte à diamètres intérieurs de $d_i = 15.2 \text{ cm}$:

$$\dot{m}_e = \rho_{ee} u A = \rho u \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3.34)$$

$\rho_{ee} = 987.21 \text{ kg/m}^3$: masse volumique de l'eau à l'entrée, u : vitesse de l'eau, A : aire de la section du tube principal.

$$u = \frac{4\dot{m}_e}{\rho_{ee} \pi d_i^2} = \frac{4 \times 25}{987.21 \times \pi \times 0.152^2} = 1.4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.35)$$

Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_e u d_i}{\mu} = \frac{987.21 \times 1.4 \times 0.152}{5.24 \times 10^{-4}} = 4.01 \times 10^5 > 10^4 \quad (3.36)$$

Le régime est donc turbulent.

La rugosité pour la fonte est $\varepsilon = 0.25 \text{ mm}$, la rugosité relative est :

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.25}{152} = 1.64 \times 10^{-3} \quad (3.37)$$

En utilisant l'abaque de Moody, on trouve :

$$f = 0.023$$

Détermination de la puissance nécessaire pour soulever le débit d'eau :

Deux coudes arrondis sont utilisés ($k_{ca} = 0.7$) :

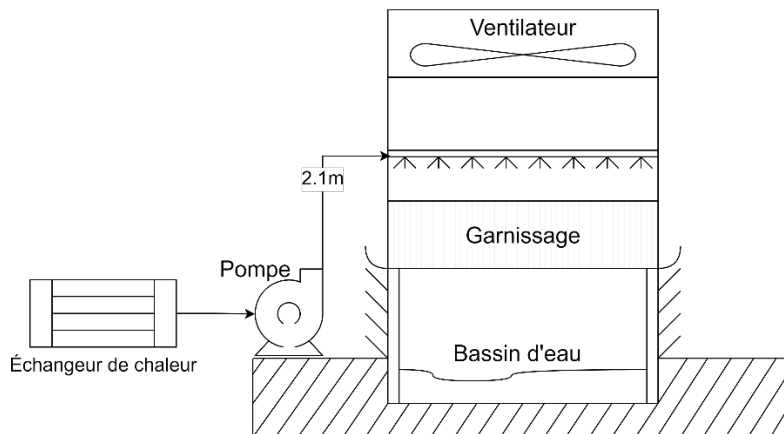


Figure 3-7 : Schéma de l'installation de pompage

Après le choix des hauteurs ($H_3 = 0.6 \text{ m}$, $L_g = 1 \text{ m}$, $L_{za} = 0.5 \text{ m}$), la hauteur à vaincre est :

$$L = H_3 + L_g + L_{za} = 0.6 + 1 + 0.5 = 2.1 \text{ m} \quad (3.38)$$

La hauteur manométrique totale à vaincre est :

$$\begin{aligned} H &= H_3 + L_g + L_{za} + k_{ca} \frac{u^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} = 0.6 + 1 + 0.5 \\ &+ 0.7 \times \frac{1.4^2}{2 \times 9.81} + 0.023 \times \frac{2.1}{0.152} \times \frac{1.4^2}{2 \times 9.81} = 2.2 \text{ m} \end{aligned} \quad (3.39)$$

La puissance nécessaire pour soulever l'eau est donc est donc :

$$\mathcal{P} = \dot{m}_e g H = 25 \times 9.81 \times 2.2 = 539.55 \text{ W} \quad (3.40)$$

3.5 Méthode de Merkel appliquée à la tour de refroidissement à tirage mécanique :

Les pertes de charge en négligeant les différences de pression dues au champ gravitationnel sont :

$$\begin{aligned} &\left(K_{p_g} + K_{z p_g} + K_{s g_g} + K_g + K_{z a_g} + K_{d e_g} + K_{e l_g} + K_{t_g} + K_{a_g} \right) \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av15}} \\ &- K_v \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av5}}{A_c} \right)^2}{2\rho_{av6}} = 0 \end{aligned} \quad (3.41)$$

K_{p_g} pertes de charge dues aux persiennes, $K_{z p_g}$ pertes dues à la zone de pluie, $K_{s g_g}$ pertes dues aux supports du garnissage, K_g pertes dans le garnissage, $K_{z a_g}$ pertes dues à la zone de d'aspersion, $K_{d e_g}$ pertes dues au système de distribution d'eau, $K_{e l_g}$: pertes dues aux éliminateurs, K_{t_g} pertes dues à l'entrée de la tour (séparation de couche limite ...), K_{a_g} : pertes de charge en amont du ventilateur, K_v : augmentation de la pression dans le ventilateur.

Dans cette analyse, quatre variables de dimensionnement sont trouvées par itérations : le débit d'air \dot{m}_a , la pression au point 5 p_{a_5} , la température du bulbe sec au point 5 T_{a_5} , la température de l'eau sortante de la tour T_{e_s} .

Il faut donc choisir une valeur de départ pour chacune de ces variables. Pour la température de l'eau sortante de la tour, on utilisera la corrélation proposée par Johnson et Priester :

$$T_{e_s} = \frac{T_{e_e} + 2T_{bh_1} + T_{a_1}}{4} \quad (3.3)$$

Une bonne approximation initiale de la température du bulbe sec de l'air à la sortie est :

$$T_{a_5} = \frac{T_{e_e} + T_{e_s}}{2} \quad (3.23)$$

Les valeurs de départ pour la pression p_{a_5} sont prises égales à la pression atmosphérique.

La valeur de départ pour le débit d'air est calculée par un simple bilan d'énergie où on suppose que l'air est saturé à la sortie :

$$\dot{m}_a(i_{as_5} - i_{ma_1}) = \dot{m}_e c_{pe_m} (T_{e_e} - T_{e_s}) \quad (3.42)$$

On trouve :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_e c_{pe_m} (T_{e_e} - T_{e_s})}{(i_{mas_5} - i_{ma_1})} \quad (3.43)$$

Comme cela a été mentionné avant, on utilisera la méthode de Merkel pour la tour à tirage mécanique. On va évaluer l'intégrale de Merkel en utilisant l'intégrale à quatre points de Tchebyshev, comme cela a été recommandé par la norme britannique BS4485 et le CTI (Cooling Technology Institute) :

$$Me_M = \int_{T_{e_s}}^{T_{e_e}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} \approx c_{pem} \frac{T_{e_e} - T_{e_s}}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{1}{\Delta i_{(j)}} \quad (2.10)$$

c_{pem} : est une chaleur spécifique moyenne de l'eau évaluée à $(T_{e_e} + T_{e_s})/2$.

Δi_j : est la différence d'enthalpie de l'air saturé à la température de l'eau et l'enthalpie de l'air, elle est fonction des racines du polynôme de Tchebyshev.

Dans le modèle de Tchebyshev, l'intervalle de température de l'eau est divisé en 5 (4 nœuds : $j=1,2,3,4$) :

$$T_{e(1)} = T_{e_s} + 0.1(T_{e_e} - T_{e_s}) \quad (2.11a)$$

$$T_{e(2)} = T_{e_s} + 0.4(T_{e_e} - T_{e_s}) \quad (2.11b)$$

$$T_{e(3)} = T_{e_s} + 0.6(T_{e_e} - T_{e_s}) \quad (2.11c)$$

$$T_{e(4)} = T_{e_s} + 0.9(T_{e_e} - T_{e_s}) \quad (2.11d)$$

Les indices en parenthèses signifient que la quantité est évaluée au point correspondant dans l'intégrale à quatre points de Tchebyshev.

Au point (1) :

La chaleur spécifique de l'air et celle de la vapeur sont évaluées à $(T_{e(1)} + 273.15)/2$ grâce à (A.1) et (A.2) respectivement. La pression de la vapeur saturée est évaluée à $T_{e(1)}$ grâce à (A.4), et l'humidité correspondante est évaluée à $T_{e(1)}$ et à $p_{a_{15}} = (p_{a_1} + p_{a_5})/2$ au lieu de p_{atm} grâce à (A.5). La pression à l'entrée p_{a_1} est égale à la pression atmosphérique. En utilisant ces valeurs et en utilisant l'équation (A.8), on peut avoir l'enthalpie de l'air saturé à la température de l'eau au point 1 ; $i_{mase(1)}$. L'enthalpie de l'air au point 1 est :

$$i_{ma(1)} = i_{ma_1} + \dot{m}_e c_{pem} (T_{e(1)} - T_{e_s}) / \dot{m}_a \quad (3.44)$$

Avec ces valeurs on trouve :

$$\Delta i_{(1)} = i_{mase(1)} - i_{ma(1)} \quad (3.45)$$

En procédant de la même façon, on trouve $\Delta i_{(2)}$, $\Delta i_{(3)}$ et $\Delta i_{(4)}$.

Enfin :

$$Me_M = \int_{T_{es}}^{T_{ee}} \frac{c_{pe} dT_e}{(i_{mase} - i_{ma})} \approx c_{pem} \frac{T_{ee} - T_{es}}{4} \left(\frac{1}{\Delta i_{(1)}} + \frac{1}{\Delta i_{(2)}} + \frac{1}{\Delta i_{(3)}} + \frac{1}{\Delta i_{(4)}} \right) \quad (3.46)$$

Le nombre de Merkel par la méthode de Merkel est à présent connu à la sortie de l'ensemble des zones d'échange. On le compare au nombre de Merkel déterminé par corrélations (Annexe D):

$$Me_{p(3)} \approx Me_c \quad (3.47)$$

Si la différence entre ces deux nombres de Merkel respecte la tolérance souhaitée, alors la température de sortie de l'eau T_{es} qu'on a supposée au départ est bonne. Sinon, on revient au début, on suppose une nouvelle température de sortie de l'eau T_{es} et on refait tous calculs jusqu'à ce qu'on puisse comparer les deux nombres de Merkel. On répète ce processus jusqu'à ce que la différence entre les deux nombres de Merkel respecte la tolérance souhaitée. On aura alors trouvé la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement.

À présent, la température de l'air T_{a5} supposée au départ peut être vérifiée par un simple bilan d'énergie :

$$Q = \dot{m}_e c_{pem} (T_{ee} - T_{es}) \quad (3.48)$$

Et :

$$Q = \dot{m}_a (i_{mas5} - i_{ma1}) \quad (3.49)$$

i_{mas5} est l'enthalpie de l'air saturé à la température T_{a5} au point 5, on la calcule grâce à (A.8). Cette quantité est connue, car la méthode de Merkel suppose que l'air est saturé au point 5.

On fait varier la température T_{a5} jusqu'à ce que la différence entre ces deux flux de chaleur respecte la tolérance souhaitée. On aura alors trouvé la température T_{a5} .

3.5.1 Application de l'équation de tirage :

Vu que la hauteur de la tour n'est pas très importante, les variations de pression dues à la hauteur sont négligées dans cette analyse. L'équation de tirage s'écrit :

$$\left(K_p + K_{zp} + K_{sg} + K_g + K_{za} + K_{de} + K_{el} + K_t + K_a \right)_g \frac{(\dot{m}_{av15}/A_{fr})^2}{2\rho_{av15}} - K_v \frac{(\dot{m}_{av5}/A_c)^2}{2\rho_{av6}} = 0 \quad (3.41)$$

On choisira un ventilateur AXC 1400 de SystemAir. Vu que le ventilateur choisi peut avoir plusieurs configurations d'angle de calage et ces configurations ont un effet important sur la caractéristique du ventilateur, le constructeur SystemAir fournit une large gamme pour le choix d'un angle de calage. Après avoir effectué les calculs, on trouve un débit d'air d'environ $\dot{V} \approx 21 \text{ m}^3/\text{s}$ soit $\dot{V} \approx 75600 \text{ m}^3/\text{h}$. On fixe l'augmentation de pression statique à $\Delta p_{vs} \approx 204 \text{ Pa}$, et on trouve que l'angle de calage adéquat est de $\beta = 14^\circ$ et la puissance du moteur du ventilateur est de $\mathcal{P} = 11 \text{ kW}$; la désignation complète du ventilateur est : AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3, la classe IE3 correspond aux moteurs super éconergétiques :

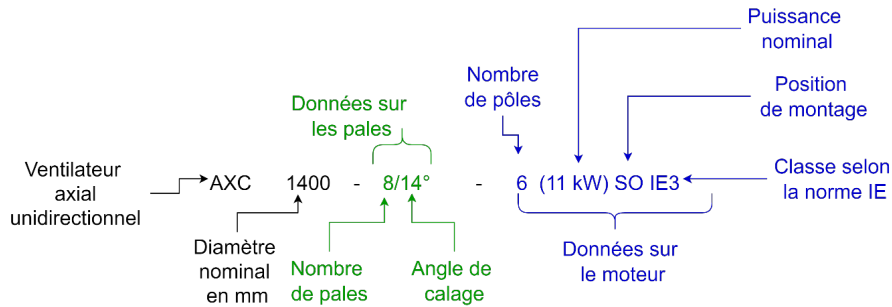


Figure 3-8 : Schéma expliquant la désignation complète du ventilateur

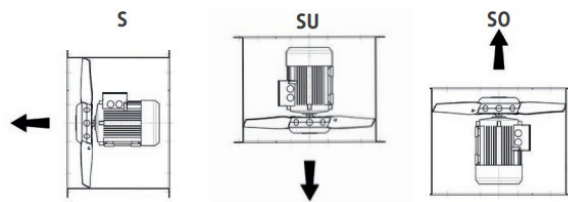


Figure 3-9 : Les différentes positions de montage du ventilateur AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3

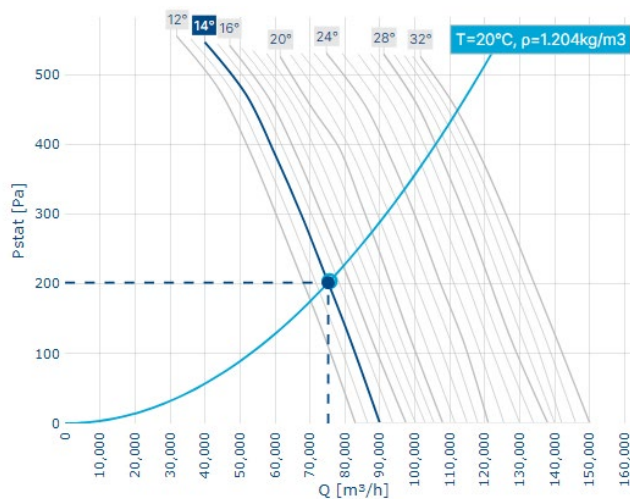


Figure 3-10 : Courbe d'augmentation de la pression statique du ventilateur AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3

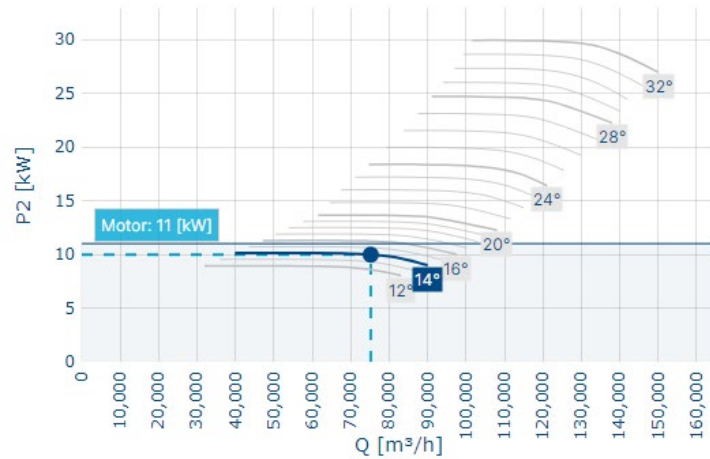


Figure 3-11 : Courbe de puissance du ventilateur AXC 1400-8/14°-6 (11 kW) SO IE3



Figure 3-12 : Le ventilateur AXC-1400

Après résolution de l'équation de tirage (Annexe D), on peut à présent vérifier si la tolérance est respectée. Si l'équation de tirage respecte la tolérance souhaitée alors le débit d'air choisi au départ est bon, sinon, on choisit un autre débit d'air et on refait les calculs jusqu'à ce que l'équation de tirage respecte la tolérance souhaitée. On aura alors trouvé le débit d'air.

L'organigramme ci-dessous explique les calculs de la méthode de Merkel :

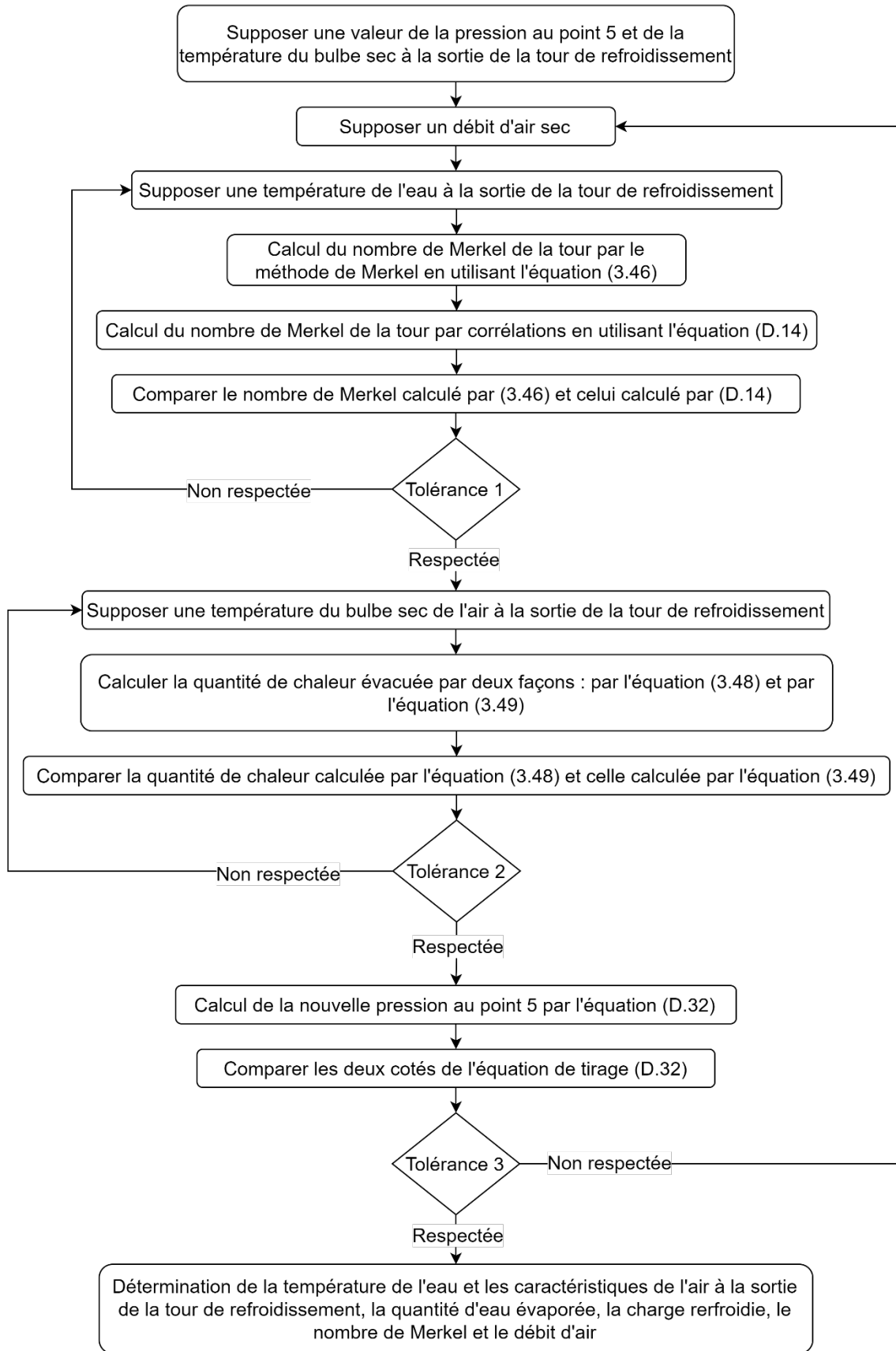


Figure 3-13 : Organigramme de la méthode de Merkel appliquée à la tour de refroidissement humide à tirage mécanique

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, deux types de tours de refroidissement ont été dimensionnées. Les puissances nécessaires au pompage sont également calculées. Les méthodes de Merkel et de Poppe sont utilisées pour le dimensionnement. Un schéma itératif est utilisé pour avoir les variables recherchées. La méthode de Poppe est utilisée pour le dimensionnement de la tour de refroidissement à tirage naturel de plus de 100m de hauteur. La méthode de Merkel est utilisée pour dimensionner une tour de refroidissement à tirage mécanique pour le refroidissement du réacteur NUR. Un script Matlab est utilisé pour résoudre les équations gouvernantes. Les scripts permettent d'avoir les caractéristiques de l'air à la sortie de la tour, la température de l'eau à la sortie de la tour, la charge refroidie, le rendement de la tour, la quantité d'eau évaporée et le nombre de Merkel.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS OBTENUS EN UTILISANT LES MÉTHODES DE DIMENSIONNEMENT DE MERKEL ET DE POPPE

CHAPITRE 4 RESULTATS OBTENUS EN UTILISANT LES METHODES DE DIMENSIONNEMENT DE MERKEL ET DE POPPE

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, on présentera les résultats des calculs effectués à l'aide des codes Matlab. Dans le chapitre précédent, la hauteur de la tour de refroidissement à tirage naturel est déterminée. Pour la tour à tirage mécanique, on verra à travers ce chapitre l'effet de la variation des hauteurs des zones d'échange ; notamment le garnissage, zone d'aspersion et zone de pluie, sur les performances de la tour à tirage mécanique. Puis on choisira les hauteurs de ces zones-là en se basant sur les résultats trouvés par le code Matlab approprié. Il est également question dans ce chapitre de voir l'effet des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances des deux tours, la tour de refroidissement à tirage naturel et la tour de refroidissement à tirage mécanique après avoir choisi les hauteurs des zones d'échange.

4.2 Résultats de la variation des hauteurs sur les performances de la tour à tirage mécanique :

Dans ce qui suit, on va faire varier la hauteur de chacune des trois zones d'échange ; zone d'aspersion, garnissage et zone de pluie pour voir leur influence sur les performances de la tour de refroidissement humide à tirage mécanique. Ces trois zones sont les seules concernées par le transfert de chaleur et de masse. On va voir principalement la variation de la température de l'eau à la sortie de la tour, la température de l'air à la sortie de la tour, la charge refroidie, le nombre de Merkel, l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour, la quantité d'eau évaporée et le rendement de la tour en fonction des différentes hauteurs.

Les dimensions de la tour sont :

$$W_e = 2.5m$$

$$B_e = 2.5m$$

Les conditions de fonctionnement sont :

Tableau 4-1 : Conditions de fonctionnement de la tour humide à tirage mécanique

Pression atmosphérique	p_{atm}	101325 Pa
Accélération de la pesanteur	g	9.8 m/s ²
Température de l'eau à l'entrée de la tour	T_{e_e}	52°C
Débit d'eau	\dot{m}_e	25 kg/s

Température du bulbe sec à l'entrée de la tour	T_{a_1}	15°C
Température du bulbe humide à l'entrée de la tour	T_{bh_1}	10°C

4.2.1 Variation de la hauteur du garnissage :

La hauteur du garnissage varie de $0.1m < L_g < 2m$, tout en maintenant la hauteur de la zone d'aspersion $L_{za} = 0.5m$ et la hauteur de la zone de pluie $H_3 = 0.5m$.

Les hauteurs des trois zones principales ont été augmentées pour voir leur influence sur les performances de la tour.

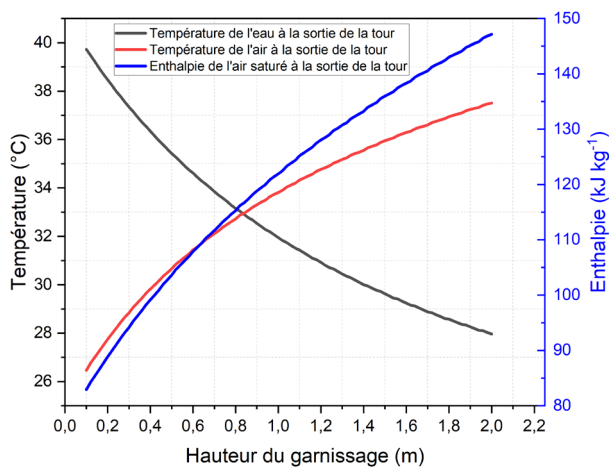


Figure 4-1 : Variation de la température de l'eau et de l'air à la sortie de la tour en fonction de la hauteur du garnissage

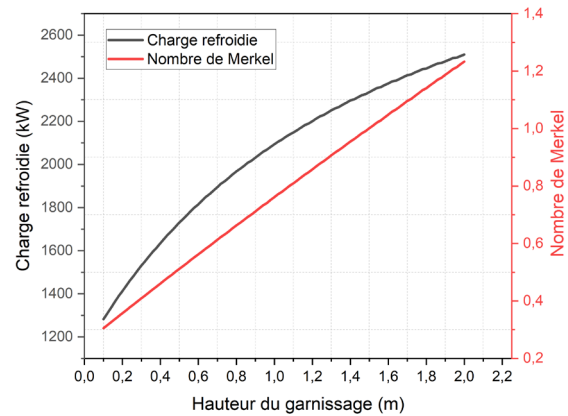


Figure 4-2 : Variation de la charge refroidie et du nombre de Merkel en fonction de la hauteur du garnissage

Dans la figure 4-1, on remarque qu'en augmentant la hauteur du garnissage, la température de l'eau à la sortie de la tour diminue de 39.73°C jusqu'à 27.96°C, et la température de l'air à la sortie de la tour augmente de 26.46°C jusqu'à 37.51. L'enthalpie de l'air saturé à la sortie de la tour augmente de 82.91 kJ/kg jusqu'à 147.14 kJ/kg, soit une augmentation de 77%. Ceci est une bonne indication sur la qualité du transfert de chaleur et de masse, une température d'eau plus faible signifie un meilleur refroidissement et en revanche la température de l'air et son enthalpie à la sortie de la tour augmentent.

Dans la figure 4-2, on remarque qu'en augmentant la hauteur du garnissage, la charge refroidie dans la tour de refroidissement augmente de 1281.47 kW jusqu'à 2510.24 kW, soit une augmentation de 96%, et le nombre de Merkel augmente de 0.305 jusqu'à 1.233, soit une augmentation de 304%. L'augmentation de la charge refroidie peut être vérifiée par un simple bilan d'énergie sur l'air ou sur l'eau. En effet, l'augmentation de la hauteur du garnissage améliore amplement les performances de la tour, la charge refroidie dans la tour se trouve presque doublée, et le nombre de Merkel caractérisant le transfert de chaleur et de masse a

quadruplé. Ces résultats sont parfaitement logiques, vu que le garnissage est conçu spécialement pour permettre un transfert de grandes quantités de chaleur et de masse.

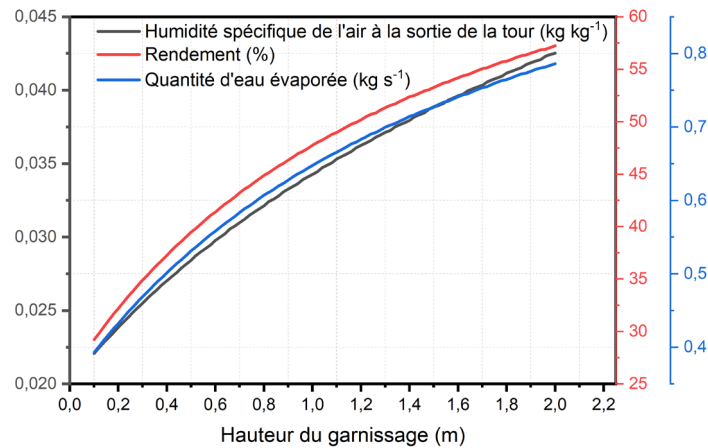


Figure 4-3 : Variation de l'humidité spécifique, la quantité d'eau évaporée et le rendement en fonction de la hauteur du garnissage

Dans le paragraphe précédent, on a vu que la hauteur du garnissage améliore considérablement le transfert de chaleur et de masse, c'est donc parfaitement cohérent de trouver qu'avec cette augmentation de hauteur du garnissage, un accroissement important du rendement est prévu. Ceci est vérifié dans la figure 4-3, où on remarque que le rendement a presque doublé en passant de 29.21% jusqu'à 57.24%. Avec une hauteur du garnissage de plus en plus importante, l'évaporation de l'eau devient de plus en plus pertinente. Le débit d'eau évaporée augmente de 0.39kg/s jusqu'à 0.79kg/s. L'augmentation de l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour de 0.022kg/kg jusqu'à 0.043kg/kg est justifiée par l'augmentation de la quantité d'eau évaporée, l'air à la sortie de la tour contient de plus en plus de vapeur d'eau. L'augmentation de la hauteur du garnissage permet non seulement d'augmenter la surface d'échange entre l'air et l'eau, mais permet aussi à l'eau de résider plus longtemps dans la tour, et donc le refroidissement se trouve amélioré et la quantité d'eau évaporée augmente.

4.2.2 Variation de la hauteur de la zone d'aspersion :

Maintenant, tout en gardant la même tour et les mêmes conditions de fonctionnement, on fixe la hauteur du garnissage à 1m ($L_g = 1m$) et on fait varier la hauteur de la zone d'aspersion située au-dessus du garnissage.

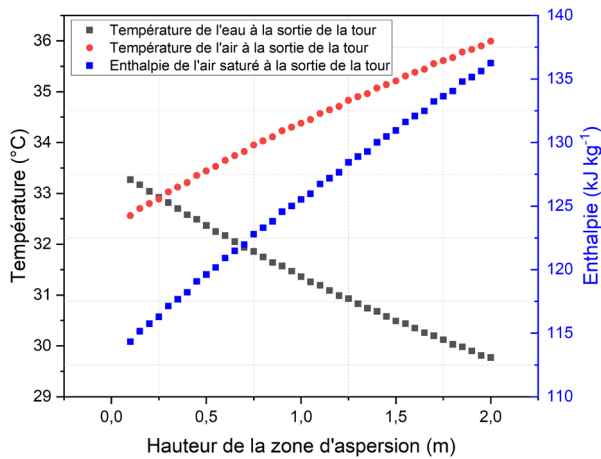


Figure 4-4 : Variation de la température de l'eau et celle de l'air et son enthalpie à la sortie de la tour en fonction de la hauteur de la zone d'aspersion

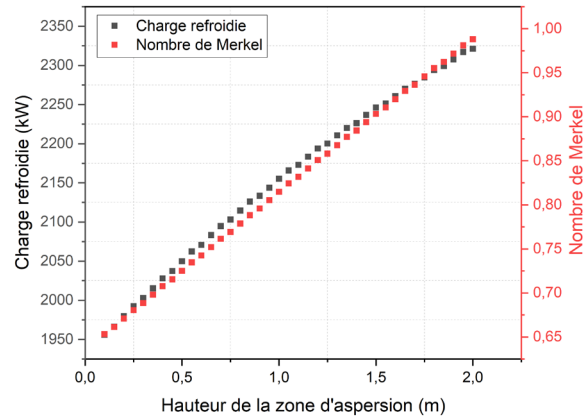


Figure 4-5 : Variation de la charge refroidie et du nombre de Merkel en fonction de la hauteur de la zone d'aspersion

Dans la figure 4-4, on voit clairement que lorsqu'on augmente la hauteur de la zone d'aspersion, la température de l'eau à la sortie de la tour décroît de 33.27°C jusqu'à 29.77°C et la température de l'air croît de 32.56°C jusqu'à 35.99°C. L'enthalpie de l'air saturé augmente de 114.33kJ/kg jusqu'à 136.24kJ/kg. Vu que la température de l'eau a diminué, alors le refroidissement s'est amélioré. Mais cette diminution de la température de l'eau à la sortie de la tour est faible en la comparant à celle observée lorsque la hauteur du garnissage est variée. Dans la figure 4-5, la charge refroidie dans la tour augmente de 1955.87kW jusqu'à 2321.26kW, une augmentation de 19%. Le nombre de Merkel croît de 0.653 jusqu'à 0.988, une augmentation de 51%. Les remarques faites sur la figure 4-4 sont également valables ici : en augmentant la hauteur de la zone d'aspersion, le refroidissement dans la tour est meilleur ; la charge refroidie et le nombre de Merkel augmentent, mais pour la même augmentation de la hauteur du garnissage, la charge refroidie a augmenté de 96% contre 19% dans ce cas, et le nombre de Merkel a augmenté de 304% contre 51% dans ce cas. L'augmentation de la hauteur du garnissage est plus efficace que l'augmentation de la hauteur de la zone d'aspersion pour améliorer les performances de refroidissement de la tour. Pour la même augmentation des deux hauteurs, l'augmentation de la hauteur du garnissage assure une meilleure performance (environ 5 fois plus) de refroidissement que l'augmentation de la hauteur de la zone d'aspersion.

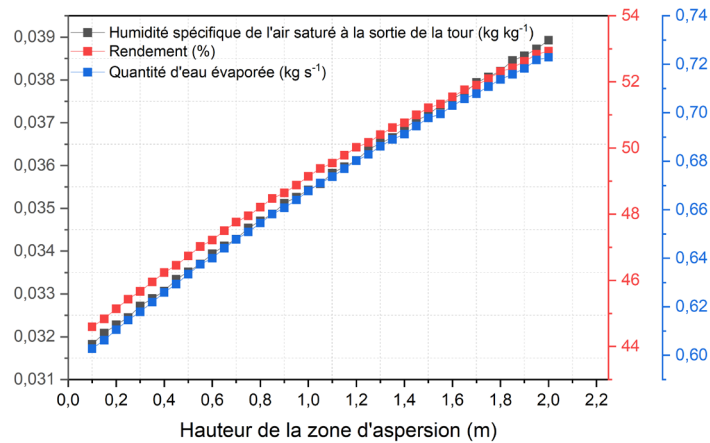


Figure 4-6 : Variation de l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour, du rendement et du débit d'eau évaporée fonction de la hauteur de la zone d'aspersion

Dans la figure 4-6, on remarque que l'augmentation de la hauteur de la zone d'aspersion provoque une augmentation de la quantité d'eau évaporée de 0.66 kg/s jusqu'à 0.72 kg/s. En effet, c'est cohérent de s'attendre à ce que le débit d'eau évaporée augmente vu que les performances de la tour se sont améliorées et la température de l'eau à la sortie de la tour a diminué. Un meilleur refroidissement signifie qu'une chaleur latente de vaporisation plus importante doit être extraite de l'eau, et donc l'évaporation augmente. Cet accroissement d'évaporation est vérifié par l'augmentation de l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour de 0.032kg/kg jusqu'à 0.039kg/kg. Ce dernier contient de plus en plus de vapeur. La figure 4-6 montre également que le rendement augmente de 44.6% jusqu'à 52.93%. Cette amélioration des performances de la tour est justifiée par le prolongement de la durée de résidence de l'eau dans la zone d'aspersion.

4.2.3 Variation de la hauteur de la zone de pluie :

Dans ce qui suit, la hauteur du garnissage est fixée à 1m et la hauteur de la zone d'aspersion est fixée à 0.5m. On fait varier la hauteur de la zone de pluie pour voir son influence sur les performances de la tour de refroidissement.

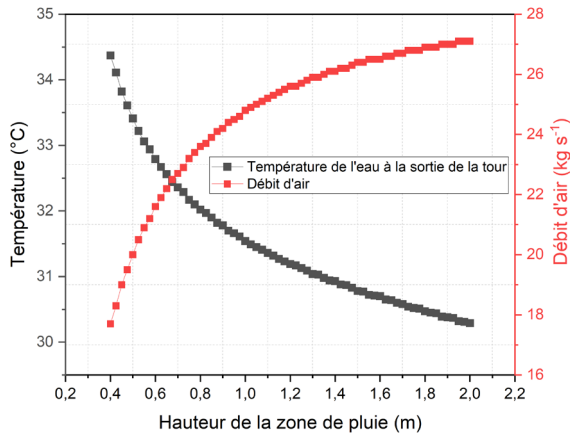


Figure 4-7 : Variation de la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement et du débit d'air en fonction de la hauteur de la zone de pluie

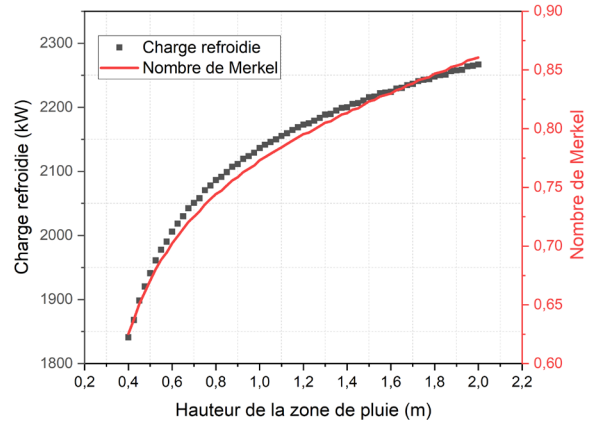


Figure 4-8 : Variation de la charge refroidie et du nombre de Merkel en fonction de la hauteur de la zone de pluie

À travers la figure 4-7, la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement diminue de 34.37°C jusqu'à 30.29°C, alors le refroidissement est meilleur. Le débit d'air a également augmenté de 17.7 kg/s jusqu'à 27.1kg/s. L'augmentation du débit d'air est justifiée par l'augmentation de la section d'entrée ; une hauteur de zone de pluie plus grande permet un débit d'air plus important d'entrer (voir figure (3-5)). Cette amélioration du refroidissement de l'eau sortante de la tour est justifiée par la durée de résidence prolongée de l'eau dans la zone de pluie, et par l'augmentation du débit d'air entrant à la tour. La diminution de la température de l'eau à la sortie de la tour et l'augmentation du débit d'air sont des indications que le transfert de chaleur et de masse s'est amélioré ; ceci est vérifié dans la figure 4-8, où on remarque parfaitement que la charge refroidie augmente de 1841.03 kW jusqu'à 2266.97kW soit une augmentation de 23% comparée à 96% pour l'augmentation de la hauteur du garnissage et 19% pour l'augmentation de la hauteur de la zone d'aspersion, et le nombre de Merkel augmente de 0.63 pour atteindre 0.86 ; une hausse de 37% comparée à 304% en faisant varier la hauteur du garnissage et 51% en faisant varier la hauteur de la zone d'aspersion.

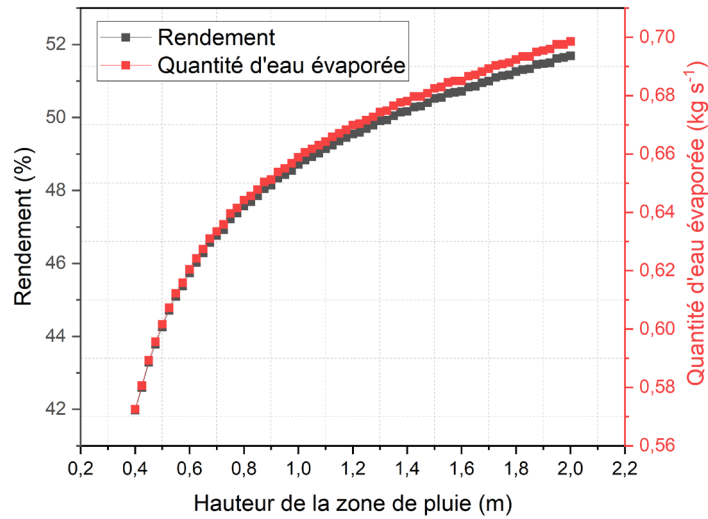


Figure 4-9 : Variation du rendement et du débit d'eau évaporée en fonction de la hauteur de la zone de pluie

Dans la figure 4-9, les variations du rendement et de la quantité d'eau sont tracées en fonction de la hauteur de la zone de pluie. Le rendement croît en augmentant la hauteur de la zone de pluie. C'est un résultat logique vu qu'en augmentant la hauteur de la zone de pluie, la charge refroidie augmente (figure 4-8). Il a été remarqué également que la quantité d'eau évaporée augmente de 0,57kg/s jusqu'à 0,7kg/s en augmentant la hauteur de la zone de pluie. Vu que les conditions atmosphériques ont été gardées constantes, l'amélioration des performances de la tour (meilleure charge refroidie et meilleur nombre de Merkel) induites par l'augmentation de la hauteur de la zone de pluie est certainement due à une augmentation de l'évaporation de l'eau. L'augmentation du débit d'air (figure 4-7) a pour conséquence d'augmenter l'évaporation. Aussi, l'augmentation de la hauteur de la zone de pluie, permet à l'eau de résider plus longtemps dans la tour de refroidissement.

4.3 Résultats de l'effet des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de la tour à tirage mécanique :

Dans ce qui suit, on s'intéressera à l'influence des conditions atmosphériques extrêmes (hautes températures et humidités) sur les performances de la tour à tirage mécanique. On choisira une hauteur du garnissage de $L_g = 1m$, une hauteur de la zone d'aspersion de $L_{za} = 0,5m$ et une hauteur de la zone de pluie de $H_3 = 0,6m$.

Dans les deux figures suivantes, on présente la variation de la température de l'eau et celle de l'air à la sortie de la tour pour différentes températures du bulbe sec et humidités relatives de l'air à l'entrée de la tour :

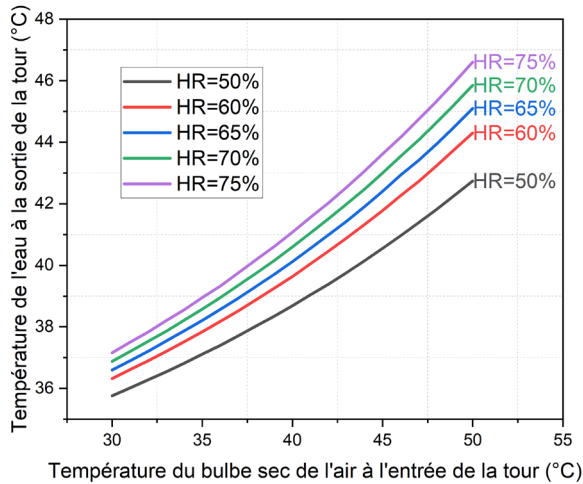


Figure 4-10 : Variation de la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique

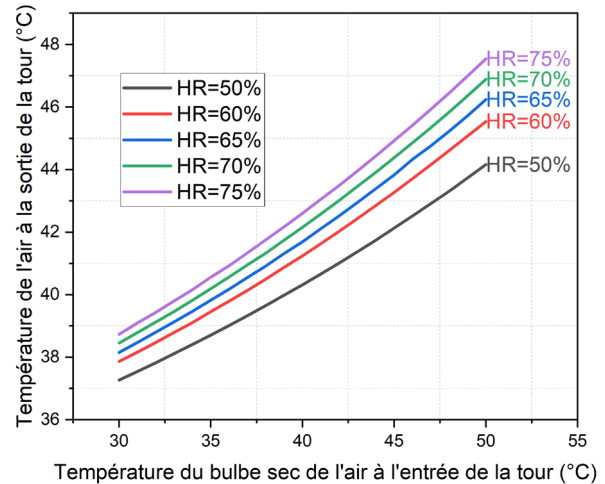


Figure 4-11 : Variation de la température de l'air à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique

La figure 4-10 montre qu'en général, sous des conditions de température d'air atmosphérique (air à l'entrée de la tour de refroidissement) et humidités élevées, la température de l'eau à la sortie de la tour augmente. Pour une humidité relative de l'air atmosphérique donnée, l'augmentation de la température de l'air atmosphérique provoque une augmentation de la température de l'eau à la sortie de la tour. Lorsque l'air devient plus chaud, sa capacité à refroidir l'eau par convection se trouve réduite, car la différence de température entre le fluide froid (qui est l'air dans ce cas) et le fluide chaud (qui est l'eau dans ce cas) devient de plus en plus petite. Et c'est pour cela que l'eau est moins refroidie. Également, l'augmentation de l'humidité relative de l'air atmosphérique pour une température donnée de l'air atmosphérique provoque aussi une augmentation de la température de l'eau à la sortie de la tour. En effet, lorsque l'air devient plus humide, il contient de plus en plus de vapeur d'eau, sa capacité à refroidir l'eau par évaporation diminue, car, l'air atmosphérique humide est déjà proche de la saturation et ne peut pas prendre davantage de molécules d'eau. Et c'est pour cette raison que la température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement augmente. L'augmentation de la température de l'eau signifie que la qualité du transfert de chaleur et de masse a diminué. La figure 4-11 montre que la température de l'air sortant de la tour de refroidissement est plus chaude lorsque l'air atmosphérique devient chaud et humide. C'est un résultat attendu vu que l'air à l'entrée de la tour est plus chaud, alors l'air à la sortie de la tour est également plus chaud. Pour une température de l'air atmosphérique donné, la température de l'air sortant de la tour de refroidissement devient de plus en plus chaude en augmentant l'humidité relative de l'air entrant à la tour de refroidissement. Ceci peut paraître surprenant en partant de l'idée que la qualité du refroidissement diminue en augmentant l'humidité relative de l'air entrant et donc la température de l'air à la sortie décroît. Cependant, lorsque l'air entrant devient plus humide, sa capacité à refroidir l'eau par évaporation diminue tandis que la convection entre l'eau et l'air devient prépondérante, et vu que l'eau est mal refroidie (figure 4-10) alors l'air sortant de la tour est plus chaud.

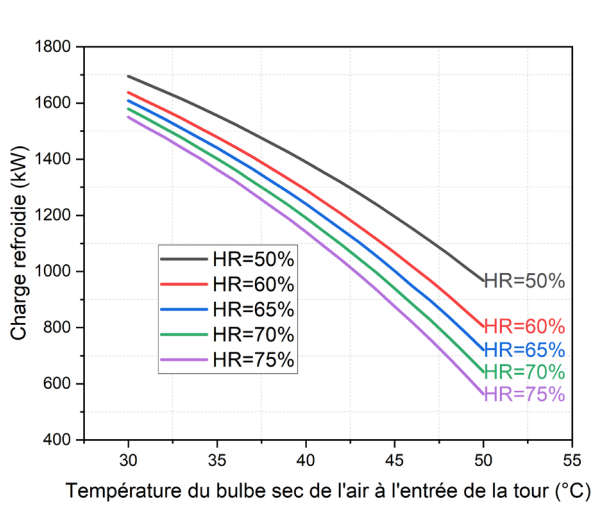


Figure 4-12 : Variation de la charge refroidie en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique

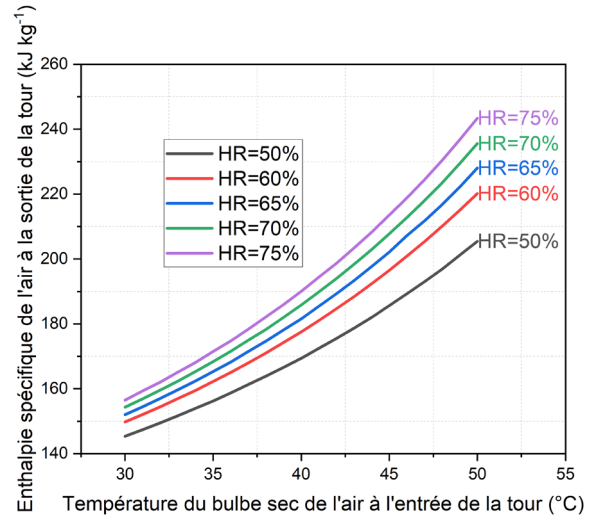


Figure 4-13 : Variation de l'enthalpie de l'air à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique

Dans la figure 4-12, on voit que la charge refroidie diminue lorsque la température et l'humidité de l'air entrant à la tour augmentent. Ce résultat affirme les remarques faites dans le paragraphe précédent. En augmentant la température de l'air atmosphérique pour une humidité donnée, le refroidissement de l'eau est de plus en plus mauvais et donc la charge refroidie diminue, car la convection diminue. Il est de même lorsque l'humidité relative de l'air atmosphérique augmente pour une température de l'air atmosphérique donnée, la charge refroidie décroît, car l'évaporation a diminué. La figure 4-13 présente les variations de l'enthalpie de l'air saturé sortant de l'air. Cette enthalpie de l'air devient plus importante lorsque la température de l'air atmosphérique pour une humidité donnée croît, car l'enthalpie de l'air entrant à la tour est de plus en plus grande. L'enthalpie de l'air sortant de la tour augmente en augmentant l'humidité relative pour une température de l'air atmosphérique donnée, car, la température de l'air à la sortie de la tour de refroidissement augmente en augmentant l'humidité relative de la même manière (figure 4-11).

La diminution de la charge refroidie est importante. Dans certains cas (HR=75%), cette diminution est d'environ 1000kW. Dans de telles conditions, la tour de refroidissement devient incapable de refroidir le réacteur nucléaire.

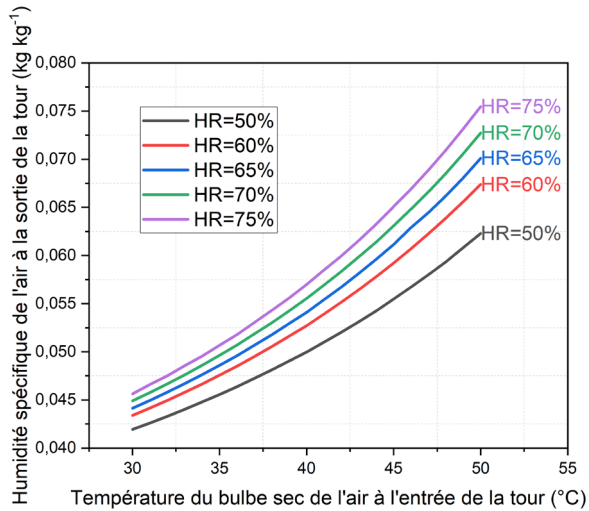


Figure 4-14 : Variation de l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour de refroidissement en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique

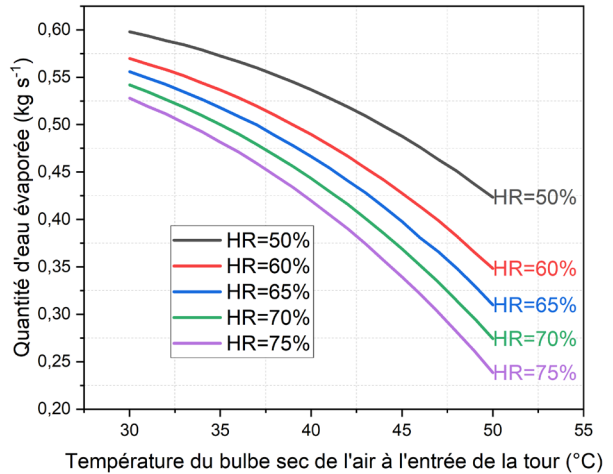


Figure 4-15 : Variation de la quantité d'eau évaporée en fonction de l'humidité et la température de l'air atmosphérique

Dans la figure 4-14, on voit que l'augmentation de la température de l'air atmosphérique pour une humidité relative fixée augmente l'humidité spécifique de l'air à la sortie de la tour de refroidissement. C'est parfaitement logique, car, au fur et à mesure que la température de l'air entrant à la tour augmente tout en gardant la même humidité relative, son humidité spécifique est plus grande. C'est pour cela que l'air sortant de la tour de refroidissement a une plus grande humidité spécifique. L'humidité spécifique de l'air sortant de la tour augmente également en augmentant l'humidité relative de l'air atmosphérique et en fixant sa température, car un air à l'entrée plus humide contient plus de vapeur d'eau, et donc l'air à la sortie de la tour de refroidissement a une plus grande humidité spécifique. La figure 4-15 montre que pour une température donnée de l'air entrant, l'augmentation de l'humidité relative de l'air entrant diminue la quantité d'eau évaporée, car, un air entrant plus humide est plus proche de la saturation et donc il ne peut pas prendre davantage de molécules d'eau. Aussi, pour une humidité relative donnée de l'air atmosphérique, la quantité d'eau évaporée diminue en augmentant la température de l'air atmosphérique. En effet, la force motrice de l'évaporation de l'eau est la différence en humidité spécifique entre le film d'air saturé à la température de l'eau et l'air entrant. Vu qu'on n'a pas varié la température de l'eau provenant du condenseur, alors le film d'air saturé à la température de l'eau contient une quantité de vapeur d'eau spécifiée. Et lorsque l'air entrant est plus chaud pour la même humidité relative, son humidité spécifique augmente (il contient plus de vapeur d'eau), donc la différence de la quantité de vapeur entre l'air entrant et l'air saturée à la température de l'eau décroît, et donc le transfert de masse décroît.

4.4 Résultats de l'effet des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de la tour à tirage naturel :

Dans cette partie on verra l'influence des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de la tour de refroidissement à tirage naturel dimensionnée.

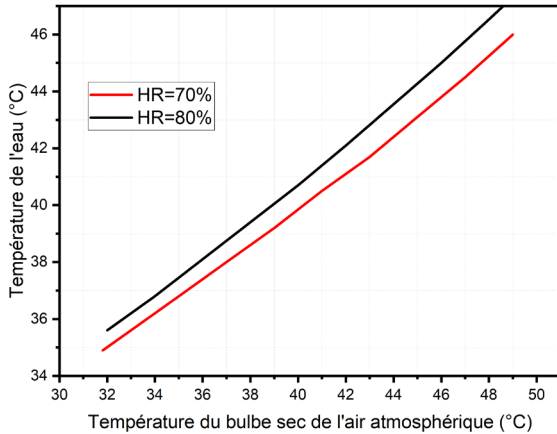


Figure 4-16 : Variation de la température de l'eau à la sortie de la tour en fonction des conditions atmosphériques

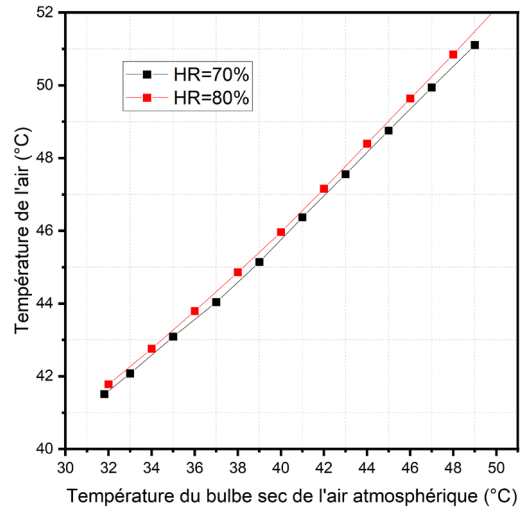


Figure 4-17 : Variation de la température de l'air à la sortie de la tour en fonction des conditions atmosphériques

La figure 4-17 montre que l'augmentation de la température et l'humidité relative de l'air entrant provoquent une augmentation de la température de l'eau sortante de la tour de refroidissement. En fixant l'humidité relative et en augmentant la température de l'air entrant, la température de l'eau sortante augmente, car, la convection est plus faible ; le fluide froid qui est l'air est plus chaud. En fixant la température et en augmentant l'humidité relative de l'air entrant à la tour de refroidissement, la température de l'eau sortante augmente également, car, l'air entrant est plus humide donc sa capacité à refroidir l'eau par évaporation est plus faible. Dans la figure 4-18 on voit que la température de l'air sortant de la tour de refroidissement augmentant en augmentant la température et l'humidité relative de l'air entrant. Pour une humidité relative donnée, lorsque l'air entrant est plus chaud alors c'est logique que l'air sortant soit également plus chaud. Aussi, pour une température de l'air entrant fixe, l'augmentation de l'humidité relative réduit l'évaporation provoquant ainsi une augmentation de la température de l'eau (figure 4-17), et donc l'air est en convection avec de l'eau plus chaude. Et c'est pour cette raison que l'air sortant de la tour est plus chaud.

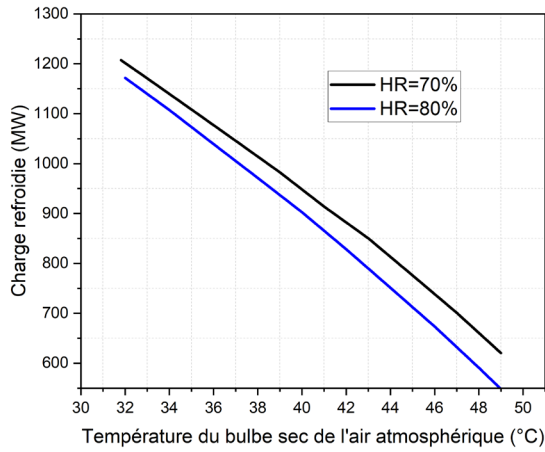


Figure 4-18 : Variation de la charge refroidie en fonction des conditions atmosphériques

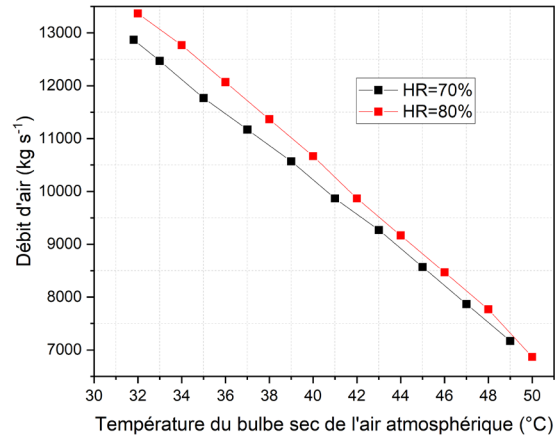


Figure 4-19 : Variation du débit d'air en fonction des conditions atmosphériques

À travers la figure 4-19, la charge refroidie dans la tour de refroidissement diminue pour les conditions atmosphériques extrêmes. Ces résultats confirment les résultats trouvés dans la figure 4-17. La qualité du transfert de chaleur et de masse diminue en augmentant l'humidité relative et la température de l'air à l'entrée, car la convection et l'évaporation diminuent. Dans la figure 4-20, on voit un résultat conforme à celui trouvé dans 4-18. Vu que la force motrice de l'écoulement d'air dans une tour de refroidissement à tirage naturel est la différence de densité entre l'air à l'intérieur et l'air à l'extérieur de la tour, lorsque l'air entrant est plus humide pour une température donnée l'air sortant est plus chaud (figure 4-18) alors la différence de densité est plus importante, car la différence de température entre l'air dans et en dehors la tour de refroidissement est plus importante. Également, lorsque la température de l'air entrant augmente pour une humidité relative fixée, la température de l'air sortant est plus importante (figure 4-18) alors, la différence de densité diminue et le débit d'air est amplement réduit.

Pour une humidité relative de 80%, la charge refroidie diminue de 1171.63 MW jusqu'à 505.71 MW, une chute de 132%. Dans ce cas, la tour de refroidissement à tirage naturel ne peut pas refroidir le réacteur nucléaire.

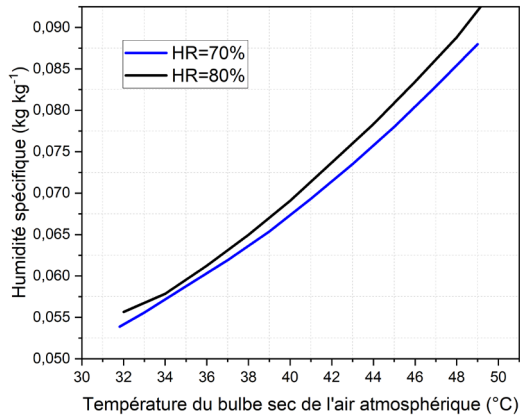


Figure 4-20 : Variation de l'humidité spécifique de l'air sortant de la tour de refroidissement en fonction des conditions atmosphériques

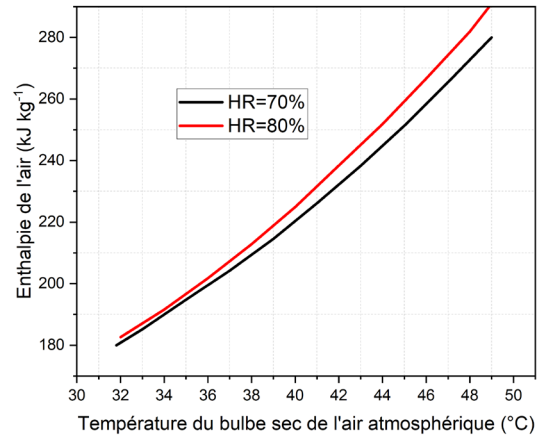


Figure 4-21 : Variation de l'enthalpie spécifique de l'air sortant de la tour de refroidissement en fonction des conditions atmosphériques

Dans la figure 4-21, l'humidité spécifique de l'air sortant de la tour de refroidissement augmente en augmentant l'humidité relative de l'air entrant pour une température donnée ; un air entrant plus humide contient plus de vapeur d'eau et donc l'air sortant à une plus grande humidité spécifique. Aussi, pour une même humidité relative de l'air entrant, une température plus chaude de l'air entrant signifie que son humidité spécifique est plus importante, donc l'humidité spécifique de l'air sortant est plus grande. Dans la figure 4-22, l'enthalpie spécifique de l'air sortant de la tour de refroidissement est plus grande en augmentant l'humidité relative et en fixant la température de l'air entrant, car, l'air entrant est plus humide et contient plus de vapeur donc son enthalpie est plus importante, alors l'enthalpie de l'air sortant est plus grande. Également, en fixant l'humidité relative, un air à l'entrée plus chaud à une plus grande enthalpie, donc l'enthalpie de l'air sortant est plus grande.

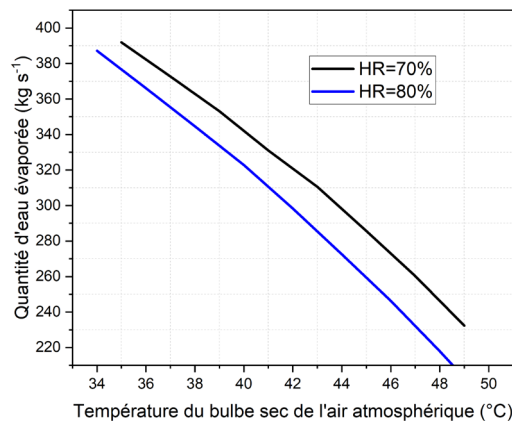


Figure 4-22 : Variation de la quantité d'eau évaporée en fonction des conditions atmosphériques

Dans la figure 4-23, on voit qu'en augmentant l'humidité relative de l'air entrant pour une température fixée, la quantité d'eau évaporée diminue, car, un air plus humide a une plus faible capacité à prendre des molécules d'eau. Également, pour une humidité relative donnée, un air entrant plus chaud contient plus de vapeur d'eau et donc la différence en quantité de vapeur d'eau entre l'air entrant chaud et le film d'air saturé à la température de l'eau devient plus petite. Donc le transfert de masse diminue et la quantité d'eau évaporée diminue.

4.5 Conclusion :

Dans cette dernière partie, on s'est intéressé à l'influence des conditions atmosphériques extrêmes (hautes températures et humidités) sur les performances de la tour à tirage naturel. On a présenté également l'influence des hauteurs variables des différentes zones d'échange sur les performances de la tour à tirage mécanique. L'influence des conditions atmosphériques extrêmes sur les performances de la tour à tirage mécanique a également été présentée. Ces résultats sont obtenus grâce aux scripts Matlab ; un script consacré aux calculs de la tour de refroidissement à tirage mécanique, et un autre consacré aux calculs de la tour de refroidissement à tirage naturel. Ce dernier travail peut aussi être utilisé comme base de dimensionnement des tours de refroidissement pour les cas les plus défavorables.

CONCLUSION GENERALE

Le but de ce travail est de dimensionner deux tours de refroidissement, puis d'effectuer une étude paramétrique sur leurs performances sous des conditions atmosphériques extrêmes ; hautes températures et humidités.

Dans un premier temps, la définition de la réaction de fission nucléaire et le fonctionnement d'un réacteur nucléaire ont été explicités. On a tâché de présenter le réacteur EPR et ses composants ainsi que le réacteur NUR du CRND. On a présenté également les tours de refroidissement et leurs différents composants. Une revue bibliographique a été faite des travaux récents sur les tours de refroidissement.

Ensuite, on a dérivé les équations utilisées pour le dimensionnement des tours de refroidissement. Trois méthodes sont présentées : la méthode Merkel, la méthode de Poppe et la méthode ε -NTU. L'analogie utilisée pour aboutir à l'application des équations ε -NTU aux tours de refroidissement a été détaillée.

Aussi, l'approche à suivre pour dimensionner deux types de tours de refroidissement est décrite. Les puissances nécessaires au pompage sont également calculées. Les méthodes de Merkel et Poppe sont utilisées pour le dimensionnement. Un schéma itératif est utilisé pour avoir les variables recherchées. La méthode de Poppe est utilisée pour le dimensionnement de la tour de refroidissement à tirage naturel de plus de 100m de hauteur. La méthode de Merkel est utilisée pour dimensionner une tour de refroidissement à tirage mécanique pour le refroidissement du réacteur NUR. Un script Matlab est utilisé pour résoudre les équations gouvernantes. Les scripts permettent d'avoir les caractéristiques de l'air à la sortie de la tour, la température de l'eau à la sortie de la tour, la charge refroidie, le rendement de la tour, la quantité d'eau évaporée et le nombre de Merkel.

Enfin, une étude paramétrique a été menée pour voir l'influence des conditions atmosphériques extrêmes (hautes températures et humidités) sur les performances de la tour de refroidissement à tirage naturel et la tour de refroidissement à tirage mécanique. On a présenté également l'influence des hauteurs variables des différentes zones d'échange sur les performances de la tour à tirage mécanique. Ces résultats sont obtenus grâce aux scripts Matlab.

Il a été trouvé que l'augmentation de la hauteur de chacune de ces zones, indépendamment les unes des autres, améliore les performances de la tour ; la température de l'eau à la sortie de la tour a diminué, la charge refroidie dans la tour, le nombre de Merkel et le rendement de la tour ont augmenté. L'augmentation de la hauteur du garnissage indépendamment de la hauteur de la zone d'aspersion et de la hauteur de la zone de pluie améliore les performances de la tour, car, le garnissage est un corps d'échange conçu spécialement pour permettre de réaliser le meilleur transfert de chaleur possible en élargissant la surface d'échange entre l'eau et l'air et en prolongeant le temps de résidence de l'eau. La zone d'aspersion est située juste en dessus du garnissage, et une faible partie du transfert de chaleur a lieu dans cette zone. Il a été trouvé que l'augmentation de la hauteur de cette zone indépendamment des deux autres hauteurs améliore également les performances de la tour ; la température de l'eau à la sortie de la tour a diminué, la charge refroidie dans la tour, le nombre de Merkel et le rendement de

la tour ont augmenté. L'augmentation de la hauteur de la zone de pluie indépendamment des autres hauteurs améliore aussi les performances de la tour. Cependant, l'augmentation de la hauteur de la zone de pluie provoque des variations du débit d'air entrant à la tour. Ces variations de débits sont justifiées par la variation de la section d'entrée de la tour. Dans cette étude, on a fait en sorte à ce que le débit d'air ne change pas énormément. Il a été trouvé que l'augmentation de la hauteur du garnissage accroît la charge refroidie de 96% et le nombre de Merkel de 300% tandis que l'augmentation de la hauteur de la zone d'aspersion accroît la charge refroidie de 19% et le nombre de Merkel de 50% et l'augmentation de la zone de pluie augmente la charge refroidie de 23% et le nombre de Merkel de 38%. Il est donc conclu que l'augmentation de la hauteur du garnissage affecte considérablement les performances de la tour, plus que l'augmentation de la hauteur de la zone d'aspersion ou celle de pluie.

Dans un second temps, une étude paramétrique a été menée sur la tour de refroidissement humide à tirage mécanique et la tour de refroidissement humide à tirage naturel. Il a été trouvé que lorsque l'air à l'entrée devient de plus en plus chaud pour une humidité donnée, les performances de la tour se dégradent : diminution de la charge refroidie et du nombre de Merkel, augmentation de la température de l'eau à la sortie de la tour. Aussi, lorsque l'humidité augmente pour une température du bulbe sec de l'air donné, les performances de la tour chutent : diminution de la charge refroidie et du nombre de Merkel, augmentation de la température de l'eau à la sortie de la tour.

PERSPECTIVES

- Évaluation des performances d'une tour de refroidissement humide utilisant un garnissage non uniforme ; sa hauteur diminue en se rapprochant du centre de la tour de refroidissement.
- Étude des performances d'une tour de refroidissement humide avec entrée d'air refroidie.
- Utilisation du logiciel EnergyPlus ou Trnsys pour faire une étude énergétique sur les tours de refroidissement humides.

REFERENCES

- [1] DUDERSTADT, James J., HAMILTON, Louis J. *Nuclear Reactor Analysis*. 1ère Edition. Michigan : Wiley, 1991, 672 p. ISBN 9780471223634.
- [2] NAUDET, Gilbert., REUSS, Paul. *Énergie, électricité et nucléaire*. 1ère Edition. Paris : EDP Sciences, 2008, 428 p. ISBN 9782759800407.
- [3] Commissariat à l'énergie atomique et aux énergies alternatives. *Découvrir & Comprendre - Les réacteurs nucléaires* [en ligne]. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : <https://www.cea.fr/comprendre/Pages/energies/nucleaire/fonctionnement-reacteur-nucleaire.aspx?Type=Chapitre&numero=2>
- [4] BACHER, Pierre. Réacteurs nucléaires. Généralités. *Techniques de l'ingénieur Génie nucléaire* [en ligne]. 2005, vol. TIP180WEB, n°BN3020. [Consulté le 21/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.51257/a-v1-bn3020>
- [5] QUINOT, P., DESFONTAINES, G. The main components of the European pressurized water reactor. *Nuclear Engineering and Design* [en ligne]. 1999, vol. 187, n°1, pp. 121-133. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:30017260
- [6] ScienceDirect. *Heavy Water Reactors - an overview | ScienceDirect Topics* [en ligne]. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : <https://www.sciencedirect.com/topics/earth-and-planetary-sciences/heavy-water-reactors>
- [7] BALLAGNY, Alain, GUIGON, Bruno. Réacteurs de recherche et d'irradiation de matériaux. *Techniques de l'ingénieur Génie nucléaire* [en ligne]. 2004, vol. TIP180WEB, n°BN3030. [Consulté le 21/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.51257/a-v1-bn3030>
- [8] International Atomic Energy Agency. *Nuclear power reactors, reactor types and technologies | IAEA* [en ligne]. [Consulté le 20/03/2022]. Disponible sur : <https://www.iaea.org/topics/nuclear-power-reactors>
- [9] LAMARSH, John R., BARATTA, Anthony J. *Introduction to Nuclear Engineering*. 3ème Edition. New Jersey : Prentice Hall, 2001, 783 p. ISBN 9780201824988.
- [10] PY, Jean-Pierre, YVON, Michel. Réacteur à eau ordinaire sous pression : le projet EPR. *Techniques de l'ingénieur Génie nucléaire* [en ligne]. 2007, vol. TIP180WEB, n°BN3102. [Consulté le 21/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.51257/a-v1-bn3102>
- [11] QUINOT, P., DESFONTAINES, G. The main components of the European pressurized water reactor. *Nuclear Engineering and Design* [en ligne]. 1999, vol. 187, n°1, pp. 121-133. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:30017260
- [12] SKRZYPEK, Maciej, LASKOWSKI, Rafał. Thermal-hydraulic calculations for a fuel assembly in a European Pressurized Reactor using the RELAP5 code. *NUKLEONIKA* [en ligne]. 2015, vol. 60, n°3, pp. 537-544. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : https://www.researchgate.net/publication/282482826_Thermal-

[hydraulic calculations for a fuel assembly in a European Pressurized Reactor using the RELAP5 code](#)

[13] Institut de radioprotection et de sûreté nucléaire. *L'expertise par l'IRSN du réacteur EPR* [en ligne]. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : https://www.irsn.fr/FR/connaissances/Installations_nucleaires/Les-centrales-nucleaires/reacteur-epr/Pages/3-Expertise-IRSN-reacteur-EPR-Flamanville.aspx#.YjzvEU2ZPIU

[14] Advanced Reactor Information System. *Status report 78 - The Evolutionary Power Reactor (EPR)*, 04/04/2011 [en ligne], International Atomic Energy Agency. [Consulté le 09/04/2022]. Disponible sur : <https://aris.iaea.org/PDF/EPR.pdf>

[15] Framatome ANP, Inc. *EPR Design Description*, août 2005 [en ligne], U.S. Nuclear Regulatory Commission. [Consulté le 13/04/2022]. Disponible sur : <https://www.nrc.gov/docs/ML0522/ML052280170.pdf>

[16] BENGUIGUI, William. *Numerical simulation of two-phase flow induced vibration* [en ligne]. Thèse de doctorat : Fluides et Energétique. Chatou : École Nationale Supérieure de Techniques Avancées, 2018. [10/04/2022]. Disponible sur : https://pastel.archives-ouvertes.fr/tel-01923252/file/72853_BENGUIGUI_2018_archivage.pdf

[17] CRETTE, Jean-Paul, NOËL, Henri. The main components of the European pressurized water reactor. *Nuclear Engineering and Design* [en ligne]. 1999, vol. 187, n°1, pp. 121-133. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:30017260

[18] ScienceDirect. *Pressuriser - an overview | ScienceDirect Topics* [en ligne]. [Consulté le 13/04/2022]. Disponible sur : <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/pressuriser#:~:text=A%20PWR%20pressurizer%20provides%20the,and%20increasing%20the%20primary%20pressure.>

[19] EL-GENK, Mohamed S., ALTAMIMI, Ragai, SCHRIENER, Timothy M. Pressurizer dynamic model and emulated programmable logic controllers for nuclear power plants cybersecurity investigations. *Annals of Nuclear Energy* [en ligne]. 2021, vol. 154, n°1, pp. 121-133. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:30017260

[20] HARTMANN, Philippe, BORDET, François, CHEVALIER, Christian, COLLIN, Jean-Luc, KHALANSKI, Michel. *Centrale Nucléaires et Environnement : Prélèvements d'eau et rejets* [en ligne]. 1^{ère} Édition. EDP Sciences, 2014 [Consulté le 29/03/2022]. Format PDF. Disponible sur : <https://www.edp-open.org/books/books-in-french/278-centrales-nucleaires-et-environnement-prelevements-deau-et-rejets>

[21] HARTMANN, Philippe, BORDET, François, CHEVALIER, Christian, COLLIN, Jean-Luc, KHALANSKI, Michel. *Centrale Nucléaires et Environnement : Prélèvements d'eau et rejets* [en ligne]. 2^{ème} Édition. EDP Sciences, 2020 [Consulté le 29/03/2022]. Format PDF. Disponible sur : <https://www.edp-open.org/books/edp-open-books/406-centrales-nucleaires-et-environnement-prelevements-d-eau-et-rejets>

- [22] ScienceDirect. *Cooling Tower - an overview* | *ScienceDirect Topics* [en ligne]. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/cooling-tower>
- [23] ScienceDirect. *Forced-Draft Cooling Tower - an overview* | *ScienceDirect Topics* [en ligne]. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/forced-draft-cooling-tower>
- [24] KROGER, Detlev G. *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers : Thermal-Flow Performance Evaluation and Design Volume 1* [en ligne]. 2ème Edition. Oklahoma : PennWell Corporation, 2004 [Consulté en mai 2022], Format PDF. Disponible sur : <https://www.pennwellbooks.com/air-cooled-heat-exchangers-and-cooling-towers-thermal-flow-performance-evaluation-and-design-volume-1-book-kroger-9780878148967/>.
- [25] STANFORD III, Herbert W. *HVAC Water Chillers and Cooling Towers: Fundamentals, Application, and Operation* [en ligne]. 2ème Edition. Ohio : CRC Press, 2012 [Consulté en mai 2022]. Format PDF. Disponible sur : https://www.academia.edu/29210796/Hvac_Water_Chillers_And_Cooling_Towers
- [26] CHEREMISINOFF, Nicholas P. *Cooling Towers : Selection, Design and Practice* [en ligne]. 1ère Edition. Michigan : Ann Arbor Science, 1981 [Consulté en juin 2022]. Format PDF. Disponible sur : <https://www.amazon.com/Cooling-towers-Selection-design-practice/dp/0250404079>
- [27] JIN, Tai, ZHANG, Li, LUO, Kun, FAN, Jianren. Three-dimensional Numerical Study on Thermal Performance of a Super Large Natural Draft Cooling Tower of 220m Height. *Journal of Thermal Science* [en ligne]. 2013, vol. 22, n°3, pp. 234-241. [Consulté le 19/03/2022]. Disponible sur : <https://link.springer.com/article/10.1007/s11630-013-0618-x>
- [28] HE, Suoying, GURGENCI, Hal, GUAN, Zhiqiang, HOOMAN, Kamel, ZOU, Zheng, SUN, Fengzhong. Comparative study on the performance of natural draft dry, pre-cooled and wet cooling towers. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2016, vol. 99, pp. 103-113. [Consulté le 27/03/2022]. Disponible sur : <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.060>
- [29] ALAVI, Seyed Rashid, RAHMATI, Mehdi. Experimental investigation on thermal performance of natural draft wet cooling towers employing an innovative wind-creator setup. *Energy Conversion and Management* [en ligne]. 2016, vol. 122, pp. 504-514. [Consulté le 28/03/2022]. Disponible sur : <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.016>
- [30] RAHMATI, Mehdi, ALAVI, Seyed Rashid, TAVAKOLI, Mohammed Reza. Experimental investigation on performance enhancement of forced draft wet cooling towers with special emphasis on the role of stage numbers. *Energy Conversion and Management* [en ligne]. 2016, vol. 126, pp. 971-981. [Consulté le 30/03/2022]. Disponible sur : <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.059>
- [31] GAO, Ming, GUO, Chang, MA, Chaoqun, SHI, Yuetao, SUN, Fengzhong. Thermal Performance for Wet Cooling Tower with Different Layout Patterns of Fillings under Typical Crosswind Conditions. *Energies* [en ligne]. 2017, vol. 10, n°1. [Consulté le 29/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.3390/en10010065>

- [32] OPRIS, Ioana, CENUSA, Victor-Eduard, DARIE, GEORGE. A Dimensioning Methodology for a Natural Draft Wet Cooling Tower. *Technology, Education, Management, Informatics* [en ligne]. 2017, vol. 16, n°2, pp. 294-302. [Consulté le 29/03/2022]. Disponible sur : https://www.temjournal.com/content/62/TemJournalMay2017_294_302.pdf
- [33] LEE, Jaiho. Evaluation of impacts of cooling tower design properties on the near-field environment. *Nuclear Engineering and Design* [en ligne]. 2018, vol. 326, pp. 65-78. [Consulté le 17/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2017.09.026>
- [34] KONG, Qing Jie, ZHAO, Xue Yi, XIE, De Qiang, ZHANG, Ben, WANG, Pei. Experimental investigation of the heat and mass transfer phenomena in a counterflow wet cooling tower with foam ceramic packing. *Advances in Mechanical Engineering* [en ligne]. 2018, vol. 10, n°1, pp. 1-11. [Consulté le 26/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1177%2F1687814017752579>
- [35] WANG, Miao, WANG, Jin, WANG, Jiajin, SHI, Cheng. Contrastive Analysis of Cooling Performance between a High-level Water Collecting Cooling Tower and a Typical Cooling Tower. *Journal of Thermal Science* [en ligne]. 2018, vol. 27, n°1, pp. 39-47. [Consulté le 16/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s11630-018-0982-7>
- [36] GAO, Ming, ZOU, Jian, HE, Suoying, SUN, Fengzhong. Thermal performance analysis for high level water collecting wet cooling tower under crosswind conditions. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2018, vol. 136, pp. 568-575. [Consulté le 21/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.043>
- [37] ZHOU, Yang, WANG, Kun, GAO, Ming, DANG, Zhigang, HE, Suoying, SUN, Fengzhong. Experimental study on the drag characteristic and thermal performance of non-uniform fillings for wet cooling towers under crosswind conditions. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2018, vol. 140, pp. 398-405. [Consulté le 26/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.071>
- [38] AYOUB, Ali, GJORGIEV, Blaze, SANSAVINI, Giovanni. Cooling towers performance in a changing climate: Techno-economic modeling and design optimization. *Energy* [en ligne]. 2018, vol. 160, pp. 1133-1143. [Consulté le 15/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.080>
- [39] WEIA, Huimin, CHENA, Lin, HUANGA, Xianwei, GEA, Zhihua, YANGA, Lijun, DU, Xiaoze. Performance of a novel natural draft hybrid cooling system with serial airside heat exchange. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2018, vol. 147, pp. 361-370. [Consulté le 02/04/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.105>
- [40] CHEN, Xuehong, SUN, Fengzhong, CHEN, Youliang, GAO, Ming. Novel method for improving the cooling performance of natural draft wet cooling towers. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2018, vol. 147, pp. 562-570. [Consulté le 26/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.076>
- [41] NOURANI, Zoya, NASERBEGI, Azadeh, TAYYEBI, Sh., AGHAIE, Mostafa. Thermodynamic evaluation of hybrid cooling towers based on ambient temperature. *Thermal Science and Engineering Progress* [en ligne]. 2019, vol. 14. [Consulté le 14/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100406>

- [42] SONG, Jialiang, CHEN, Yongdong, WU, Xiaohong, RUAN, Shengqi, ZHANG, Zhongqing. A Novel Approach for Energy Efficiency Prediction of Various Natural Draft Wet Cooling Towers Using ANN. *Journal of Thermal Science* [en ligne]. 2019, vol. 30, n°3, pp. 859-868. [Consulté le 30/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1296-0>
- [43] ZHOU, Yasu, ZHANG, Pan, ZHAO, Jingde, YANG, Honghai, BAI, Yufeng. Experimental Study on Performance of a Closed Wet Cooling Tower for Air Wet-Bulb Temperature near 0°C. *Journal of Thermal Science* [en ligne]. 2019, vol. 28, n°5, pp. 1015-1023. [Consulté le 03/04/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s11630-018-1159-8>
- [44] WANG, Weishu, GE, Xuewen, ZHAO, Shifei, ZHENG, Haonan, XU, Weihui, LV, Jiatong, ZHU, Ge. A Novel Approach for Water Conservation and Plume Abatement in Mechanical Draft Cooling Towers. *Atmoshpere* [en ligne]. 2019, vol. 10, n°12. [Consulté le 01/04/2022]. Disponible sur : <http://dx.doi.org/10.3390/atmos10120734>
- [45] MISHRA, Bhavna, SRIVASTAVA, Aalekh, YADAV, Laxmikant. Performance analysis of cooling tower using desiccant. *Heat and Mass Transfer* [en ligne]. 2019, vol. 56, pp. 1153-1169. [Consulté le 15/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02759-y>
- [46] AL-DULAIMI, Mustafa J., KAREEM, Fadhil Abdulrazzaq, HAMAD, Faik A. Evaluation of thermal performance for natural and forced draft wet cooling tower. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences* [en ligne]. 2019, vol. 13, n°4, pp. 6007-6021. [Consulté le 17/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02759-y>
- [47] GE, Wenjing, ZHAO, Yuanbin, SONG, Shiwei, LI, Wendong, GAO, Shasha, CHEN, TieFang. Thermal characteristics of dry cooling tower reconstructed from obsolete natural draft wet cooling tower and the relevant thermal system coupling optimization. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2020, vol. 174. [Consulté le 26/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115202>
- [48] BURYŃ, Zbigniew, KUCZUK, Anna, POSPOLITA, Janusz, SMEJDA, Rafał, WIDERA, Katarzyna. Impact of Weather Conditions on the Operation of Power Unit Cooling Towers 905 Mwe. *Energies* [en ligne]. 2021, vol. 14, n°19. [Consulté le 29/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02759-y>
- [49] CHEN, Kun, SUN, Fengzhong, ZHANG, Lei, CHEN, Xuehong, ZHANG, Xiaoyu. A sensitivity-coefficients method for predicting thermal performance of natural draft wet cooling towers under crosswinds. *Applied Thermal Engineering* [en ligne]. 2022, vol. 206. [Consulté le 27/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118105>
- [50] Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas. *International Congress of Mechanical Engineering*, São Carlos School of Engineering, 3-7 novembre 2013 [en ligne]. 22^{ème} Édition. Ribeirão Preto, SP, Brésil : ABCM, 2013. ISSN 2176-5480. [Consulté le 22/04/2022]. Disponible à l'adresse : https://www.researchgate.net/publication/288005019_The_difference_between_Merkel_and_Poppe_models_and_its_influence_on_the_prediction_of_wet-cooling_towers
- [51] KLOPPERS, Johannes C. *A Critical Evaluation and Refinement of the Performance Prediction of Wet-Cooling Towers* [en ligne]. Thèse de doctorat : Génie Mécanique.

Stellenbosch : University of Stellenbosch, 2003. [Consulté le 05/04/2022]. Disponible sur : <http://hdl.handle.net/10019.1/1476>

[52] BRITISH STANDARDS INSTITUTION. *Water Cooling Towers - Part 2: Methods for Performance Testing* [en ligne]. BS 4485 : Part 2, 1988. Milton Keynes : BSI, 1988. [Consulté le 21/04/2022]. Disponible à l'adresse : <http://www.iso-iran.ir/standards/bs/BS%204485%20Part%202-1988.pdf>

[53] MOHIUDDIN, A.K.M., KANT, K. Base de connaissances pour la conception méthodique des tours de refroidissement. Première partie : Sélection et caractéristiques des tours. *International Journal of Refrigeration* [en ligne]. 1996, vol. 19, n°1, pp. 43-51. [Consulté le 03/05/2022]. Disponible sur : [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)00059-3](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)00059-3)

[54] SIDI-ALI, Kamel. *Dimensionnement des tours de refroidissement humides des centrales électronucléaires*. SPRUA, Ain Oussera, 1998.

[55] SIDI-ALI, Kamel, *Effets de la profondeur du garnissage sur les principaux paramètres d'une tour de refroidissement humide*, 6^{ème} Séminaire Internationale sur la Physique Energétique. 2002, Béchar.

[56] MOHIUDDIN, A.K.M., KANT, K. Base de connaissances pour la conception systématique de tours de refroidissement humides Deuxième partie : paramètres de garnissage et autres paramètres de conception. *International Journal of Refrigeration* [en ligne]. 1996, vol. 19, n°1, pp. 52-60. [Consulté le 03/05/2022]. Disponible sur : [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)00060-7](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)00060-7)

[57] KLOPPERS, Johannes C., KRÖGER, Detlev G. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [en ligne]. 2005, vol. 48, n°3-4, pp. 765-777. [Consulté le 03/05/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.004>

[58] KROGER, Detlev G. *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers : Thermal-Flow Performance Evaluation and Design Volume 2* [en ligne]. 2^{ème} Edition. Oklahoma : PennWell Corporation, 2004 [Consulté en mai 2022], Format PDF. Disponible sur : <https://www.pennwellbooks.com/air-cooled-heat-exchangers-and-cooling-towers-thermal-flow-performance-evaluation-and-design-volume-2-book-kroger-9781593700195/#additional-info>.

[59] DONG, Peixin, LI, Xiaoxiao, GUAN, Zhiqiang, GURGENCI, Hal, ZHANG, Liang, FENG, Junjie. Starting up a practical natural draft cooling system: Experimental and theoretical study on transients. *International Communications in Heat and Mass Transfer* [en ligne]. 2021, vol. 126. [Consulté le 28/05/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105444>

[60] JORDAN, Richard C., PRIESTER Gayle B. *Refrigeration and Air Conditioning* [en ligne]. 2^{ème} Edition. Michigan : Prentice-Hall, 1946 [Consulté le 29/06/2022]. Format PDF. Disponible sur : <https://archive.org/details/in.ernet.dli.2015.509385/page/n41/mode/2up>

[61] SIDI-ALI, Kamel. *Cours sur les tours de refroidissement*. Birine : CRNB, 2002.

[62] SIDI-ALI, Kamel. *Influence des pertes de charge sur le circuit de refroidissement secondaire d'un réacteur nucléaire de recherche*. CNPA, Batna, 2002

- [63] SIDI-ALI, Kamel, *Les tours de refroidissement humides, technologie des composants*, 1^{er} Congrès International de Mécanique. 14-16 décembre 2002, Constantine.
- [64] Commissariat à l'Énergie Atomique et aux Énergies Alternatives. *Découvrir & Comprendre - Le fonctionnement d'un réacteur nucléaire électrogène (cea.fr) [en ligne]*. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : <https://www.cea.fr/comprendre/Pages/energies/nucleaire/essentiel-sur-fonctionnement-reacteur-nucleaire-electrogene.aspx>
- [65] Électricité de France S.A. *Électricité : la fission nucléaire | EDF FR [en ligne]*. [Consulté le 24/03/2022]. Disponible sur : <https://www.edf.fr/groupe-edf/espaces-dedies/l-energie-de-a-a-z/tout-sur-l-energie/produire-de-l-electricite/la-fission-nucleaire#:~:text=La%20r%C3%A9action%20en%20cha%C3%A9ne%20de,ph%C3%A9nom%C3%A8ne%20est%20appel%C3%A9%20fission%20nucl%C3%A9aire.>
- [66] PATEL, Vivek K., RAJA, Basni D., SAVSANI, Vimal J., DESAI, Nishith B. Performance of Recent Optimization Algorithms and Its Comparison to State-of-the-Art Differential Evolution and Its Variants for the Economic Optimization of Cooling Tower. *Archives of Computational Methods in Engineering* [en ligne]. 2021, vol. 28, pp. 4523-4535. [Consulté le 03/04/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1007/s11831-021-09529-2>
- [67] GUIDEZ, Joël, BONIN, Bernard. *Réacteurs nucléaires à caloporteur sodium* [en ligne]. 1^{er} Édition. Paris : CEA Saclay et Groupe Moniteur, 2014 [29/03/2022]. Format PDF. Disponible sur : <https://hal-cea.archives-ouvertes.fr/cea-01152795/document>
- [68] Areva. *2.E.4.1 - Design of Components and Sub-Systems*, octobre 2009 [en ligne], UK EPR™ - Generic Design Assessment. [Consulté le 17/04/2022]. Disponible sur : <http://www.epr-reactor.co.uk/ssmod/liblocal/docs/V3/Volume 2 - Design and Safety/2.E - The Reactor Coolant System and Related Systems/2.E.4/2.E.4.1 - Design of Components and Sub-Systems - v3.pdf>
- [69] U.S. Nuclear Regulatory Commission. *0520 - R325C - CE Technology Cross Training R325C - Chapter 02.2 Reactor Coolant Pumps.*, octobre 2008 [en ligne], USNRC HRTD. [Consulté le 17/04/2022]. Disponible sur : <https://www.nrc.gov/docs/ML1125/ML11251A015.pdf>
- [70] DONG, Peixin, KAISER, Antonio S., GUAN, Zhiqiang, LI, Xiaoxiao, GURGENCI, Hal, HOOMAN, Kamel. A novel method to predict the transient start-up time for natural draft dry cooling towers in dispatchable power plants. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [en ligne]. 2019, vol. 145. [Consulté le 04/04/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118794>
- [71] MA, Huan, CAI, Liang, SI, Fengqi, WANG, Junshan. Exploratory research on annular-arranged moist media to improve cooling capacity of natural draft dry cooling tower and thermo-flow characteristics of its radiators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [en ligne]. 2021, vol. 172. [Consulté le 03/04/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121123>
- [72] DONG, Peixin, LI, Xiaoxiao, YU, Yuanyuan, ZHANG, Zekun, FENG, Junjie. Direct Air Capture via Natural Draft Dry Cooling Tower. *International Journal of Greenhouse Gas*

Control [en ligne]. 2021, vol. 109. [Consulté le 10/04/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2021.103375>

[73] DE VILLIERS, E., KRÖGER, Detlev G. Inlet Losses in Counterflow Wet-Cooling Towers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* [en ligne]. 2001, vol. 123, n°2, pp. 460-464. [Consulté le 03/05/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.1115/1.1359236>

[74] SIDI-ALI, Kamel. *Evolution des caractéristiques thermiques des fluides caloporteurs dans une tour de refroidissement humide*. JITH, Alger, 2003

[75] SIDI-ALI, Kamel, *Evolution de la perte de charge dans le circuit d'air d'une tour de refroidissement humide*, Séminaire sur les Technologies Avancées. 07-08 décembre 2003, Tlemcen.

[76] CRETTE, Jean-Paul, NOËL, Henri, BACHER, Pierre. Réacteurs à neutrons rapides refroidis au sodium. *Techniques de l'ingénieur Génie nucléaire* [en ligne]. 2005, vol. TIP180WEB, n°BN3170. [Consulté le 22/03/2022]. Disponible sur : <https://doi.org/10.51257/a-v1-bn3170>

ANNEXES

ANNEXE A

Dans cette annexe sont présentés les équations utilisées pour avoir les propriétés de l'eau, l'air, la vapeur et du mélange air vapeur. Toutes les températures sont en Kelvin. Les corrélations sont valables si la température est entre $0^{\circ}\text{C} < T < 106.85^{\circ}\text{C}$.

Chaleur spécifique de l'air en fonction de la température ($j/kg \cdot K$) :

$$c_{pa}(T) = 1.045356 \times 10^3 - 3.161783 \times 10^{-1}T + 7.083814 \times 10^{-4}T^2 - 2.705209 \times 10^{-7}T^3 \quad (\text{A.1})$$

Chaleur spécifique de la vapeur en fonction de la température ($j/kg \cdot K$) :

$$c_{pv}(T) = 1.3605 \times 10^3 + 2.31334 T - 2.46784 \times 10^{-10}T^5 + 5.91332 \times 10^{-13}T^6 \quad (\text{A.2})$$

Chaleur spécifique de l'eau en fonction de la température ($j/kg \cdot K$) :

$$c_{pe}(T) = 8.15599 \times 10^3 - 2.80627 \times 10 T + 5.11283 \times 10^{-2}T^2 - 2.17582 \times 10^{-13}T^6 \quad (\text{A.3})$$

Pression de la vapeur en fonction de la température (Pa) :

$$p_v(T) = 10^{z(T)} \quad (\text{A.4})$$

$$z(T) = 10.79586 \left(1 - \frac{273.16}{T}\right) + 5.02808 \log\left(\frac{273.16}{T}\right) + 1.50474 \times 10^{-4} \left(1 - 10^{-8.29692\left(\frac{T}{273.16} - 1\right)}\right) + 4.2873 \times 10^{-4} \left(10^{4.76955\left(1 - \frac{273.16}{T}\right)} - 1\right) + 2.786118312$$

Humidité spécifique de l'air saturé en fonction de la pression de vapeur (kg/kg) :

$$w_s(T) = 0.62509 \frac{p_v(T)}{p_{atm} - 1.005 p_v(T)} \quad (\text{A.5})$$

Chaleur latente de vaporisation de l'eau en fonction de la température (j/kg) :

$$i_{lve}(T) = 3.4831814 \times 10^6 - 5.8627703 \times 10^3 T + 12.139568 T^2 - 1.40290431 \times 10^{-2} T^3 \quad (A.6)$$

Enthalpie de la vapeur (j/kg) :

$$i_v(T, T', T'') = i_{lve}(T') + c_{pv}(T'')(T - 273.15) \quad (A.7)$$

Il est important de noter que la chaleur latente de vaporisation de l'eau est toujours évaluée à la température de 273.15 °K (0°C).

Enthalpie de l'air saturé (j/kg) :

$$i_{mas}(T, T', T'') = c_{pa}(T'')(T - 273.15) + w_s(T) i_v(T, T', T'') \quad (A.8)$$

Humidité spécifique (kg/kg) :

$$w(T_{bh}, T) = \frac{(2501.6 - 2.3263 T_{bh})}{2501.6 + 1.8577 T - 4.184 T_{bh}} \times \frac{0.62509 p_v(T_{bh})}{p_{atm} - 1.005 p_v(T_{bh})} - 1.00416 \frac{T - T_{bh}}{2501.6 + 1.8577 T - 4.184 T_{bh}} \quad (A.9)$$

Enthalpie de l'air sursaturé (j/kg) :

$$i_{ss}(T_{bh}, T, T', T'') = c_{pa}(T'')(T_{bh} - 273.15) + w(T_{bh}, T_{bh}) [i_{lve}(T') + c_{pv}(T'')(T_{bh} - 273.15)] + [w(T, T) - w(T_{bh}, T_{bh})] c_{pe}(T'')(T_{bh} - 273.15) \quad (A.10)$$

Enthalpie de l'air (j/kg) :

$$i_{ma}(T_{bh}, T, T', T'') = c_{pa}(T'')(T - 273.15) + w(T_{bh}, T) i_v(T, T', T'') \quad (A.11)$$

Masse volumique du mélange air vapeur (kg/m^3) :

$$\rho_{av}(T_{bh}, T) = [1 + w(T_{bh}, T)] \left[1 - \frac{w(T_{bh}, T)}{w(T_{bh}, T) + 0.62198} \right] \frac{p_{atm}}{R} \quad (A.12)$$

Avec $R = 287.08 \text{ j/kg} \cdot K$

Viscosité dynamique de l'air ($kg/m \cdot s$) :

$$\mu_a(T) = 2.287973 \times 10^{-6} + 6.259793 \times 10^{-8}T - 3.131956 \times 10^{-11}T^2 + 8.15038 \times 10^{-15}T^3 \quad (A.13)$$

Viscosité dynamique de la vapeur ($kg/m \cdot s$) :

$$\mu_v(T) = 2.562435 \times 10^{-6} + 1.816683 \times 10^{-8}T + 2.579066 \times 10^{-11}T^2 - 1.067299 \times 10^{-14}T^3 \quad (A.14)$$

Viscosité dynamique du mélange air vapeur ($kg/m \cdot s$):

$$\mu_{av}(T_{bh}, T) = \frac{[X_a(T_{bh}, T)\mu_a(T)M_a^{0.5} + X_v(T_{bh}, T)\mu_v(T)M_v^{0.5}]}{[X_a(T_{bh}, T)M_a^{0.5} + X_v(T_{bh}, T)M_v^{0.5}]} \quad (A.15)$$

Avec : $X_a(T_{bh}, T) = 1/[1 + 1.608w(T_{bh}, T)]$, $M_a = 28.97 \text{ g/mole}$, $X_v(T_{bh}, T) = w(T_{bh}, T)/[w(T_{bh}, T) + 0.622]$, $M_v = 18.016 \text{ g/mole}$.

Masse volumique de l'eau (kg/m^3) :

$$\rho_e(T) = \left(\frac{1.49343 \times 10^{-3} - 3.7164 \times 10^{-6}T}{+7.09782 \times 10^{-9}T^2 - 1.90321 \times 10^{-20}T^6} \right)^{-1} \quad (A.16)$$

Tension superficielle de l'eau (N/m) :

$$\sigma_e = 5.148103 \times 10^{-2} + 3.998714 \times 10^{-4}T - 1.4721869 \times 10^{-6}T^2 + 1.21405335 \times 10^{-9}T^3 \quad (A.17)$$

ANNEXE B

Dans ce cette annexe, on présente les bilans de base effectuées dans l'ensemble des zones d'échange d'une tour de refroidissement humide, ainsi que les démonstrations des méthodes de e-NTU et de Poppe.

Considérons le volume de contrôle dans un garnissage où le refroidissement se passe à film, illustré dans la figure B-1 [24] [50] :

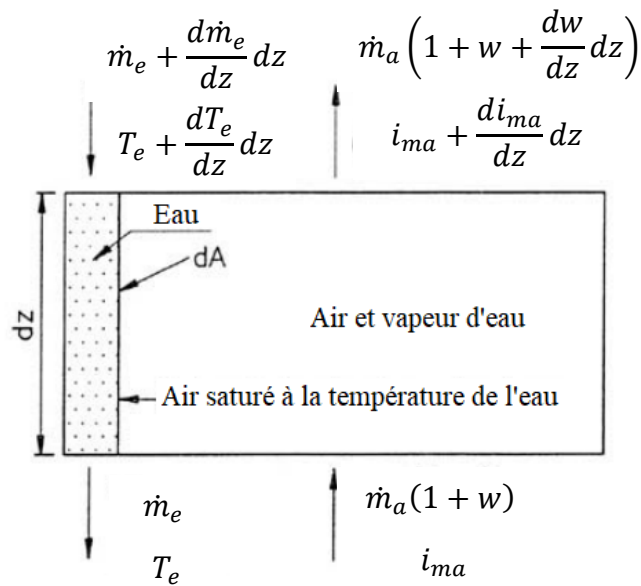


Figure B-1 : Schématisation du volume de contrôle

Le bilan de masse pour l'ensemble du volume de contrôle donne :

$$\dot{m}_e + \frac{d\dot{m}_e}{dz} dz + \dot{m}_a(1 + w) = \dot{m}_e + \dot{m}_a \left(1 + w + \frac{dw}{dz} dz \right) \quad (B.1)$$

\dot{m}_e : débit d'eau, \dot{m}_a : débit d'air, dz : élément du garnissage, w : humidité spécifique, i_{ma} : enthalpie de l'air, T_e : température de l'eau.

Après simplification :

$$\frac{d\dot{m}_e}{dz} = \dot{m}_a \frac{dw}{dz} \quad (B.2)$$

Le bilan d'énergie donne :

$$\left(\dot{m}_e + \frac{d\dot{m}_e}{dz} dz\right) c_{pe} \left(T_e + \frac{dT_e}{dz} dz\right) + \dot{m}_a i_{ma} = \dot{m}_e c_{pe} T_e + \dot{m}_a \left(i_{ma} + \frac{di_{ma}}{dz} dz\right) \quad (B.3)$$

c_{pe} : chaleur spécifique de l'eau.

Il est important de noter que dans les modèles qui suivent, des corrélations sont utilisées pour évaluer certaines quantités. Voir Annexe A.

En négligeant les termes de second ordre dans le bilan d'énergie :

$$\begin{aligned} c_{pe} \left(\dot{m}_e T_e + \dot{m}_e \frac{dT_e}{dz} dz + T_e \frac{d\dot{m}_e}{dz} dz\right) + \dot{m}_a i_{ma} &= \dot{m}_e c_{pe} T_e + \dot{m}_a \left(i_{ma} + \frac{di_{ma}}{dz} dz\right) \\ c_{pe} \left(\dot{m}_e \frac{dT_e}{dz} + T_e \frac{d\dot{m}_e}{dz}\right) &= \dot{m}_a \frac{di_{ma}}{dz} \end{aligned} \quad (B.4)$$

i_{ma} représente l'enthalpie du mélange air vapeur par kilogramme d'air sec. Son expression est :

$$i_{ma} = c_{pa} T_a + w(i_{lve} + c_{pv} T_a) \quad (A.11)$$

i_{lve} : est la chaleur latente de vaporisation de l'eau, T_a : température de l'air, c_{pa} : chaleur spécifique de l'air, c_{pv} : chaleur spécifique de la vapeur d'eau.

En remplaçant l'équation (B.2) dans (B.4) :

$$\begin{aligned} c_{pe} \left(\dot{m}_e \frac{dT_e}{dz} + T_e \dot{m}_a \frac{dw}{dz}\right) &= \dot{m}_a \frac{di_{ma}}{dz} \\ \frac{dT_e}{dz} &= \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} \left(\frac{1}{c_{pe}} \frac{di_{ma}}{dz} - T_e \frac{dw}{dz}\right) \end{aligned} \quad (B.5)$$

Le transfert total d'enthalpie est dû au transfert de masse et au transfert de chaleur :

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (B.6)$$

m : transfert de masse, c : transfert de chaleur (convection).

On peut écrire à l'interface entre l'air et l'eau :

$$\frac{d\dot{m}_e}{dz} dz = h_d(w_{se} - w)dA \quad (B.7)$$

h_d : coefficient de transfert de masse, w_{se} : humidité spécifique de saturation à la température de l'eau, dA : élément de surface d'échange (interface).

Le transfert d'enthalpie via le transfert de masse est :

$$dQ_m = i_v \frac{d\dot{m}_e}{dz} dz = i_v h_d (w_{se} - w) dA \quad (B.8)$$

i_v : enthalpie de la vapeur d'eau.

$$i_v = i_{lve} + c_{pv}T_e \quad (A.7)$$

Pour le transfert par convection :

$$dQ_c = h(T_e - T_a)dA \quad (B.9)$$

L'enthalpie d'air saturé évalué à la température de l'eau :

$$i_{mase} = c_{pa}T_e + w_{se}(i_{lve} + c_{pv}T_e) = c_{pa}T_e + w_{se}i_v \quad (B.10a)$$

On réarrange l'équation (2.12) en ajoutant et soustrayant $w_i i_v$:

$$i_{mase} = c_{pa}T_e + w_i i_v + (w_{se} - w) i_v \quad (B.10b)$$

En considérant que les chaleurs spécifiques évaluées à des températures différentes sont proches, (B.10b) – (A.11) donne :

$$i_{mase} - i_{ma} \approx (c_{pa} + w c_{pv})(T_e - T_a) + (w_{se} - w) i_v \quad (B.11)$$

Donc :

$$T_e - T_a = \frac{[i_{mase} - i_{ma} - (w_{se} - w)i_v]}{c_{pma}} \quad (B.12)$$

Avec :

$$c_{pma} = c_{pa} + wc_{pv} \quad (B.13)$$

Le transfert d'enthalpie total est donc :

$$dQ = h_d \left[\frac{h}{c_{pma}h_d} (i_{mase} - i_{ma}) + \left(1 - \frac{h}{c_{pma}h_d} \right) i_v (w_{se} - w) \right] dA \quad (B.14)$$

$Le_f = St/St_m = h/(c_{pma}h_d)$ est le facteur de Lewis caractérisant le transfert de chaleur et de masse, avec St : le nombre de Stanton de transfert de chaleur et St_m : le nombre de Stanton de transfert de masse. À ne pas confondre avec le nombre de Lewis $Le = Sc/Pr$, avec Sc : le nombre de Schmidt et Pr : le nombre de Prandtl.

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{dQ}{dz} = \frac{h_d}{\dot{m}_a} \frac{dA}{dz} [Le_f(i_{mase} - i_{ma}) + (1 - Le_f)i_v(w_{se} - w)] \quad (B.15)$$

Dans ce qui suit, la démonstration de la méthode ε -NTU appliquée aux tours de refroidissement humides est présentée.

Dans cette méthode on assume que le facteur de Lewis est égal à l'unité, l'équation (2.2) peut s'écrire alors :

$$dQ = h_d(i_{mase} - i_{ma})dA \quad (B.16)$$

L'évaporation de l'eau est également négligeable, en combinant donc les équations (B.5) et (2.2) :

$$dQ = \dot{m}_a di_{ma} = \dot{m}_e c_{pe} dT_e \quad (B.17)$$

Introduisant di_{masw} dans l'équation précédente :

$$dQ = \dot{m}_a di_{ma} = \frac{\dot{m}_e c_{pe} di_{mase}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}$$

$$di_{mase} = \frac{dQ \left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}{\dot{m}_e c_{pe}} \quad (B.18)$$

De l'équation (2.39), on peut écrire :

$$di_{ma} = \frac{dQ}{\dot{m}_a} \quad (B.19)$$

(B.18)-(B.19) donne :

$$di_{mase} - di_{ma} = d(i_{mase} - i_{ma}) = dQ \left[\frac{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}{\dot{m}_e c_{pe}} - \frac{1}{\dot{m}_a} \right] \quad (B.20)$$

En combinant (B.16) et (B.20) :

$$\frac{d(i_{mase} - i_{ma})}{i_{mase} - i_{ma}} = h_d \left(\frac{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}{\dot{m}_e c_{pe}} - \frac{1}{\dot{m}_a} \right) dA \quad (B.21)$$

Par analogie, si on considère que la capacité de l'air (fluide froid f) est \dot{m}_a et la capacité de l'eau (fluide chaud c) est $\frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}$, alors l'équation (B.21) correspondra à l'équation utilisée pour un échangeur de chaleur :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) dA \quad (B.22)$$

La quantité de chaleur maximale qui peut être transmise est :

$$Q_{max} = (\text{capacité minimale}) \times (i_{masee} - i_{mae}) \quad (B.23)$$

i_{masee} : est l'enthalpie de l'air saturé évalué à la température de l'eau à l'entrée

i_{mae} : est l'enthalpie de l'air à l'entrée

Deux cas se présentent :

Cas 1 :

$$\dot{m}_a > \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}$$

Donc $C_{emin} = \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}$ et $C_{emax} = \dot{m}_a$

Le rapport entre ces deux capacités est :

$$C_e = \frac{C_{emin}}{C_{emax}} = \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left[\dot{m}_a \left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)\right]} \quad (B.24)$$

En remplaçant C_e dans (B.21) on trouve :

$$\frac{d(i_{mase} - i_{ma})}{i_{mase} - i_{ma}} = \frac{h_d \left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right) (1 - C_e) dA}{\dot{m}_e c_{pe}} \quad (B.25)$$

Après intégration :

$$(i_{mases} - i_{mae}) / (i_{masee} - i_{maso}) = \exp[-NTU_e (1 - C_e)] \quad (B.26)$$

i_{mases} : est l'enthalpie de l'air saturé évalué à la température de l'eau à la sortie

i_{maso} : est l'enthalpie de l'air à la sortie

Par analogie, la définition de NTU dans cette étude est :

$$NTU_e = \frac{h_d A \left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)}{\dot{m}_e c_{pe}} \quad (B.27)$$

A est la surface totale d'échange.

ε_e (*effectiveness*) est défini comme étant :

$$\varepsilon_e = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (B.28)$$

Intégration de l'équation (B.17) entre l'entrée et la sortie donne :

$$Q = \dot{m}_e c_{pe} (T_{ee} - T_{es}) = m_a (i_{maso} - i_{mae}) \quad (B.29)$$

La chaleur maximale est :

$$Q_{max} = \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e}\right)} \times (i_{masee} - i_{mae}) \quad (B.30)$$

Par approximation :

$$\frac{di_{mase}}{dT_e} \approx \frac{i_{masee} - i_{mases}}{T_{ee} - T_{es}} \quad (B.31)$$

Donc :

$$\begin{aligned} \varepsilon_e = \frac{Q}{Q_{max}} &= \frac{\dot{m}_e c_{pe} (T_{ee} - T_{es})}{\frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{i_{masee} - i_{mases}}{T_{ee} - T_{es}}\right)} \times (i_{masee} - i_{mae})} \\ \varepsilon_e &= \frac{i_{masee} - i_{mases}}{i_{masee} - i_{mae}} \end{aligned} \quad (B.32)$$

De (B.29) et (B.30) :

$$m_a = \frac{Q}{(i_{maso} - i_{mae})} \quad (B.33a)$$

$$\frac{di_{mase}}{dT_e} = \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{Q_{max}} \times (i_{masee} - i_{mae}) \quad (B.33b)$$

Donc :

$$C_e = \frac{C_{emin}}{C_{emax}} = \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left[\dot{m}_a \left(\frac{di_{mase}}{dT_e} \right) \right]} = \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left[\frac{Q}{(i_{maso} - i_{mae})} \left(\frac{\dot{m}_e c_{pe}}{Q_{max}} \times (i_{masee} - i_{mae}) \right) \right]}$$

$$C_e \varepsilon_e = \frac{i_{maso} - i_{mae}}{i_{masee} - i_{mae}} \quad (B.34)$$

De (B.32) et (B.34) :

$$\frac{(\varepsilon_e - 1)}{(\varepsilon_e C_e - 1)} = \frac{i_{mases} - i_{mae}}{i_{masee} - i_{maso}} \quad (B.35)$$

En égalant la dernière équation à équation (B.26) on trouve l'équation ε -NTU pour une tour de refroidissement :

$$\varepsilon_e = \frac{1 - \exp[-NTU_e(1 - C_e)]}{1 - C_e \exp[-NTU_e(1 - C_e)]} \quad (B.36)$$

Cas 2 :

$$\dot{m}_a < \frac{\dot{m}_e c_{pe}}{\left(\frac{di_{mase}}{dT_e} \right)}$$

Dans ce cas :

$$C_e = \frac{C_{emin}}{C_{emax}} = \frac{\dot{m}_a \left(\frac{di_{mase}}{dT_e} \right)}{\dot{m}_e c_{pe}} \quad (B.37)$$

La même procédure est utilisée pour aboutir à l'équation ε -NTU.

Dans ce qui suit, la démonstration pour arriver aux équations différentielles du modèle de Poppe est présentée.

Comme dans le modèle de Poppe le facteur de Lewis n'est pas pris égal à l'unité, l'équation de Bosnjakovic est utilisée pour le déterminer [51] :

$$Le_f = 0.866^{0.667} \frac{\left(\frac{w_{se} + 0.622}{w + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{w_{se} + 0.622}{w + 0.622} \right)} \quad (B.38)$$

En combinant les équations (B.15), (B.7) et (B.4) :

$$\dot{m}_e c_{pe} dT_e = h_d dA [Le_f(i_{mase} - i_{ma}) + (1 - Le_f)i_v(w_{se} - w) - c_{pe}T_e(w_{se} - w)] \quad (B.39)$$

L'équation (B.5) peut être écrite autrement :

$$\frac{dw}{dT_e} = \frac{di_{ma}}{T_e c_{pe} dT_e} - \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a T_e} \quad (B.40)$$

En remplaçant les équations (B.15) et (B.39) dans (B.40) :

$$\frac{dw}{dT_e} = \frac{c_{pe} \dot{m}_e (w_{se} - w) / \dot{m}_a}{(i_{mase} - i_{ma}) + (Le_f - 1)[(i_{mase} - i_{ma}) - (w_{se} - w)i_v] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \quad (B.41)$$

(B.41) dans (B.40) :

$$\frac{di_{ma}}{dT_e} = c_{pe} \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \times \left[1 + \frac{c_{pe} T_e (w_{se} - w)}{(i_{mase} - i_{ma}) + (Le_f - 1)[(i_{mase} - i_{ma}) - (w_{se} - w)i_v] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \right] \quad (B.42)$$

Pour trouver le nombre de Merkel selon Poppe, on combine les équations (B.2) et (B.7) :

$$h_d dA = \frac{\dot{m}_a dw}{(w_{se} - w)} \quad (B.43)$$

On divise les deux côtés de (B.43) sur \dot{m}_e , on introduit dT_e/dT_e au côté droit puis on intègre :

$$\frac{h_d A}{\dot{m}_e} = \int_{T_{es}}^{T_{ee}} \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} \right) \left(\frac{dw}{w_{se} - w} \right) dT_e = Me_p \quad (B.44)$$

En remplaçant (B.41) dans (B.44), puis par dérivation :

$$\frac{dMe_p}{dT_e} = \frac{c_{pe}}{(i_{mase} - i_{ma}) + (Le_f - 1) \left[\frac{(i_{mase} - i_{ma})}{-(w_{se} - w)i_v} \right] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \quad (B.45)$$

Lorsque l'air traverse la tour, il peut devenir sursaturé. Dans ce cas, l'enthalpie de l'air est donnée par i_{ss} et non pas par i_{ma} :

$$i_{ss} = c_{pa}T_a + w_{sa}(i_{lve} + c_{pv}T_a) + (w - w_{sa})c_{pe}T_a \quad (A.10)$$

Aussi, l'équation (B.7) caractérisant le transfert de masse n'est pas valable pour le cas de l'air sursaturé :

$$\frac{d\dot{m}_e}{dz} dz = h_d(w_{se} - w_{sa})dA \quad (B.46)$$

w_{sa} est l'humidité spécifique de l'air saturé.

L'équation de Bosnjakovic est dans ce cas :

$$Le_f = 0.866^{0.667} \frac{\left(\frac{w_{se} + 0.622}{w_{sa} + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{w_{se} + 0.622}{w_{sa} + 0.622} \right)} \quad (B.47)$$

En suivant la même procédure, on trouve les équations différentielles pour le cas de l'air sursaturé :

$$\frac{dw}{dT_e} = \frac{\frac{c_{pe}\dot{m}_e(w_{se} - w)}{\dot{m}_a}}{(i_{mase} - i_{ss}) + (Le_f - 1) \left[\frac{(i_{mase} - i_{ss}) - (w_{se} - w_{sa})i_v}{+(w - w_{sa})c_{pe}T_e} \right] - (w_{se} - w)c_{pe}T_e} \quad (B.48)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_e} = c_{pe} \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \times \left[1 + \frac{c_{pe} T_e (w_{se} - w_{sa})}{(i_{mase} - i_{ss}) + (Le_f - 1) \left[\begin{array}{l} (i_{mase} - i_{ss}) - (w_{se} - w_{sa}) i_v \\ + (w - w_{sa}) c_{pe} T_e \\ - (w_{se} - w) c_{pe} T_e \end{array} \right]} \right] \quad (B.49)$$

$$\frac{dMe_p}{dT_e} = \frac{c_{pe}}{(i_{mase} - i_{ss}) + (Le_f - 1) \left[\begin{array}{l} (i_{mase} - i_{ss}) \\ - (w_{se} - w_{sa}) i_v + (w - w_{sa}) c_{pe} T_e \end{array} \right]} - (w_{se} - w) c_{pe} T_e \quad (B.50)$$

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 est utilisée pour résoudre ce système d'équations.

On peut remarquer que dans ces équations différentielles, le rapport des débits massiques apparaît. Ce rapport change au fur et à mesure que l'air traverse le garnissage. Pour tenir en compte cette variation, un autre volume de contrôle est tracé :

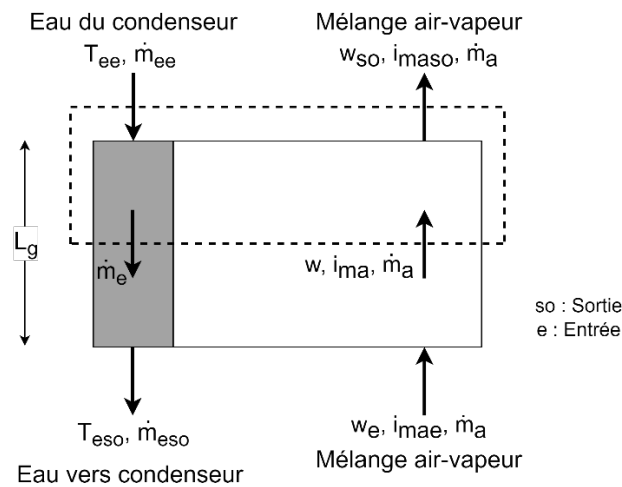


Figure B-2 : Volume de contrôle

En effectuant un bilan de masse sur l'eau :

$$\dot{m}_{ee} - \dot{m}_e = \dot{m}_a (w_{so} - w) \quad (B.51)$$

En développant cette dernière équation :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{ee} - \dot{m}_a (w_{so} - w) \quad (B.52)$$

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{ee}}{\dot{m}_a} \left[1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ee}} (w_{so} - w) \right] \quad (B.53)$$

ANNEXE C

Dans cette annexe, on présentera les corrélations pour déterminer le nombre de Merkel dans le cas de la tour de refroidissement humide à tirage naturel. Puis on verra la démarche à suivre pour résoudre le système d'équations différentielles de Poppe. On verra également l'application de l'équation de tirage dans le cas de la tour de refroidissement humide à tirage naturel.

À l'aide des équations dans l'annexe A, on peut écrire :

La masse volumique moyenne entre les points 1 et 5 est :

$$\rho_{av_{15}} = \frac{2}{\frac{1}{\rho_{av_1}} + \frac{1}{\rho_{av_5}}} \quad (C.1)$$

ρ_{av_1} et ρ_{av_5} sont les masses volumiques des mélanges de l'air vapeur aux points 1 et 5, déterminées par l'équation (A.12).

Les débits air vapeur sont :

$$\dot{m}_{av_1} = \dot{m}_a(1 + w_1) \quad (C.2a)$$

$$\dot{m}_{av_5} = \dot{m}_a(1 + w_5) \quad (C.2b)$$

Un débit moyen est calculé :

$$\dot{m}_{av_{15}} = \frac{\dot{m}_{av_1} + \dot{m}_{av_5}}{2} \quad (C.3)$$

Les densités des flux massiques sont :

$$G_{av_{15}} = \dot{m}_{av_{15}}/A_{fr} \quad (C.4a)$$

$$G_a = \dot{m}_a/A_{fr} \quad (C.4b)$$

$$G_{av_5} = \dot{m}_{av_5}/A_{fr} \quad (C.4c)$$

$$G_{av_1} = \dot{m}_{av_1}/A_{fr} \quad (C.4d)$$

$$G_e = \dot{m}_e / A_{fr} \quad (C.4e)$$

A_{fr} : la surface frontale du garnissage.

Le paramètre caractérisant l'écoulement est :

$$Ry = \frac{\dot{m}_{av_5}}{\mu_{av_5} A_{fr}} \quad (C.5)$$

μ_{av_5} est la viscosité dynamique du mélange air vapeur au point 5 déterminée par l'équation (A.15).

La vitesse du mélange air vapeur avant le garnissage est :

$$v_{av_3} = \frac{\dot{m}_{av_1}}{\rho_{av_1} A_{fr}} \quad (C.6)$$

La vitesse moyenne de l'eau en se référant à la surface frontale du garnissage est :

$$v_{e_3} = \frac{G_e}{\rho_{e_s}} \quad (C.7)$$

ρ_{e_s} : masse volumique de l'eau sortante déterminée par l'équation (A.16).

Le coefficient de diffusivité est :

$$D(T, p) = 0.04357 T^{1.5} \frac{(1/M_a + 1/M_v)^{0.5}}{p(V_a^{0.333} + V_v^{0.333})^2} \quad (C.8)$$

Avec : $M_a = 28.97 \text{ g/mol}$ et $V_a = 29.9 \text{ cm}^3/\text{mol}$ $M_v = 18.016 \text{ g/mol}$ $V_v = 18.8 \text{ cm}^3/\text{mol}$ et T en kelvins.

Le coefficient de diffusivité à l'entrée est :

$$D_1 = 0.04357 T_{a_1}^{1.5} \frac{(1/M_a + 1/M_v)^{0.5}}{p_{atm}(V_a^{0.333} + V_v^{0.333})^2} \quad (C.9)$$

Le nombre de Schmidt à l'entrée est :

$$Sc_1 = \frac{\mu_{av_1}}{\rho_{av_1} D_1} \quad (C.10)$$

Les coefficients 'a' sont :

$$a_\mu = 3.061 \times 10^{-6} (\rho_{e_s}^4 g^9 / \sigma_{e_s})^{0.25} \quad (C.11a)$$

$$a_\rho = 998 / \rho_{e_s} \quad (C.11b)$$

$$a_v = 73.298 (g^5 \sigma_{e_s}^3 / \rho_{e_s}^3)^{0.25} \quad (C.11c)$$

$$a_L = 6.122 (g \sigma_{e_s} / \rho_{e_s})^{0.25} \quad (C.11d)$$

g : accélération de la pesanteur, σ_{e_s} tension superficielle de l'eau sortante de la tour déterminée par l'équation (A.17).

L'humidité de l'air saturé à la température de l'eau T_{e_s} est w_{se_1} .

La corrélation pour avoir le nombre de Merkel dans la zone de pluie est :

$$Me_{zp} = 12 \left(\frac{D_1}{v_{av_3} d_d} \right) \left(\frac{H_3}{d_d} \right) \left(\frac{p_{a_1}}{\rho_{e_s} R_v T_{a_1}} \right) Sc_1^{0.33} \left[\ln \left(\frac{w_{se_1} + 0.622}{w_1 + 0.622} \right) / (w_{se_1} - w_1) \right] \\ \times \left[\begin{array}{l} 0.90757 a_\rho \rho_{av_1} - 30341.04 a_\mu \mu_{av_1} - 0.37564 \\ + 4.04016 \\ \{0.55 + 41.7215 (a_L d_d)^{0.80043}\} \{0.713 + 3.741 (a_L H_3)^{-1.23456}\} \\ \times \{3.11 \exp(0.15 a_v v_{av_3}) - 3.13\} \\ \times \exp \left\{ 5.3759 \exp(-0.2092 a_L H_3) \ln \left\{ \frac{0.3719 \exp(0.0019055 a_L d_3)}{+0.55} \right\} \right\} \end{array} \right] \quad (C.12)$$

Le garnissage choisi a pour caractéristique :

$$Me_g = 0.27928 L_g G_e^{-0.094} G_a^{0.6023} \quad (C.13)$$

Le nombre de Merkel dans la zone d'aspersion est :

$$Me_{za} = 0.2L_{za} \left(\frac{G_a}{G_e} \right)^{0.5} \quad (C.14)$$

Le nombre de Merkel de la tour trouvé par corrélation est donc :

$$Me_c = Me_{zp} + Me_g + Me_{za} \quad (C.15)$$

Après avoir déterminé le nombre de Merkel par corrélation, on va le calculer en résolvant les équations différentielles du modèle de Poppe.

La méthode de Runge-Kutta d'ordre quatre est utilisée pour résoudre le système d'équations différentielles. Le modèle de Poppe s'applique dans l'ensemble des zones d'échange ; zone de pluie, zone d'aspersion et garnissage. Pour économiser du temps, on divisera cet ensemble en trois intervalles ($m = 3$) de température. Dans chaque intervalle, la température de l'eau augmente de :

$$\Delta T_e = \frac{T_{ee} - T_{es}}{m} \quad (C.16)$$

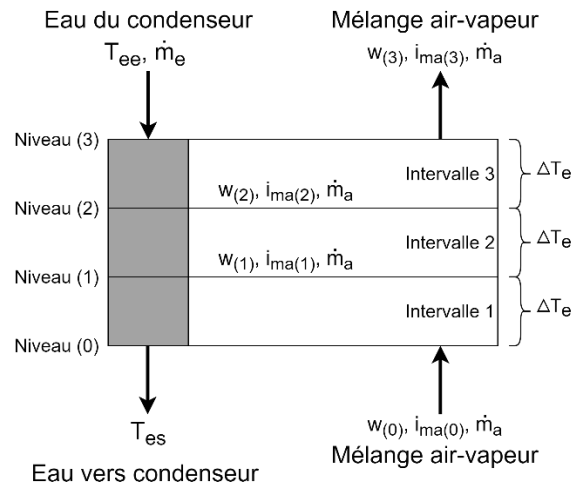


Figure C-1 : Schématisation du volume de contrôle tracé dans les trois zones d'échange

À la fin de chaque intervalle, on calcule les valeurs de l'humidité spécifique, l'enthalpie de l'air et le nombre de Merkel par les formules de RK4 suivantes avec $0 \leq n < 3$:

$$w_{(n+1)} = w_{(n)} + \frac{(j_{n+1,1} + 2j_{n+1,2} + 2j_{n+1,3} + j_{n+1,4})}{6} \quad (C.17)$$

$$i_{ma(n+1)} = i_{ma(n)} + \frac{(k_{n+1,1} + 2k_{n+1,2} + 2k_{n+1,3} + k_{n+1,4})}{6} \quad (C.18)$$

$$Me_{p(n+1)} = Me_{p(n)} + \frac{(l_{n+1,1} + 2l_{n+1,2} + 2l_{n+1,3} + l_{n+1,4})}{6} \quad (C.19)$$

Par exemple, à la sortie du premier intervalle, c'est-à-dire au niveau (1) on aura $n = 0$ et donc :

$$w_{(1)} = w_{(0)} + \frac{(j_{1,1} + 2j_{1,2} + 2j_{1,3} + j_{1,4})}{6} \quad (C.20)$$

$$i_{ma_{(1)}} = i_{ma_{(0)}} + \frac{(k_{1,1} + 2k_{1,2} + 2k_{1,3} + k_{1,4})}{6} \quad (C.21)$$

$$Me_{p_{(1)}} = Me_{p_{(0)}} + \frac{(l_{1,1} + 2l_{1,2} + 2l_{1,3} + l_{1,4})}{6} \quad (C.22)$$

Avec :

$$w_{(0)} = w_{(1,1)} = w_1 \quad (C.23a)$$

$$i_{ma_{(0)}} = i_{ma_{(1,1)}} = i_{ma_1} \quad (C.23b)$$

$$Me_{p_{(0)}} = Me_{p_{(1,1)}} = 0 \quad (C.23c)$$

L'indice (0) signifie que la variable est évaluée au niveau 0, l'indice (1) signifie que la variable est évaluée au niveau 1, et ainsi de suite. L'indice 1 signifie que la quantité est évaluée au point 1 correspondant dans la figure (3-1).

Calcul des j, k, l :

$$j_{1,1} = \Delta T_e f_w (T_{e(1,1)}, i_{ma(1,1)}, w_{(1,1)}) \quad (C.24)$$

Avec :

$$T_{e(1,1)} = T_{e_e} \quad (C.25)$$

Sachant que :

$$f_w (T_{e(1,1)}, i_{ma(1,1)}, w_{(1,1)}) = \frac{dw}{dT_e} \quad (C.26a)$$

$$f_i (T_{e(1,1)}, i_{ma(1,1)}, w_{(1,1)}) = \frac{di_{ma}}{dT_e} \quad (C.26b)$$

$$f_{Me_p} (T_{e(1,1)}, i_{ma(1,1)}, w_{(1,1)}) = \frac{dMe_p}{dT_e} \quad (C.26c)$$

Et :

$$\frac{dw}{dT_e} = \frac{\Delta T_e c_{pe(1,1)} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a}\right)_{(1,1)} (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)})}{i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)} + (Le_{f(1,1)} - 1) \times \left[\begin{array}{l} (i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)}) \\ - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) i_{v(1,1)} \end{array} \right] - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) c_{pe(1,1)} T_{e(1,1)}} \quad (C.27)$$

Alors :

$$j_{1,1} = \frac{\Delta T_e c_{pe(1,1)} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a}\right)_{(1,1)} (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)})}{i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)} + (Le_{f(1,1)} - 1) \times \left[\begin{array}{l} (i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)}) \\ - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) i_{v(1,1)} \end{array} \right] - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) c_{pe(1,1)} T_{e(1,1)}} \quad (C.28)$$

$c_{pe(1,1)}$ est la chaleur spécifique de l'eau évaluée à $(T_{e(1,1)} + 273.15) / 2$ en utilisant l'équation (A.3). Toutes les autres chaleurs spécifiques sont également évaluées à la même température. Le rapport des débits massiques est :

$$\left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a}\right)_{(1,1)} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \left[1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} (w_5 - w_{(1,1)}) \right] \quad (C.29)$$

La pression de la vapeur d'eau $p_{v(1,1)}$ est évaluée avec l'équation (A.4) à la température $T_{e(1,1)}$. L'humidité spécifique de l'air saturé à la température de l'eau $w_{se(1,1)}$ est évaluée avec (A.5) à $T_{e(1,1)}$. La chaleur latente de vaporisation de l'eau i_{lve} est évaluée à 0 °C (273.15 K) grâce à l'équation (A.6). L'enthalpie de la vapeur d'eau $i_{v(1,1)}$ est évaluée à $T_{e(1,1)}$ grâce à (A.7). L'enthalpie de l'air saturé $i_{mase(1,1)}$ évaluée à la température de l'eau $T_{e(1,1)}$ se calcule à l'aide de (A.8). Le facteur de Lewis se calcule avec :

$$Le_{f(1,1)} = 0.865^{0.667} \frac{\left(\frac{w_{se(1,1)} + 0.622}{w_{(1,1)} + 0.622} - 1\right)}{\ln\left(\frac{w_{se(1,1)} + 0.622}{w_{(1,1)} + 0.622}\right)} \quad (C.30)$$

On pourra donc calculer $j_{1,1}$. De la même façon, $k_{1,1}$ et $l_{1,1}$ sont déterminés :

$$k_{1,1} = \Delta T_e c_{pe(1,1)} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \right)_{(1,1)} \times \frac{T_{e(1,1)} c_{pe(1,1)} (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)})}{i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)} + (Le_{f(1,1)} - 1) \times \left[\begin{array}{l} (i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)}) \\ - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) i_{v(1,1)} \end{array} \right] - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) c_{pe(1,1)} T_{e(1,1)}} \quad (C.31)$$

$$l_{1,1} = \frac{\Delta T_e c_{pe(1,1)}}{i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)} + (Le_{f(1,1)} - 1) \times \left[\begin{array}{l} (i_{mase(1,1)} - i_{ma(1,1)}) \\ - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) i_{v(1,1)} \end{array} \right] - (w_{se(1,1)} - w_{(1,1)}) c_{pe(1,1)} T_{e(1,1)}} \quad (C.32)$$

On aura ainsi terminé la première étape intermédiaire de RK4.

Dans la deuxième étape intermédiaire, les fonctions f_w, f_i, f_{Me_p} sont fonction de :

$$T_{e(1,2)} = T_{e(1,1)} + \frac{\Delta T_e}{2} \quad (C.33)$$

$$i_{ma(1,2)} = i_{ma(1,1)} + \frac{k_{1,1}}{2} \quad (C.34)$$

$$w_{(1,2)} = w_{(1,1)} + \frac{j_{1,1}}{2} \quad (C.35)$$

Les chaleurs spécifiques sont évaluées à $(T_{e(1,2)} + 273.15)/2$. L'humidité spécifique de l'air saturé à la température de l'eau $w_{se(1,2)}$ est évaluée à $T_{e(1,2)}$ grâce à (A.5). L'enthalpie de la vapeur d'eau $i_{v(1,2)}$ est évaluée à $T_{e(1,2)}$ avec (A.7). L'enthalpie de l'air saturé $i_{mase(1,2)}$ évaluée à la température de l'eau $T_{e(1,2)}$ se calcule à l'aide de (A.8).

Le facteur de Lewis est :

$$Le_{f_{(1,2)}} = 0.865^{0.667} \frac{\left(\frac{0.622 + w_{se(1,2)}}{0.622 + w_{(1,2)}} \right)}{\ln \left(\frac{0.622 + w_{se(1,2)}}{0.622 + w_{(1,2)}} \right)} \quad (C.36)$$

Le rapport des débits massiques est :

$$\left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \right)_{(1,2)} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \left[1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} (w_5 - w_{(1,2)}) \right] \quad (C.37)$$

Donc :

$$j_{1,2} = \Delta T_e f_w \left(T_{e(1,2)}, i_{ma(1,2)}, w_{(1,2)} \right) \quad (C.38)$$

De la même façon que $j_{1,1}$, on trouve :

$$j_{1,2} = \frac{\Delta T_e c_{pe(1,2)} \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \right)_{(1,2)} (w_{se(1,2)} - w_{(1,2)})}{i_{mase(1,2)} - i_{ma(1,2)} + (Le_{f_{(1,2)}} - 1) \times \left[\begin{array}{l} (i_{mase(1,2)} - i_{ma(1,2)}) \\ - (w_{se(1,2)} - w_{(1,2)}) i_{v(1,2)} \end{array} \right] - (w_{se(1,2)} - w_{(1,2)}) c_{pe(1,2)} T_{e(1,2)}} \quad (C.39)$$

De la même façon, on trouve $k_{1,2}$ et $l_{1,2}$.

Dans la troisième étape intermédiaire, les fonctions f_w, f_i, f_{Me_p} sont fonction de :

$$T_{e(1,3)} = T_{e(1,1)} + \frac{\Delta T_e}{2} \quad (C.40)$$

$$i_{ma(1,3)} = i_{ma(1,1)} + \frac{k_{1,2}}{2} \quad (C.41)$$

$$w_{(1,3)} = w_{(1,1)} + \frac{j_{1,2}}{2} \quad (C.42)$$

On calcule alors $j_{1,3}, k_{1,3}$ et $l_{1,3}$.

Dans la quatrième et dernière étape intermédiaire, les fonctions f_w, f_i, f_{Me_p} sont fonction de :

$$T_{e(1,4)} = T_{e(1,1)} + \Delta T_e \quad (C.43)$$

$$i_{ma(1,4)} = i_{ma(1,1)} + k_{1,3} \quad (C.44)$$

$$w_{(1,4)} = w_{(1,1)} + j_{1,3} \quad (C.45)$$

On calcule alors $j_{1,4}, k_{1,4}$ et $l_{1,4}$.

On aura ainsi terminé les calculs intermédiaires de RK4 pour le premier intervalle. On pourra calculer les variables au niveau 1 :

$$w_{(1)} = w_{(0)} + \frac{(j_{1,1} + 2j_{1,2} + 2j_{1,3} + j_{1,4})}{6} \quad (C.46)$$

$$i_{ma(1)} = i_{ma(0)} + \frac{(k_{1,1} + 2k_{1,2} + 2k_{1,3} + k_{1,4})}{6} \quad (C.47)$$

$$Me_{p(1)} = Me_{p(0)} + \frac{(l_{1,1} + 2l_{1,2} + 2l_{1,3} + l_{1,4})}{6} \quad (C.48)$$

De la même façon, les trois variables sont déterminées aux niveaux 2 et 3.

Une fois toutes les caractéristiques de l'air connues, l'équation de tirage peut être appliquée.

Comme cela a été mentionné dans le chapitre 3, deux équations de tirage sont utilisées, la première est :

$$p_{a_1} \left[\begin{array}{l} \left\{ 1 - 0.00975(H_3 + L_g/2)/T_{a_1} \right\}^{3.5(1+w_1)\{1-w_1/(w_1+0.62198)\}} \\ \times \left\{ 1 + \xi_{T_{a_5}} (H_6 - H_3 - L_g/2)/T_{a_5} \right\}^{\frac{0.02123(1+w_5)}{\{\xi_{T_{a_5}}(w_5+0.622)\}}} \\ - \left\{ 1 - 0.00975 H_6/T_{a_1} \right\}^{3.5(1+w_1)\{1-w_1/(w_1+0.62198)\}} \end{array} \right] - (0.02 Fr_D^{-1.5} - 0.14/Fr_D) (\dot{m}_{av_5}/A_6)^2 / \rho_{av_6} = \sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} \quad (3.29)$$

$Fr_D = \rho v^2 / (gL\Delta\rho)$: nombre de Froude densimétrique, à ne pas confondre avec le nombre de Froude : $Fr = v^2 / (gL)$.

La deuxième est utilisée pour avoir la hauteur de la tour :

$$(\rho_{av_1} - \rho_{av_5})g \left(H_6 - H_3 - \frac{L_g}{2} \right) = \sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} \quad (3.21a)$$

Avec :

$$\sum_i \frac{K_i \rho v^2}{2} = \left(K_{stg} + K_{tg} + K_{zpg} + K_{sgg} + K_{cg} \right) \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av15}} + \alpha_{e6} \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av6}}{A_6} \right)^2}{2\rho_{av6}} \quad (3.22)$$

Les coefficients de pertes de charge donnés doivent être ramenés aux conditions de fonctionnement à travers l'ensemble des zones d'échange.

Le coefficient de pertes de charge dû aux supports du garnissage et aux contractions de section, ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{sgg} + K_{cg} = (K_{sg} + K_c) \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (C.49)$$

Les pertes de charge dues au garnissage sont :

$$K_{ga} = 1.851 L_g G_e^{1.2752} G_a^{-1.0356} \quad (C.50)$$

Pour pouvoir appliquer ce coefficient à la tour choisie :

$$K_g = K_{ga} + \left(\frac{G_{av5}^2}{\rho_{av5}} - \frac{G_{av1}^2}{\rho_{av1}} \right) / \left(\frac{G_{av15}^2}{\rho_{av15}} \right) \quad (C.51)$$

Le coefficient de pertes dues aux élargissements de section ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{e_g} = \left(1 - \frac{A_{fr}}{A_3}\right)^2 \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_5}}\right) \left(\frac{\dot{m}_{av_5}}{\dot{m}_{av_{15}}}\right)^2 \quad (C.52)$$

Le coefficient de pertes dans la zone d'aspersion ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{za_g} = L_{za} \left[0.4 \left(\frac{G_e}{G_a}\right) + 1\right] \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_5}}\right) \left(\frac{\dot{m}_{av_5}}{\dot{m}_{av_{15}}}\right)^2 \quad (C.53)$$

Le coefficient de pertes dans le système de distribution d'eau ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{de_g} = K_{de} \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_5}}\right) \left(\frac{\dot{m}_{av_5}}{\dot{m}_{av_{15}}}\right)^2 \quad (C.54)$$

Le coefficient de pertes pour le séparateur de goutte utilisé dans cette tour ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{el_g} = 27.4892 Ry^{-0.14247} \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_5}}\right) \left(\frac{\dot{m}_{av_5}}{\dot{m}_{av_{15}}}\right)^2 \quad (C.55)$$

Le paramètre caractérisant l'écoulement est :

$$Ry = \frac{\dot{m}_{av_5}}{\mu_{av_5} A_{fr}} \quad (C.56)$$

La somme de ces coefficients :

$$K_{HE} = K_{sg_g} + K_{c_g} + K_g + K_{e_g} + K_{za_g} + K_{de_g} + K_{el_g} \quad (C.57)$$

Le coefficient de pertes à l'entrée de la tour en cas d'absence de zone de pluie est donné par :

$$\begin{aligned}
K_{t(pzp)} = & 0.011266 \exp(0.093 d_3/H_3) K_{HE}^2 - 0.3105 \exp(0.1085 d_3/H_3) K_{HE} \\
& - 1.7522 + 4.5614 \exp(0.131 d_3/H_3) \\
& + \sinh^{-1} \left[\left\{ \begin{aligned} & (10970.2 \exp(-0.2442 K_{HE}) + 1391.3)/(d_3/H_3 - 15.7258) \\ & + 1205.54 \exp(-0.23 K_{HE}) + 109.314 \end{aligned} \right\} \right] \quad (C.58) \\
& \times \{2 r_e/d_3 - 0.01942/(d_3/H_3 - 27.929) - 0.016866\}
\end{aligned}$$

Cette équation est valable si $7.5 \leq d_3/H_3 \leq 15$ et $5 \leq K_{HE} \leq 25$ et $0 \leq r_e/d_3 \leq 0.02$. Pour les tours qui possèdent une zone de pluie, cette équation est corrigée par un facteur de correction :

$$\begin{aligned}
C_{zp} = & \left[0.2394 + 80.1 \{0.0954/(d_3/H_3) + d_a\} \exp(0.395 G_e/G_a) \right] \\
& \left[-0.3195 (G_e/G_a) - 966 \{d_a/(d_3/H_3)\} \exp(0.686 G_e/G_a) \right] \\
& \times (1 - 0.06825 G_e) K_{HE}^{0.09667} \exp\{8.7434(1/d_3 - 0.01)\} \quad (C.59)
\end{aligned}$$

Ce facteur de correction est valable lorsque chacune des conditions suivantes est vérifiée :

$$7.5 \leq d_3/H_3 \leq 20 \quad (C.60a)$$

$$5 \leq K_{HE} \leq 25 \quad (C.60b)$$

$$3 \leq d_a \leq 6 \text{ mm} \quad (C.60c)$$

$$1 \leq G_e \leq 3 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (C.60d)$$

$$1.2 \leq G_a \leq 3.6 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (C.60e)$$

$$80 \leq d_3 \leq 120 \text{ m} \quad (C.60f)$$

Enfin, le coefficient de pertes à l'entrée de la tour ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{t_g} = C_{zp} K_{t(pzp)} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av1}} \right)^2 \left(\frac{A_{fr}}{A_3} \right)^2 \quad (C.61)$$

Le coefficient de pertes dans la zone de pluie ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$\begin{aligned}
K_{zpg} = & 3a_v v_{e_3} (H_3/d_d) \times \\
& \left[\begin{aligned}
& 0.2246 - 0.31467a_\rho \rho_{av_1} + 5263.04a_\mu \mu_{av_1} \\
& + 0.775526\{1.4824163 \exp(71.52a_L d_d) - 0.91\} \\
& \times \{0.39064 \exp(0.010912a_L d_3) - 0.17\} \{2.0892(a_v v_{av_3})^{-1.3944} + 0.14\} \\
& \times \exp \left[\begin{aligned}
& (0.8449 \ln(a_L d_3/2) - 2.312) \\
& \times (0.3724 \ln(a_v v_{av_3}) + 0.7263) \\
& \times \ln(206.757(a_L H_3)^{-2.8344} + 0.43) \end{aligned} \right] \\
& \times \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av_1}}{\dot{m}_{av_5}} \right)^2 \left(\frac{4A_{fr}}{\pi d_3^2} \right)^2
\end{aligned} \right] \quad (C.62)
\end{aligned}$$

Le coefficient de pertes dues aux supports de la tour ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{stg} = \left[\frac{C_{Dst} L_{st} d_{st} n_{st} A_{fr}^2}{(\pi d_3 H_3)^3} \right] \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av_1}}{\dot{m}_{av_5}} \right)^2 \quad (C.63)$$

La nouvelle pression p_{a_5} peut à présent être calculée :

$$\begin{aligned}
p_{a_5} = & p_{a_1} \left[1 - \frac{0.00975(H_3 + L_g/2)}{T_{a_1}} \right]^{3.5(1+w_1) \left(1 - \frac{w_1}{w_1+0.622} \right)} \\
& - \left(K_{stg} + K_{t_g} + K_{zpg} + K_{sgg} + K_{c_g} + K_g + K_{e_g} + K_{zag} + K_{deg} + K_{el_g} \right) \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av_{15}}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av_{15}}} \quad (C.64)
\end{aligned}$$

Le taux de changement de température dans la tour (K/m) est :

$$\xi_{T_{a_5}} = - \frac{(1 + w_{as_5})g \left[\begin{aligned}
& 1 + 0.42216 \times 10^{-11} w_{as_5}^2 p_{a_5} \exp(5406.1915/T_{a_5}) \\
& \times \left\{ \frac{i_{lve}}{-(c_{pe_5} - c_{pv_5})(T_{a_5} - 273.15)} \right\} / \{(w_{as_5} + 0.622)RT_{a_5}\}
\end{aligned} \right]}{\left[\begin{aligned}
& c_{pma_5} + 3.6696 \times 10^{-8} w_{as_5}^2 p_{a_5} \exp(5406.1915/T_{a_5}) \\
& \{i_{lve} - (c_{pe_5} - c_{pv_5})(T_{a_5} - 273.15)\} / T_{a_5}^2
\end{aligned} \right]} \quad (C.65)$$

Toutes les chaleurs spécifiques sont évaluées à $(T_{a_5} + 273.15)/2$.

Pour avoir la masse volumique de l'air humide au point 6, on a besoin de connaître la température à cette hauteur. Pour cela, on utilise la formule suivante :

$$T_{a_6} = T_{a_5} + \xi_{T_{a_5}} (H_6 - H_3 - L_g - L_{za}) \quad (C.66)$$

La masse volumique au point 6 est donc :

$$\rho_{av_6} = (1 + w_{as_5}) \left[1 - \frac{w_{as_5}}{w_{as_5} + 0.62198} \right] \frac{p_{a_6}}{RT_{a_6}} \quad (C.67)$$

$R = 287.08 \text{ j/kg} \cdot K$ est la constante des gaz parfaits pour l'air.

On a également besoin de la masse volumique de l'air humide au point 7 pour évaluer le nombre de Froude densimétrique. Pour cela, on a d'abord besoin de la température de l'air au point 7 :

$$T_{a_7} = T_{a_1} - 0.00975 H_6 \quad (C.68)$$

La pression de l'air au point 7 est :

$$p_{a_7} = p_{a_1} \left(1 - 0.00975 H_6 / T_{a_1} \right)^{\frac{2.1778(1+w_1)}{w_1+0.62198}} \quad (C.69)$$

La masse volumique de l'air humide au point 7 est :

$$\rho_{av_7} = (1 + w_1) \left[1 - \frac{w_1}{w_1 + 0.62198} \right] \frac{p_{a_7}}{RT_{a_7}} \quad (C.70)$$

En considérant le cas de l'absence d'un afflux d'air froid vers la tour au sommet de la tour, le nombre de Froude densimétrique est :

$$Fr_D = \frac{(\dot{m}_{av_5}/A_6)^2}{\rho_{av_6}(\rho_{av_7} - \rho_{av_6})gd_6} \quad (C.71)$$

La pression au point 6 est :

$$p_{a_6} = p_{a_7} + [0.02Fr_D^{-1.5} - 0.14/Fr_D] (\dot{m}_{av_5}/A_6)^2 / \rho_{av_6} \quad (C.72)$$

ANNEXE D

Dans cette annexe sont présentées les corrélations qui permettent d'avoir le nombre de Merkel dans la tour de refroidissement humide à tirage mécanique. Puis, la démarche à suivre pour appliquer l'équation de tirage est présentée.

La masse volumique moyenne entre les points 1 et 5 est :

$$\rho_{av_{15}} = \frac{2}{\frac{1}{\rho_{av_1}} + \frac{1}{\rho_{av_5}}} \quad (D.1)$$

ρ_{av_1} et ρ_{av_5} sont les masses volumiques du mélange de l'air vapeur aux points 1 et 5 déterminées par l'équation (A.12).

Les débits air vapeur sont :

$$\dot{m}_{av_1} = \dot{m}_a(1 + w_1) \quad (D.2a)$$

$$\dot{m}_{av_5} = \dot{m}_a(1 + w_5) \quad (D.2b)$$

w_5 est l'humidité spécifique de l'air saturé à la sortie de la tour (au point 5). Comme la méthode de Merkel suppose que l'air est saturé à la sortie, cette humidité est déterminée grâce à l'équation (A.5).

Un débit moyen est calculé :

$$\dot{m}_{av_{15}} = \frac{\dot{m}_{av_1} + \dot{m}_{av_5}}{2} \quad (D.3)$$

Les densités des flux massiques sont :

$$G_{av_{15}} = \dot{m}_{av_{15}}/A_{fr} \quad (D.4a)$$

$$G_a = \dot{m}_a/A_{fr} \quad (D.4b)$$

$$G_{av_5} = \dot{m}_{av_5}/A_{fr} \quad (D.4c)$$

$$G_{av_1} = \dot{m}_{av_1}/A_{fr} \quad (D.4d)$$

$$G_e = \dot{m}_e / A_{fr} \quad (D.4e)$$

A_{fr} : la surface frontale du garnissage.

μ_{av_5} est la viscosité dynamique du mélange air vapeur au point 5 déterminée par (A.15).

La vitesse du mélange air vapeur avant le garnissage est :

$$v_{av_3} = \frac{\dot{m}_{av_1}}{\rho_{av_1} A_{fr}} \quad (D.5)$$

La vitesse moyenne de l'eau en se référant à la surface frontale du garnissage est :

$$v_{e_3} = \frac{G_e}{\rho_{e_s}} \quad (D.6)$$

ρ_{e_s} : masse volumique de l'eau sortante déterminée par (A.16).

Le coefficient de diffusivité est :

$$D(T, p) = 0.04357 T^{1.5} \frac{(1/M_a + 1/M_v)^{0.5}}{p(V_a^{0.333} + V_v^{0.333})^2} \quad (D.7)$$

Avec : $M_a = 28.97 \text{ g/mol}$ et $V_a = 29.9 \text{ cm}^3/\text{mol}$, $M_v = 18.016 \text{ g/mol}$, $V_v = 18.8 \text{ cm}^3/\text{mol}$ et T en kelvins.

Le coefficient de diffusivité à l'entrée est :

$$D_1 = 0.04357 T_{a_1}^{1.5} \frac{(1/M_a + 1/M_v)^{0.5}}{p_{atm}(V_a^{0.333} + V_v^{0.333})^2} \quad (D.8)$$

Le nombre de Schmidt à l'entrée est :

$$Sc_1 = \frac{\mu_{av_1}}{\rho_{av_1} D_1} \quad (D.9)$$

Les coefficients 'a' sont :

$$a_{\mu} = 3.061 \times 10^{-6} (\rho_{e_s}^4 g^9 / \sigma_{e_s})^{0.25} \quad (D.10a)$$

$$a_{\rho} = 998 / \rho_{e_s} \quad (D.10b)$$

$$a_v = 73.298 (g^5 \sigma_{e_s}^3 / \rho_{e_s}^3)^{0.25} \quad (D.10c)$$

$$a_L = 6.122 (g \sigma_{e_s} / \rho_{e_s})^{0.25} \quad (D.10d)$$

g : accélération de la pesanteur, σ_{e_s} tension superficielle de l'eau sortante de la tour déterminée par (A.17).

L'humidité de l'air saturé à la température de l'eau T_{e_s} est w_{se_1} .

Les corrélations utilisées pour avoir le nombre de Merkel dans le cas de la tour à tirage mécanique sont :

$$Me_{zp} = 3.6 \left(\frac{D_1}{v_{av_3} d_d} \right) \left(\frac{H_3}{d_d} \right) \left(\frac{p_{a_1}}{\rho_{e_s} R_v T_{a_1}} \right) Sc_1^{0.33} \left[\ln \left(\frac{w_{se_1} + 0.622}{w_1 + 0.622} \right) / (w_{se_1} - w_1) \right] \\ \times \left[\begin{array}{l} 4.68851 a_{\rho} \rho_{av_1} - 187128.7 a_{\mu} \mu_{av_1} - 2.29322 \\ + 22.4121 \times \{ 0.350396 (a_v v_{av_3})^{1.38046} + 0.09 \} \\ \times \{ 1.60934 (a_L H_3)^{-1.12083} + 0.66 \} \\ \times \{ 34.6765 (a_L d_d)^{0.732448} + 0.45 \} \\ \times \exp \left\{ 7.7389 \exp(-0.399827 a_L H_3) \ln \left\{ \frac{0.087498 \exp(0.026619 a_L W_e)}{+0.85} \right\} \right\} \end{array} \right] \quad (D.11)$$

Avec $R_v = 461.52 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, la constante des gaz parfaits pour la vapeur d'eau.

Le garnissage choisi a pour caractéristique :

$$Me_g = 0.2692 L_g G_e^{-0.094} G_a^{0.6023} \quad (D.12)$$

Le nombre de Merkel dans la zone d'aspersion est :

$$Me_{za} = 0.2L_{za} \left(\frac{G_a}{G_e} \right)^{0.5} \quad (D.13)$$

Le nombre de Merkel de la tour trouvé par corrélation est donc :

$$Me_c = Me_{zp} + Me_g + Me_{za} \quad (D.14)$$

Une fois que l'équation de Merkel est résolue et les caractéristiques de l'air connues, l'équation de tirage est appliquée.

Les pertes de charge en négligeant les différences de pression dues au champ gravitationnel sont :

$$\begin{aligned} & \left(K_{p_g} + K_{zpg} + K_{sgg} + K_g + K_{za_g} + K_{deg} + K_{el_g} + K_{t_g} + K_{a_g} \right) \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av15}} \\ & - K_V \frac{\left(\frac{\dot{m}_{av5}}{A_c} \right)^2}{2\rho_{av6}} = 0 \end{aligned} \quad (D.15)$$

Comme dans la tour à tirage naturel, les coefficients de pertes de charge donnés doivent être ramenés aux conditions de fonctionnement à travers l'ensemble des zones d'échange.

Le coefficient de pertes de charge dues aux persiennes, ramené aux conditions de fonctionnement à travers l'ensemble des zones d'échange est :

$$K_{p_g} = K_p \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{W_e B_e}{2H_3 W_e} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (D.16)$$

Le coefficient de pertes dans la zone de pluie est :

$$K_{zp} = 1.5a_v v_{e_3} (H_3/d_d) \left[\begin{aligned} & 0.219164 - 0.30487a_p \rho_{av1} + 8278.7a_\mu \mu_{av1} \\ & + 0.954153 \{ 0.328467 \exp(135.7638a_L d_d) + 0.47 \} \\ & \quad \times \{ 26.28482(a_L H_3)^{-2.95729} + 0.56 \} \\ & \times \exp \left\{ \begin{aligned} & \ln(0.204814 \exp(0.066518a_L W_e) + 0.21) \\ & \quad \times (3.9186 \exp(-0.3a_L H_3)) \\ & \quad \times (0.31095 \ln(a_L d_d) + 2.63745) \end{aligned} \right\} \\ & \quad \times \{ 2.177546(a_v v_{av_3})^{-1.46541} + 0.21 \} \end{aligned} \right] \quad (D.17)$$

Le coefficient de pertes dans la zone de pluie ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{zpg} = K_{zp} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (D.18)$$

Le coefficient de pertes de charge dû aux supports du garnissage ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{sgg} = K_{sg} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (D.19)$$

Les pertes de charge dues au garnissage sont :

$$K_{ga} = 1.9277L_g G_e^{1.2752} G_a^{-1.0356} \quad (D.20)$$

Pour pouvoir appliquer ce coefficient à la tour choisie :

$$K_g = K_{ga} + \left(\frac{G_{av5}^2}{\rho_{av5}} - \frac{G_{av1}^2}{\rho_{av1}} \right) / \left(\frac{G_{av15}^2}{\rho_{av15}} \right) \quad (D.21)$$

Le coefficient de pertes dans la zone d'aspersion ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{zag} = L_{za} \left[0.4 \left(\frac{G_e}{G_a} \right) + 1 \right] \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av5}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (D.22)$$

Le coefficient de pertes dans le système de distribution d'eau ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{deg} = K_{de} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av5}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (D.23)$$

Le coefficient de pertes dans le séparateur de gouttelettes utilisé dans cette tour ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{elg} = 27.4892Ry^{-0.14247} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av5}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (D.24)$$

Le paramètre caractérisant l'écoulement d'air est :

$$Ry = \frac{\dot{m}_{av_5}}{\mu_{av_5} A_{fr}} \quad (D.25)$$

La somme de ces coefficients :

$$K_{HE} = K_{sgg} + K_g + K_{za_g} + K_{deg} + K_{el_g} \quad (D.26)$$

Le coefficient de pertes à l'entrée de la tour en cas d'absence de zone de pluie est donné par :

$$K_{t(pzp)} = 0.2339 + (3.919 \times 10^{-3} K_{HE}^2 - 6.84 \times 10^{-2} K_{HE} + 2.5267) \times \exp\left\{\frac{W_e}{H_3} (0.5143 - 0.1803 \exp\{0.0163 K_{HE}\})\right\} - \sinh^{-1} \left[2.77 \exp\left\{0.958 \frac{W_e}{H_3}\right\} \times \exp\left\{K_{HE} \left(2.457 - 1.015 \frac{W_e}{H_3}\right) \times 10^{-2}\right\} \times \left(\frac{r_e}{W_e} - 0.013028\right) \right] \quad (D.27)$$

Selon De Villiers et Kröger [73], si $W_e/H_3 \leq 3$ alors on peut ignorer la correction de ce coefficient et donc prendre : $K_t = K_{t(pzp)}$. Pour le ramener aux conditions de fonctionnement :

$$K_{t_g} = K_t \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_1}}\right) \left(\frac{\dot{m}_{av_1}}{\dot{m}_{av_{15}}}\right)^2 \quad (D.28)$$

Le coefficient de pertes en amont du ventilateur ramené aux conditions de fonctionnement est :

$$K_{a_g} = K_a \left(\frac{\rho_{av_{15}}}{\rho_{av_1}}\right) \left(\frac{\dot{m}_{av_1}}{\dot{m}_{av_{15}}}\right)^2 \quad (D.29)$$

Le débit volumique de l'air est :

$$\dot{V} = \dot{m}_{av_5} / \rho_{av_5} \quad (D.30)$$

Le coefficient d'augmentation de pression statique due au ventilateur est :

$$K_v = \frac{2\Delta p_{vs}\rho_{av_6}}{\left(\frac{4\dot{m}_{av_5}}{\pi d_c^2}\right)^2} \quad (D.31)$$

Avec Δp_{vs} l'augmentation de pression statique.

Pour déterminer la pression au point 5 :

$$p_{a_5} = p_{a_1} \left[1 - \frac{0.00975(H_3 + L_g/2)}{T_{a_1}} \right]^{3.5(1+w_1)\left(1-\frac{w_1}{w_1+0.622}\right)} - \left(\begin{array}{l} K_{p_g} + K_{z p_g} + K_{s g_g} + K_g \\ + K_{z a_g} + K_{d e_g} + K_{e l_g} + K_{t_g} \end{array} \right) \frac{(\dot{m}_{av_{15}}/A_{fr})^2}{2\rho_{av_{15}}} \quad (D.32)$$

On considérera que les conditions à l'entrée du ventilateur sont égales aux conditions à la sortie du séparateur de gouttelettes, c.-à-d. $T_{a_6} = T_{a_5}$, $p_{a_6} = p_{a_5}$ et donc $\rho_{av_6} = \rho_{av_5}$.