



HAL
open science

Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée

Hossein Fallahsohi

► **To cite this version:**

Hossein Fallahsohi. Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée. Autre [cond-mat.other]. INSA de Lyon, 2011. Français. NNT : 2011ISAL0034 . tel-00679702

HAL Id: tel-00679702

<https://theses.hal.science/tel-00679702>

Submitted on 16 Mar 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE

**Modélisation dynamique des échangeurs
diphases, appliquée aux groupes
frigorifiques contrôlés par une commande
avancée**

Présentée devant

L'institut national des sciences appliquées de Lyon

Pour obtenir

Le grade de docteur

Formation doctorale

Énergie et systèmes

École doctorale

EEA (Electronique, Electrotechnique, Automatique)

Par

Hossein FALLAHSOHI

Soutenue le 26 avril 2011 devant la commission d'examen :

FOURNAISON Laurence	Directeur de recherche, Cemagref, Antony	Rapporteur
STOUFFS Pascal	Directeur du laboratoire LaTEP, Pau	Rapporteur
GODOY Emmanuel	Professeur, SUPELEC, Gif-sur-Yvette	Président
LIGERET Christophe	Docteur, Schneider Electric, Grenoble	
PLACE Sébastien	Ingénieur, EDF-R&D, Moret sur Loing	
LIN-SHI Xuefang	Professeur, INSA, Lyon	Directeur de thèse
CHANGENET Christophe	Responsable de la recherche, ECAM, Lyon	Directeur de thèse

Cette thèse a été préparée au Laboratoire d'Énergétique de l'ECAM de LYON en collaboration avec le Laboratoire Ampère de l'INSA de LYON et les sociétés EDF et Schneider-Electric.

**INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales - Quinquennal
2011-2015**

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<u>CHIMIE DE LYON</u> http://www.edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	<u>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> http://edeea.ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> http://e2m2.universite-lyon.fr Insa : H. CHARLES	Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43.12.94 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDISS	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE</u> http://ww2.ibcp.fr/ediss Sec : Safia AIT CHALAL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	<u>INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES</u> http://infomaths.univ-lyon1.fr	M. Johannes KELLENDONK Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - INFOMATHS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43.19.05 Fax 04 72 43 13 10 infomaths@bat710.univ-lyon1.fr
Matériaux	<u>MATERIAUX DE LYON</u> Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</u> Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	<u>ScSo*</u> M. OBADIA Lionel Sec : Viviane POLSINELLI Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Il y a toujours un aspect philosophique dans n'importe quelle recherche.
Claude Lévi-Strauss

REMERCIEMENT

J'exprime toute ma profonde gratitude à Monsieur C. CHANGENET mon directeur de thèse, pour m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail et ses conseils précieux durant la thèse.

Je remercie Madame X. LIN SHI ma directrice de thèse pour ses remarques et pour les conseils stimulants que j'ai eu l'honneur de recevoir de sa part.

Je tiens également à remercier Monsieur S. PLACE ingénieur d'EDF pour son aide et sa disponibilité.

Mes remerciements sont aussi destinés à D. GEHIN et J. CHARVET, chercheurs au Département de Génie Electrique et Automatique de l'ECAM pour leurs aides, leurs conseils et leurs gentilleses.

Je remercie également l'équipe du département EPI pour son accueil chaleureux durant mon passage au site des Renardières EDF R&D.

Je tiens aussi à mentionner le plaisir que j'ai eu à travailler au sein de Laboratoire d'Energétique de l'ECAM, et j'en remercie ici tous les membres.

Contenu

Nomenclature	17
Introduction	221
Chapitre n° 1 : Les machines frigorifiques et leur régulation	27
1. Evolution des machines frigorifiques	29
2. Fluides frigorigènes	29
3. Rappel thermodynamique	30
4. Machines frigorifiques à compression	30
4.1. Cycle de Carnot inverse	30
4.2. Cycle frigorifique à compression idéal	31
4.3. La ligne haute pression	32
4.4. La ligne basse pression	33
4.5. Nature de la compression	34
4.6. Compresseur	34
4.7. Evaporateur	35
4.8. Condenseur	37
4.9. Détendeur	38
5. La régulation des machines frigorifiques	38
5.1. Définition des boucles de régulation	39
5.2. Différents types de régulation	40
6. Analyse des méthodes de régulation utilisées dans les machines frigorifiques	42
CHAPITRE n°2 : Commande avancée de type PFC (Predictive Functional Control) appliquée aux machines frigorifiques	551
1. Évolution de la commande prédictive	53
2. Principes et hypothèses	54
3. Calcul de la commande	57
4. Paramètres nécessaires à la mise en œuvre d'une commande PFC	60
5. Influence des erreurs de modélisation sur la régulation par PFC	61
5.1. Influence d'erreurs sur la constante de temps du modèle interne de la PFC	61
5.2. Influence d'erreurs sur le gain statique du modèle interne de la PFC	62
5.3. Influence d'erreurs sur le retard pur du modèle interne de la PFC	63
5.3.1. Système à forte réglabilité	65
5.3.2. Système à réglabilité normale	66
5.3.3. Système à faible réglabilité	67
CHAPITRE n°3 : Mise en œuvre de la PFC par des modèles internes physiques	771
1. Approche de modélisation d'une machine frigorifique	73
2. Gain statique	73
2.1. Boucle de régulation de la surchauffe	74
2.1.1. Modélisation générale des évaporateurs	74
2.1.1.1. Données d'entrée du modèle et les sorties calculées	74
2.1.1.2. Démarche et algorithme de calcul	75
2.1.1.3. Initialisation de la Basse Pression	76
2.1.1.4. Modèle du compresseur	78
2.1.1.5. Calcul des températures de source au point intermédiaire et en sortie (bilan d'énergie)	78
2.1.1.6. Calcul de la longueur diphasique et monophasique dans l'évaporateur	79
2.1.1.7. Calcul de la surchauffe	80
2.1.1.8. Détermination du coefficient de remplissage	81
2.1.1.9. Détermination des coefficients d'échange	84
2.1.1.9.1. Cas 1 : évaporateur à tubes et calandre	85

2.1.1.9.2. Cas2 : évaporateur à plaques	87
2.1.1.9.3. Cas3 : évaporateur à tubes et ailettes	89
2.1.2. Calcul du gain statique	94
2.2. Boucle de régulation de la pression du condenseur	94
2.2.1. Modélisation générale des condenseurs	94
2.2.1.1. Données d'entrée du modèle et sorties calculées	95
2.2.1.2. Démarche et algorithme de calcul	95
2.2.1.3. Initialisation du débit de fluide secondaire	98
2.2.1.4. Calcul du flux de chaleur échangé dans les différentes zones du condenseur	98
2.2.1.5. Calcul des températures du fluide source	99
2.2.1.6. Calcul des surfaces d'échange	99
2.2.1.7. Détermination du flux de chaleur échangé en partie diphasique	100
2.2.1.8. Calcul du débit de fluide secondaire nécessaire à la HP désirée	100
2.2.1.9. Estimation des coefficients d'échange	101
2.2.1.9.1. Cas 1 : Condenseur à tubes et calandre	101
2.2.1.9.2. Cas 2 : Condenseur à tubes et ailettes	102
2.2.2. Calcul du gain statique	102
2.3. Boucle de régulation de la puissance frigorifique	103
2.3.1. Données d'entrée du modèle et sorties calculées	103
2.3.2. Calcul du gain statique	103
2.4. Notes sur la commande des débits des fluides circulants dans l'installation	104
2.4.1. Commande d'un compresseur	104
2.4.2. Commande des turbomachines (pompe ou ventilateur)	106
3. Constante de temps	109
4. Retard pur	112
CHAPITRE n°4 : Applications et résultats expérimentaux	11515
1. Application de la PFC sur les machines frigorifiques	117
2. Première machine étudiée: machine EDF avec un compresseur à pistons	117
2.1. Implémentation de la PFC sur la boucle de surchauffe	120
2.2. Implémentation de la PFC sur la boucle de pression du condenseur	121
2.3. Implémentation de la PFC sur la boucle de puissance frigorifique	122
2.4. Résultats obtenus sur la régulation de la surchauffe	123
2.4.1. Analyse de la régulation par PFC	123
2.4.2. Gains énergétiques	125
2.4.2.1. Comparaison entre PFC et PID pour une surchauffe nominale de l'installation (8°C)	126
2.4.2.2. Optimisation des consignes de fonctionnement pour la surchauffe de l'installation	126
2.4.2.3. Gain énergétique obtenu par une surchauffe minimale et stable	129
2.5. Résultats sur la régulation de la puissance frigorifique	132
2.5.1. Analyse de la régulation	132
2.5.2. Gain énergétique	134
3. Deuxième machine étudiée: machine EDF avec un compresseur à vis	135
3.1. Implémentation de la PFC sur la boucle de surchauffe	138
3.2. Implémentation de PFC sur la boucle de la pression du condenseur	138
3.3. Implémentation de la PFC sur la boucle de puissance frigorifique	139
3.4. Analyse de la régulation par PFC	140
3.5. Gain énergétique	144
Conclusion	14949
Références	15555

ANNEXES	16363
Annexe 1 : table de transformée en z	165
Annexe 2 : prise en compte de la perte de charge dans un échangeur	166
Annexe 3 : perte de charge de l'écoulement d'air dans un échangeur à tubes et ailettes :	168
Annexe 4 : nombres adimensionnels.....	170
Annexe 5 : la méthode de Bell-Delaware.....	173
Annexe 6 : validation des modèles par comparaison avec des mesures	175
Annexe 7 : détermination du facteur correctif F_1	179
Annexe 8 : calcul du débit d'air associé à la convection naturelle	180
Annexe 9 : action P, I et D	185

Tableaux du chapitre n°3 :

Tableau 1. Définition de coefficients a_i	86
Tableau 2. Dimensions géométriques d'un échangeur à tubes et ailettes	90

Tableaux des annexes:

Tableau A6. 1. Points de fonctionnement (évaporateur à tubes et calandre)	175
Tableau A6. 2. Points de fonctionnement (EDF).....	176
Tableau A6. 3. Points de fonctionnement (Schneider-Electric).....	176
Tableau A6. 4. Points de fonctionnement (condenseur à tubes et calandre).....	177
Tableau A6. 5. Points de fonctionnement (condenseur à tubes et ailettes).....	178

Figures du chapitre n°1 :

Figure 1. Machine frigorifique et cycle de Carnot inverse	30
Figure 2. Machine frigorifique à compression idéale	32
Figure 3. Évolution des températures dans un condenseur à contre courant	33
Figure 4. Évolution des températures dans un évaporateur à contre courant.....	33
Figure 5. Lignes isentropiques et isenthalpiques	34
Figure 6. Configuration des compresseurs volumétriques: a. compresseur à pistons, b. compresseur à vis c. compresseur Scroll.....	35
Figure 7. Plage du volume balayé par unité de temps pour différents types de compresseur..	35
Figure 8. Exemple d'évaporateur tubes et calandre	36
Figure 9. Exemple d'évaporateur à plaques	36
Figure 10. Exemple d'évaporateur à ailettes	37
Figure 11. Exemple de condenseur tubulaire horizontal.....	37
Figure 12. Exemple de condenseur à air avec ventilateur.....	38
Figure 13. Exemple d'un détendeur électronique	38
Figure 14. Boucle de régulation de la surchauffe.....	39
Figure 15. Boucle de régulation de la haute pression	39
Figure 16. Boucle de régulation de la puissance frigorifique	40
Figure 17. Graphe des états d'un régulateur tout ou rien	40
Figure 18. Configuration de PID mixte (notation P,I,D)	41
Figure 19. Exemple de classification de valeurs de manière floue	41
Figure 20. Régulateur avec réseaux de neurones	42
Figure 21. Propriétés d'un système contrôlé.....	42
Figure 22. Surchauffe et nombre de pas du moteur au cours d'un échelon de vitesse de +1000 tr/min ($N=2000$ tr/min, température d'évaporation= -10°C) avec la commande PD [9].....	43
Figure 23. Surchauffe contrôlée par régulateur PI [3]	43
Figure 24. Régulation de la surchauffe par PID [22]	44
Figure 25. Régulation de la surchauffe par PID- Logique Floue [22]	44

Figure 26. Etude d'une surchauffe minimum et stable [24].....	45
Figure 27. Variation de la surchauffe à un changement de vitesse de rotation [8]	45
Figure 28. Variation de la surchauffe (consigne 4.8°C) devant le changement de vitesse de rotation [8].....	46
Figure 29. Comparaison de la variation de la surchauffe devant le changement de vitesse de rotation [8].....	46
Figure 30. Comparaison des valeurs désirées et des réponses avec RN [11].....	47
Figure 31. Variation de la surchauffe par action sur le détendeur pour différentes lois de commande et à fréquence constante (50Hz) du compresseur [24].....	47
Figure 32. Variation de la température d'eau sortie de l'évaporateur par action sur la vitesse de rotation du compresseur [24].....	48
Figure 33. Régulation simultanée de la température d'eau et de la surchauffe [24].....	48
Figure 34. Évolution de la surchauffe par commande PID [25]	49
Figure 35. Evolution de la surchauffe par commande PFC [25].....	49

Figures du chapitre n°2 :

Figure 1. Modèle interne : situation parallèle avec procédé	54
Figure 2. Trajectoire de référence	55
Figure 3. Point coïncidences entre trajectoire de référence et sortie procédé	55
Figure 4. Incrément désiré de sortie du procédé	56
Figure 5. Sortie du modèle au point de coïncidence	57
Figure 6. Ecart entre consigne et trajectoire de référence	59
Figure 7. Schéma bloc de la commande PFC sans retard pur	60
Figure 8. Schéma bloc de la commande PFC avec retard pur.....	60
Figure 9. Réponses indicielles pour différentes valeurs de constante de temps du modèle interne de la PFC	62
Figure 10. Réponses indicielles pour différentes valeurs du gain du modèle interne de la PFC [43]	63
Figure 11. Illustration de la différence entre commande envoyé et commande perçue par le processus	64
Figure 12. Réponse indicielle.....	64
Figure 13. Réponses indicielles pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC système à forte réglabilité.	65
Figure 14. Commandes PFC lors d'une réponse indicielle pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC système à forte réglabilité.	66
Figure 15. Réponses indicielles pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC. système à réglabilité normale.....	67
Figure 16. Commandes PFC lors d'une réponse indicielle pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC. système à forte réglabilité.	67
Figure 17. Réponses indicielles pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la P.F.C. système à faible réglabilité.....	68
Figure 18. Commandes P.F.C lors d'une réponse indicielle pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la P.F.C. système à forte réglabilité.	68

Figures du chapitre n°3 :

Figure 1. Entrées et sorties du modèle de l'évaporateur	74
Figure 2. Division de l'évaporateur en deux parties (diphase et monophasique)	75
Figure 3. Évolution des températures dans un évaporateur contre-courant	76
Figure 4. Le cycle thermodynamique du fluide frigorigène.....	77

Figure 5. Arbre d'estimation des propriétés physiques du fluide frigorigène pour le modèle de l'évaporateur.....	77
Figure 6. Échange thermique dans les zones diphasique et monophasique d'un évaporateur contre-courant.....	78
Figure 7. Résistance thermique dans la partie diphasique	79
Figure 8. Résistance thermique dans la partie monophasique	80
Figure 9. Cycle d'un compresseur à pistons	82
Figure 10. Évolution de débit frigorigène et rendement volumétrique en fonction de la température d'évaporation dans un compresseur à pistons [51]	83
Figure 11. Variation de rendement volumétrique en fonction du Taux de compression	84
Figure 12. Influence de la pression d'évaporation sur le rendement volumétrique	84
Figure 13. Écoulements des fluides dans un évaporateur à tubes et calandre.....	85
Figure 14. Direction de l'écoulement (courant croisé) dans le cas d'un échange idéal côté calandre	85
Figure 15. Écoulement des fluides dans un échangeur à plaques	88
Figure 16. Écoulements des fluides dans un échangeur à tubes et ailettes	89
Figure 17. Entrées et sorties du modèle du condenseur	95
Figure 18. Division du condenseur en deux parties (diphasique et monophasique)	95
Figure 19. Températures dans un condenseur contre-courant.....	96
Figure 20. Les points du cycle frigorigène utilisés dans le modèle du condenseur	97
Figure 21. Arbre d'estimation des propriétés physiques du fluide frigorigène.....	97
Figure 22. Échangeur thermique dans les zones diphasique et monophasique d'un condenseur contre-courant.....	98
Figure 23. Profil des températures le long du condenseur	99
Figure 24. Écoulements des fluides dans un évaporateur à tubes et calandre.....	101
Figure 25. Entrées et sorties du modèle du compresseur	103
Figure 26. Plages de débit frigorigène en fonction du nombre de pistons et de la vitesse de rotation.	105
Figure 27. Plages du débit frigorigène en fonction de la position du tiroir et de la vitesse de rotation.	106
Figure 28. Courbe d'évolution typique du rendement d'une turbomachine	107
Figure 29. Courbes vitesse -débit en fonction du nombre de turbomachines	107
Figure 30. Point de fonctionnement d'un système de ventilation ou de pompage	108
Figure 31. Point de fonctionnement désiré.....	108
Figure 32. Représentation des 3 volumes de contrôle élémentaires	109
Figure 33. Évolution de l'énergie interne en fonction du temps	110
Figure 34. Échangeur à deux phases	112

Figures du chapitre n°4 :

Figure 1. IHM développée	117
Figure 2. Photo de la machine frigorigène à pistons (EDF, site des Renardières).....	118
Figure 3. Evolution de β en fonction de l'ouverture du détendeur	119
Figure 4. Représentation schématique de la machine frigorigène à pistons.....	120
Figure 5. Entrées et sorties de l'automate sur la boucle de régulation de la surchauffe	121
Figure 6. Entrées et sorties de l'automate de la boucle de régulation de pression du condenseur tubes et calandre.....	122
Figure 7. Entrées et sortie de l'automate sur la boucle de régulation de la puissance frigorigène (compresseur à pistons)	122
Figure 8. Réponses du PID et de la PFC à la variation du débit d'eau (boucle de surchauffe)	123

Figure 9. Réponses du PID et de la PFC à la mise en route du compresseur (boucle de surchauffe).....	124
Figure 10. Comparaison PID et PFC (régulation de la surchauffe)	125
Figure 11. Mesure de COP pour PID et PFC	126
Figure 12. Décalage de consigne pour améliorer le gain énergétique	127
Figure 13. Augmentation de la partie diphasique par décalage de la surchauffe.....	128
Figure 14. Essai de stabilité en régime non perturbé à 50% de charge.....	129
Figure 15. Essai de perturbation à 50% de charge	130
Figure 16. Evolution du gain énergétique en fonction de la surchauffe	131
Figure 17. Influence de l'implémentation de la PFC de la HP sur la surchauffe.....	132
Figure 18. Essais avec régulation par commandes classiques	133
Figure 19. Essais avec régulation par commande avancée	133
Figure 20. Mesure de COP avec commande avancée et commande classique	134
Figure 21. Ecart entre la température de sortie et la consigne	134
Figure 22. Photo du condenseur à air situé sur le site des Renardières d'EDF.....	136
Figure 23. Photo de la machine frigorifique avec compresseur à vis.....	137
Figure 24. Représentation schématique de la machine frigorifique à vis.....	138
Figure 25. Entrées et sorties de l'automate sur la boucle de régulation de la surchauffe.....	139
Figure 26. Entrées et sorties de l'automate de la boucle de régulation de pression du condenseur à air.....	140
Figure 27. Entrées et sortie de l'automate de la boucle de régulation de la puissance frigorifique (compresseur à vis).....	140
Figure 28. Essais avec régulation par commandes classiques.....	141
Figure 29. Essais avec régulation par commandes avancée sur la vitesse de rotation du compresseur (VEV).....	142
Figure 30. Essais avec régulateur classique de la HP.....	143
Figure 31. Essais avec régulateur PFC de la HP.....	143
Figure 32. Essais avec régulation par commandes avancée.....	144
Figure 33. Oscillation de la BP par variation d'ouverture de la vanne.....	145
Figure 34. Mesure du COP avec commande classique et commande avancée (vitesse variable)	146
Figure 35. Ecart entre la température de sortie source et la consigne.....	146
Figure 36. Mesure du COP avec commande avancée et commande classique.....	147
Figure 37. Ecart entre la température de sortie source et la consigne.....	147

Figures des ANNEXES :

Figure A2. 1. Schéma du cycle frigorifique en considérant une perte de charge dans l'évaporateur	166
Figure A3. 1. Échangeur à air, perte de charge par les ailettes et les tubes.....	168
Figure A3. 2. Écoulement d'air dans les ailettes.....	169
Figure A5. 1. Schémas représentatifs des différents écoulements dans la calandre	173
Figure A6. 1. Comparaison entre les valeurs mesurées et calculées de la BP (évaporateur tubes et calandre).....	175
Figure A6. 2. Comparaison entre les valeurs mesurées et calculées de la BP (évaporateur tubes et calandre).....	176
Figure A6. 3. Comparaison des mesures avec les calculs pour les différents points de fonctionnement.....	177

Figure A6. 4. Comparaison des mesures et des calculs pour différents points de fonctionnement.....	178
Figure A8. 1. La couche limite sur une plaque (ailette).....	180
Figure A8. 2. Calcul du débit d'air fournit par les ventilateurs	184
Figure A9. 1. La commande par action P.....	185
Figure A9. 2. Graphe d'une régulation à action Intégrale.....	186
Figure A9. 3. Graphe d'une régulation à action dérivée	186

Nomenclature

BP	basse pression	$(Pa \text{ ou } bar)$
cp	chaleur spécifique	$(J/kg.K)$
cyl	cylindrée du compresseur	(m^3)
D_{int}	diamètre intérieur	(m)
D_{ext}	diamètre extérieur	(m)
Fr	nombre de Froude	
g	accélération de la pesanteur	(m/s^2)
H	longueur	(m)
$H_{circuit}$	hauteur du circuit	(m)
H_{mano}	hauteur manométrique	(m)
HP	haute pression	$(Pa \text{ ou } bar)$
h	coefficient d'échange convectif	(W/m^2K)
i	enthalpie massique	(J/kg)
K	instant présent	(s)
K_M	gain statique du modèle	
K_P	gain statique du procédé	
K_R	coefficient de remplissage	
L	longueur des tubes	(m)
L_v	chaleur latente	(J/kg)
L_{carac}	longueur caractéristique d'ailette	(m)
\dot{m}_f	débit massique du fluide frigorigène	(kg/s)
\dot{m}_s	débit massique du fluide secondaire	(kg/s)
$\Delta \dot{m}_s$	précision du débit du fluide secondaire	(kg/s)
N	vitesse de rotation	(tr/min)
Nu	nombre de Nusselt	
P_{crit}	pression critique	$(Pa \text{ ou } bar)$
P_{red}	pression réduite	
P_l	pas longitudinal	(m)
P_t	pas transversal	(m)
$\Delta P_{circuit}$	perte de charge du circuit	(Pa)
Pu	puissance du ventilateur	(W)
R	résistance thermique	(K/W)
Re	nombre de Reynolds	
R_{eq}	rayon caractéristique d'ailette circulaire	(m)
r	rayon de la roue	(m)
S	surface d'échange	(m^2)
s	entropie massique	(J/kgK)
T	température	$(^\circ C \text{ ou } K)$
U	coefficient global d'échange (W/m^2K) ; énergie interne (J)	
U_L	vitesse linéaire	(m/s)
x	titre en vapeur	
X_{tt}	coefficient de Martinelli	
α	diffusivité thermique	(m^2/s)
β	coefficient expansion thermique (K^{-1}) ; coefficient d'ouverture de vanne	

φ	flux de chaleur transférée	(W)
Φ	densité de flux de chaleur	(W/m ²)
ε	efficacité de l'échangeur	
ξ	taux de fuite	
κ	coefficient polytropique	
λ	conductivité thermique	(W/m.K)
λ_{comp}	taux de volume mort effectif	
τ	constante de temps	(s)
τ_{comp}	taux de compression	
ν	viscosité cinématique	(m ² /s)
η_{vent}	rendement du ventilateur	
η_a	efficacité d'une ailette	
μ	viscosité dynamique	(Pa.s)
ρ	masse volumique	(kg/m ³)

Indice

<i>comp</i>	compresseur
<i>i</i>	intermédiaire
<i>is</i>	transformation isentropique
<i>l</i>	liquide
<i>s</i>	sortie
<i>S</i>	source
<i>init</i>	initialisée
<i>P</i>	paroi
<i>e</i>	entrée
<i>1</i>	point 1 de cycle
<i>2</i>	point 2 de cycle
<i>3</i>	point 3 de cycle
<i>4</i>	point 4 de cycle
<i>5</i>	point 5 de cycle
<i>6</i>	point 6 de cycle
<i>f</i>	frigorigène
<i>sat</i>	saturation
<i>dip</i>	diphase
<i>max</i>	maximum
<i>min</i>	minimum
<i>mon</i>	monophasique
<i>tot</i>	total
<i>log</i>	logarithmique
<i>S1</i>	écoulement du fluide source en partie diphasique
<i>S2</i>	écoulement du fluide source en partie monophasique
<i>v</i>	vapeur
<i>0</i>	état initial
∞	état final

RESUME :

Le contrôle précis des boucles de régulation existantes sur une machine frigorifique est essentiel à son bon fonctionnement. Il existe plusieurs méthodes de régulation parmi lesquelles on retrouve la plus ancienne et la plus connue : la commande PID (Proportionnelle, Intégrale et Dérivée). Malgré la simplicité apparente des relations mises en jeu, le régulateur PID est assez délicat à ajuster sur des processus présentant de fortes perturbations comme les installations frigorifiques. L'objectif du travail présenté est de mettre en œuvre une commande prédictive fonctionnelle (PFC) afin de réguler la surchauffe en sortie d'évaporateur, la pression de condensation et la puissance frigorifique sur une installation munie d'un compresseur à vitesse variable. L'utilisation d'une commande PFC nécessite de réaliser une prédiction de l'évolution à venir de la sortie du procédé. C'est un modèle interne qui fait office de modèle de connaissance. En assimilant le procédé à un système du premier ordre, la mise en œuvre de cette commande ne nécessite que trois paramètres : un gain statique, une constante de temps et un retard pur. L'originalité de la démarche développée a consisté à réaliser une modélisation physique de la machine afin de déterminer les paramètres précédents par une approche macroscopique. Une bibliothèque de modèles physiques a été élaborée permettant de simuler le comportement de différents évaporateurs, condenseurs, compresseurs ou vannes de détente. La commande développée a ensuite été implantée sur un automate industriel programmable et des expériences ont été réalisées sur deux machines différentes. La première est constituée de deux échangeurs à tubes et calandre et d'un compresseur à pistons, alors que la seconde comprend un évaporateur à plaques, une batterie à ailettes et un compresseur à vis. Les tests réalisés font tous ressortir que la commande PFC permet d'obtenir une température du frigoporteur très proche de la consigne désirée. Il s'avère également que la PFC est bien plus robuste vis à vis des perturbations que le PID. Ce comportement offre la possibilité de décaler les points de fonctionnement de la machine, comme par exemple une diminution de la surchauffe. Enfin les essais conduits montrent sur chacune des machines que le coefficient de performance de l'installation peut être notablement amélioré par l'utilisation d'une commande de type PFC.

Mots clés : système frigorifique, commande prédictive, modélisation thermique, économie d'énergie

ABSTRACT:

An accurate control of fluids flow is essential in any refrigeration system. As the conventional Proportional-Integral-Derivative (PID) control with invariable parameters can lead to unsatisfactory performance because of the variation of refrigeration unit parameters under disturbances, the aim of the work presented here is to develop a method for using Predictive Functional Control (PFC) to regulate the evaporator superheat, the condensing pressure and the cooling capacity on a variable-speed refrigeration system. Using a predictive controller requires to 'predict' future changes at the output of the process. This prediction is based on an internal model used as known model. By assuming that the behaviour of refrigerating machine heat exchangers can be represented using a first-order model, the implementation of PFC requires only three parameters: gain, time constant and time delay. In order to determine these parameters an original method has been developed which is based on the physical modelling of the machine. Physical models for different types of evaporator, condenser, compressor or expansion valve have been established to quantify heat transfer and refrigerant flow rate in these components. The control system created has been incorporated into an industrial programmable logic controller and used for experiments on two different refrigerating machines: the first one is composed of two shell and tube heat exchangers and a reciprocating compressor, whereas the second one is composed of a plate evaporator, a finned-tube condenser and a screw compressor. The tests performed show that PFC controller succeeds in maintaining a precise chilled liquid temperature. As this controller appears to be a lot more robust from disturbances point of view than a conventional PID controller, it is also demonstrated that it is possible to reduce the superheat in a significant ratio. Finally the analysis of experiments conducted by changing the cooling capacity on each machine indicates that the coefficient of performance increases when PFC is used.

Keywords: refrigerating machine, predictive control, thermal modelling, energy saving

Introduction

Les problèmes liés au domaine de l'énergie sont parmi les plus importants à l'échelle mondiale, surtout si l'on tient compte de l'épuisement prochain des énergies fossiles. Les chercheurs étudient les différentes voies d'optimisation de la consommation d'énergie et parallèlement recherchent de nouvelles sources d'énergie. Les diminutions d'exergie provoquées par les irréversibilités des transformations induisent que la valeur de l'énergie utile, ou la partie disponible de l'énergie, est toujours inférieure à la valeur initiale. Ainsi la réduction des pertes d'exergie par l'optimisation et l'utilisation de nouvelles configurations de systèmes liés à la conversion ou la consommation d'énergie est un axe de recherche important.

On sait que l'énergie ne peut être ni créée ni détruite, mais elle peut se transformer d'une forme à l'autre. Les énergies naturelles étant généralement inutilisables directement dans la vie courante ou dans le domaine industriel, il est donc nécessaire de changer la forme de ces énergies initiales en des formes plus pratiques. Cette transformation de l'énergie initiale se fait à l'aide de systèmes producteurs d'entropie, autrement dit réels, car on ne peut réaliser une conversion d'énergie sans pertes d'exergie. Ainsi le but des chercheurs, et autres ingénieurs, est de diminuer les pertes d'exergie en vue d'augmenter les performances des systèmes de conversion de l'énergie.

La vie industrielle fait malheureusement parfois oublier que la qualité de vie est intimement liée à la qualité de l'environnement. Les mises en garde des chercheurs sur les risques environnementaux liés à une mauvaise maîtrise des systèmes énergétiques sont parfois insuffisamment prises en compte. Ainsi les problèmes d'augmentation de la température à la surface de la terre (effet de serre), de réduction de la couche de l'Ozone, ou encore de pollution de l'eau des rivières peuvent être des conséquences de l'utilisation de méthodes qui ne correspondent pas à des critères de protection de l'environnement. Sachant que la consommation des ressources fossiles produit des gaz dangereux pour l'environnement et pour la santé, il est donc nécessaire de trouver des systèmes optimisés qui puissent convertir les énergies avec moins d'émissions de CO₂ par exemple.

Dans ce contexte, l'efficacité énergétique est devenue un enjeu majeur et correspond à un réel défi en matière de recherche. Le froid apparaît comme un secteur particulièrement concerné puisqu'à titre d'exemple sa contribution dans la consommation d'énergie de l'industrie est de 10% en France. C'est à ce titre qu'EDF, en partenariat avec Schneider-Electric, a décidé de lancer une thèse sur la possibilité d'augmenter l'efficacité énergétique des machines frigorifiques grâce à un meilleur contrôle de ces dernières.

Dans la quasi-totalité des applications, les technologies de production de froid sont basées sur le principe de cycles à compression de vapeur avec changement de phase d'un fluide frigorigène. Ce sont ces machines qui seront considérées dans le cadre de cette thèse. Pour améliorer l'efficacité énergétique des groupes frigorifiques à compression il est souvent nécessaire de revoir la conception des équipements, mais il est aussi envisageable d'optimiser les boucles de régulation.

L'intérêt de la conduite optimale d'installations frigorifiques via le contrôle commande a été démontrée par plusieurs études [1, 2, 4, 5]. Ces dernières portent sur des machines présentant un nombre suffisant d'actionneurs, on peut citer par exemple des compresseurs, des ventilateurs ou encore des pompes à vitesse variable. Dans ces cas-là il s'avère possible d'obtenir la puissance frigorifique à une température désirée pour différentes combinaisons des paramètres de fonctionnement. L'idée est donc d'assurer un contrôle qui maximise le coefficient de performance (COP) de l'installation. Un bon exemple de cette approche est donné par l'étude menée par Jakobsen et Rasmussen [1] qui ont travaillé sur une machine à compression de vapeur composée d'un évaporateur et d'un condenseur à ailettes. Ces échangeurs étaient équipés de ventilateurs à vitesse variable, la variation de vitesse

s'appliquant également sur le compresseur. En optimisant la vitesse de chaque composant ils ont réussi à augmenter le COP de 7,4% sans modifier la puissance frigorifique. Dans la même veine, Yao [5] a montré que l'utilisation d'un modèle optimal de système frigorifique permettait d'économiser plus de 10% sur l'énergie consommée. Pour sa part Leducq a appliqué cette approche sur la base d'une commande prédictive non linéaire [2]. Il en déduit que le réglage optimal d'une machine à compression de vapeur peut réduire sa consommation d'énergie entre 8 et 20% en fonction des actionneurs disponibles [4].

Les approches mentionnées ci-dessus considèrent l'installation d'un point de vue global. Si l'on descend maintenant à l'échelle des composants de l'installation (échangeurs, compresseur) on va trouver des boucles de régulation destinées à assurer le bon fonctionnement de chacun des éléments. Plusieurs paramètres physiques, tels que la température, la pression ou encore le débit des fluides, peuvent ainsi être réglés. Si l'on prend l'exemple de la température du fluide à l'aspiration du compresseur, celle-ci doit être régulée pour être certain de comprimer de la vapeur sèche et ainsi d'assurer un fonctionnement sécurisé du compresseur. En pratique on a tendance à prendre une marge de sécurité sur cette température afin de ne pas risquer d'endommager le compresseur. Mais si une boucle de régulation permet d'assurer une valeur très stable de la grandeur considérée, il est alors possible de décaler les points de fonctionnement de la machine pour les amener dans des zones où le rendement s'améliore.

Plusieurs études confirment qu'une augmentation d'efficacité énergétique peut être obtenue en travaillant isolément sur les boucles de régulation d'une machine frigorifique. Ainsi Lin et Yeh [3] ont montré qu'à l'aide d'une bonne régulation sur un système de conditionnement d'air on pouvait réduire notablement la température d'aspiration au compresseur et ainsi réduire d'un facteur deux la puissance consommée. Aprea [6], quant à lui, a travaillé sur la boucle de régulation d'un compresseur à vitesse variable et ses résultats font ressortir des gains énergétiques significatifs : de l'ordre de 13%. Plus récemment Hua [7] a géré de façon indépendante une boucle de régulation de la capacité frigorifique d'une installation et une autre de la température d'aspiration du compresseur. Là encore, il ressort que des économies d'énergie et des gains sur le COP sont possibles.

Dans le cadre de cette étude, c'est cette dernière approche qui a été retenue, car elle est applicable à un plus grand nombre d'installations industrielles : même si une machine ne possède que très peu d'actionneurs, il y aura, par exemple, toujours nécessité d'avoir un contrôle sur la température d'aspiration du compresseur. Aussi, nous nous proposons de développer une méthode de régulation applicable à différentes boucles, la démarche devant être suffisamment générale pour s'appliquer à divers types de machines.

Dans le chapitre 1, des rappels sur le fonctionnement des machines à compression sont d'abord donnés. Sur ce type de machines, différentes boucles de régulation peuvent être envisagées : la régulation de la température d'aspiration du compresseur, la régulation de la pression de condensation ou encore celle de la puissance frigorifique. Dans le cadre d'une analyse bibliographique les différentes méthodes développées pour réguler ces boucles sont présentées et analysées.

De par sa robustesse vis-à-vis des perturbations, la commande prédictive fonctionnelle (PFC) a été retenue pour travailler sur la régulation des machines frigorifiques. L'analyse bibliographique fait ressortir que le comportement des procédés à traiter peut être représenté, en première approximation, par un modèle du premier ordre retardé. Les principes et les hypothèses à considérer pour mettre en œuvre une commande PFC dans ce cadre sont donnés au chapitre 2.

Le développement d'une régulation de type PFC nécessite de réaliser une « prédiction » de l'évolution à venir de la sortie du procédé. C'est un modèle interne qui fait office de modèle

de connaissance utilisé pour cette prédiction. L'originalité de la démarche proposée consiste à développer des modèles physiques des différents composants d'une machine et d'utiliser ces modèles physiques pour obtenir les paramètres des modèles internes de la commande. Si l'on veut appliquer cette démarche à diverses installations, il convient d'avoir une bibliothèque de modèles car les technologies utilisées peuvent être différentes. Pour les échangeurs on peut citer les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires ou encore les batteries à ailettes. En ce qui concerne les compresseurs on peut penser aux compresseurs à pistons et à vis ou encore aux scrolls. Le chapitre 3 présente la bibliothèque de modèles élaborée. La modélisation proposée reste très globale car il est nécessaire d'assurer des temps de calculs courts pour que le dialogue avec un automate industriel soit efficace. Ainsi les échangeurs sont découpés en un nombre minimal de cellules qui correspondent aux différentes phases du fluide frigorigène. A partir de cette modélisation, des algorithmes de calculs sont présentés sur chacune des boucles de régulation envisagées.

La commande développée a été testée sur des installations présentes au centre de recherche d'EDF des Renardières. Les résultats obtenus sont présentés au chapitre 4. La première machine considérée est composée d'échangeurs tubulaires et d'un compresseur à pistons, alors que la deuxième est constituée d'un évaporateur à plaques, d'un condenseur à ailettes et d'un compresseur à vis. L'implantation de la PFC sur des automates industriels programmables a été réalisée sur ces deux machines et pour différentes boucles de régulation. Des essais effectués, il ressort d'une part que, grâce aux modèles physiques élaborés, la mise en œuvre de la commande PFC sur une machine s'avère très simple, que la qualité de la régulation est satisfaisante (peu ou pas de dépassement de consigne, bon comportement vis-à-vis des perturbations...) et que des gains énergétiques peuvent être obtenus par rapport à des systèmes de régulation plus classiques. D'autre part, le fait d'avoir travaillé sur deux machines frigorifiques totalement différentes fait ressortir que la démarche proposée peut s'appliquer à des installations diverses et variées.

La conclusion générale, sur laquelle s'achève le présent mémoire, met l'accent sur le fait qu'il est possible d'utiliser industriellement une commande de type avancée pour réguler avec efficacité une machine frigorifique à compression.

Chapitre n° 1 : Les machines frigorifiques et leur régulation

1. Evolution des machines frigorifiques :

Au long des 120 ans qui s'écoulent de 1755 à 1875, les premiers appareils et machines frigorifiques sont mis au point et développés. La machine frigorifique à compression de vapeur liquéfiable a été inventée par Perkins en 1834 et la machine frigorifique à air a été inventée par Gorrie en 1844. Harrison (1856) a, quant à lui, mis au point la machine à compression de vapeur liquéfiable avec un compresseur fiable. Grâce à cette avancée technique, cette machine se répand ensuite rapidement.

La circulation d'un fluide, appelé fluide frigorigène, assure les transferts de chaleur dans ce type de machines. Trois fluides frigorigènes ont été rapidement utilisés : le dioxyde de carbone (CO_2) en 1866, l'ammoniac (NH_3) en 1873, le dioxyde de soufre (SO_2) en 1874 (le chlorure de méthyle sera adopté comme frigorigène peu après le terme de cette période, en 1878) [12].

Les machines frigorifiques récentes fonctionnent avec le même principe que ces premières, toutefois, des différences existent qui sont liées, d'une part, au fluide frigorigène utilisé, et d'autre part, à l'aspect technologique qui est en constante évolution.

Si l'on se focalise sur les fluides frigorigènes, les contraintes en matière d'environnement ou de santé conditionnent autant l'utilisation des fluides que des considérations purement d'ordre thermodynamique.

2. Fluides frigorigènes :

Dans la conception des systèmes frigorifiques, différents fluides frigorigènes ont été utilisés au cours du temps, comme : les chlorofluorocarbones (CFC), les hydro chlorofluorocarbones (HCFC), l'ammoniac, les hydrocarbures (propane, butane), le CO_2 , l'air (dans les climatiseurs des avions) et même l'eau (dans les applications dont la température est supérieure au point de congélation). Dans les années 80, plus de 90 % des systèmes frigorifiques utilisaient des CFC ou HCFC comme le R-11, le R-12, le R-22 et le R-502.

Si l'on refait un peu d'histoire, l'éther éthylique a été le premier fluide frigorigène utilisé dans un système frigorifique à compression en 1850. Par la suite, on a utilisé l'ammoniac, le CO_2 , le SO_2 , le butane, le propane, l'iso butane et les CFC et HCFC. L'ammoniac est un fluide frigorigène qui est industriellement et économiquement très favorable, mais il est toxique. Les CFC, comme le R-21, le R-11 ou le R-12, ont été introduits dans les années 1930 [13] pour pallier les problèmes de toxicité liés à l'utilisation de fluides comme le SO_2 ou le chlorure éthylique. Leur moindre coût et leur variété ont favorisé l'utilisation de ces fluides frigorigènes. Ainsi, les systèmes de climatisation des bâtiments (refroidisseur d'eau haute capacité) ont utilisé majoritairement le R-11 comme fluide frigorigène. Le R-22 a été utilisé dans les pompes à chaleur et les systèmes frigorifiques industriels. Aujourd'hui, les problèmes environnementaux provoqués par l'utilisation des fluides frigorigènes contenant du chlore et la législation adoptée par une majorité de nations (protocole de Montréal sur la couche d'ozone et protocole de Kyoto sur l'effet de serre) ont restreint le choix des fluides frigorigènes aux fluides naturels (eau, air, NH_3 , CO_2 , hydrocarbures) et à certains HFC purs ou composés de mélange (R134a, R404A, R407C, R410A...) dont l'impact environnemental est plus limité. Cela dit les HFC ont aussi un impact sur le phénomène d'effet de serre, c'est pourquoi, au cours des années récentes, de nombreux auteurs se sont de nouveau intéressés aux machines à CO_2 , ceci tant sur le plan expérimental que sur le plan théorique. Ainsi, dès 1994, Lorentzen [16,17] a montré l'intérêt d'utiliser des installations au CO_2 transcritique pour une production simultanée d'eau chaude sanitaire et de froid industriel.

3. Rappel thermodynamique :

On peut décrire la thermodynamique comme la science de l'énergie. C'est en 1852 que Lord KELVIN a proposé d'utiliser ce vocable pour la première fois. Aujourd'hui, on l'utilise pour l'analyse des systèmes de conversion de l'énergie destinés à produire de la puissance mécanique, du froid et de la chaleur.

La production de puissance mécanique et la production de froid sont deux applications très importantes de la thermodynamique qui fonctionnent suivant des cycles thermodynamiques. Ces cycles peuvent être classés dans deux catégories globales :

-les cycles de puissance

-les cycles frigorifiques

Les dispositifs utilisés pour la production de puissance sont dits « moteur » et les cycles correspondant sont les cycles de « puissance ». Les dispositifs utilisés pour la production frigorifique sont les réfrigérateurs, les climatiseurs et les pompes à chaleur. Selon la phase du fluide de travail, les cycles thermodynamiques sont classés en deux catégories :

-les cycles à gaz dans lesquels le fluide de travail reste à l'état monophasique

-les cycles à vapeur dans lesquels le fluide de travail dans une partie du cycle est à l'état de vapeur et dans une autre partie à l'état liquide.

Le cycle de Carnot est le cycle réversible à rendement maximum présenté par Sadi CARNOT, ingénieur français, en 1824. Ce cycle comprend quatre transformations réversibles : deux transformations isothermes à des températures T_H et T_L et deux transformations adiabatiques. Ce cycle correspond au rendement maximum qu'il est possible d'atteindre sur une machine fonctionnant entre deux sources de chaleur. En pratique ce rendement n'est jamais atteint, mais on peut améliorer les performances des machines réelles afin de s'en approcher.

4. Machines frigorifiques à compression :

La production de froid dans un cycle frigorifique résulte de la circulation d'un fluide frigorigène. Dans une machine frigorifique à compression, la température et la pression de ce fluide frigorigène augmentent par l'intermédiaire d'un compresseur.

4.1. Cycle de Carnot inverse :

Comme le cycle de Carnot est par nature réversible, on peut inverser toutes les transformations. On obtient alors un cycle qui fonctionne dans le sens anti-horaire qui est dit cycle de *Carnot inverse*. Le schéma d'une machine frigorifique de Carnot et le diagramme (T-S) du cycle correspondant sont représentés sur la figure 1.

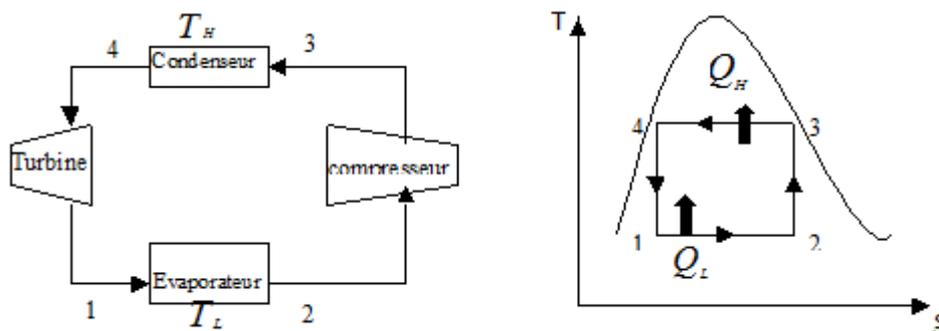


Figure 1. Machine frigorifique et cycle de Carnot inverse

Sur une telle machine, l'évaporateur et le condenseur sont des échangeurs destinés à assurer le transfert de chaleur, alors que le compresseur et la turbine ont pour but de faire varier la pression du fluide.

Pour le cycle de Carnot inverse, la différence d'entropie (s) est la même aux bornes des deux échangeurs, on a donc :

$$s_2 - s_1 = -(s_4 - s_3) = \Delta s \quad (1.1)$$

Les quantités de chaleur dissipée au condenseur (Q_H) et absorbée à l'évaporateur (Q_L) sont alors données par les relations (1.2) et (1.3)

$$Q_H = T_H \Delta s \quad (1.2)$$

$$Q_L = T_L \Delta s \quad (1.3)$$

Le travail communiqué au fluide par le compresseur auquel on retranche celui de la turbine se déduit alors du premier principe par :

$$W = Q_H - Q_L = \Delta s (T_H - T_L) \quad (1.4)$$

On peut exprimer le coefficient de performance (COP) d'une telle machine pour deux cas :

Dans le cas où le but recherché est la production de froid [14] :

$$\text{COP}_{R, \text{Carnot}} = \frac{Q_L}{W} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (1.5)$$

Et dans le cas où le but est la production de chaleur :

$$\text{COP}_{PAC, \text{Carnot}} = \frac{|Q_H|}{|W|} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (1.6)$$

Le cycle de Carnot inverse est le plus efficace par rapport aux autres cycles frigorifiques et on considère ce cycle comme le cycle de référence, mais le cycle de Carnot inverse n'est pas complètement réalisable en pratique. En effet, réaliser deux transformations isothermes n'est pas très difficile compte tenu du changement de phase du fluide dans le condenseur et l'évaporateur, par contre la compression et la détente devraient s'effectuer dans le domaine diphasique, ce qui n'est pas possible en pratique. On peut résoudre ce problème en exécutant ces parties du cycle de Carnot inverse en dehors de la région de saturation, mais dans ce cas, les conditions d'isothermalité dans les transferts thermiques ne sont plus complètement réalisées. Par conséquent, on ne peut pas réaliser le cycle de Carnot inverse pour les installations réelles, mais ce cycle constitue la référence de ces machines.

4.2. Cycle frigorifique à compression idéal :

En remplaçant la turbine par un auxiliaire réalisant une chute de pression, comme une vanne de détente ou un tube capillaire, et en effectuant la compression dans le domaine de la vapeur surchauffée, on obtient, à partir du cycle de Carnot, le cycle *frigorifique à compression idéal*. Ce cycle est le plus communément utilisé dans les réfrigérateurs, les climatiseurs et les pompes à chaleur. Il comprend les quatre transformations suivantes (figure 2) :

- 1-----2 compression isentropique dans le compresseur,
- 2-----3 dissipation de la chaleur isobare au condenseur,
- 3-----4 détente isenthalpique dans l'organe de détente,
- 4-----1 absorption de la chaleur isobare à l'évaporateur.

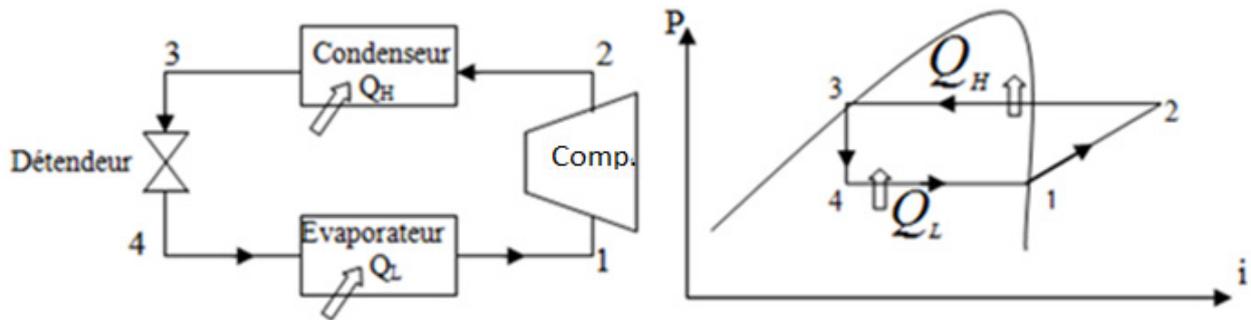


Figure 2. Machine frigorifique à compression idéale

Dans le condenseur et l'évaporateur il n'y a pas de travail échangé. En première approximation on peut considérer que le compresseur est adiabatique. Si le régime est permanent et qu'on néglige les éventuelles variations d'énergie cinétique ou potentielle, on peut écrire les bilans énergétiques sur trois volumes de contrôle :

$$q_H = \frac{Q_H}{\dot{m}_f} = -(i_2 - i_3) \quad (1.7)$$

$$q_L = \frac{Q_L}{\dot{m}_f} = i_4 - i_1 \quad (1.8)$$

$$w = \frac{W}{\dot{m}_f} = (i_1 - i_2)$$

Où i représente l'enthalpie massique, \dot{m}_f le débit massique du fluide frigorigène et q_H , q_L , w les énergies massique échangées.

Le passage du fluide frigorigène au détendeur peut être considéré comme un processus isenthalpique dans la mesure où il s'effectue sans échange de travail ni de chaleur.

Le coefficient de performance de la machine est alors donné par :

$$\text{Dans le cas de la pompe à chaleur : } COP_{PAC} = \left| \frac{q_H}{w} \right| = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1} \quad (1.9)$$

$$\text{Dans le cas du réfrigérateur : } COP_R = \frac{q_L}{w} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (1.10)$$

Ce cycle de référence peut être plus ou moins modifié dans la pratique.

4.3. La ligne haute pression :

Le condenseur est positionné dans la ligne de haute pression. Le fluide frigorigène sort du compresseur en phase vapeur surchauffée avec une température et une pression élevées, il se refroidit au condenseur grâce à un fluide secondaire appelé aussi source chaude. Ce refroidissement peut être défini en trois étapes :

- **Désurchauffe** : la désurchauffe est la zone où la vapeur surchauffée qui sort du compresseur dissipe sa chaleur au cours d'un processus isobare jusqu'à arriver à la température de vapeur saturée.
- **Condensation** : le fluide frigorigène dissipe sa chaleur latente pendant ce processus qui est isobare et isotherme. On note que l'échange thermique dans cette zone est plus important grâce au mouvement des gouttelettes du fluide condensé [17].

- **Sous refroidissement** : le liquide saturé peut être refroidi dans cette zone qui n'est pas présente sur tous les systèmes. Ce genre d'installation est le plus souvent utilisé sur des systèmes à basse température d'évaporation.

La figure 3 présente l'évolution des températures du fluide frigorigène et du fluide source sur les différentes zones décrites ci-dessus. La représentation est donnée dans le cas d'un condenseur à contre-courant.

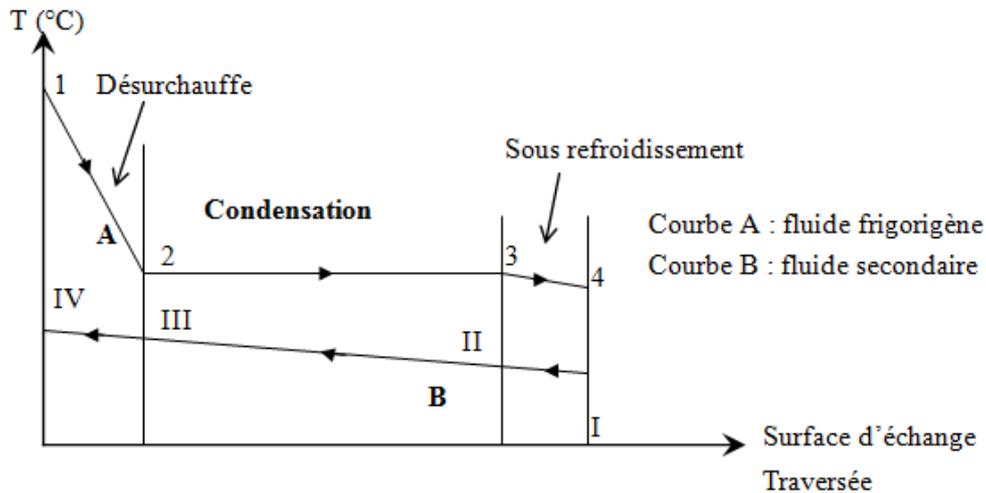


Figure 3. Évolution des températures dans un condenseur à contre-courant

4.4. La ligne basse pression :

L'évaporateur est positionné dans la ligne de basse pression. Comme dans le cas du condenseur, le fluide frigorigène échange de la chaleur avec un fluide source, dans ce cas, il s'agit d'une source froide. Cet échange est caractérisé par deux étapes :

- **Evaporation** : le fluide frigorigène qui sort du détendeur absorbe de la chaleur à température et pression constantes. Le fluide s'évapore jusqu'au point de vapeur saturée.
- **Surchauffe** : à partir du point de vapeur saturée, le fluide frigorigène continue de prendre de la chaleur à pression constante. La différence entre la température de saturation et celle en sortie d'évaporateur est appelée la surchauffe. Il s'agit d'une valeur importante, tant au point de vue énergétique qu'au point de vue de la sécurité du compresseur.

Le profil des températures dans l'évaporateur est donné à la figure 4.

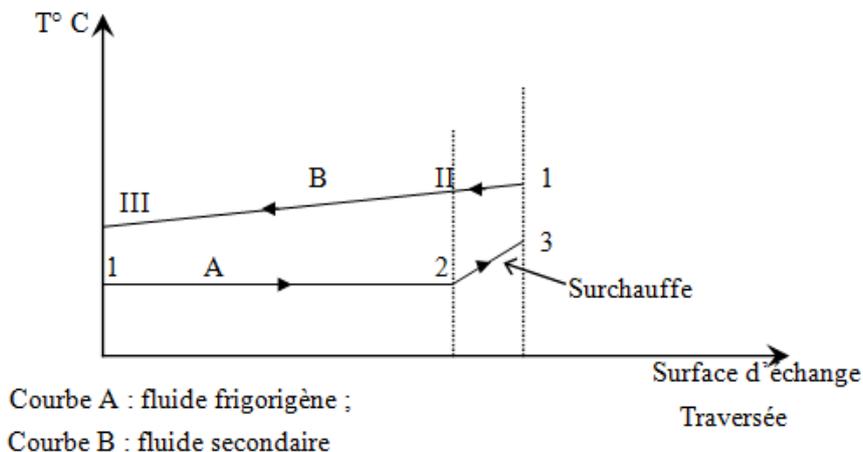


Figure 4. Évolution des températures dans un évaporateur à contre-courant

4.5. Nature de la compression :

En première approximation, on peut considérer le passage du fluide frigorigène au compresseur comme une transformation *isentropique*, autrement dit on néglige le frottement et l'échange thermique dans cet organe. La conservation de l'entropie par rapport au point d'aspiration (noté 1) conduit à définir un point noté 2is :

$$s_{2is} = s_1 \quad (1.11)$$

Dans la réalité, cette entropie va augmenter du fait des irréversibilités. Dans la figure 5 on peut voir l'influence d'irréversibilités sur le processus de compression : le point de refoulement n'est plus 2i mais un point noté 2. Le rendement isentropique du compresseur permet de quantifier le décalage entre la compression isentropique et la compression réelle :

$$\eta_{is} = \frac{i_{2is} - i_1}{i_2 - i_1} \quad (1.12)$$

Où i_1 et i_2 sont respectivement les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie du compresseur alors que i_{2is} est l'enthalpie du point 2 dans une transformation isentropique.

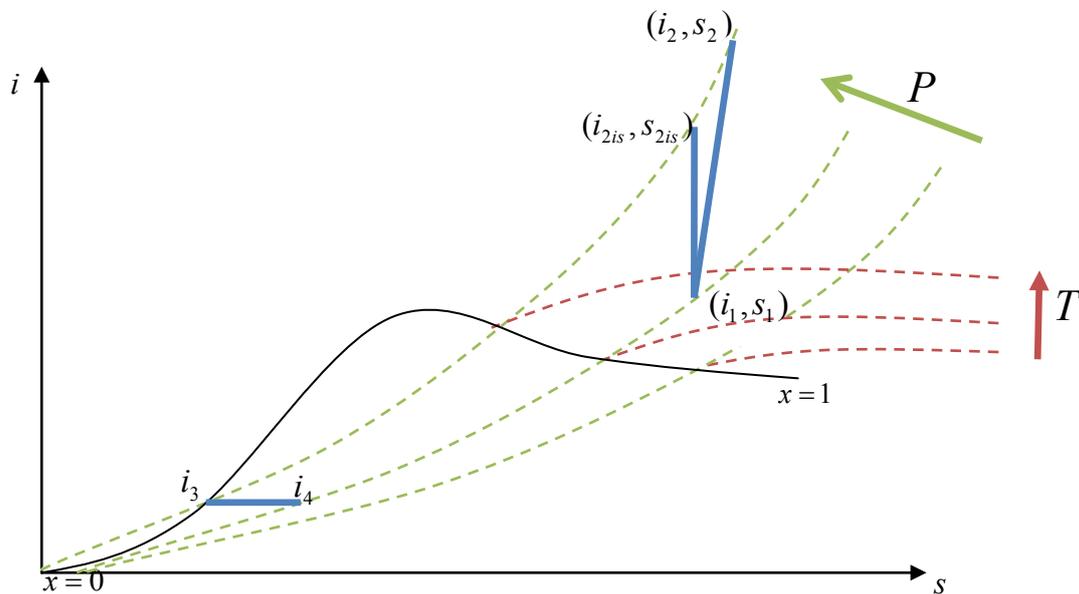


Figure 5. Lignes isentropiques et isenthalpiques

4.6. Compresseur :

Le compresseur est considéré comme le cœur de l'installation, car il est le seul organe mécanique dans une machine frigorifique. Le rôle d'un compresseur dans une installation est de fournir le débit de fluide nécessaire. Les compresseurs utilisés peuvent être volumétriques ou centrifuges. La première famille est de loin la plus utilisée dans les machines frigorifiques, aussi dans le cadre de cette thèse, on se focalisera uniquement sur les compresseurs volumétriques.

Les compresseurs volumétriques compriment un gaz par réduction du volume aspiré. On distingue les compresseurs à pistons alternatifs dont les pistons impriment un mouvement de va et vient (figure 6.a) et les compresseurs rotatifs permettant de diminuer le volume par un mouvement uniquement pivotant. Dans ce dernier cas, on peut citer les compresseurs à vis (figure 6.b) et les compresseurs Scroll (figure 6.c). Dans un compresseur à pistons, on peut modifier le débit de frigorigène par variation du nombre de pistons actifs ou par variation de la vitesse de rotation du compresseur. Un compresseur à vis, quant à lui, change le débit via la vitesse de rotation ou via la position d'un tiroir qui permet de faire varier la cylindrée du

compresseur. Dans un compresseur Scroll, c'est essentiellement la variation de vitesse qui permet de modifier le débit frigorifique.

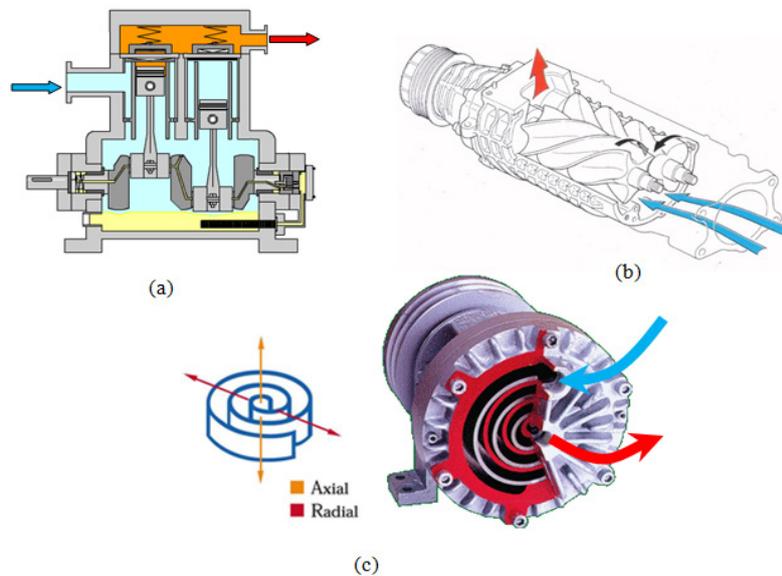


Figure 6. Configuration des compresseurs volumétriques: a. compresseur à pistons, b. compresseur à vis c. compresseur Scroll

Les débits les plus importants sont obtenus à l'aide des compresseurs à vis comme le montre la figure 7 qui présente la plage du volume balayé par unité de temps qu'il est possible d'obtenir avec ces différents types de compresseurs volumétriques.

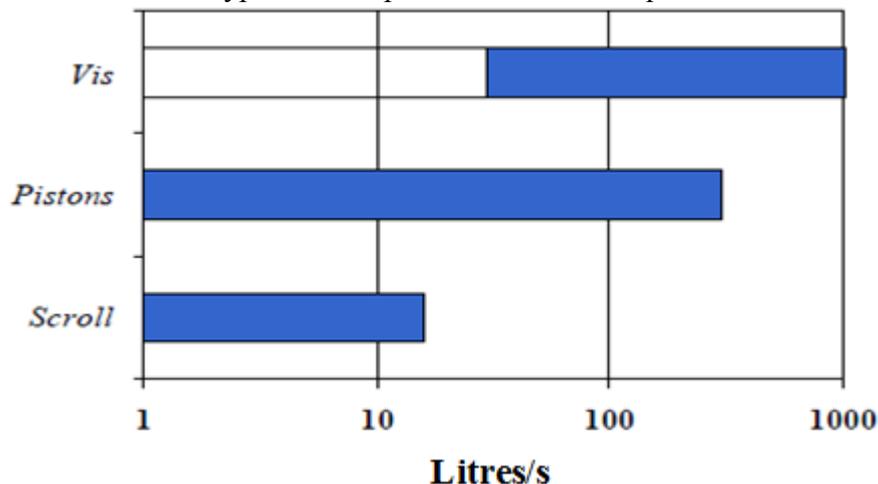


Figure 7. Plage du volume balayé par unité de temps pour différents types de compresseur

4.7. Evaporateur :

La puissance frigorifique d'une machine frigorifique est fournie dans l'évaporateur. Selon le mode d'évaporation, il y a deux types d'évaporateurs : sec ou noyé. Dans le cadre de cette thèse, on s'est focalisé sur les évaporateurs secs où la surchauffe en sortie est la grandeur réglée via le détendeur.

Il existe de nombreux types d'évaporateurs, mais ceux que l'on rencontre le plus fréquemment dans l'industrie frigorifique sont les évaporateurs tubulaires, les évaporateurs à plaques et les évaporateurs à air.

- Evaporateur Tubes et calandre

Les échangeurs tubulaires sont constitués, comme leur nom l'indique, d'un faisceau de tubes dans lequel circule l'un des fluides. Le fluide de refroidissement (fluide frigorigène, saumure etc.) peut circuler, soit à l'intérieur des tubes (cas d'évaporateurs multitubulaires par exemple figure 8), soit à l'extérieur des tubes, donc entre les tubes et une virole [18].

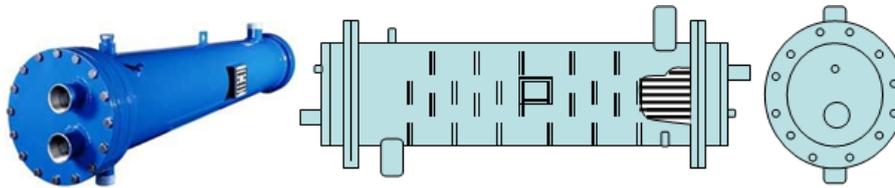


Figure 8. Exemple d'évaporateur tubes et calandre

- *Evaporateur à plaques*

Le second type d'échangeur de chaleur ce sont des échangeurs à plaques, échangeurs qui commencent de plus en plus à concurrencer les échangeurs tubulaires. On distingue trois modèles principaux :

L'échangeur à plaques conventionnel : il est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties à froid. Le transfert de chaleur s'effectue au travers de ces plaques. Chaque plaque est équipée d'un joint qui assure à la fois l'étanchéité de l'ensemble et la répartition des fluides dans les canaux constitués par les plaques (figure 9).

L'échangeur à plaque soudées : on substitue une soudure au joint d'étanchéité. Pour ce faire, on modifie les gorges périphériques de deux plaques successives afin qu'elles soient jointives, l'ensemble étant ensuite solidarisé par soudage au laser.

L'échangeur à plaques brasées : on interpose une feuille de cuivre entre deux plaques, le tout étant ensuite placé dans un four sous vide : le cuivre se rassemble au niveau des points de contact et se solidifie, réalisant ainsi une brasure qui assemble. Cet échangeur n'est donc pas démontable et seul le nettoyage par voie chimique est possible [13].

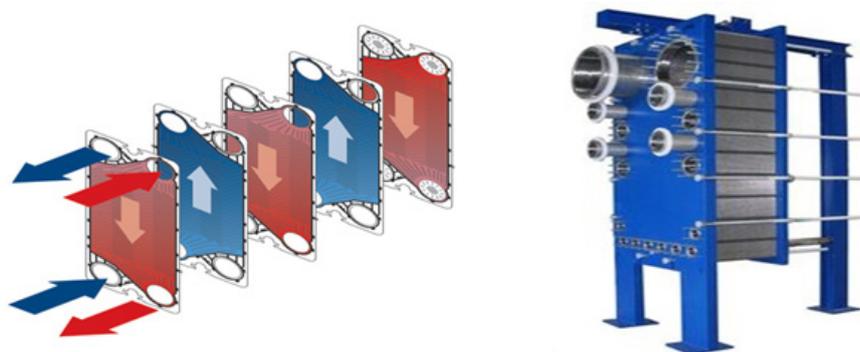


Figure 9. Exemple d'évaporateur à plaques

- *Evaporateur à ailettes*

Dans ce type d'évaporateur le fluide frigorigène circule dans les tubes alors que l'air passe autour des tubes et entre les ailettes (figure 10). Suivant l'humidité de l'air des phénomènes de condensation de vapeur d'eau peuvent apparaître en surface. Ces phénomènes peuvent même conduire à la formation de givre pour des températures suffisamment basses.



Figure 10 . Exemple d'évaporateur à ailettes

4.8. Condenseur :

Comme pour l'évaporateur, il existe différentes possibilités de classification des condenseurs, Ceux que l'on rencontre le plus fréquemment dans l'industrie frigorifique sont les condenseurs refroidis par circulation naturelle ou forcée d'air (condenseur à ailettes) et les condenseurs refroidis par circulation de liquide secondaire (condenseur tubulaire).

- *Condenseur tubulaire*

Les condenseurs tubulaires peuvent être de type horizontal ou vertical, les modèles horizontaux étant toutefois les plus fréquents (figure 11). Le liquide de refroidissement circule à l'intérieur des tubes tandis que la condensation du fluide frigorigène s'effectue dans la calandre, donc entre le corps extérieur et les tubes.



Figure 11. Exemple de condenseur tubulaire horizontal

- *Condenseur à ailettes*

Dans ce type de condenseur, l'air circule entre les ailettes tandis que la condensation du fluide frigorigène s'effectue dans les tubes qui sont perpendiculaires aux ailettes. Selon la température ambiante et la température du fluide frigorigène en sortie du compresseur, l'échange thermique avec l'air peut être en convection naturelle et/ou convection forcée (figure 12).



Figure 12. Exemple de condenseur à air avec ventilateur

4.9. Détendeur :

L'évaporateur est alimenté en fluide frigorigène par l'intermédiaire d'un organe de détente. Le rôle de celui-ci est de modifier les conditions d'équilibre du fluide frigorigène liquide sortant du condenseur en abaissant la pression du fluide par un dispositif d'étranglement. Le frigorigène se détend de la pression de condensation à la pression d'évaporation. Dans le cadre de cette étude, on sera amené à n'utiliser que des détendeurs électroniques.

Ce type de détendeur a les mêmes fonctions qu'un détendeur thermostatique. Il se compose d'une sonde de température placée à la sortie de l'évaporateur pour contrôler la surchauffe du fluide, d'une sonde de pression d'évaporation et d'une carte électronique dont le rôle est d'analyser ces valeurs et d'agir en conséquence sur une vanne de détente motorisée ou séquentielle (figure 13).



Figure 13. Exemple d'un détendeur électronique

Les détendeurs électroniques sont constitués de trois sous-ensembles distincts :

- Un boîtier électronique assurant le calcul de la commande et diverses mesures ou affichage ;
- Un actionneur associé à une vanne de détente ;
- Des capteurs et des sondes.

5. La régulation des machines frigorifiques :

La régulation des débits des fluides circulant dans un système frigorifique joue un rôle très important sur le fonctionnement de ce système. Plusieurs paramètres physiques, tels que température, pression ou débit des fluides, peuvent être réglés. Un procédé de contrôle a besoin de paramètres pour fonctionner. Les méthodes de réglage de ces paramètres relèvent, soit du calcul, et nécessitent un modèle précis du procédé, soit de méthodes plus pratiques qui amènent à des approximations importantes. Ainsi, le développement d'une méthode assez légère pour déterminer automatiquement ces paramètres serait d'un grand confort pour l'utilisateur.

5.1. Définition des boucles de régulation :

Une machine frigorifique peut être réglée par des actions sur ses différents éléments :

- *Régulation de la surchauffe par action sur le détendeur (Fig. 14) :*

Le boîtier électronique d'un détendeur électronique détermine la surchauffe, soit par des sondes de température placées à l'entrée et la sortie de l'évaporateur, soit par un capteur de pression à l'entrée de l'évaporateur (il sert alors à estimer la température de saturation du fluide frigorigène) associé à une sonde de température à la sortie de l'évaporateur. La commande va changer l'ouverture du détendeur selon l'algorithme de régulation. La qualité de la régulation de la surchauffe dépend bien évidemment du système de régulation choisi, mais il faut noter que cette boucle est de première importance vis-à-vis de la sécurité de fonctionnement du compresseur.

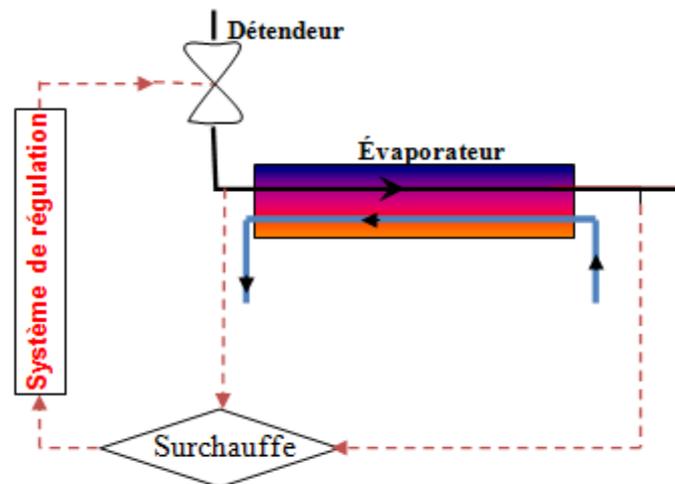


Figure 14. Boucle de régulation de la surchauffe

- *Régulation de la haute pression par action sur le débit de la source chaude (Fig. 15) :*

La pression du fluide frigorigène dans le condenseur peut être modifiée par une variation du débit du fluide secondaire circulant dans le condenseur.

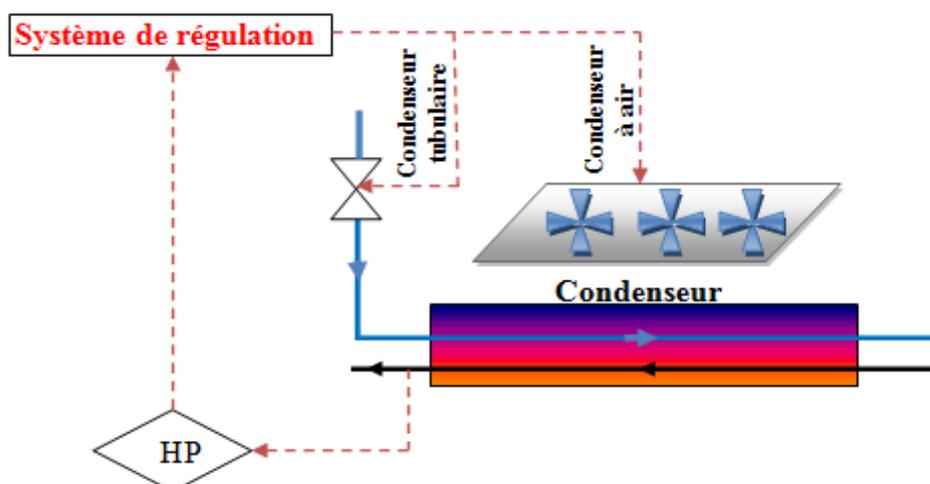


Figure 15. Boucle de régulation de la haute pression

Cette variation de débit peut se faire par l'intermédiaire d'une vanne, si le fluide source est un liquide, ou bien, par une variation de vitesse sur des ventilateurs, si le fluide source est de l'air

(cf. Fig. 15). A partir de la mesure de la pression de condensation par un capteur adéquat, la commande va être amenée à changer le débit de fluide secondaire selon un algorithme de régulation.

- **Régulation de la puissance frigorifique par action sur le compresseur (Fig. 16) :**

La production de froid dans l'évaporateur est fonction du débit de fluide frigorigène fourni par le compresseur. En fait, la puissance frigorifique est égale au flux de chaleur absorbé par le fluide secondaire circulant à l'évaporateur. Des sondes de température placées en amont et en aval de l'évaporateur permettent de mesurer l'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, ce qui, associé à une mesure de débit du fluide secondaire, permet de déterminer la puissance frigorifique. La commande va alors modifier le débit du fluide frigorigène par changement de la cylindrée ou/et de la vitesse de rotation du compresseur.

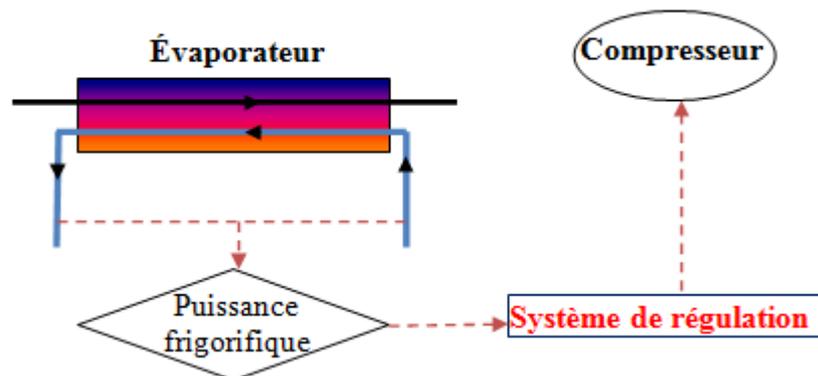


Figure 16. Boucle de régulation de la puissance frigorifique

5.2. Différents types de régulation :

Afin de gérer les trois boucles présentées auparavant, différents types de régulation sont utilisés dans l'industrie :

- **Régulation Tout ou Rien**

La régulation Tout ou Rien enclenche (Tout) ou arrête (Rien) l'organe de réglage. Par conséquent, on cherche à atteindre la grandeur souhaitée en utilisant l'organe de réglage entre sa capacité maximale et minimale. Il en résulte un encadrement qui sera d'autant plus conséquent que les besoins seront disproportionnés à la production. Il est entendu qu'un réglage d'encadrement faible générera, entre autres, des courts cycles sur l'organe de réglage. Cet encadrement est appelé différentiel. Le régulateur se paramètre en fixant un point de consigne et un différentiel. Le point de consigne correspond à la grandeur souhaitée (basse ou haute selon le régulateur). La figure 17 montre l'évolution sinusoïdale de la grandeur en fonction du temps pour une régulation tout ou rien.

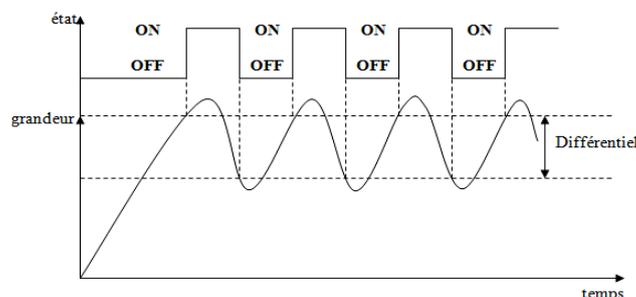


Figure 17. Graphe des états d'un régulateur tout ou rien

- **action proportionnelle, intégrale et dérivée (PID)**

Une action PID a pour fonction de réaliser les trois actions suivantes : Proportionnelle (P), Intégrale (I) et Dérivée (D). Les actions P, I et D sont présentées dans l'annexe 9. L'action proportionnelle réagit sur l'écart entre la valeur de consigne et la grandeur régulée. L'action de l'intégrale permet d'obtenir une erreur statique nulle. La fonction dérivée a pour objet de donner une action anticipative en calculant la variation dans le temps de l'erreur (fonction mathématique dérivée). Pour un régulateur PID, il existe plusieurs possibilités d'associer les actions intégrale et dérivée à la régulation proportionnelle : PID série, PID parallèle et PID mixte. Couramment c'est le PID mixte qui est utilisé pour associer les actions P, I et D (cf. figure 18).

Les calculs sont réalisés en parallèle pour les contributions Intégrale et Dérivée et la somme de ces actions est mise en série avec la contribution Proportionnelle. La commande est donnée par l'équation suivante :

$$u_{PID} = K_p e(t) + K_p K_i \int e(t) dt + K_p K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1.13)$$

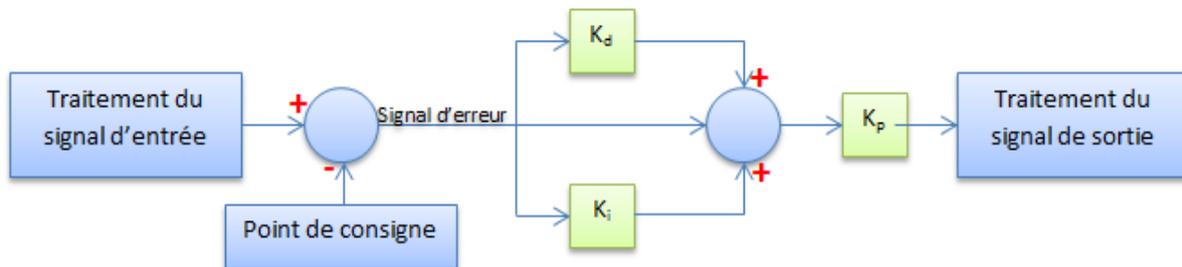


Figure 18. Configuration de PID mixte (notation P,I,D)

- **La régulation floue**

La régulation floue fait partie des systèmes à base de connaissances. Elle s'appuie sur la logique floue qui permet de prendre en compte toutes sortes de connaissances qualitatives de concepteurs et d'opérateurs dans l'automatisation des systèmes.

Les valeurs jugées intéressantes doivent être classifiées. Ainsi, par exemple, si l'on cherche à définir une température, on peut avoir les classes données à la figure 19 avec des recouvrements possibles.

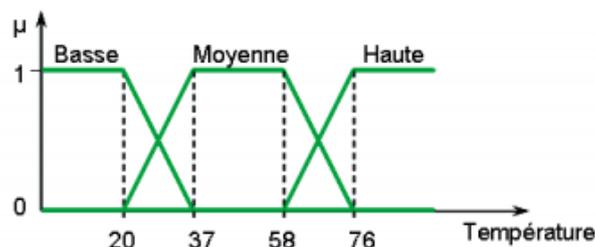


Figure 19. Exemple de classification de valeurs de manière floue

Si l'on prend l'exemple donné à la figure 19, une température de 25°C sera considérée comme basse à 70 % et moyenne à 30 %. Une information génère donc plusieurs appartenances. Ces informations sont ensuite associées avec des règles de décisions "SI A ET B ALORS C", A et B représentant des ensembles flous et C une décision. La qualité de la décision C dépendra des valeurs d'appartenance aux ensembles A et B.

- **La régulation à base de réseaux de neurones**

Les réseaux de neurones sont une extension des techniques statistiques classiques. Ils sont capables d'approcher tout modèle (linéaire ou non linéaire) suffisamment régulier. Un neurone est un processeur élémentaire qui calcule la somme pondérée des entrées et applique à cette somme une fonction de transfert non linéaire. Ces neurones sont associés en réseaux (Fig. 20) :

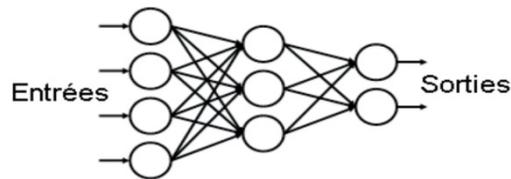


Figure 20. Régulateur avec réseaux de neurones

Un réseau de neurones est caractérisé par trois entités : le neurone automate qui reçoit et envoie les signaux, la topologie du réseau et l'évolution du réseau qui consiste en une phase dite d'apprentissage où les pondérations de calcul sont ajustées pour chaque liaison. Ce réseau de neurones peut être utilisé, soit comme modèle de comportement, soit pour créer un réseau de neurones bouclé permettant de réaliser un contrôle. La création d'un réseau de neurones nécessite de disposer d'une base d'exemples caractéristiques du problème à résoudre [21].

6. Analyse des méthodes de régulation utilisées dans les machines frigorifiques :

L'intérêt de l'utilisation d'un système de régulation sur une machine frigorifique réside dans l'application d'un algorithme de régulation pour éliminer ou diminuer l'erreur entre la consigne et la sortie du procédé. Selon la figure 21, le résultat d'un système de régulation s'avère satisfaisant à condition qu'il soit :

- **Stable** : La grandeur de sortie doit converger vers une valeur finie si le signal d'entrée est aussi limité
- **Précis** : La grandeur à mesurer doit être la plus proche de celle désirée à l'état statique
- **Rapide** : Il doit répondre rapidement à une excitation.

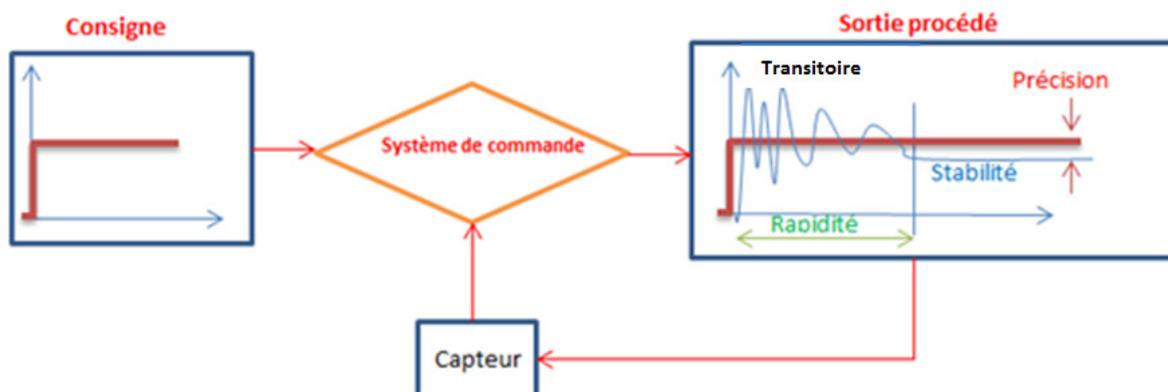


Figure 21. Propriétés d'un système contrôlé

A partir de ces critères, on peut chercher à analyser le comportement des différents types de régulation utilisés sur des machines frigorifiques. Actuellement, le système de régulation le plus couramment employé dans l'industrie est le PID. Ainsi Outtagarts [9] a testé un détendeur électrique à moteur pas-à-pas avec une loi de commande PD pour réguler la surchauffe sur une machine frigorifique à vitesse variable.

Les conditions de fonctionnement suivantes étaient considérées sur la machine :

- Température de condensation : 50°C
- Température d'évaporation : -20°C à +10°C
- Consigne de surchauffe : 7K
- Sous refroidissement : 4K
- Vitesse de rotation du compresseur (N) : 1000, 1500, 2000, 2500, 3000 *tr/min*

La figure 22 représente l'évolution de la surchauffe ainsi que le nombre de pas du moteur associé au détendeur lors d'un échelon de vitesse de 1000 à 2000 *tr/min*. Lors de l'échelon, l'écart maximal par rapport à la consigne de surchauffe est d'environ 4 K et le temps nécessaire pour atteindre cette consigne est de 45 s.

Il ressort, de ces études, que le régulateur PD est satisfaisant si la consigne est constante, mais que la surchauffe peut varier considérablement dans le cas où le régime est transitoire.

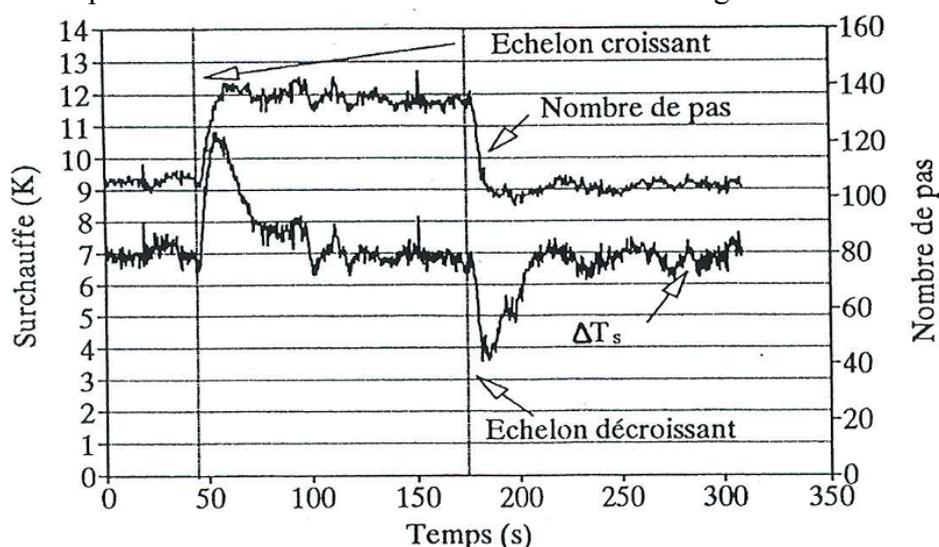


Figure 22. Surchauffe et nombre de pas du moteur au cours d'un échelon de vitesse de +1000 *tr/min* (N=2000 *tr/min*, température d'évaporation=-10°C) avec la commande PD [9]

Ce comportement est problématique si l'on cherche à diminuer la surchauffe pour augmenter l'efficacité énergétique de la machine car alors il y a un risque de ne plus avoir suffisamment de surchauffe et ainsi d'envoyer des gouttes de liquide au compresseur.

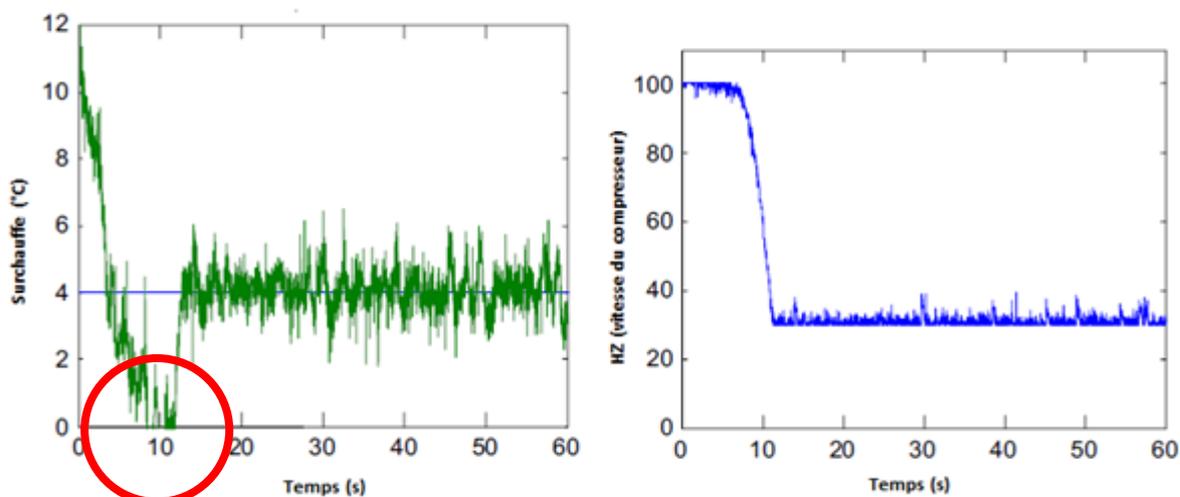


Figure 23. Surchauffe contrôlée par régulateur PI [3]

Ce problème est particulièrement mis en évidence dans l'étude menée par Lin [3] qui a utilisé un contrôleur de type PI pour la régulation de systèmes de conditionnement d'air. Dans ce travail il cherche à minimiser la valeur de la surchauffe. Comme le montre la figure 23, quand la consigne devient faible la diminution de la surchauffe induite par une variation de vitesse du compresseur n'est plus acceptable : la surchauffe passe par une valeur nulle.

Afin que la surchauffe reste dans une gamme très réduite avec un minimum d'oscillations, Rui Qi Zhu [22] a proposé de combiner les lois du PID avec une approche par la logique floue, méthode déjà préconisée en 1999 par Xingxi Zhou [10]. Dans ces travaux, les coefficients K_p , K_i et K_d sont calculés par la formule de Ziegler-Nichols et deux méthodes sont proposées pour les ajuster en ligne à l'aide d'un algorithme de type flou : dans une première approche, seul K_p est ajusté, puis une deuxième méthode consiste à ajuster K_p et K_i (K_d est supposé constant, car le terme de dérivée a peu d'effet sur la régulation des systèmes thermiques).

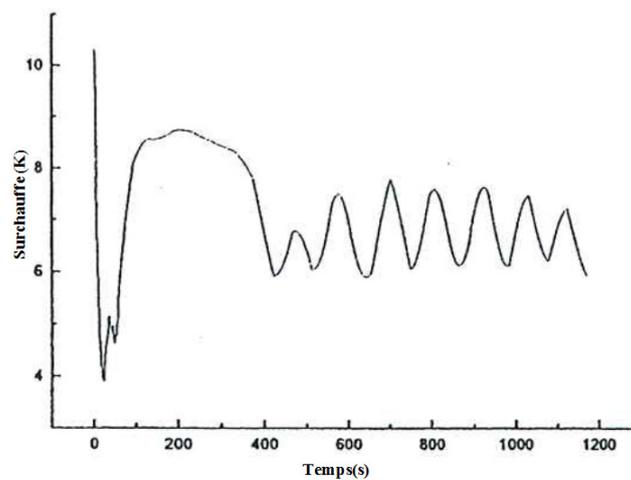


Figure 24. Régulation de la surchauffe par PID [22]

La figure 24 montre l'évolution de la surchauffe grâce à une régulation PID « classique », alors que la figure 25 présente les résultats obtenus en utilisant respectivement la méthode 1 et la méthode 2 décrites ci-dessus. En comparant avec une régulation de type PID « classique », il apparaît que le temps pour atteindre le régime stationnaire se réduit (de 400 secondes à 200 secondes) et que la régulation est plus stable. Cependant, on peut constater que le dépassement de la surchauffe n'est pas réduit.

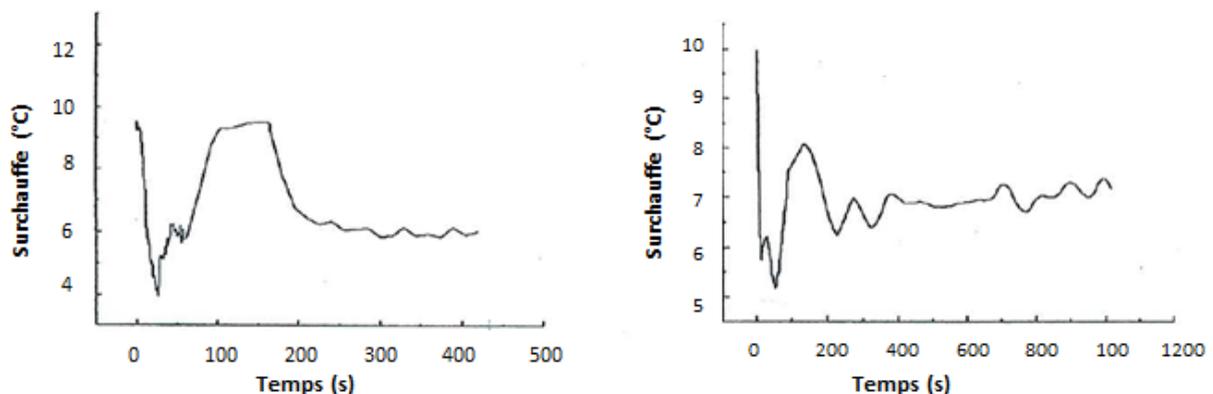
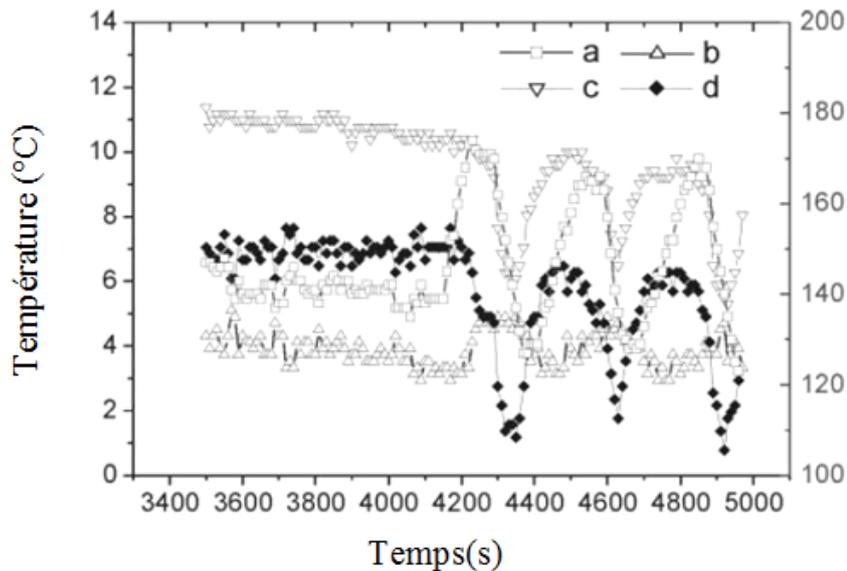


Figure 25. Régulation de la surchauffe par PID- Logique Floue [22]

Sur une machine, l'obtention de la surchauffe minimum et stable va dépendre des caractéristiques de l'évaporateur (flux de chaleur échangé) et du type de régulation employée. Cette double dépendance est pointée par Chen [23]. Ses expériences portent sur un détendeur électronique commandé par un régulateur de type PI. La figure 26 présente l'un des tests réalisés par Chen : la consigne de surchauffe est d'abord fixée à 7 °C, à partir d'un certain temps ($t=4150$ s), la consigne de surchauffe est baissée à 5 °C ; le régulateur (PI) ouvre le détendeur et la surchauffe commence à descendre, mais aucun régime stable n'est atteint et la surchauffe continue de descendre en-dessous de la valeur de consigne, une instabilité s'ensuit sur la surchauffe obtenue. Ainsi, il apparaît très difficile de réduire, dans des proportions importantes, la valeur de surchauffe avec une commande PID.



a : nombre de pas du détendeur, b : température sortie à l'évaporateur
c : température entrée à l'évaporateur, d : surchauffe

Figure 26. Etude d'une surchauffe minimum et stable [24]

En 2008, Chen [8] a également étudié la stabilité de la surchauffe sur un système frigorifique composé d'un compresseur à vitesse variable et dont le détendeur était contrôlé, là encore, par une commande PID.

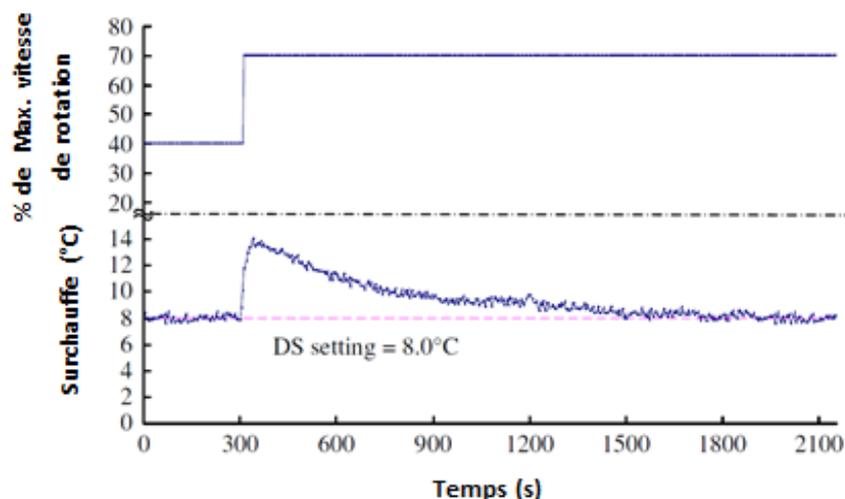


Figure 27. Variation de la surchauffe à un changement de vitesse de rotation [8]

Les études expérimentales menées par Chen montrent que la surchauffe peut varier de plus de 6K pour une variation de 30% de la vitesse du compresseur (figure 27). Cet écart est encore plus grand quand on diminue la consigne de surchauffe (figure 28).

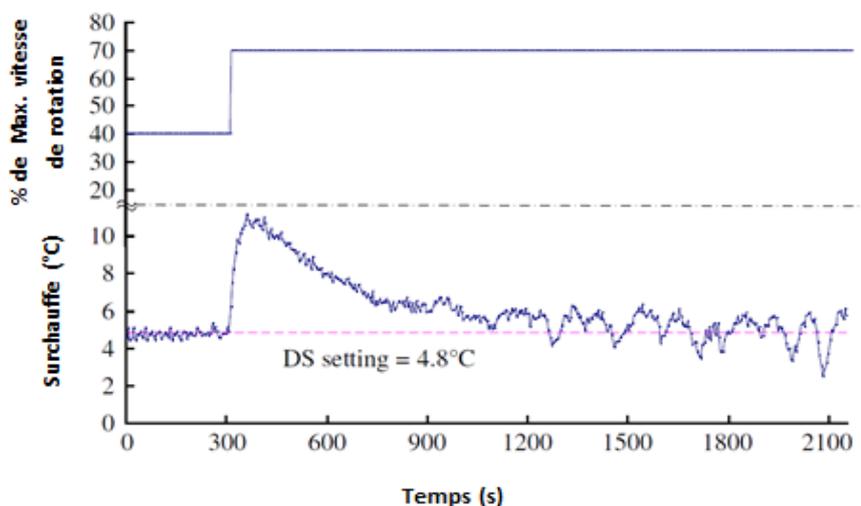


Figure 28. Variation de la surchauffe (consigne 4.8°C) devant le changement de vitesse de rotation [8]

Ces études menées par Chen montrent qu'aussitôt qu'il y a un échelon important sur la vitesse de rotation du compresseur, la surchauffe varie considérablement avec un régulateur PID : sur la figure 29, on peut comparer l'évolution de la surchauffe provoquée par deux variations différentes de la vitesse de rotation, ceci pour une même consigne de surchauffe à 7 °C.

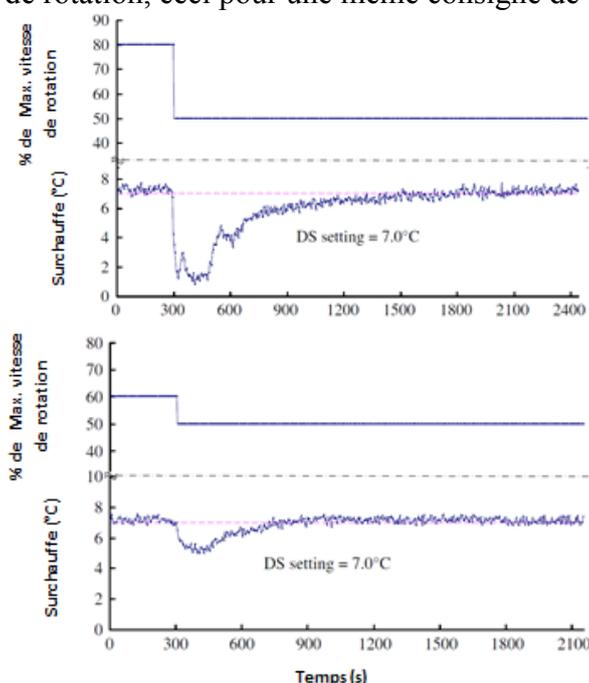


Figure 29. Comparaison de la variation de la surchauffe devant le changement de vitesse de rotation [8]

Toutefois une commande PID n'est pas l'unique solution et Nanayakkara [11] a proposé d'utiliser des réseaux neuronaux (RN) pour réguler un évaporateur (débit de fluide secondaire et surchauffe). Dans cette étude, l'installation de test était composée d'échangeurs à plaques, d'un compresseur à 8 pistons et d'ammoniac comme fluide frigorigène.

L'architecture du réseau de neurones réalisé a été composée de 7 entrées et de deux sorties : les sorties sont l'ouverture du détendeur et débit volumique du fluide secondaire circulant à

l'évaporateur. Deux approches de réseaux ont été testées : une approche dynamique (RN2) et une autre tirée des recherches dans le domaine biologique (RN1). La figure 30 présente des résultats obtenus par Nanayakkara sur la surchauffe et la température du fluide secondaire en sortie de l'évaporateur. Même si la qualité de la régulation semble assez bonne (les expériences font ressortir qu'il est possible de maintenir la surchauffe dans une fourchette de 4-6K), il demeure que la surchauffe peut chuter brutalement (cf. figure 30), par ailleurs, cette méthode reste lourde à mettre en œuvre de façon industrielle, car elle nécessite beaucoup de données expérimentales pour renseigner le réseau de neurones lors du processus d'apprentissage.

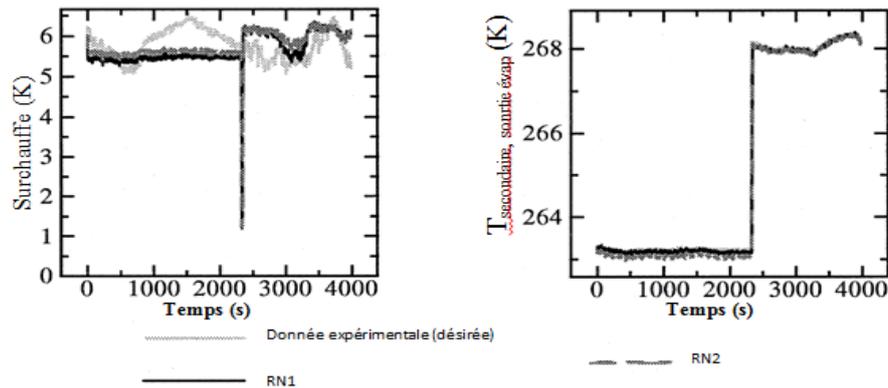


Figure 30. Comparaison des valeurs désirées et des réponses avec RN [11]

Une étude récente réalisée par Ekren [24] a consisté à tester différentes lois de commande sur des organes d'une machine frigorifique : détendeur et compresseur de type scroll à vitesse variable. Les commandes testées dans ces travaux reprennent celles déjà citées, à savoir le PID, la logique floue (LF) et les réseaux de neurones (ANN).

Ekren présente d'abord des résultats liés à la régulation de la surchauffe via le détendeur, alors que la fréquence du compresseur est fixée à 50 Hz et que la consigne de surchauffe est de 6 °C. Les performances obtenues par chacune des commandes sont données à la figure 31. Il ressort, de cette représentation, que la surchauffe contrôlée par la commande PID présente moins d'oscillations que les autres, mais le temps nécessaire pour atteindre la consigne est plus long, on note également un risque de chute brutale de la surchauffe.

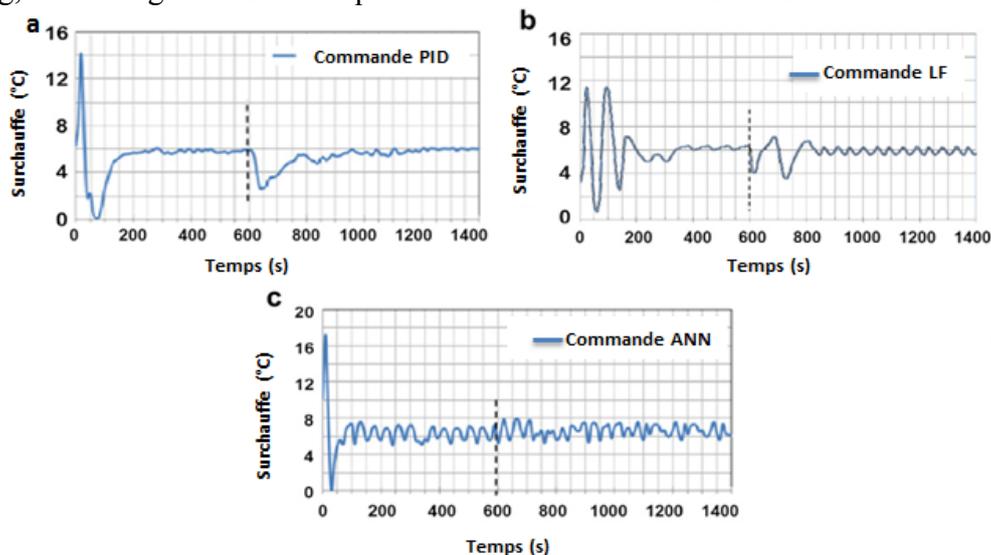


Figure 31. Variation de la surchauffe par action sur le détendeur pour différentes lois de commande et à fréquence constante (50Hz) du compresseur [24]

Un deuxième groupe de résultats se focalise sur la régulation de la température de sortie du fluide source (de l'eau) à l'évaporateur par action sur la vitesse de rotation du compresseur : la température d'eau en entrée de l'évaporateur est fixée à 12 °C, la consigne pour la température de sortie d'eau est à 9 °C et l'ouverture du détendeur est maintenue à 30 %. L'évolution de la température d'eau en sortie pour les trois lois de commande est donnée sur la figure 32.

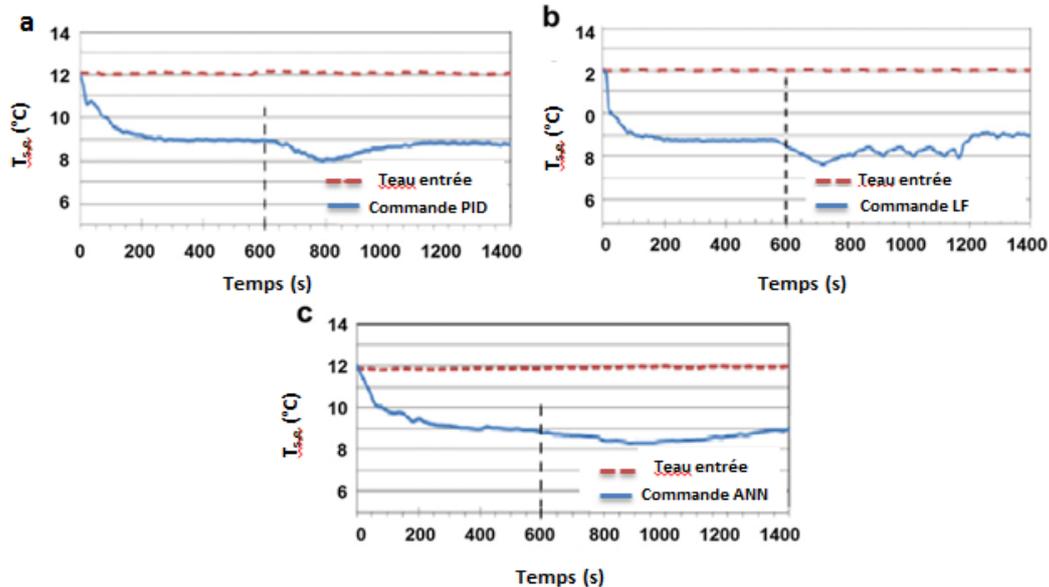


Figure 32. Variation de la température d'eau sortie de l'évaporateur par action sur la vitesse de rotation du compresseur [24]

Il apparaît que les commandes par PID et par réseaux de neurones produisent des réponses assez similaires, alors que des oscillations sont à noter sur la commande utilisant la logique floue.

Pour finir, Ekren a étudié la régulation simultanée du détendeur et du compresseur. Les consignes de surchauffe et de température de sortie d'eau étaient fixées respectivement à 7 °C et 9 °C. Si les résultats sur la température de sortie d'eau sont similaires à ceux montrés à la figure 32, l'évolution de la surchauffe est, quant à elle, donnée à la figure 33.

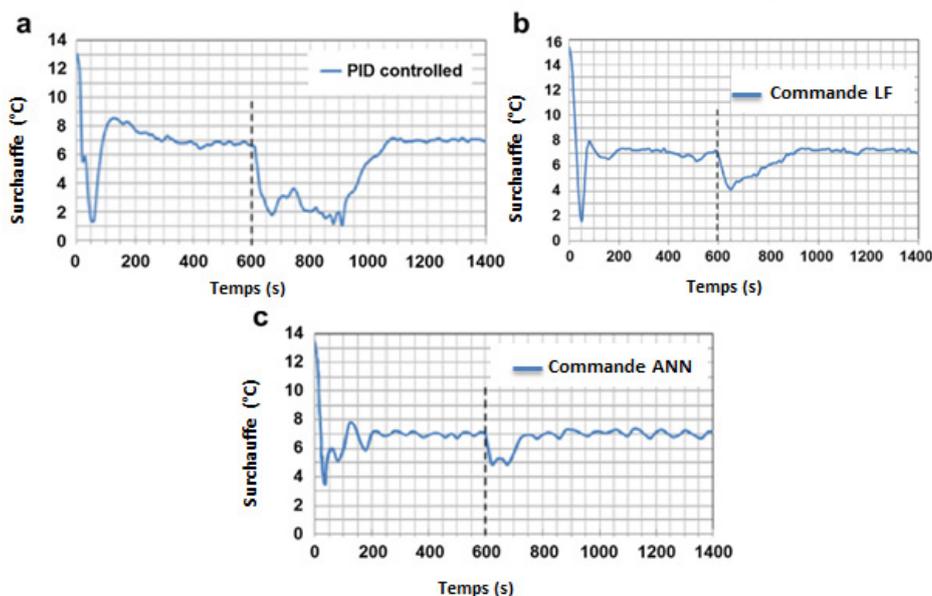


Figure 33. Régulation simultanée de la température d'eau et de la surchauffe [24]

Pour les deux régulations fonctionnant simultanément, la commande PID n'arrive pas à maintenir la surchauffe à la consigne désirée. Quant à la commande par réseaux de neurones, même si elle présente les plus faibles dépassements, elle génère des oscillations importantes. Ces différents comportements montrent que ces lois de commande ne sont pas assez robustes vis-à-vis des perturbations pour espérer modifier le point de fonctionnement d'une machine (réduction de la surchauffe par exemple) et ainsi accroître son efficacité énergétique.

Dans le but d'obtenir une régulation beaucoup plus robuste, Changenet [25] a proposé d'utiliser une commande prédictive fonctionnelle (PFC) pour le contrôle de la surchauffe. Dans cette étude, les paramètres de la PFC ont été obtenus à partir d'une modélisation de l'évaporateur. Les figures 34 et 35 permettent de comparer la réponse obtenue par la PFC vis-à-vis de celle par une régulation de type PID lors d'expériences où la puissance frigorifique variait au cours du temps. Dans le cas du PID, il apparaît que la surchauffe peut varier de plus ou moins 8 K par rapport à la consigne initiale qui est de 8 K : d'un côté, une valeur élevée de surchauffe n'est pas favorable pour le COP, et d'autre part, une valeur très basse de surchauffe augmente le risque de coups de liquide au compresseur. Dans le cas où la surchauffe est contrôlée par une commande PFC, la surchauffe demeure très proche de la consigne, la plage de variation n'excédant pas plus ou moins 1K.

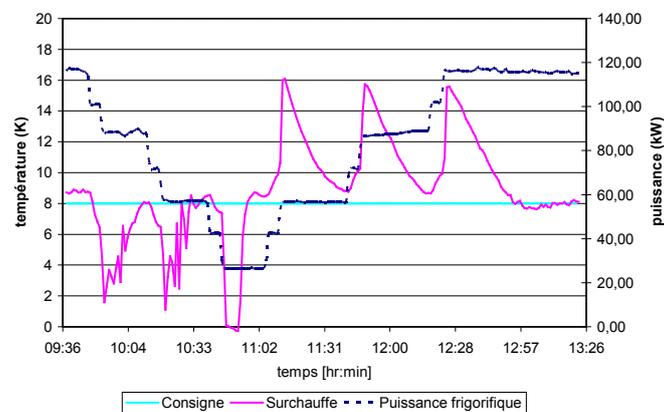


Figure 34. Évolution de la surchauffe par commande PID [25]

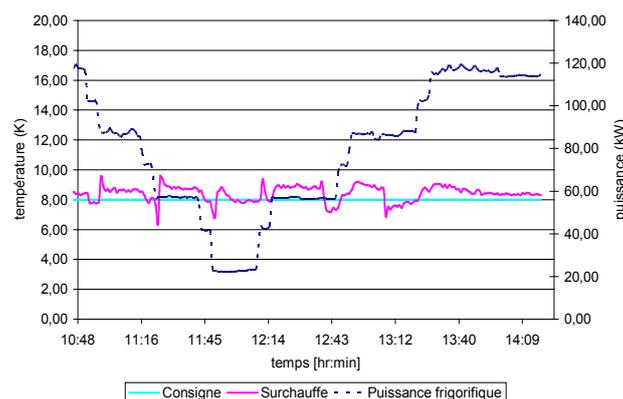


Figure 35. Evolution de la surchauffe par commande PFC [25]

Ces résultats préliminaires font ressortir une grande robustesse de la PFC vis-à-vis des perturbations, qui sont liées ici aux variations sur la puissance frigorifique. Ils laissent également supposer qu'il est possible de réduire la surchauffe, et ainsi d'augmenter le rendement de la machine, tout en gardant un régime de fonctionnement sûr pour le compresseur. Enfin, si le modèle du procédé est assimilé à un premier ordre, une commande PFC nécessite peu de calcul et la tolérance aux erreurs de modélisation est acceptable. Il est également possible de prendre en compte de façon simple l'influence d'une perturbation

mesurée ou estimée, ce qui constitue une grande avancée par rapport au PID classique. Pour ces différentes raisons, ce type de commande a été retenu dans le cadre de ce travail, mais avec comme ambition de l'étendre à toutes les boucles de régulation, et non pas uniquement à la seule surchauffe. L'objectif est de proposer une démarche assez générale pour être capable d'appliquer cette commande à différentes technologies d'installation frigorifique à compression.

CHAPITRE n°2 : Commande avancée de type PFC (Predictive Functional Control) appliquée aux machines frigorifiques

1.Évolution de la commande prédictive :

Le principe de commande prédictive a été introduit, pour la première fois, par Smith à la fin des années 50. C'est une méthode connue sous le nom de Prédicteur de Smith qui a pour objectif de prendre en compte l'effet du retard dans la boucle de commande (le retard est une caractéristique du système et correspond au temps nécessaire à un transport de matière ou d'énergie). La méthode développée par Smith s'avère d'une part très sensible aux erreurs de modélisation et, d'autre part, elle apparaît incapable de stabiliser des procédés instables en boucle ouverte [26]. C'est pourquoi elle a été complétée en utilisant des algorithmes de commande à minimum de variance [27] par Richalet [28] mais également par Cutler et Ramaker [29]. Afin de résoudre le problème lié à l'absence de terme de commande dans le critère à minimiser, un terme a été ajouté dans ce critère. Il s'agit de la commande à minimum de variance généralisée (*GMV* : Generalized Minimum Variance) [30]. Au final la méthode de Richalet a permis de résoudre les problèmes liés à l'incapacité à contrôler des procédés à non minimum de phase ainsi que la sensibilité aux retards variables en utilisant une prédiction à horizon étendu.

En fait différentes techniques à horizon étendu ont été développées, on peut citer :

-MAC (Model Algorithmic Control) [31] : le modèle du procédé utilisé pour générer les valeurs prédites, sur tout l'horizon fixé, est basé sur la réponse impulsionnelle.

-DMC (Dynamic Matrice Control) [29] : la commande par matrice dynamique. Le modèle du procédé utilisé pour obtenir les prédictions, sur un horizon égal à l'ordre du procédé est basé sur la réponse indicielle.

Cependant, l'utilisation de modèles impulsionnel ou indiciel (modèle de convolution) nécessitent plusieurs paramètres, ce qui explique leurs principaux inconvénients (notamment en adaptatif). En plus, ces méthodes ne permettent pas de stabiliser des procédés instables en boucle ouverte.

-EPSAC (Extended Prediction Self-Adaptive Control) [32] : commande auto-ajustable à prédiction étendue. Le modèle utilisé est une fonction de transfert.

-EHAC (Extended horizon control) [33] : cette méthode garantit la stabilité des procédés à non minimum de phase si l'horizon de prédiction est suffisamment grand. Cependant la technique ne permet pas de stabiliser les procédés instables en boucle ouverte du fait de l'utilisation d'une seule prédiction. La méthode consiste à calculer, à chaque pas d'échantillonnage, une séquence des signaux de commande. Cette méthode utilise le modèle de fonction de transfert du processus afin de réduire l'écart entre la sortie du processus et la trajectoire de référence. L'algorithme ne nécessite qu'un seul paramètre à régler, ce qui simplifie le réglage, mais laisse néanmoins peu de liberté de conception.

-GPC (Generalized Predictive Control) [34], [35], [36], [37], [38] : c'est la commande prédictive généralisée. Son algorithme est plus facile, flexible et robuste en présence de retard variable, long ou inconnu. La GPC appartient à la classe de méthodes de contrôle numérique appelé MBPC (Model Based Predictive Control) et est connue pour contrôler des procédés à non minimum de phase, des procédés instables en boucle ouverte ou encore des procédés avec un retard variable.

Cependant, l'extension de l'algorithme au cas multivariable présente des difficultés du fait de l'utilisation d'un modèle représenté par une fonction de transfert.

-GlobPC (Global Predictive Control) [39] : c'est la commande prédictive globale. Il s'agit d'une loi de commande à modèle interne, minimisant trois critères quadratiques pour la synthèse de la commande. Elle se distingue des précédentes par la combinaison de trois blocs de contrôle prédictif indépendants et l'utilisation du modèle de représentation d'état qui permet son extension, de façon automatique, aux systèmes multivariables stables.

-PFC (Predictive Functional Control) [40] : c'est la commande prédictive fonctionnelle. Le principe de la commande prédictive PFC consiste à utiliser un modèle dynamique du processus à l'intérieur du contrôleur en temps réel afin d'anticiper le futur comportement du procédé.

Comme expliqué dans le chapitre précédent, le contrôle PFC est la méthode de régulation retenue dans le cadre de cette thèse. La commande prédictive amène une nouvelle façon de « penser » beaucoup plus naturelle que pour le PID car, si on connaît précisément le modèle du processus, on peut directement déterminer l'action à appliquer en faisant abstraction de la mesure de la sortie [38, 40]. Ainsi, si la commande PID consiste à faire une commande en boucle fermée à l'aide des informations fournies par les capteurs, la commande prédictive pourrait, elle, être une commande en boucle ouverte réalisée à l'aide d'une connaissance parfaite du dit processus. En réalité il est évident qu'un modèle est toujours faux, ou tout au moins inexact. La commande prédictive devra donc trouver un compromis entre la connaissance de la structure du processus et des informations fournies par les capteurs. La principale difficulté de la commande prédictive, comme pour les autres commandes, réside dans la détermination la plus fiable possible du modèle du processus.

2. Principes et hypothèses :

La technique de commande prédictive est basée sur les quatre principes décrits ci-après.

Modèle interne :

Le comportement d'un procédé va être simulé par un modèle interne. Il est dit interne car il est situé dans la commande. Les paramètres de ce modèle s'obtiennent par différentes techniques de modélisation et/ou d'identification du procédé. Le but est de répondre à la question suivante : quel sera le comportement futur du processus si on le soumet à une certaine entrée ? C'est bien évidemment via ce modèle que la partie prédiction de la commande est assurée. La figure 1 montre que, pour une commande $u(t)$, on peut comparer les réponses du modèle $y_M(t)$ et du procédé $y_P(t)$.

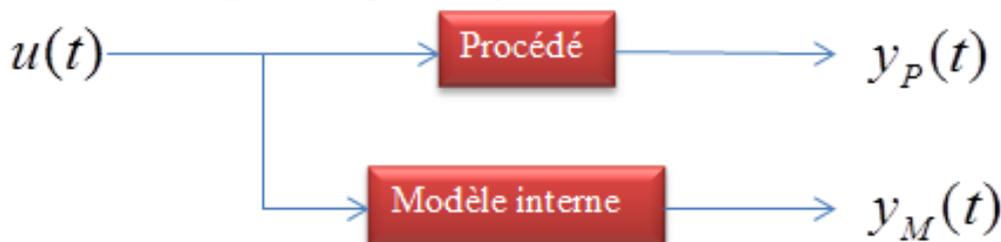


Figure 1. Modèle interne : situation parallèle avec procédé

Comme il est établi dans plusieurs études [10, 41, 42] que les échangeurs d'une machine frigorifique peuvent être assimilés à un système du premier ordre retardé, on raisonnera sur cette base dans la suite.

En supposant que le procédé corresponde à un processus linéaire, le modèle peut être considéré comme un premier ordre retardé. Dans ce cas, la fonction de transfert en continu du processus modélisé $G(p)$ est donnée par la relation suivante:

$$G(p) = \frac{\text{sortie procédé}}{\text{entrée procédé}} = \frac{K_M e^{-r p}}{1 + \tau p} = \frac{y_M}{u_p} \quad (2.1)$$

Où p désigne la variable de Laplace, K_M représente le gain statique, r le retard pur et τ la constante de temps du modèle.

Trajectoire de référence :

La consigne est l'objectif final de la commande. Mais cette spécification n'est pas suffisante et il convient de définir comment atteindre cette consigne. La trajectoire de référence est le

chemin futur que l'on souhaiterait idéalement que le processus régulé emprunte afin d'atteindre la consigne imposée. C'est elle qui va imposer la dynamique de la boucle fermée. La trajectoire de référence fixe souvent a priori le temps de réponse en boucle fermée (TRBF). Le TRBF est un paramètre de réglage qui est déterminé par la bonne connaissance du procédé. En fait à partir d'un point mesuré en sortie de procédé (point A sur la figure 2), on peut appliquer la trajectoire de référence (y_{ref}) en fonction du temps futur (cf. figure 2).

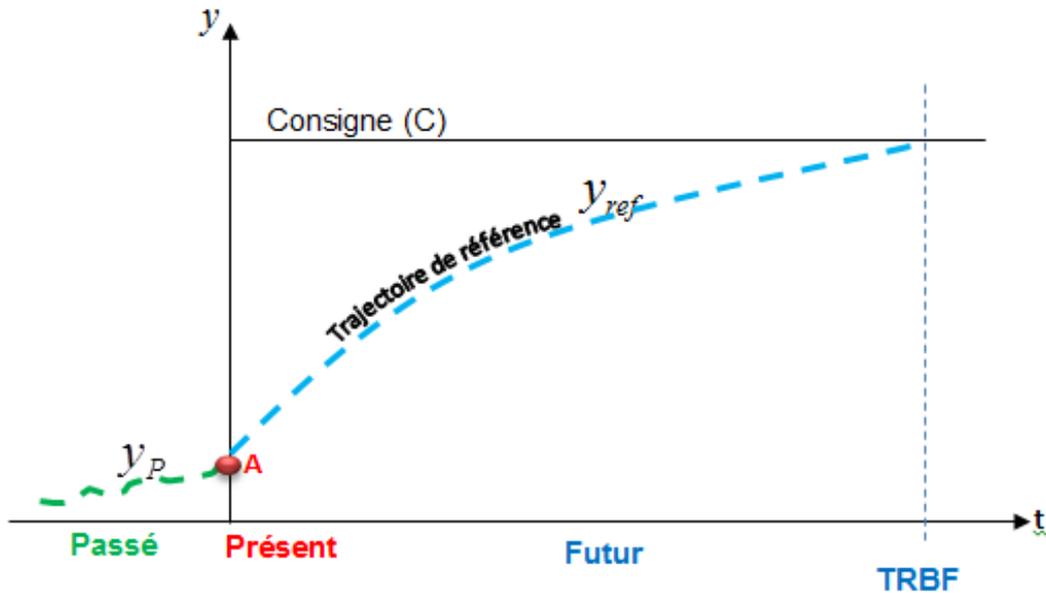


Figure 2. Trajectoire de référence

Horizon de coïncidence :

Il est nécessaire de définir un intervalle de temps (horizon de prédiction) $[H_1, H_2]$ dans lequel on trouvera au minimum un point de coïncidence entre la trajectoire de référence connue et la sortie du procédé.

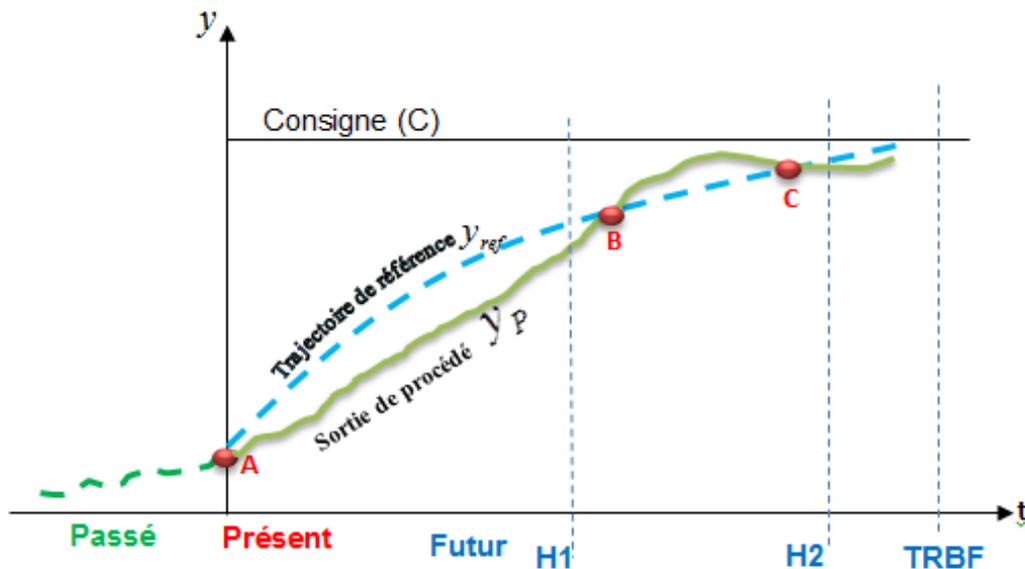


Figure 3. Points de coïncidence entre trajectoire de référence et sortie procédé

Dans la figure 3, les points B et C sont les points de coïncidence entre la trajectoire de référence $y_{ref}(t)$ et la sortie du procédé $y_p(t)$ dans l'intervalle $[H_1, H_2]$. Généralement les points de coïncidence se limitent à un seul point situé à l'instant H . Cet instant est à choisir en tenant compte des caractéristiques du processus : si celui-ci présente un retard pur, l'instant H doit nécessairement lui être supérieur. La valeur de H va conditionner « l'agressivité » de la commande. Plus il est court et plus la commande sera « agressive ». A l'inverse, un instant H trop long impliquera que la commande prédictive ne régule plus que les états statiques du processus et non plus sa dynamique.

L'objectif de commande :

On considère que l'incrément de la sortie du procédé au point de coïncidence se présente par la relation suivante :

$$\Delta_p(K) = y_p(K + H) - y_p(K) \tag{2.2}$$

Où K représente l'instant présent.

Si le point B est le point de coïncidence à l'horizon H , on peut transférer l'incrément de comportement désiré du procédé Δ_p au point H (figure 4).

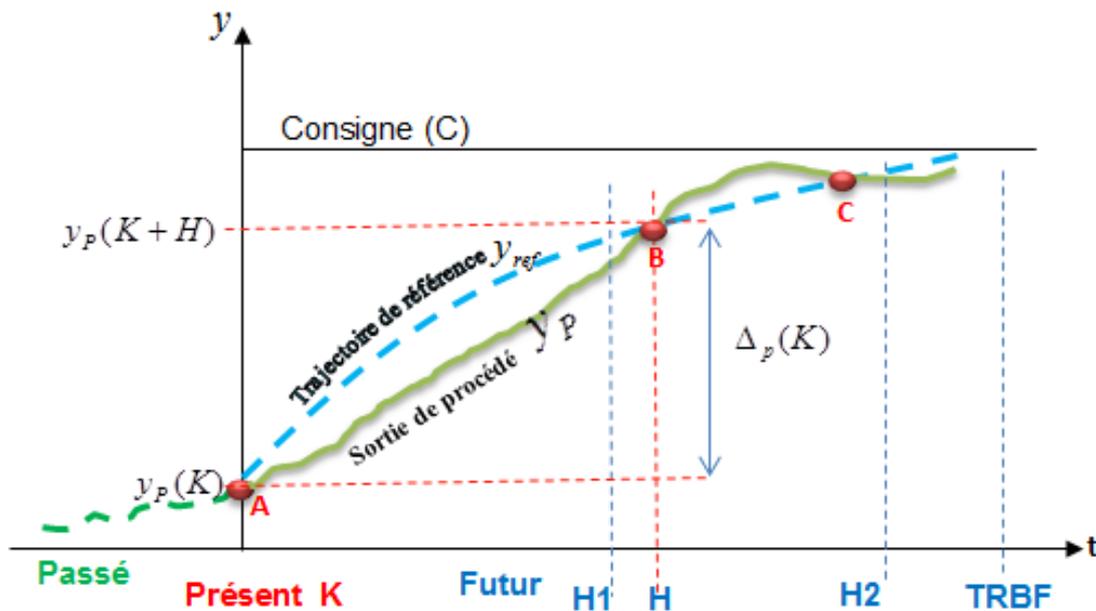


Figure 4. Incrément désiré de sortie du procédé

Comme d'autre part le modèle simule le comportement du procédé, on peut également fixer l'incrément désiré dans l'espace du modèle (figure 5) :

$$\Delta_M(K) = y_M(K + H) - y_M(K) \tag{2.3}$$

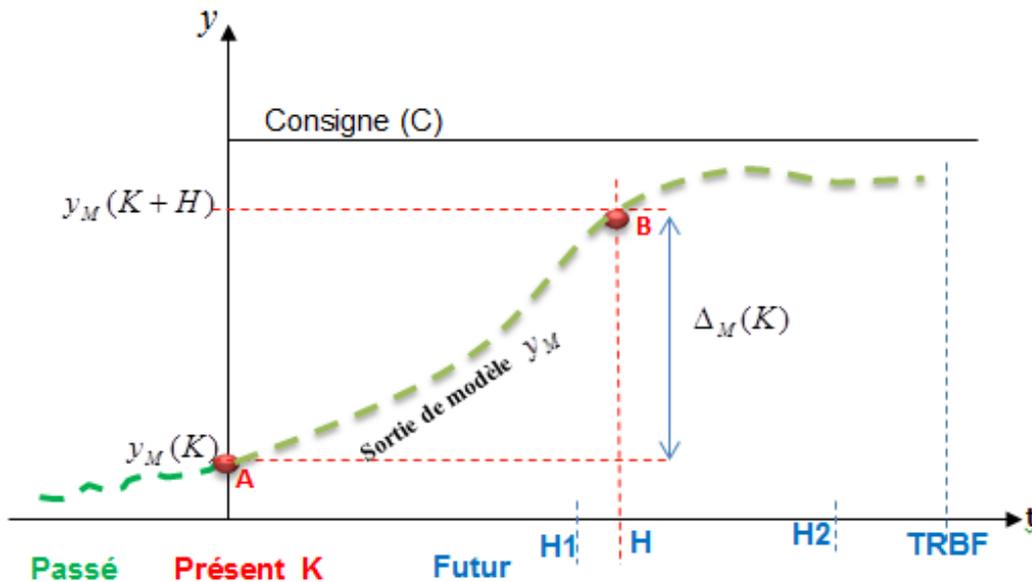


Figure 5. Sortie du modèle au point de coïncidence

Au final, la commande à appliquer au procédé s'obtient à partir de l'égalité entre les deux incréments présentés, c'est-à-dire :

$$\Delta_P(K) = \Delta_M(K) \quad (2.4)$$

3. Calcul de la commande :

Une des caractéristiques de la commande PFC est la structuration de la loi de commande. Cela correspond à choisir le type de signal de consigne parmi des fonctions de base du type échelon, rampe, parabole etc.... Ces fonctions de bases sont utilisées dans la partie prédiction de la commande prédictive. Comme mentionné précédemment, la commande prédictive s'obtient à partir de l'égalité entre la trajectoire de référence et la sortie prédite du processus en un point de coïncidence H (point B sur la figure 4). Ce point correspond également au point B sur le modèle. Ainsi la relation (2.4) permet de trouver l'expression de la commande. Pour se faire on utilise la transformée en z .

Transformée en z : La transformée en z permet la résolution algébrique des équations aux différences qui décrivent un système par discrétisation des signaux (échantillonnage). On

considère que $x^*(t)$ est un signal échantillonné de $x(t)$:

$$x^*(t) = \sum_{K=0}^{+\infty} x(KT_e) \delta(t - KT_e) \quad (2.5)$$

Où T_e est la période d'échantillonnage et $\delta(t - KT_e)$ est une fonction de Dirac retardé. La transformée de Laplace de la relation (2.5) peut être donnée par:

$$L \left[x^*(t) \right] = \sum_{K=-\infty}^{+\infty} x(KT_e) e^{-KT_e p} = X(p) \quad (2.6)$$

La transformée en z est par définition :

$$Z \left[x^*(t) \right] = \sum_{K=-\infty}^{+\infty} x(KT_e) z^{-K} = X(z) \quad (2.7)$$

La table de transformée en z est donnée dans l'annexe 1.

Le modèle continu du procédé étant donné par l'équation (2.1), en utilisant la transformée en z , on peut donner une forme discrétisée de ce modèle. On note que pour la continuité des signaux, on utilise un bloqueur d'ordre zéro:

$$B_0(p) = \frac{1 - e^{-T_e p}}{p} \quad (2.8)$$

Donc on peut écrire :

$$G_p(z^{-1}) = \frac{K_M (1 - e^{-T_e/\tau}) z^{-1}}{1 - e^{-T_e/\tau} z^{-1}} z^{-n_r} = \frac{y_M(z^{-1})}{u(z^{-1})} \quad (2.9)$$

Où T_e est la période d'échantillonnage et n_r un entier correspondant au nombre entier de périodes comprises dans le retard.

Du modèle échantillonné précédent, en se rappelant que z^{-1} est équivalent à un retard d'un échantillon et en notant $\alpha = e^{-T_e/\tau}$ (où τ est la constante de temps), il vient :

$$y_M(K) = \alpha y_M(K-1) + K_M(1-\alpha)u(K-1-n_r) \quad (2.10)$$

En procédant de même sur le modèle non retardé, on peut écrire :

$$y_M(K) = \alpha y_M(K-1) + K_M(1-\alpha)u(K-1) \quad (2.11)$$

Si on considère la commande comme constante à une valeur $u(K)$ après son application à l'instant K , on a :

$$u(K+1) = u(K+2) = \dots = u(K+H) = u(K) \quad (2.12)$$

Il s'avère donc possible de calculer la sortie à l'instant $K+H$ en incrémentant la relation (2.11).

Pour commencer incrémentons de 2 la relation (2.11) :

$$y_M(K+2) = \alpha y_M(K+1) + K_M(1-\alpha)u(K+1) \quad (2.13)$$

Ce qui peut s'écrire :

$$\begin{aligned} y_M(K+2) &= \alpha[\alpha y_M(K) + K_M(1-\alpha)u(K)] + K_M(1-\alpha)u(K) \\ &= \alpha^2 y_M(K) + (\alpha+1)K_M(1-\alpha)u(K) \\ &= \alpha^2 y_M(K) + K_M(1-\alpha^2)u(K) \end{aligned} \quad (2.14)$$

De la même manière, on incrémente de 1 la relation (2.13) et on obtient :

$$y_M(K+3) = \alpha^3 y_M(K) + K_M(1-\alpha^3)u(K) \quad (2.15)$$

Cette démarche conduit à l'équation du prédicteur :

$$y_M(K+H) = \alpha^H y_M(K) + K_M(1-\alpha^H)u(K) \quad (2.16)$$

La trajectoire de référence peut être fixée en précisant le temps de réponse désiré en boucle fermée (TRBF) et en choisissant une décroissance exponentielle de l'écart. On note que le temps de réponse en boucle fermée se présente à 95% de la valeur finale.

En utilisant les notations de la figure 6, on peut écrire :

$$\varepsilon(t) = C - y_{ref}(t) \quad (2.17)$$

Où $\varepsilon(t)$ est l'écart entre la consigne C et la trajectoire de référence à l'instant t .

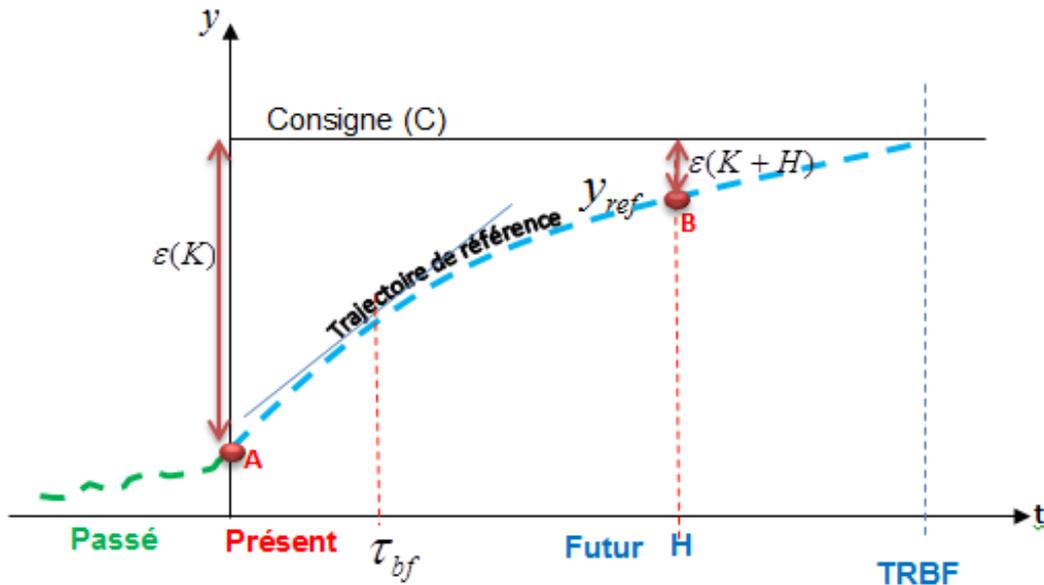


Figure 6. Ecart entre consigne et trajectoire de référence

En sachant que la trajectoire de référence est choisie de forme exponentielle, le décrement de l'écart entre la consigne et la sortie est donnée par :

$$\varepsilon(K+H) = \varepsilon(K)e^{-TeH/\tau_{bf}} = \varepsilon(K)\lambda^H \quad (2.18)$$

Avec $\lambda = e^{-Te/\tau_{bf}}$ et où τ_{bf} représente la constante de temps de la trajectoire de référence.

Si l'on suppose qu'à l'instant $K+H$ il y a bien coïncidence entre la sortie du procédé et la trajectoire de référence, dans ces conditions, l'incrément de la sortie du procédé (Δ_p) peut être déterminé par :

$$\Delta_p(K) = y_{ref}(K+H) - y_{ref}(K) = C - \varepsilon(K+H) - y_{ref}(K) \quad (2.19)$$

En utilisant les relations (2.18) puis (2.17) l'expression de l'incrément de la sortie devient:

$$\Delta_p(K) = (1 - \lambda^H)(C - y_{ref}(K)) \quad (2.20)$$

Compte tenu de la coïncidence entre les deux trajectoires en $K+H$, y_{ref} peut être remplacé par la mesure de la sortie du procédé dans l'équation (2.20).

De la même façon que pour le procédé, on peut déterminer l'incrément de la sortie du modèle en utilisant l'équation (2.16) :

$$\Delta_M(K) = y_M(K+H) - y_M(K) \quad (2.21)$$

$$\Delta_M(K) = (1 - \alpha^H)K_M u(K) - y_M(K)(1 - \alpha^H) \quad (2.22)$$

Comme l'objectif est d'avoir $\Delta_p = \Delta_M$, on peut tirer des équations (2.20) et (2.22) l'expression de la commande u :

$$u(K) = \frac{(1 - \lambda^H) \cdot (C - y_p(K))}{(1 - \alpha^H) K_M} + \frac{y_M(K)}{K_M} \quad (2.23)$$

Cette commande correspond au schéma décrit à la figure 7.

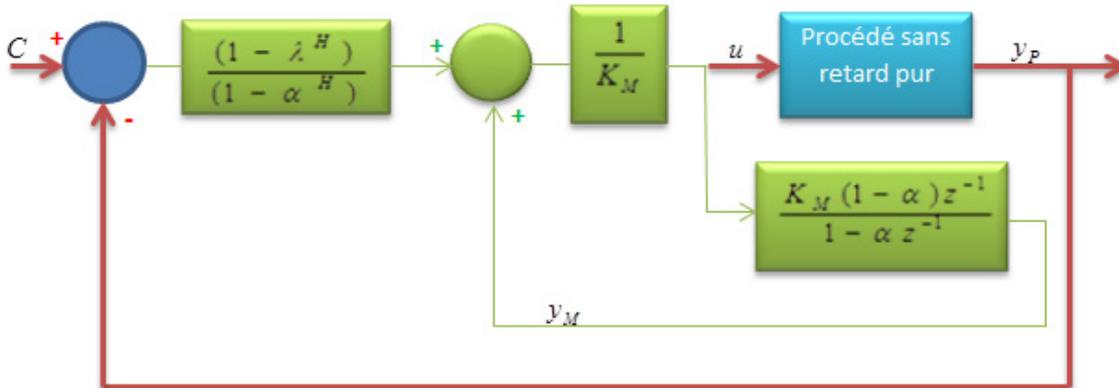


Figure 7. Schéma bloc de la commande PFC sans retard pur

Si l'on désire prendre en compte un retard dans le procédé, on peut considérer les retards purs sur le procédé et le modèle comme étant mis en série sur les sorties. En supposant une identification correcte du retard pur, la sortie retardée du procédé ($y_{p\ ret}$) peut être évaluée par la relation suivante :

$$y_{p\ ret}(K) = y_p(K) - (y_M(K) - y_M(K - r)) \quad (2.24)$$

Ainsi on peut estimer le signal $y_p(K)$ qui est nécessaire pour la commande. Le nouveau schéma de contrôle est décrit à la figure 8.

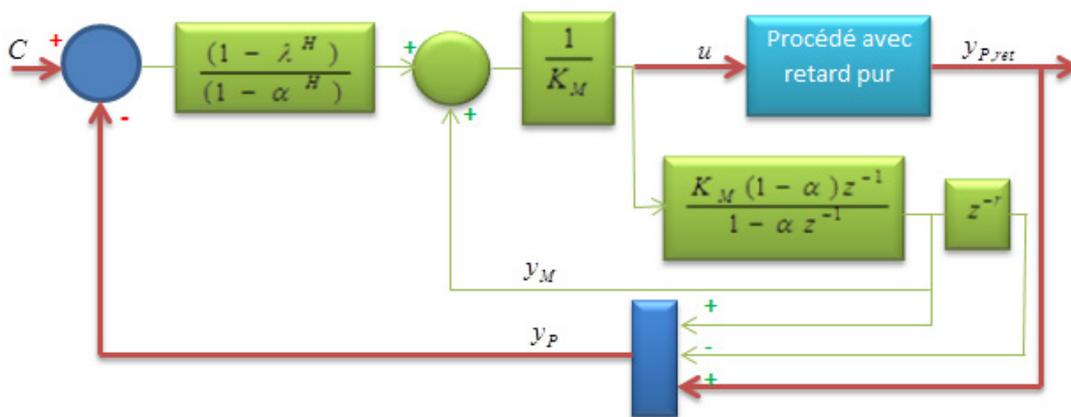


Figure 8. Schéma bloc de la commande PFC avec retard pur

C'est ce type de commande qui va être appliqué aux boucles de régulation sur les machines frigorifiques [25].

4. Paramètres nécessaires à la mise en œuvre d'une commande PFC :

Si le paragraphe précédent permet de déterminer la forme de la loi de commande, des paramètres comme la période d'échantillonnage, la constante de temps en boucle fermée ou encore l'horizon de coïncidence sont nécessaires au calcul final.

Notons tout d'abord que le temps de réponse en boucle ouverte (T_{rbo}) est défini à partir de la constante de temps du modèle :

$$T_{rbo} = 3\tau \quad (2.25)$$

Si l'on définit un facteur d'accélération de la réponse appelé $fact_accel$, ce facteur permet de préciser le temps de réponse désiré en boucle fermée par la relation :

$$T_{rbf} = \frac{T_{rbo}}{fact_accel} \quad (2.26)$$

Ainsi la constante de temps en boucle fermée est obtenue par :

$$\tau_{bf} = \frac{T_{rbf}}{3} \quad (2.27)$$

La période d'échantillonnage (T_e) est la durée séparant 2 prises de mesures successives (ici la sortie du procédé). Le choix de cette période se fait sur la base du temps de réponse de la boucle fermée. Il est conseillé de faire en sorte que le retard pur corresponde à un nombre entier de périodes d'échantillonnage.

Pour finir, le point de coïncidence H est pris égal à :

$$H = \text{ceil} \left(\frac{\tau_{bf}}{3T_e} \right) \quad (2.28)$$

On note que ceil représente l'entier supérieur le plus proche pour éviter $H=0$. H est une fraction de la constante de temps ramenée en nombre d'échantillons. H ne doit pas être nul. Si tel est le résultat du calcul, on pose alors $H=1$.

On peut noter que le facteur d'accélération influence H. Plus ce facteur est grand plus l'horizon H est petit, autrement dit, on désire que la coïncidence entre procédé et trajectoire de référence ait lieu plus tôt. Si $fact_accel$ est plus petit que 1, on ralentit le système. Pour des systèmes thermiques lents, un facteur d'accélération entre un et trois donne en général des résultats convenables.

En conclusion, il reste alors trois paramètres à trouver pour que le calcul de la commande soit complet : K_M Gain statique, τ constante de temps et r retard pur. L'idée retenue est d'obtenir ces paramètres par un modèle interne physique. Par contre ce modèle devra être assez global pour ne pas engendrer des temps de calculs trop longs. De ce fait, il est illusoire de penser obtenir un modèle qui serait le reflet exact de la réalité. Aussi étudier l'influence d'erreurs de modélisation sur le comportement de la PFC apparaît comme important pour fixer la précision attendue sur le futur modèle physique à élaborer.

5. Influence des erreurs de modélisation sur la régulation par PFC :

Comme mentionné précédemment il convient d'étudier l'influence des erreurs de modélisation sur le comportement d'un processus régulé par une commande PFC. Cette étude concerne le domaine temporel, elle est menée par simulation. Le processus simulé est du premier ordre.

5.1. Influence d'erreurs sur la constante de temps du modèle interne de la PFC :

On reprend la relation (2.1) comme fonction de transfert du processus simulé :

$$G(p) = \frac{\text{sortie procédé}}{\text{entrée procédé}} = \frac{K_p e^{-r_p p}}{1 + \tau_p p} = \frac{y_p}{u_p}$$

Les paramètres de la fonction de transfert en temps continu du processus simulé sont : $K_p=1.2$, $\tau_p=20s$, $r_p=0s$.

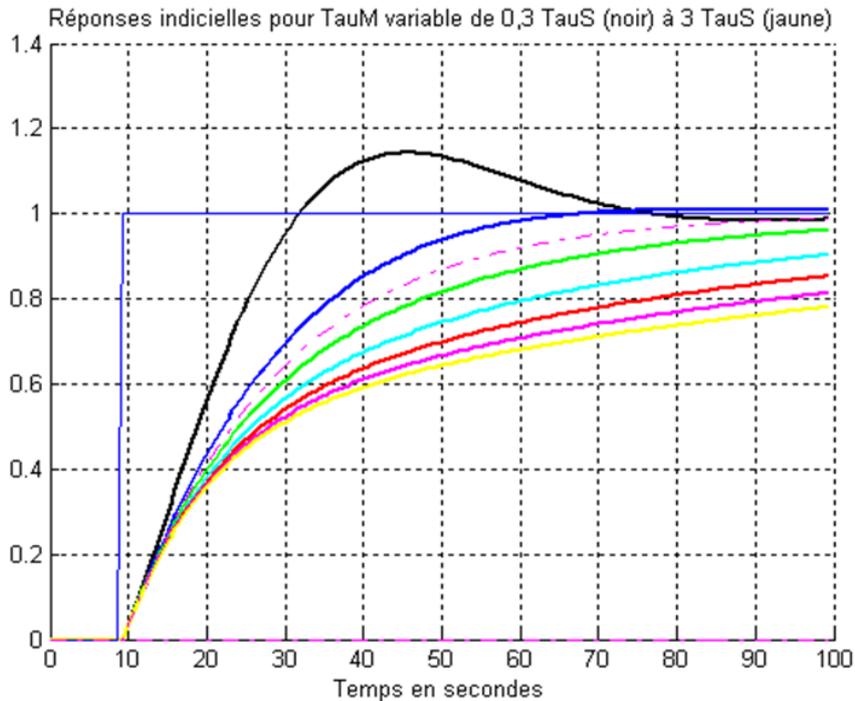


Figure 9. Réponses indicielles pour différentes valeurs de constante de temps du modèle interne de la PFC

La figure 9 présente les différentes réponses indicielles du processus régulé pour différentes valeurs de la constante de temps du modèle interne de la PFC. Dans cet exemple il n'y a pas d'erreurs de structure, c'est-à-dire que, comme le processus simulé, le modèle interne est du premier ordre. La trajectoire de référence est représentée par la courbe en pointillés violets. On remarque qu'une sous-estimation de la constante de temps induit une réponse trop rapide du procédé et fait osciller la sortie du processus régulé. A l'inverse, une surestimation ralentit considérablement la réponse et peut détériorer l'efficacité de la régulation. Néanmoins les erreurs commises sur l'estimation de la constante de temps dans ces cas-là sont très importantes : plus de 50 % de décalage vis-à-vis de la valeur de référence, voire même 200 %. Ainsi la détermination de la constante de temps ne nécessitera pas d'élaborer un modèle de calculs trop fin.

5.2. Influence d'erreurs sur le gain statique du modèle interne de la PFC :

La même étude a été réalisée pour évaluer l'influence du gain statique du modèle interne. Les résultats sont présentés sur la figure 10 : Les paramètres de la fonction de transfert en temps continu du processus simulé sont toujours : $K_p=1.2$, $\tau_p=20s$, $r_p=0s$.

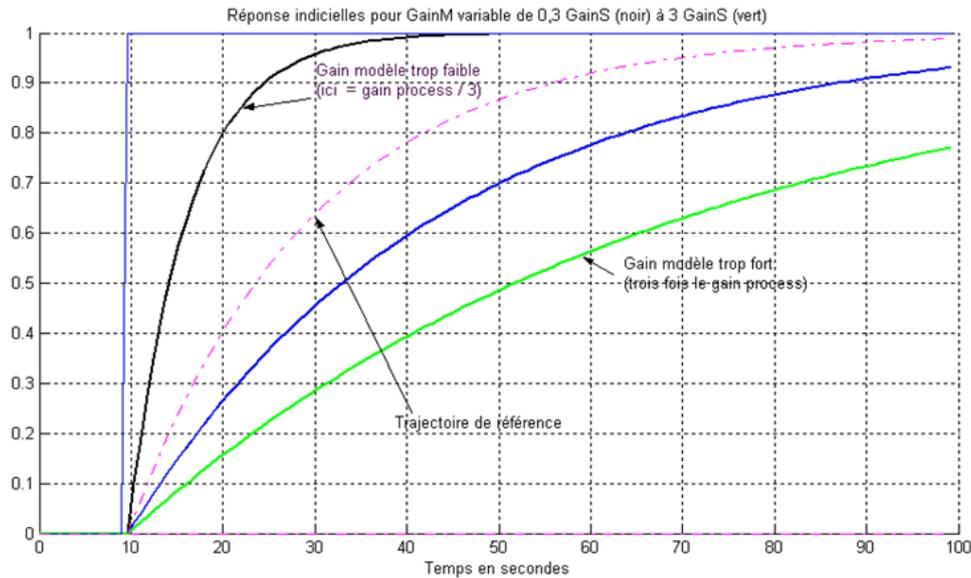


Figure 10. Réponses indicielles pour différentes valeurs du gain du modèle interne de la PFC [43]

Comme observé pour la constante de temps, une surestimation du gain entraîne un ralentissement de la régulation. A l'inverse, un gain trop faible accélère la réponse mais peut entraîner une commande trop brusque et trop sensible aux bruits de mesure pour des procédés plus lents, ce qui engendre une mauvaise régulation. Cela dit, comme mentionné sur la constante de temps, on peut se permettre d'obtenir une valeur de gain approximative tout en garantissant un comportement satisfaisant de la PFC.

5.3. Influence d'erreurs sur le retard pur du modèle interne de la PFC :

Une analyse de l'équation aux différences associée à un système dynamique du premier ordre montre que le retard pur définit l'instant à partir duquel une commande donnée agit sur le processus commandé. En effet le paramètre r intervient comme une translation suivant l'axe des abscisses (c'est-à-dire l'axe du temps) de l'équation de commande. La commande vue par le procédé u_p peut être considérée comme la composition de deux fonctions, la première étant la commande envoyée au procédé u_c et la seconde étant une translation temporelle T_r paramétrée par le retard pur du système dynamique régulé.

$$T_r(x) = x - r \quad (2.29)$$

$$u_p(K) = u_c \circ T_r(K) = u_c(T_r(K)) = u_c(K - r) \quad (2.30)$$

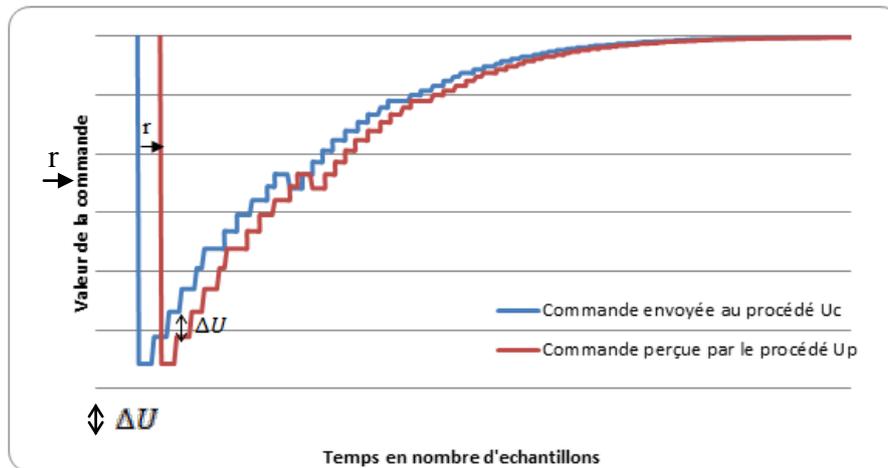


Figure 11. Illustration de la différence entre commande envoyée et commande perçue par le processus

La figure 11 illustre la différence Δu pour les systèmes présentant un retard pur entre la commande envoyée au processus à un instant K et la commande agissant réellement sur la variable régulée pour ce même instant K . Cette différence, si elle n'est pas correctement prise en compte peut influencer les performances et même la stabilité du processus régulé. La commande PFC est calculée à partir de l'évolution future de son modèle interne. Si le modèle interne et le processus réel ne présentent pas le même retard pur, c'est-à-dire si il y a une erreur de modélisation du retard pur, une différence entre la commande perçue par le modèle interne (dont l'évolution est la base du calcul de la commande du processus) et celle perçue par le processus réel intervient et peut faire osciller la commande et la sortie régulée voire même engendrer l'instabilité. En effet la différence de retard implique que la commande perçue n'est alors plus adaptée à l'état du procédé.

L'influence d'un retard d'une seconde sur la régulation d'un processus n'est pas la même si ce processus répond rapidement ou non à sa commande. Pour s'affranchir de cette dépendance, on considère le paramètre adimensionnel de réglabilité R .

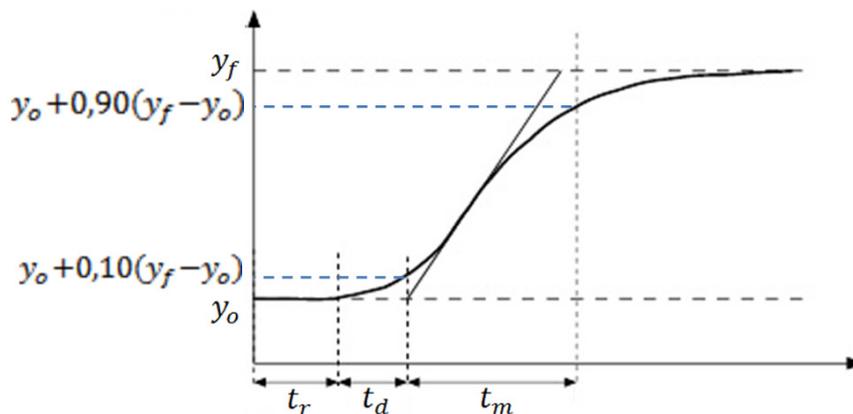


Figure 12. Réponse indicielle

Si on prend l'exemple de la figure 12, t_m désigne le temps de montée du système c'est-à-dire l'intervalle de temps séparant les instants auxquels la réponse indicielle vaut 10% et 90% de la valeur finale, t_r est le retard pur du système, t_d désigne le temps de décollement, c'est-à-dire l'intervalle de temps séparant les instants auxquels la réponse indicielle vaut 0% et 10% de la valeur finale. Dans ce cas, le paramètre de réglabilité se définit ainsi :

$$R_{eg} = \frac{t_m}{t_r + t_d} \quad (2.31)$$

Pour un processus du premier ordre :

$$t_d = -\tau (\ln(1 - 0,1)) = 0,1.\tau \quad (2.32)$$

$$t_m = \tau (\ln(1 - 0,10) - \ln(1 - 0,90)) = 2,2.\tau$$

La réglabilité devient alors :

$$R_{eg} = \frac{2,2.\tau}{0,1.\tau + r} \quad (2.33)$$

Communément, les systèmes sont classés en trois catégories en fonction de leur réglabilité : les systèmes de réglabilité faible pour lesquels $R_{eg} < 4$, les systèmes de réglabilité normale avec $4 < R_{eg} < 10$ et les systèmes de réglabilité forte pour lesquels $R_{eg} > 10$.

5.3.1. Système à forte réglabilité :

Pour cette simulation, les paramètres de la fonction de transfert en temps continu du processus simulé sont : $K_p=1$, $\tau_p=40s$, $r_p=4s$ soit une réglabilité de $R_{eg}=11$. Les paramètres de la commande PFC sont les suivants : Pour le modèle interne : $K_M=1$, $\tau=40s$, r varie entre 0s et 16s. La période d'échantillonnage $T_e=\tau/40$ et le facteur d'accélération $fact_accel=2$. La figure 13 montre l'influence des erreurs de modélisation du retard pur (modèle interne) sur la réponse indicielle du processus régulé. La figure 14 présente la même étude, mais cette fois sur la commande calculée par la PFC.

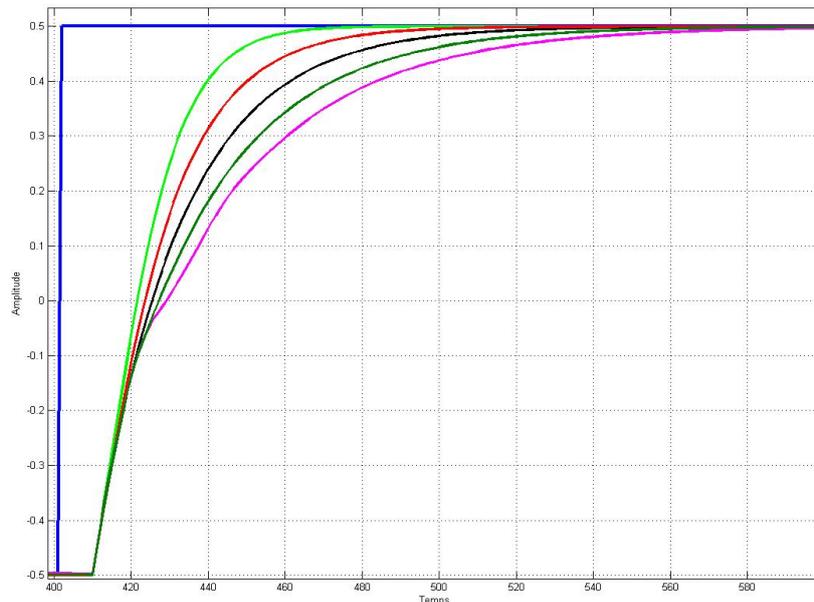


Figure 13. Réponses indicielles pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC système à forte réglabilité.

(en bleu la consigne, la sortie du processus régulé sans erreur de modélisation en noir, les courbes en vert clair, rouge, vert foncé et violet représentent les sorties du processus régulé avec une erreur de modélisation du retard pur de respectivement -4s,-2s,+2s,+4s).

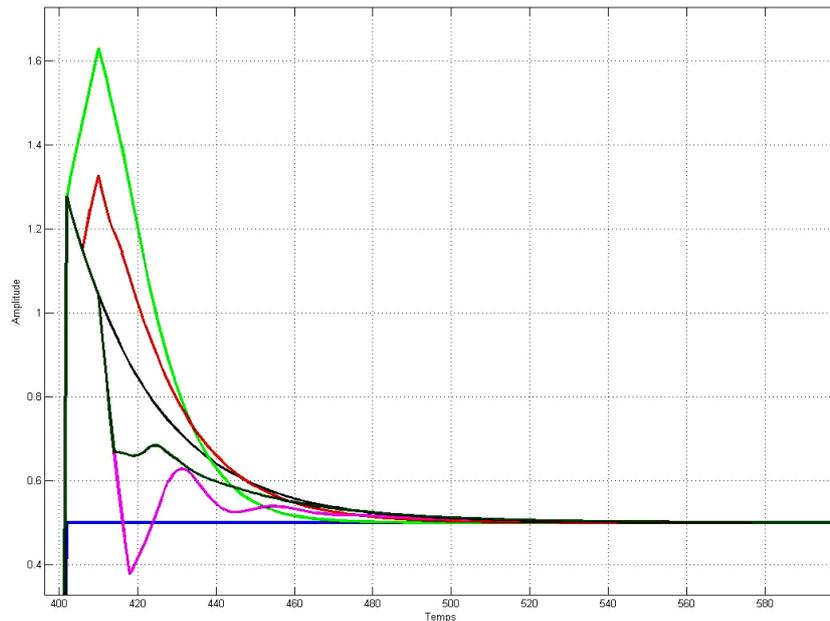


Figure 14. Commandes PFC lors d'une réponse indicielle pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC système à forte réglabilité.

(en bleu la consigne, la commande du processus régulé sans erreur de modélisation en noir, les courbes en vert clair, rouge, vert foncé et violet représentent les commandes du processus régulé avec une erreur de modélisation du retard pur de respectivement -4s,-2s,+2s,+4s).

Pour les systèmes à forte réglabilité, on observe que l'impact de l'erreur de modélisation du retard n'influe que peu sur la qualité de la régulation de la réponse indicielle. On peut même observer que dans une certaine mesure, une sous estimation du retard pur peut accélérer la réponse de la boucle fermée. Néanmoins, il faut noter que cette simulation ne considère qu'une unique erreur de modélisation du retard pur. L'influence de l'erreur de retard sur la commande est par contre plus visible. La commande peut légèrement osciller, ou présenter un pic qui témoigne d'une consommation superflue d'énergie.

5.3.2. Système à réglabilité normale :

Pour cette simulation, $K_p=1$, $\tau_p=20s$, $r_p=4s$. soit une réglabilité de $R_{eg}=7,33$. Les paramètres de la commande PFC sont les suivants : Pour le modèle interne : $K_M=1$, $\tau=20s$, r varie entre 0s et 16s. La période d'échantillonnage $T_e=\tau/40$ et le facteur d'accélération $fact_accel=2$. La figure 15 montre l'influence des erreurs de modélisation du retard pur (modèle interne) sur la réponse indicielle du processus régulé. La figure 16 présente la même étude mais cette fois sur la commande calculée par la PFC.

Pour les systèmes à réglabilité normale, l'impact de l'erreur de modélisation du retard pur est plus important que pour les systèmes de réglabilité forte. On remarque dans certains cas une oscillation de la sortie régulée (courbe marron -4s d'erreur sur le retard pur) ainsi que de la commande (courbe kaki +4s d'erreur sur le retard pur).

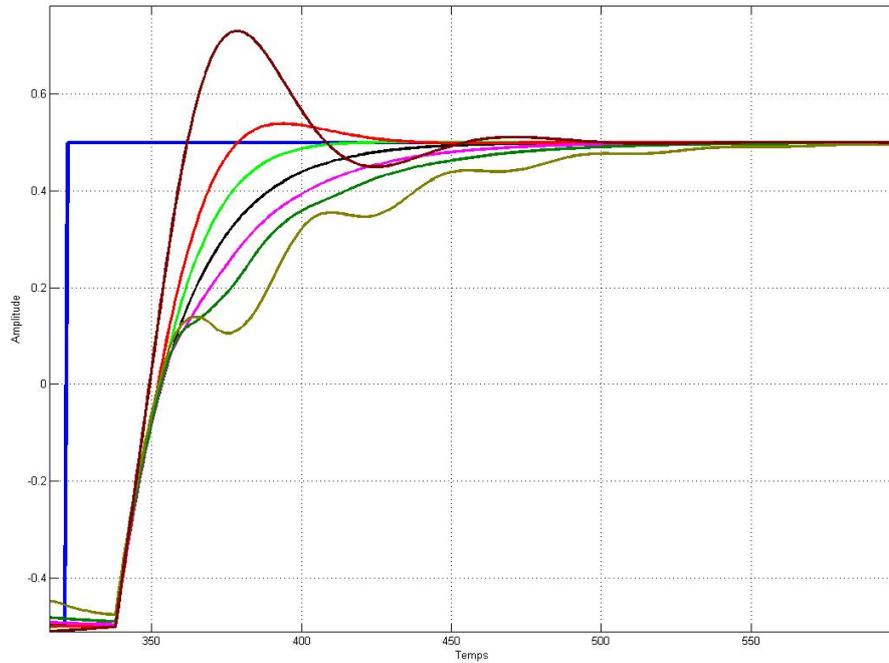


Figure 15. Réponses indicielles pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC. système à réglabilité normale.
 (en bleu la consigne, la sortie du processus régulé sans erreur de modélisation en noir, les courbes en marron, rouge, vert clair, violet, vert foncé et kaki représentent les sorties du processus régulé avec une erreur de modélisation du retard pur de respectivement -4s,-2s,-1s,+1s,+2s,+4s).

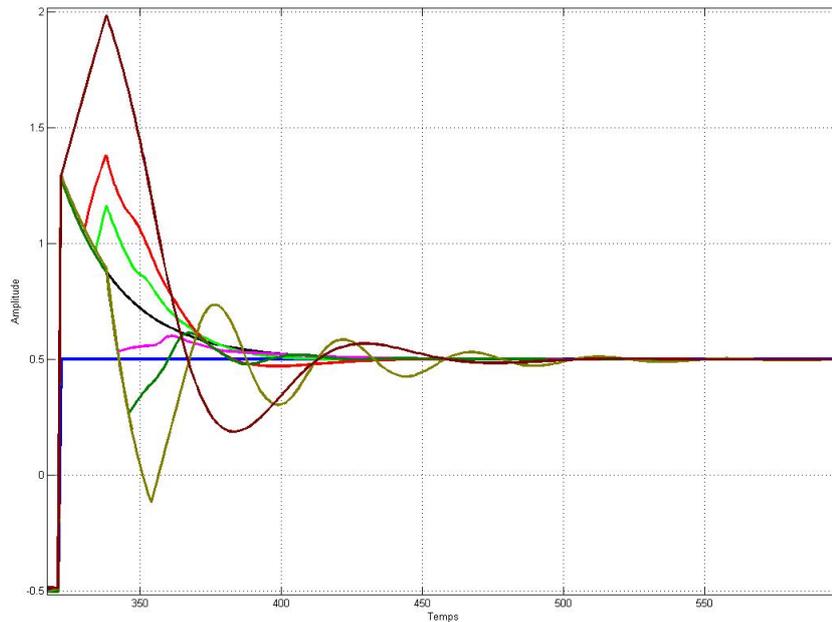


Figure 16. Commandes PFC lors d'une réponse indicielle pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la PFC. système à forte réglabilité.
 (en bleu la consigne, la commande du processus régulé sans erreur de modélisation en noir, les courbes en marron, rouge, vert clair, violet, vert foncé et kaki représentent les commandes du processus régulé avec une erreur de modélisation du retard pur de respectivement -4s,-2s,-1s,+1s,+2s,+4s).

5.3.3. Système à faible réglabilité :

Pour cette simulation, $K_p=1$, $\tau_p=5s$, $r_p=4s$. soit une réglabilité de $R=2,44$. Les paramètres de la commande PFC sont les suivants : Pour le modèle interne : $K_M=1$, $\tau=5s$, r varie entre 2s et 6s. La période d'échantillonnage $T_e=\tau/40$ et le facteur d'accélération $fact_accel=2$. La figure

17 montre l'influence des erreurs de modélisation du retard pur (modèle interne) sur la réponse indicielle du processus régulé. La figure 18 présente la même étude mais cette fois sur la commande calculée par la PFC.

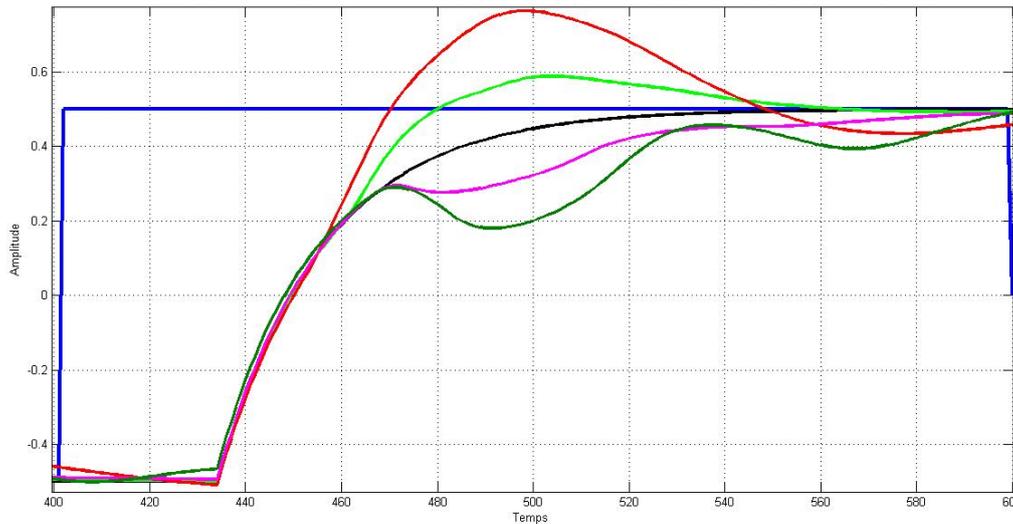


Figure 17. Réponses indiciaires pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la P.F.C. système à faible réglabilité.

(en bleu la consigne, la sortie du processus régulé sans erreur de modélisation en noir, les courbes en vert clair, rouge, vert foncé et violet représentent les sorties du processus régulé avec une erreur de modélisation du retard pur de respectivement -1s,-2s,+2s,+1s).

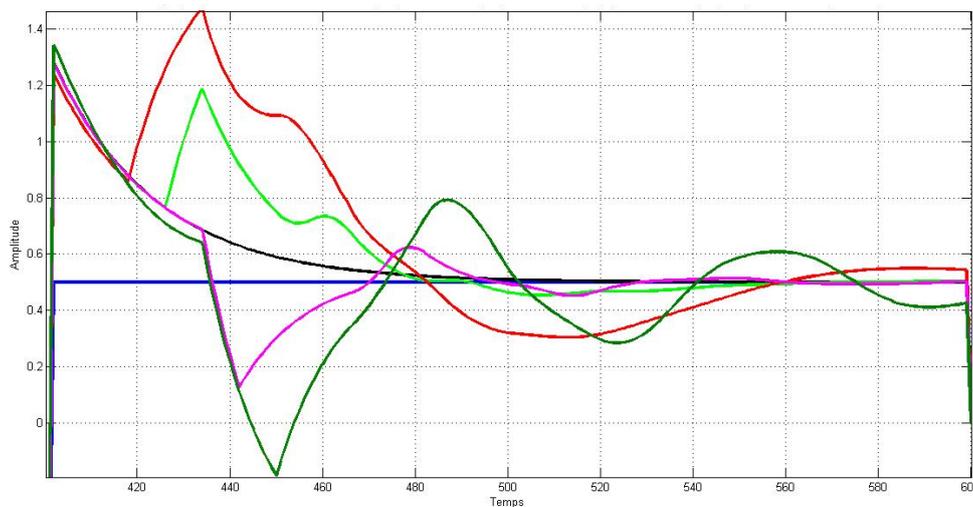


Figure 18. Commandes P.F.C lors d'une réponse indicielle pour différentes valeurs du retard pur du modèle interne de la P.F.C. système à forte réglabilité.

(en bleu la consigne, la commande du processus régulé sans erreur de modélisation en noir, les courbes en vert clair, rouge, vert foncé et violet représentent les commandes du processus régulé avec une erreur de modélisation du retard pur de respectivement -1s,-2s,+2s,+1s).

C'est pour les systèmes à faible réglabilité que les erreurs de modélisation du retard pur influent le plus. On observe là encore des dépassements de consigne (courbe en vert clair, -1s d'erreur sur le retard pur) des oscillations de la commande (courbe en vert foncé, +2s d'erreur sur le retard pur) comme de la sortie régulée (courbe en rouge, -2s d'erreur sur le retard pur) mais ceci pour des erreurs de modélisation en absolu plus faibles que pour les cas des systèmes à réglabilité moyenne et forte. Ainsi, plus la réglabilité du système est faible, meilleure doit être la précision de ses paramètres.

De ces trois simulations, il faut retenir que la mauvaise modélisation du retard pur peut entraîner une oscillation de la sortie aussi bien que de la commande. Si l'écart de retard est trop important, cela peut même entraîner une déstabilisation du processus. Il faut aussi noter que l'influence d'un retard d'une seconde sur le retard pur du modèle interne de la PFC n'est pas la même si ce processus répond rapidement ou non à sa commande. Il faut par conséquent être d'autant plus précis dans la modélisation du processus que la réglabilité de celui-ci est faible [44]. Dans le cas qui nous intéresse, à savoir les machines frigorifiques industrielles, ces dernières sont constituées d'éléments (échangeurs, compresseurs) assez imposants en terme de taille physique ce qui va se traduire par des inerties thermiques importantes et donc des constantes de temps assez élevées : de plusieurs dizaines de secondes à plusieurs minutes. On aura donc affaire à des systèmes de réglabilité forte ou normale, ce qui là encore permet de valider une approche par modèle interne physique global approximatif.

CHAPITRE n°3 : Mise en œuvre de la PFC par des modèles internes physiques

1. Approche de modélisation d'une machine frigorifique :

Comme il a été mentionné dans le chapitre précédent, une approche par modèle interne physique a été retenue pour la mise en œuvre d'une commande prédictive sur les boucles de régulation d'une machine frigorifique. Par rapport à une approche plus classique où des méthodes d'identification sont utilisées afin d'obtenir un modèle mathématique en guise de modèle interne, une approche physique du problème présente plusieurs intérêts :

- Pour des questions de sécurité liées à la machine, il n'est pas toujours possible d'agir librement sur un actionneur comme le nécessiterait une identification. Ainsi, par exemple, une variation non maîtrisée de l'ouverture de la vanne de détente peut entraîner l'aspiration de gouttelettes de liquide au compresseur, ce qui est critique pour le fonctionnement de cet organe.
- Le modèle interne d'un composant peut considérablement varier en fonction des points de fonctionnement de la machine. La prise en compte de ses variations nécessite de réaliser un grand nombre d'identifications d'où une mise en œuvre lourde. Cet aspect est masqué via une approche par modèle physique car des calculs peuvent être lancés rapidement pour différentes conditions opératoires de la machine.
- Si les modèles réalisés sont suffisamment génériques, il doit être possible de les utiliser sur toute nouvelle machine considérée, d'où une facilité et une rapidité de mise en œuvre accrue par rapport à l'approche par identification.

Comme mentionné ci-dessus, le but est ici de réaliser des modèles les plus généraux possibles avec une structure de calculs qui reste identique quels que soient les composants constitutifs de la machine frigorifique étudiée (échangeur, compresseur, détendeur). Ces modèles doivent être capables de prendre en compte une modification du fluide frigorigène, ou d'un fluide secondaire du système réfrigération, sans entraîner de changements dans les algorithmes principaux. Autrement dit les informations nécessaires à ces modèles doivent rester limitées au type de composants, à leurs dimensions et au type de fluide frigorigène ou de fluides secondaires.

Comme l'objectif de cette étude consiste à évaluer l'intérêt énergétique de la commande avancée sur des machines, il faut garder en tête que la commande développée doit être implantée sur des automates industriels programmables, ainsi éventuellement que les modèles physiques. De ce fait les temps de calculs des modèles internes doivent demeurer très courts pour que le « dialogue » avec l'automate soit efficace : les paramètres calculés doivent être rapidement fournis à l'automate pour définir la commande à appliquer en vue d'une consigne désirée. Ainsi, si l'on prend l'exemple des échangeurs de chaleur, il n'est pas envisageable de partir sur la méthode classique des éléments finis qui consiste à décomposer l'échangeur étudié en un certain nombre de volumes de contrôle [45]. L'idée ici est plutôt de découper l'échangeur en un nombre minimal de cellules correspondant aux différentes phases du fluide frigorigène, c'est-à-dire au maximum trois : liquide saturé, changement de phase liquide/vapeur et vapeur surchauffée [46]. Une démarche systématique est proposée afin d'obtenir un modèle fournissant un gain statique, une constante de temps et un retard pur.

2. Gain statique :

Pour un système stable, le gain statique se définit par le rapport entre la valeur en régime permanent de la grandeur de sortie y et celle de la grandeur d'entrée u . Il a été mentionné au chapitre 2 que, lorsque la consigne est un échelon, on peut calculer le gain statique par :

$$\frac{y_{\infty}}{u_{\infty}} = \lim_{p \rightarrow 0} G(p) = \lim_{p \rightarrow 0} \frac{K_M e^{-\tau p}}{1 + \tau p} = K_M \quad (3.1)$$

En considérant cette fois un système dynamique qui suit un processus entre deux points stables (un point initial et un point final), le calcul d'une variation de la sortie du procédé entre un instant initial et final associée à une variation de la commande doit fournir le gain statique pour ce type de système :

$$K_M = \frac{(sortie\ procédé)_\infty - (sortie\ procédé)_0}{(entrée\ procédé)_\infty - (entrée\ procédé)_0} \quad (3.2)$$

Où les indices 0 et ∞ représentent respectivement le point initial et le point final. En sachant que l'entrée du procédé est une action à appliquer, alors que la sortie constitue un effet désiré, il est possible de trouver ces paramètres grâce à une modélisation du procédé. Le but de cette partie est de présenter les modèles qui permettent d'estimer le gain statique de chaque boucle de régulation.

2.1. Boucle de régulation de la surchauffe :

La boucle de régulation de la surchauffe se compose de l'évaporateur et du détendeur (cf. paragraphe 5.1 du chapitre 1). Par cette boucle, on cherche à réguler la surchauffe de l'évaporateur par action sur le détendeur. Il s'agit donc de réaliser une modélisation statique de l'évaporateur afin d'obtenir une relation entre une variation d'ouverture du détendeur et une variation de la surchauffe obtenue. De cela découlera le gain statique de cette boucle.

2.1.1. Modélisation générale des évaporateurs :

Le but du travail est de réaliser un modèle général des échanges au sein des évaporateurs afin qu'il soit possible de changer le type d'échangeur, sa géométrie ou encore les fluides circulants sans toucher à la structure de l'algorithme.

2.1.1.1. Données d'entrée du modèle et sorties calculées :

La Figure 1 montre les données nécessaires à la modélisation d'un évaporateur ainsi que les sorties à calculer pour remonter au gain statique de la boucle.

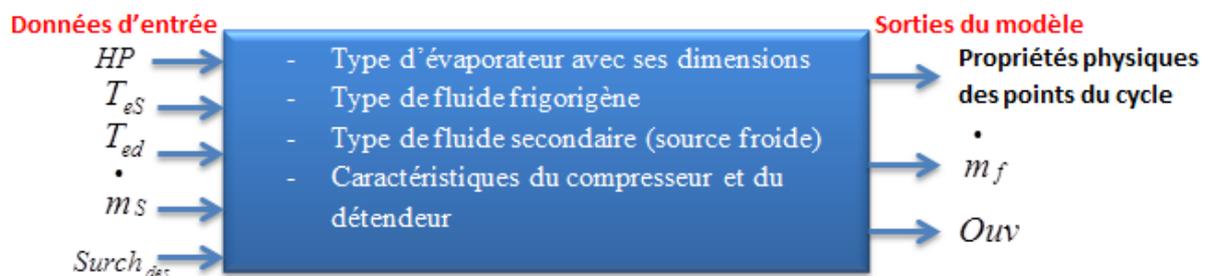


Figure 1. Entrées et sorties du modèle de l'évaporateur

Où

HP : Pression de condensation (Pa)

T_{eS} : Température du fluide secondaire en entrée d'évaporateur ($^{\circ}C$)

T_{ed} : Température du fluide frigorigène en entrée du détendeur ($^{\circ}C$)

\dot{m}_s : Débit du fluide secondaire circulant dans l'évaporateur (kg/s)

$Surch_{dés}$: Surchauffe désirée ($^{\circ}C$)

\dot{m}_f : Débit du fluide frigorigène (kg/s)

Ouv : pourcentage d'ouverture de la vanne de détente (%)

Le débit du fluide frigorigène et l'ouverture du détendeur vont être déterminés par le calcul de la pression d'évaporation (BP). Ainsi le modèle de l'évaporateur doit permettre de déterminer la basse pression qui satisfait aux conditions de fonctionnement données en entrée.

2.1.1.2. Démarche et algorithme de calcul :

Le fluide frigorigène qui entre à l'évaporateur est à l'état diphasique alors qu'il est à l'état de vapeur surchauffée en sortie d'échangeur. La température et la pression d'un fluide azéotrope ne changent pas au cours du changement de phase, mais ce comportement est différent pour un fluide zéotrope ou également en présence de fortes pertes de charge : il y a alors un glissement de température au cours du changement de phase. Dans la suite on raisonnera dans le cas de faibles pertes de charge et d'un fluide azéotrope, ou tout au moins d'un fluide possédant un faible glissement de température.

La démarche de calcul peut être résumée ainsi :

- Initialisation de la basse pression (BP_{ini}) afin de trouver les propriétés physiques des points thermodynamiques du cycle via le logiciel REFPROP [47].
- La connaissance du type de compresseur utilisé et de ses caractéristiques géométriques sert à la détermination du coefficient de remplissage (K_R) en fonction des pressions HP et BP (voir partie 2.1.1.8) :

$$K_R = f(HP, BP) \quad (3.3)$$

Ce coefficient permet de remonter au débit de fluide frigorigène véhiculé par le compresseur :

$$\dot{m}_f = f(K_R, cyl, N, BP) \quad (3.4)$$

Où cyl (m^3) et N (tr/min) sont respectivement la cylindrée et la vitesse de rotation du compresseur.

- L'échangeur est découpé en deux zones pour suivre l'évolution physique du fluide frigorigène (Figure 2).



Figure 2. Division de l'évaporateur en deux parties (diphasique et monophasique)

Comme le comportement du fluide frigorigène varie en fonction de sa phase, on est amené à distinguer les parties diphasique et monophasique dans l'échangeur. La figure 3 montre l'évolution des températures dans un évaporateur contre-courant.

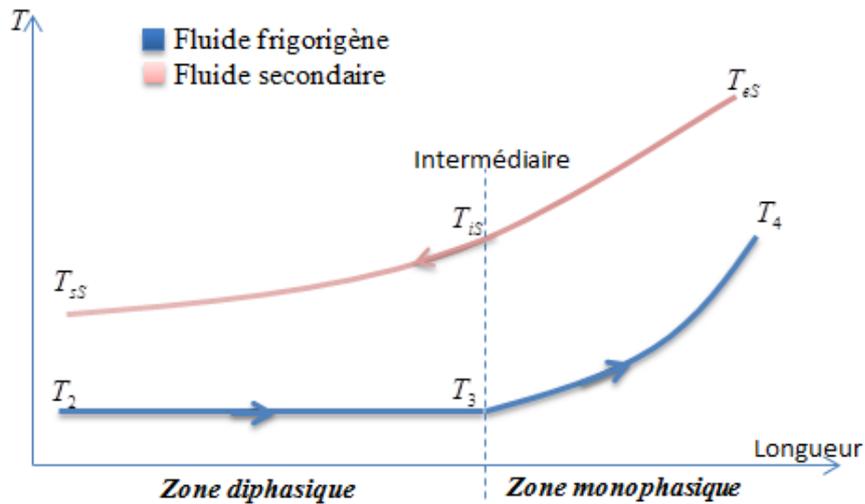


Figure 3. Évolution des températures dans un évaporateur contre-courant

La détermination du profil de température du fluide secondaire s'obtient par l'écriture d'un bilan énergétique sur chacune des zones.

$$(T_{iS}, T_{sS}) = f(T_{eS}, \dot{m}_f, \dot{m}_S, cp_S, BP) \quad (3.5)$$

Où \dot{m}_S et cp_S sont respectivement le débit et la chaleur spécifique du fluide secondaire.

- En appliquant la méthode DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne) [48] dans la partie diphasique, la surface d'échange nécessaire au changement de phase du fluide frigorigène peut être déterminée :

$$S_{di, glob} = f(\dot{m}_f, DTLM_{di}, U_{di}, BP) \quad (3.6)$$

Où U_{di} est le coefficient global d'échange dans la partie diphasique déterminé à partir des lois d'échanges retenues.

- La surchauffe de l'évaporateur est alors calculée en utilisant la méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert) [48] sur la zone monophasique (Figure 3) :

$$T_4 = f(NUT, T_{eS}, BP) \quad (3.7)$$

$$Surch_{calcul} = T_4 - T_3 \quad (3.8)$$

Où $T_{sat}(BP)$ est la température de saturation du fluide correspondant à la pression d'évaporation.

- Cette valeur de surchauffe est alors comparée à celle désirée, et selon l'écart obtenu la basse pression est modifiée jusqu'à obtention de la convergence du calcul.

Après avoir présenté succinctement les grandes étapes du calcul, ces dernières vont maintenant être reprises de façon plus détaillée.

2.1.1.3. Initialisation de la Basse Pression :

Pour amorcer un calcul, il est nécessaire de connaître les propriétés physiques du fluide frigorigène à divers points du cycle thermodynamique. Les points nécessaires au modèle d'évaporateur sont donnés sur la figure 4.

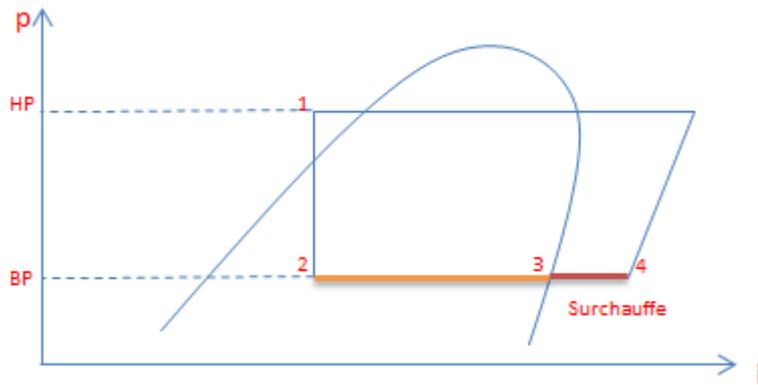


Figure 4. Le cycle thermodynamique du fluide frigorigène

Comme les données d'entrée ne sont pas suffisantes pour obtenir toutes les propriétés physiques dans la ligne de basse pression, une valeur de cette pression doit être prise pour commencer le calcul. Expérimentalement la basse pression est fonction de la température du fluide secondaire en entrée de l'évaporateur. Un écart de 10°C est pris pour initialiser le calcul :

$$BP_{init} = P_{SAT} (T_{es} - 10) \quad (3.9)$$

Où $P_{SAT} (T_{es} - 10)$ est la pression de saturation du fluide frigorigène à la température $T_{es} - 10$.

Les points 2, 3 et 4 (figure 4) du cycle thermodynamique de la machine frigorifique sont alors définis et les propriétés des fluides frigorigènes sont obtenues à l'aide du logiciel REFPROP®. La Figure 5 montre l'arbre d'estimation des propriétés physiques du fluide frigorigène pour le modèle de l'évaporateur (les points sont indiqués à la figure 4).

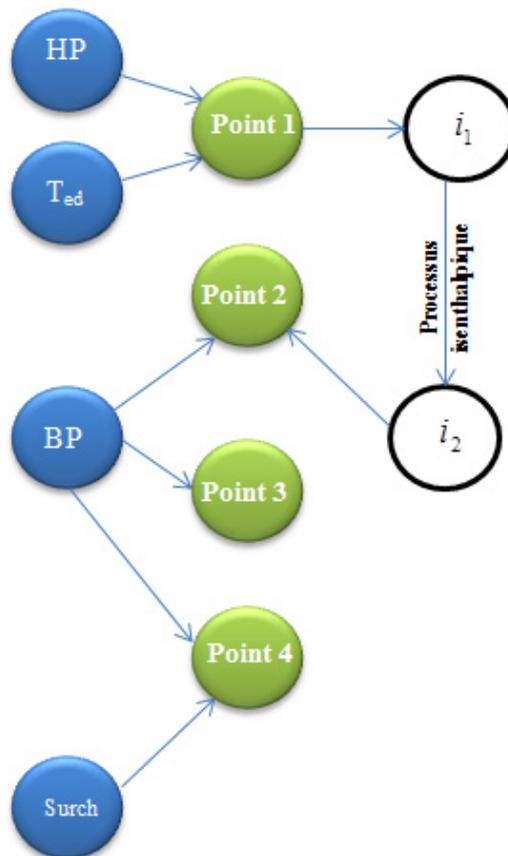


Figure 5. Arbre d'estimation des propriétés physiques du fluide frigorigène pour le modèle de l'évaporateur

2.1.1.4. Modèle du compresseur :

Le débit de fluide frigorigène circulant peut être déterminé par les paramètres du compresseur car c'est lui qui fournit le débit nécessaire à l'installation. Au final, la puissance frigorifique échangée à l'évaporateur dépend du fonctionnement du compresseur, aussi un modèle de compresseur doit alimenter la modélisation de l'évaporateur.

Afin de calculer le débit massique du fluide frigorigène, la connaissance des caractéristiques géométriques du compresseur ainsi que sa vitesse de rotation sont nécessaires :

$$\dot{m}_f = K_R \rho_{asp} cyl. \frac{N}{60} \quad (3.10)$$

Où : - K_R : coefficient de remplissage du compresseur

- ρ_{asp} : masse volumique du fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur (kg/m^3)

- N : vitesse de rotation de compresseur (tr/min)

- cyl : cylindrée du compresseur (m^3)

2.1.1.5. Calcul des températures de source au point intermédiaire et en sortie (bilan d'énergie) :

En négligeant tout échange de chaleur avec le milieu extérieur, un bilan énergétique entre la source et le fluide frigorigène peut être établi sur les parties diphasique et monophasique dans l'évaporateur (Figure 6).

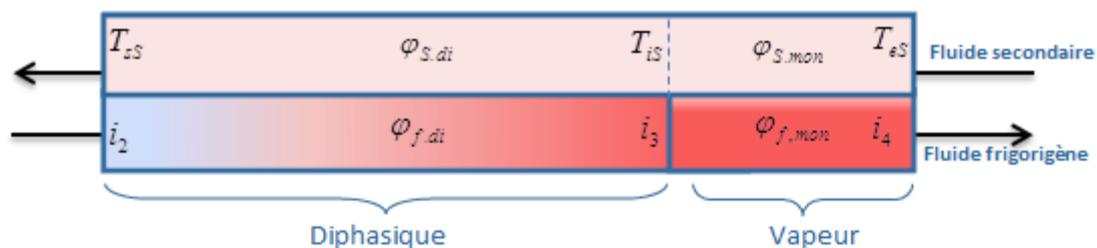


Figure 6. Échange thermique dans les zones diphasique et monophasique d'un évaporateur contre-courant

L'échange thermique total peut s'écrire :

$$\varphi_{f,di} + \varphi_{f,mon} = -(\varphi_{S,di} + \varphi_{S,mon}) \quad (3.11)$$

$$\varphi_{f,tot} = -\varphi_{S,tot} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_f \cdot (i_4 - i_2) = -\dot{m}_s \cdot cp_s \cdot (T_{sS} - T_{eS}) \quad (3.13)$$

Où :

- i_2 et i_4 sont respectivement les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur ;

- $\varphi_{f,di}$, $\varphi_{f,mon}$, $\varphi_{f,tot}$ sont respectivement le flux de chaleur échangé par le fluide frigorigène dans les zones diphasique, monophasique et l'ensemble d'évaporateur.

- $\varphi_{S,di}$, $\varphi_{S,mon}$, $\varphi_{S,tot}$ sont respectivement le flux de chaleur échangé par le fluide secondaire dans les zones diphasique, monophasique et l'ensemble d'évaporateur.

Donc la température de sortie du fluide secondaire est donnée par :

$$T_{sS} = T_{eS} - \frac{\dot{m}_f \cdot (i_4 - i_2)}{\dot{m}_s \cdot cp_s} \quad (3.14)$$

L'échange thermique dans la zone diphasique conduit au bilan énergétique suivant :

$$\varphi_{f,di} = -\varphi_{S,di} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_f \cdot (i_3 - i_2) = -\dot{m}_s \cdot cp_s \cdot (T_{sS} - T_{iS}) \quad (3.16)$$

Où i_3 est l'enthalpie du fluide frigorigène au point intermédiaire. L'équation (3.16) permet d'obtenir une température du fluide source :

$$T_{iS} = T_{sS} + \frac{\dot{m}_f \cdot (i_3 - i_2)}{\dot{m}_s \cdot cp_s} \quad (3.17)$$

2.1.1.6. Calcul de la longueur diphasique et monophasique dans l'évaporateur :

A partir du profil de température déterminé précédemment, le bilan d'énergie dans la zone diphasique peut s'écrire également :

$$\varphi_{f,di} = \dot{m}_f \cdot (i_3 - i_2) = U_{di} \cdot S_{di,glo} \cdot \Delta T_{log,di} \quad (3.18)$$

Où

$$\Delta T_{log,di} = \frac{(T_{sS} - T_2) - (T_{iS} - T_3)}{\log((T_{sS} - T_2)/(T_{iS} - T_3))} \quad (3.19)$$

De ce fait, la surface d'échange nécessaire au changement de phase du fluide frigorigène est alors obtenue par :

$$S_{di,glo} = \frac{\dot{m}_f \cdot (i_3 - i_2)}{U_{di} \cdot \Delta T_{log,di}} \quad (3.20)$$

Dans la relation précédente, le terme U_{di} représente le coefficient global d'échange entre le fluide frigorigène qui se vaporise et la source. Il se calcule par :

$$\frac{1}{U_{di} \cdot S_{di,glo}} = R_{total} = \frac{1}{h_{di} \cdot S_{di}} + R_{Metal} + \frac{1}{h_{s1} \cdot S_{s1}} \quad (3.21)$$

Où h_{di} et h_{s1} sont respectivement les coefficients d'échange du fluide frigorigène et de la source, R_{total} et R_{Metal} sont respectivement la résistance thermique totale et la résistance de conduction liée aux parois. S_{s1} et S_{di} sont respectivement les surfaces d'échanges du fluide secondaire et du fluide frigorigène dans la zone diphasique

La relation (3.21) découle d'une analogie électrique dans l'échangeur (Figure 7).

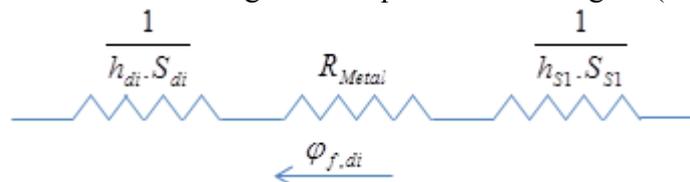


Figure 7. Résistance thermique dans la partie diphasique

Dans l'équation (3.21) la résistance de conduction liée aux parois est négligée, $R_{Metal} = 0$, donc :

$$U_{di} = \frac{S_{di} \cdot S_{s1}}{S_{di.glo}} \cdot \left(\frac{h_{di} \cdot h_{s1}}{h_{di} \cdot S_{di} + h_{s1} \cdot S_{s1}} \right) \quad (3.22)$$

h_{di} et h_{s1} se déterminent à partir de corrélations liées au type d'évaporateur utilisé et aux écoulements générés. Comme le calcul d'un coefficient d'échange découle de formules semi-empiriques, il existe différentes corrélations pour un même type d'échangeur. Les critères retenus pour choisir une corrélation adéquate sont :

- Vaste domaine d'application de la corrélation (écoulement, fluides...);
- Simplicité de la formule (limiter les données géométriques et le temps de calcul);
- Précision des résultats.

Dans la mesure où des données expérimentales sont disponibles, des confrontations seront faites avec des mesures afin de retenir des corrélations qui apportent le meilleur compromis entre rapidité du calcul et précision des résultats.

A partir de l'équation (3.20) on peut calculer la longueur de la zone diphasique L_{di} :

$$L_{di} = f(S_{di.glo}, \text{Dimensions de l'évaporateur}) \quad (3.23)$$

Cette longueur permet de remonter à la longueur disponible pour la surchauffe du fluide

$$L_{mon} = L - L_{di} \quad (3.24)$$

De la relation (3.24) on déduit alors la surface d'échange sur la zone monophasique S_{mon} .

2.1.1.7. Calcul de la surchauffe :

La méthode *NUT* (Nombre d'Unités de Transfert) est utilisée pour calculer l'efficacité thermique de l'évaporateur sur la partie monophasique.

$$NUT = \frac{U_{mon} \cdot S_{mon}}{C_{min}} \quad (3.25)$$

Où U_{mon} représente le coefficient global d'échange entre la vapeur surchauffée et le fluide source. De façon analogue à ce qui est fait lors du changement de phase, il se détermine par :

$$\frac{1}{U_{mon} \cdot S_{mon}} = R_{total} = \frac{1}{h_{mon} \cdot S_{mon}} + R_{Metal} + \frac{1}{h_{s2} \cdot S_{s2}} \quad (3.26)$$

Où h_{mon} et h_{s2} sont respectivement les coefficients d'échange du fluide frigorigène et de la source dans la zone monophasique. S_{s2} et S_{mon} sont respectivement les surfaces d'échange du fluide secondaire et du fluide frigorigène dans la zone monophasique.

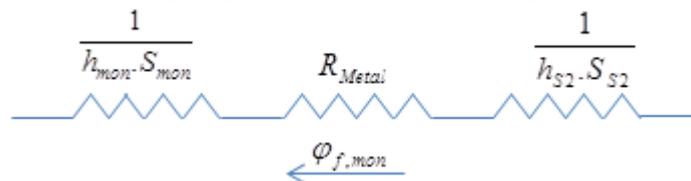


Figure 8. Résistance thermique dans la partie monophasique

En considérant toujours la résistance thermique de conduction dans les parois comme négligeable, on a :

$$U_{mon} = \frac{S_{mon} \cdot S_{s2}}{S_{mon}} \cdot \left(\frac{h_{mon} \cdot h_{s2}}{h_{mon} \cdot S_{mon} + h_{s2} \cdot S_{s2}} \right) \quad (3.27)$$

$$\text{Enfin } C_{\min} = \min(cp_s \cdot \dot{m}_s, cp_{f.surch} \cdot \dot{m}_f) \quad (3.28)$$

La chaleur massique de la vapeur surchauffée $cp_{f.surch}$ est une propriété physique du fluide.

A partir du NUT, l'efficacité pour une circulation contre-courant se calcule par :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - C_{\min}/C_{\max} \cdot e^{-NUT(1 - C_{\min}/C_{\max})}} \quad (3.29)$$

Si $C_{\min} = cp_{f.surch} \cdot \dot{m}_f$, on obtient :

$$T_4 = T_3 + \varepsilon(T_{eS} - T_3) \quad (3.30)$$

Sinon

$$T_{iS} = T_{eS} - \varepsilon(T_{eS} - T_3) \quad (3.31)$$

d'où

$$T_4 = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}(T_{eS} - T_{iS}) + T_3 \quad (3.32)$$

Avec cette valeur de T_4 , la surchauffe est égale à :

$$Surch_{calcul} = T_4 - T_{sat}(BP) \quad (3.33)$$

Où $T_{sat}(BP)$ est la température de saturation du fluide correspondant à la pression d'évaporation.

Les valeurs de surchauffe désirée et calculée sont comparées. Si la différence est plus grande qu'une valeur de précision donnée, la basse pression qui a servi à initialiser les calculs est modifiée :

Si $Surch_{calcul} < Surch_{dés}$

$$BP = BP_{ini} - \Delta P$$

Si $Surch_{calcul} > Surch_{dés}$

$$BP = BP_{ini} + \Delta P$$

Où ΔP représente une valeur incrémentale de la pression.

Avec cette nouvelle valeur de basse pression, les calculs de (3.9) à (3.33) sont relancés et le processus est itéré jusqu'au point de convergence.

Pour appliquer cette méthode, il est nécessaire de connaître deux paramètres liés aux types de composants de la machine. Le premier correspond au coefficient de remplissage utilisé dans le calcul du débit frigorigène via la relation (3.10), il est lié au type de compresseur ; le second correspond aux coefficients d'échanges convectifs dans les deux zones prises en compte (diphase et monophasique), ces coefficients sont liés au type d'évaporateur utilisé et aux écoulements résultants.

2.1.1.8. Détermination du coefficient de remplissage :

Le rendement volumétrique d'un compresseur, se définit par le rapport du volume aspiré (V_{asp}) sur la cylindrée (cyl) :

$$\eta_V = \frac{V_{asp}}{cyl} \quad (3.34)$$

Dans un compresseur à pistons, le rendement volumétrique est essentiellement fonction du volume mort V_m et du taux de compression τ_{comp} . Selon la Figure 9, pour une détente du volume mort polytropique, on peut écrire :

$$\eta_V = 1 - \frac{V_m}{cyl} (\tau_{comp}^{1/\kappa} - 1) \quad (3.35)$$

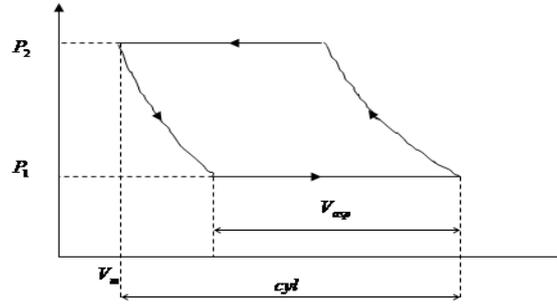


Figure 9. Cycle d'un compresseur à pistons

Où κ est le coefficient polytropique de compression. Les compresseurs à vis et Scroll n'ont pas d'espace mort, donc théoriquement un compresseur de ce type a un rendement volumétrique de 100%. Toutefois ces compresseurs présentent des taux de fuites qui ont pour conséquence de diminuer le débit massique véhiculé. La notion de coefficient de remplissage K_R est alors introduite pour tenir compte de ce phénomène. Il s'agit du rapport entre le débit massique réel sortant du compresseur $\dot{m}_{réel\ sor}$ et le débit massique théorique $\dot{m}_{théorique}$ qui aurait pu le traverser dans les conditions d'aspiration. Il caractérise la bonne utilisation du volume balayé.

$$K_R = \frac{\dot{m}_{réel\ sor}}{\dot{m}_{théorique}} \quad (3.36)$$

Si ξ représente le taux de fuite, on a la relation suivante :

$$\xi = \frac{\dot{m}_{fuites}}{\dot{m}_{entr}} = \frac{\dot{m}_{entr} - \dot{m}_{sor}}{\dot{m}_{entr}} \quad (3.37)$$

Donc

$$\frac{\dot{m}_{sor}}{\dot{m}_{entr}} = 1 - \xi \quad (3.38)$$

On peut donc écrire :

$$K_R = (1 - \xi) \cdot \frac{\dot{m}_{entr}}{\dot{m}_{théorique}} = (1 - \xi) \cdot \frac{\rho_{réel} \cdot V_{asp} \cdot N}{\rho_{asp} \cdot cyl \cdot N}$$

On en déduit :

$$K_R = (1 - \xi) \cdot \left[1 - \frac{V_m}{cyl} (\tau_{comp}^{1/\kappa} - 1) \right] \cdot \frac{\rho_{réel}}{\rho_{asp}} \quad (3.39)$$

Cette formule générique peut ensuite être déclinée en fonction du compresseur considéré.

- cas du compresseur à piston :

Dans ce type de compresseur on peut faire l'hypothèse qu'il n'y a pas de fuites ($\xi = 0$), si on néglige en outre la variation de masse volumique lors de l'aspiration on aboutit à une égalité entre le rendement volumétrique et le coefficient de remplissage. Cette relation simplifiée peut dans certains cas être prise en défaut. Ainsi, selon une étude expérimentale [49], le taux de volume mort (V_m/cyl) ne doit pas être pris constant pour obtenir une validation vis à vis de mesures. On parle alors de taux de volume mort effectif qui est également une fonction du taux de compression :

$$\lambda_{comp} = a \tau_{comp}^b \quad (3.40)$$

Où a et b sont des coefficients déduits expérimentalement.

Mais au final, la relation donnant le coefficient de remplissage reste identique [50] :

$$\eta_V = K_R = 1 + \lambda_{comp} \left(1 - \tau_{comp}^{\frac{1}{\kappa}}\right) \quad (3.41)$$

En conclusion, le rendement volumétrique d'un compresseur à piston est forcément dépendant du taux de compression (la figure 10 présente cette évolution en fonction de la température d'évaporation du fluide frigorigène, donc de la pression d'aspiration).

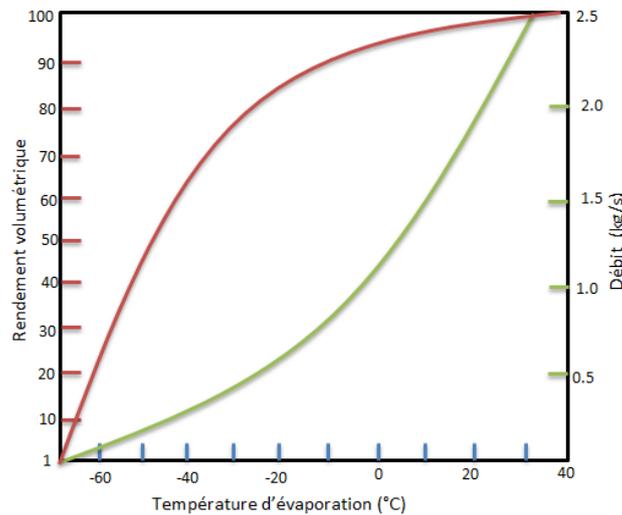


Figure 10. Exemple d'évolution de débit frigorigène et rendement volumétrique en fonction de la température d'évaporation dans un compresseur à pistons [51]

- cas d'un compresseur à vis ou scroll :

Dans ces compresseurs, le volume mort est nul, ainsi la relation (3.39) devient :

$$K_R = (1 - \xi) \cdot \frac{\rho_{réel}}{\rho_{asp}} \quad (3.42)$$

où le taux de fuites dépend fortement du taux de compression : $\xi = f(\tau)$.

Plusieurs études expérimentales ont été effectuées pour obtenir l'expression du coefficient de remplissage des compresseurs rotatifs. Benamer et al. [52] ont proposé les expressions suivantes pour un compresseur de type Scroll :

Pour un compresseur à vitesse variable :

$$K_R = -0.02974 \tau_{comp} + 0.00004 N + 0.74283 \quad (3.43)$$

Pour un compresseur à vitesse fixée :

$$K_R = -0.04018 \tau_{comp}^2 + 0.21275 \tau_{comp} + 0.51489 \quad (3.44)$$

Où τ_{comp} et N (tr/min) sont respectivement le taux de compression et la vitesse de rotation.

Pour un compresseur à vis, Chen et al. [53] ont proposé l'expression suivante :

$$K_R = 0.925 - 0.009 \tau_{comp} \quad (3.45)$$

Selon l'étude menée par Seshaiyah et al. [54, 55], le coefficient de remplissage d'un compresseur à vis peut également dépendre du fluide véhiculé (figures 11 et 12).

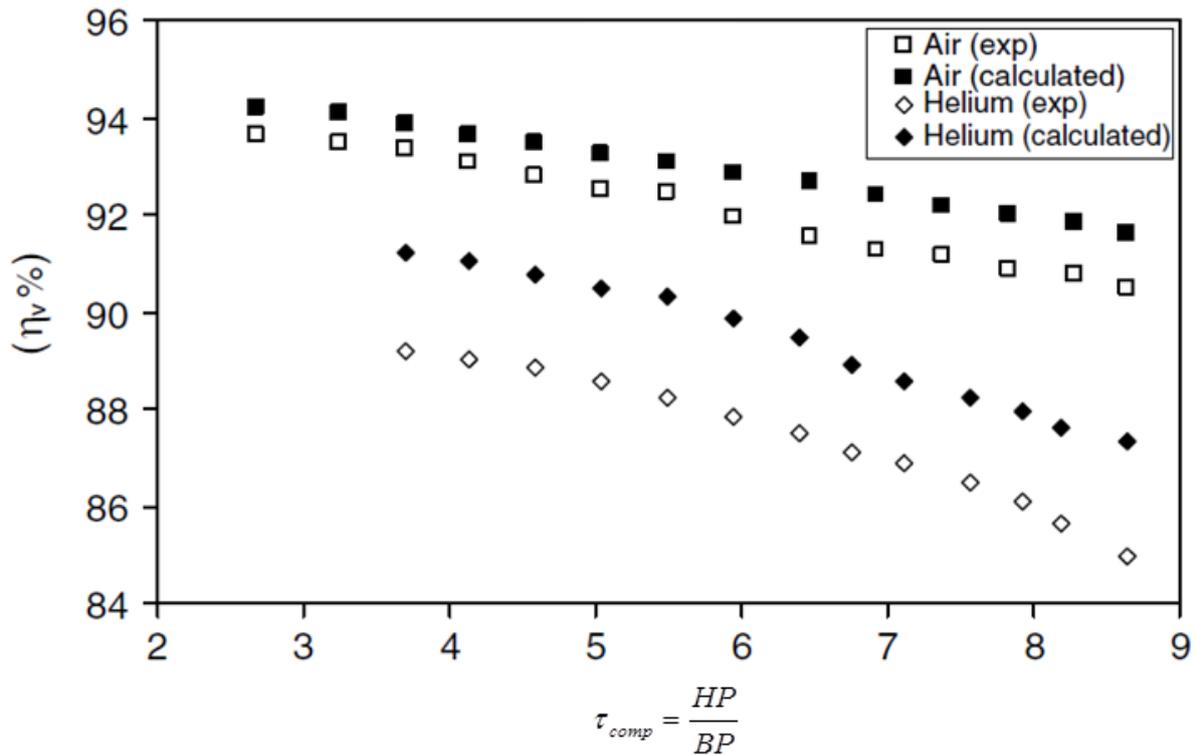


Figure 11. Variation de rendement volumétrique en fonction du taux de compression

Quoi qu'il en soit, ces différentes approches conduisent à une conclusion identique : à partir des données d'un constructeur, il est possible d'établir une fonction mathématique traduisant l'évolution du coefficient de remplissage avec les conditions de fonctionnement.

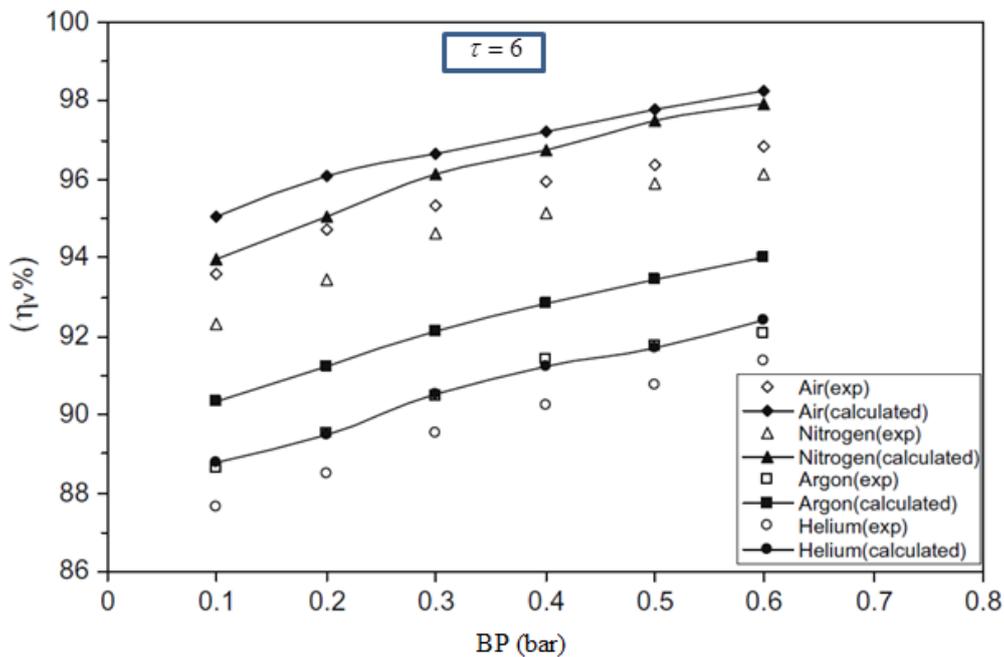


Figure 12. Influence de la pression d'évaporation sur le rendement volumétrique

2.1.1.9. Détermination des coefficients d'échange :

Pour chaque état physique des fluides, soit monophasique, soit diphasique, il existe différentes corrélations. Il est clair que le coefficient d'échange en partie diphasique est plus élevé qu'en partie monophasique du fait des phénomènes d'ébullition. Les corrélations d'échange sont

fonctions des nombres adimensionnels utilisés en mécanique des fluides et en transfert de chaleur, la définition des nombres utilisés est donnée en annexe 4.

2.1.1.9.1. Cas1 : évaporateur à tubes et calandre :

Dans ce type d'évaporateur, le fluide frigorigène s'écoule en général dans les tubes et le fluide secondaire passe dans la calandre (figure 13).

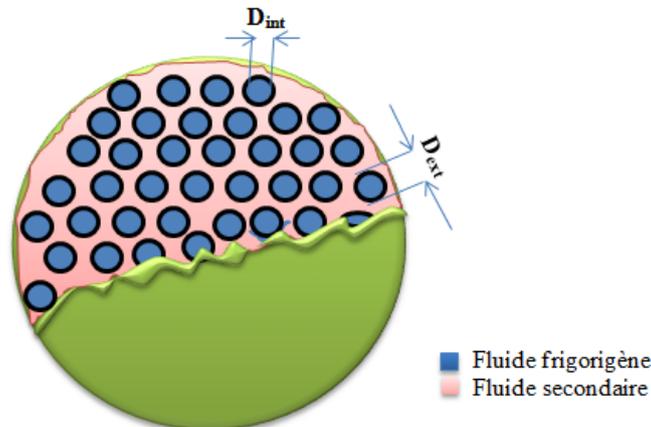


Figure 13. Écoulements des fluides dans un évaporateur à tubes et calandre

Plusieurs études ont été effectuées sur les évaporateurs à tubes et calandre afin d'estimer les expressions de coefficients d'échange [56, 57, 58, 59, 60, 61].

Pour la source froide (côté calandre) le coefficient d'échange peut s'obtenir par la méthode de Bell-Delaware (annexe5) :

$$h_{réel} = h_{idéal} J_1 J_2 J_3 J_4 J_5 \quad (3.46)$$

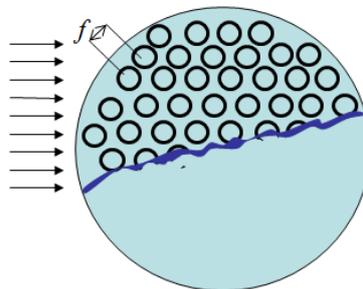


Figure 14. Direction de l'écoulement dans le cas d'un échange idéal côté calandre

Où $h_{idéal}$ est le coefficient d'échange à travers un faisceau identique à celui du centre de l'échangeur, supposé idéal et sans fuites (figure 14). Dans le cas réel, le coefficient d'échange est à pondérer par des coefficients multiplicatifs J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 issus de l'étude de diverses géométries industrielles. Ces coefficients nécessitent un nombre de données géométriques trop important dans le cadre de cette étude, aussi ils sont approximés à 1.

$$h_{idéal} = \alpha_{Colburn} \cdot cp_S \cdot Pr_S^{-0.666} (\rho_S V_S) \left(\frac{\mu_S}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (3.47)$$

Où $cp_S, Pr_S, \rho_S, \mu_S$ sont les propriétés physiques de la source froide, V_S sa vitesse, μ_p est la viscosité dynamique à la paroi. Quant au terme $\alpha_{Colburn}$ il se calcule par :

$$\alpha_{Colburn} = a_1 \left[\frac{1.33}{(f/D_{ext})} \right]^a Re_S^{a_2} \quad (3.48)$$

Avec :

f : pas du motif des tubes (cf. figure 14)

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(\text{Re}_s)^{a_4}}$$

Dans ces formules, les coefficients a_i sont liés à la géométrie de l'écoulement et s'obtiennent à partir de tables de référence [54]. Ainsi, pour une configuration à pas triangulaire d'angle 30° , les coefficients a_3 et a_4 ne dépendent pas de l'écoulement et valent respectivement $a_3=1.45$ et $a_4=0.519$, le tableau n°1 donne les autres coefficients à prendre en compte :

Re	a_1	a_2
<10	1.4	-0.667
10-1000	1.36	-0.657
100-1000	0.593	-0.477
1000-10000	0.321	-0.338
10000-100000	0.321	-0.338

Tableau 1. Définition de coefficients a_i

en sachant que :

$$Nu_{idéal} = \frac{h_{idéal} D_{ext}}{\lambda_s}$$

Où λ_s est la conductivité thermique du fluide secondaire ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), on peut écrire donc :

$$Nu_{idéal} = a_1 \left[\frac{1.33}{f/D_{ext}} \right]^a \text{Re}_s^{a_2+1} \text{Pr}_s^{1/3} \quad (3.49)$$

Pour la partie monophasique du fluide frigorigène (côté tubes), la corrélation de Gnielinski [56] a été retenue. Elle prend en compte la longueur d'établissement de l'écoulement et n'est utilisable que si les conditions suivantes sont respectées :

$$\begin{cases} 0,6 < \text{Pr} < 2000 \\ 2300 < \text{Re} < 10^6 \\ 0 < d_{int} / L < 1 \end{cases}$$

La corrélation s'exprime par la relation :

$$Nu = \frac{\Lambda/8 \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7\sqrt{\Lambda/8} \cdot (\text{Pr}^{2/3})} \cdot \left[1 + (d_{int} / L)^{2/3} \right] \quad (3.50)$$

Où

$\Lambda \equiv$ coefficient de Darcy

$L \equiv$ longueur du tube

Cette corrélation décrit la grande majorité des résultats expérimentaux dans une fourchette de 20 %. Elle peut être simplifiée de manière à obtenir les deux lois empiriques suivantes :

- pour $0,6 < Pr < 1,5$

$$Nu_{f,mon} = 0,0214 \cdot (Re_f^{0,8} - 100) \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{int}}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (3.51)$$

- pour $1,5 < Pr < 500$

$$Nu_{f,mon} = 0,012 \cdot (Re_f^{0,87} - 280) \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{int}}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (3.52)$$

Où L est la longueur des tubes.

Le coefficient d'échange lors de l'évaporation du fluide frigorigène est quantifié par la corrélation de Dahr et Jain [59] :

$$h_{di} = \text{Max}(h_{cf}, h_{en}) \quad (3.53)$$

Avec

h_{di}	: coefficient d'échange en ébullition dans les tubes	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{cf}	: terme d'ébullition convective	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{en}	: terme d'ébullition nucléée	$W/m^2 \cdot ^\circ C$

$$h_{cf} = 0,115 \cdot [x^4 \cdot (1-x)^2]^{0,11} \cdot \left(\frac{G^2 \cdot Lv_f}{g \cdot \rho_{f,l} \cdot \sigma_f} \right)^{0,44} \cdot Pr_{f,l}^{0,7} \cdot \frac{\lambda_{f,l}}{D_{int}} \quad (3.54)$$

$$h_{en} = 23388 \cdot \left(\frac{\varphi_{di}}{\rho_{f,v} \cdot Lv_f \cdot w} \right)^{0,64} \cdot \left(\frac{g \cdot D_{int}}{Lv_f} \right)^{0,27} \cdot \left(\frac{G^2 \cdot D_{int}}{\sigma_f \cdot \rho_{f,l}} \right)^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{f,l}}{D_{int}} \quad (3.55)$$

$$w = 0,36 \cdot 10^{-3} \cdot p^{*-1,4} \quad (3.56)$$

Avec

x	: titre thermodynamique	
G	: vitesse massique dans les tubes	$kg/s.m^2$
$\lambda_{f,l}$: conductivité thermique du liquide	$W/m \cdot ^\circ C$
D_{int}	: diamètre intérieur des tubes	m
$\rho_{f,v}, \rho_{f,l}$: masse volumique de la vapeur et du liquide	kg/m^3
g	: accélération de la pesanteur	m/s^2
Lv_f	: chaleur latente de vaporisation	J/kg
φ_{di}	: densité de flux de chaleur dans la partie diphasique	W/m^2
p^*	: pression réduite = BP / P_{cr}	
P_{cr}	: pression critique du fluide frigorigène	Pa
σ_f	: tension superficielle	N/m

La confrontation de la pression d'évaporation calculée et de celle mesurée sur une machine, ainsi que tous les résultats obtenus numériquement, sont donnés en Annexe 6.

2.1.1.9. 2. Cas2 : évaporateur à plaques :

Dans un évaporateur à plaques, les surfaces d'échange entre fluide frigorigène et fluide secondaire sont identiques (figure 15).

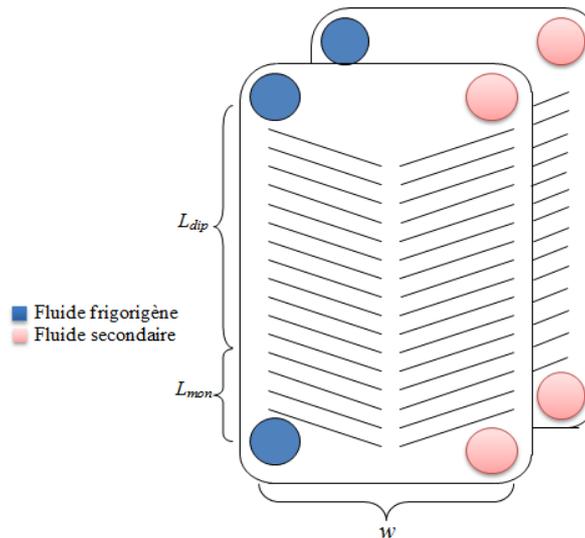


Figure 15. Écoulement des fluides dans un échangeur à plaques

Remarque : ces échangeurs peuvent générer beaucoup de pertes de charge, il est possible de les prendre en compte par une démarche similaire à celle présentée auparavant (annexe 2).

Une partie des corrélations trouvées sur les échangeurs à plaques sont établies pour des cas particuliers dont les domaines d'utilisation restent limités. Certaines corrélations dépendent également de paramètres géométriques difficiles à connaître dans la pratique, on peut citer par exemple l'angle de corrugation. A partir des formules présentées dans différentes études [61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69], il ressort que quelques-unes sont indépendantes de l'angle de corrugation. Ces corrélations sont particulièrement intéressantes dans l'idée d'obtenir un modèle susceptible d'être représentatif de la réalité tout en ayant un minimum de données à définir.

Pour la partie monophasique (qui comprend le fluide frigorigène à l'état de vapeur surchauffée, ainsi que le fluide secondaire) la corrélation de Raju [65] a été retenue :

$$\text{Si } Re \geq 400 \quad h = \frac{\lambda}{D_h} 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad (3.57)$$

$$\text{Sinon} \quad h = \frac{\lambda}{D_h} 0.742 Re^{0.38} Pr^{0.333} \quad (3.58)$$

Pour la partie diphasique, la corrélation de Kwan [67] est satisfaisante vis-à-vis de nos critères car elle est indépendante de l'angle de corrugation :

$$2000 < Re_{eq} < 20000$$

$$h_{di} = \frac{\lambda_{f,l}}{D_h} 5.323 Re_{eq}^{0.42} Pr_{f,l}^{1/3} \quad (3.59)$$

$$\text{Avec } Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_l} \quad (3.60)$$

$$\text{Où } D_h = 2e$$

$$G_{eq} = \left(\frac{\dot{m}_f}{(n/2)} \cdot w \cdot e \right) \cdot [1 - x + x \left(\frac{\rho_{f,l}}{\rho_{f,v}} \right)^{0.5}] \quad (3.61)$$

Où w est la largeur des plaques, e l'espace entre plaques, x le titre thermodynamique, D_h le diamètre hydraulique et n le nombre de plaques.

Des comparaisons entre des pressions calculées et celles obtenues avec des mesures sont également données en Annexe 6.

2.1.1.9.3. Cas3 : évaporateur à tubes et ailettes :

Dans un évaporateur à tubes et ailettes, l'air ambiant, qui est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau, se refroidit par passage sur les tubes et les ailettes. Suivant les températures de fonctionnement, la vapeur d'eau contenue dans l'air peut se condenser sur les parois de l'évaporateur. Dans ce cas il est alors nécessaire de caractériser l'état thermodynamique de l'air humide dans la modélisation de ce type d'évaporateur. Pour cette étude, l'air a été considéré comme sec et l'influence de son humidité n'a pas été prise en compte.

Même avec cette simplification, ce type d'échangeur nécessite d'adapter un peu l'algorithme initial de calculs. Pour commencer, l'évaporateur à ailettes est un échangeur à courant croisé (Figure 16), de ce fait, la formule utilisée pour calculer l'efficacité de l'échangeur [48] sur la zone monophasique est à modifier en conséquence :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{NUT^{0.22}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \cdot \left(\exp \left(-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \cdot NUT \right)^{0.78} - 1 \right) \right] \quad (3.62)$$

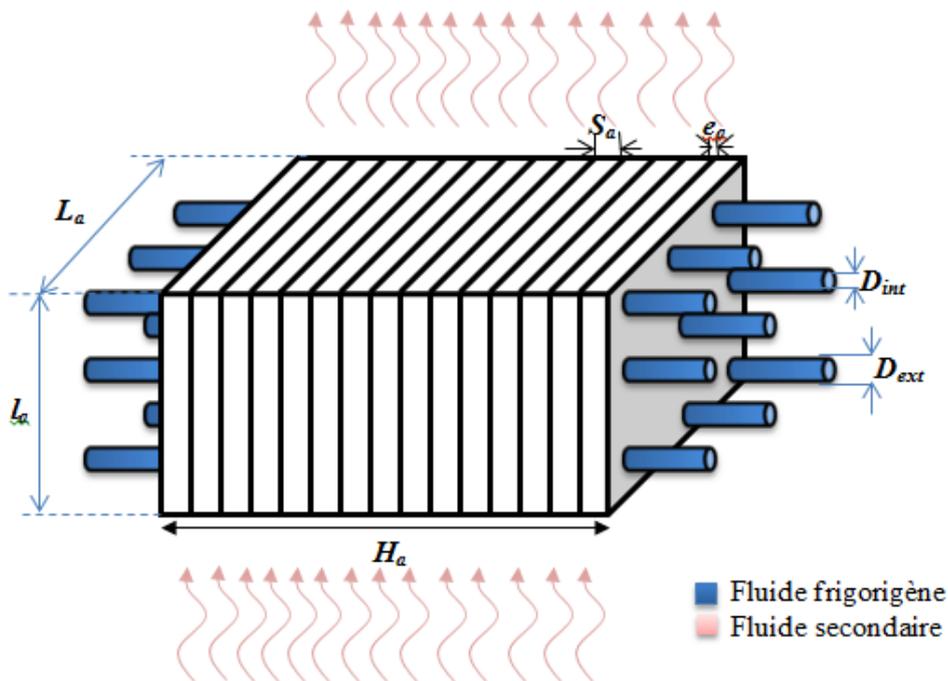
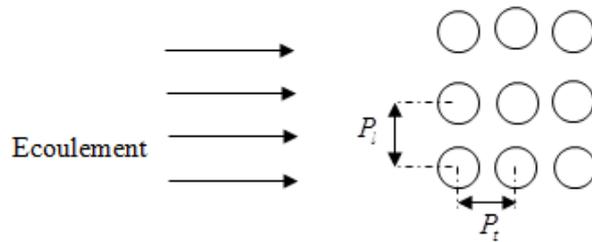


Figure 16. Écoulements des fluides dans un échangeur à tubes et ailettes

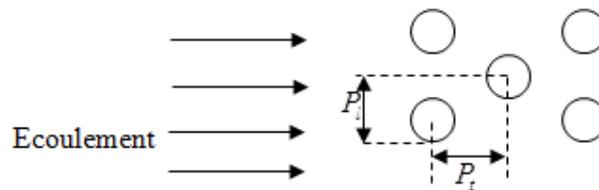
D'un point de vue géométrique, la construction du faisceau de tubes est importante ainsi que la nappe formée par les ailettes.

Il existe deux types de faisceau :

- faisceaux en ligne



- faisceaux en quinconce



Le tableau 2 reprend les différentes dimensions géométriques qui définissent un échangeur à tubes et ailettes.

Dimension	Nom
Longueur	H_a
Diamètre intérieur des tubes	D_{int}
Diamètre extérieur des tubes	D_{ext}
Nombre de tubes	n_t
Nombre de rangées de tubes	n
Pas longitudinal	P_l
Pas transversal	P_t
Nombre d'ailettes	n_a
Epaisseur des ailettes	e_a
Espacement des ailettes	s_a
Profondeur de la batterie à ailettes	L_a
Hauteur de la batterie à ailettes	l_a
Conductivité des ailettes	λ_a
Rayon des aubes des ventilateurs	r_2

Tableau 2. Dimensions géométriques d'un échangeur à tubes et ailettes

En ce qui concerne les ailettes, l'intérêt de l'utilisation de celles-ci réside dans l'augmentation de la surface d'échange du côté où le fluide a le plus faible échange convectif. Par contre la surface des ailettes n'est pas à la même température que sa base. Pour prendre en compte ce phénomène on introduit la notion d'efficacité d'ailettes qui représente le rapport de la chaleur échangée par ces ailettes sur la chaleur échangée par des ailettes identiques qui seraient quant à elles isothermes.

Pour une ailette rectangulaire l'efficacité est définie par la relation :

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL_{carac})}{mL_{carac}} \quad (3.63)$$

$$\text{Où } m^2 = \frac{2h_s}{\lambda_a e_a} \quad (3.64)$$

λ_a et e_a sont respectivement la conductivité des ailettes ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et l'épaisseur des ailettes (m), h_s est le coefficient d'échange convectif côté air ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) et L_{carac} est la longueur caractéristique de l'ailette (m).

L'équation (3.65) déterminée par Schmidt [62] permet de calculer la longueur caractéristique en fonction des dimensions géométriques de l'ailette.

$$L_{carac} = (R_{eq} - R_{ext}) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{R_{ext}} \right) \right) \quad (3.65)$$

Où $R_{ext} = \frac{D_{ext}}{2}$ alors que R_{eq} se calcule à partir de la géométrie du faisceau.

Pour les faisceaux en ligne :

$$R_{eq} = 1.28 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (3.66)$$

Et pour les faisceaux en quinconce :

$$R_{eq} = 1.27 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (3.67)$$

avec

$$X_M = \frac{P_t}{2} \quad (3.68)$$

$$X_L = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + \frac{P_t^2}{2}} \quad (3.69)$$

Cette notion d'efficacité est alors introduite dans le calcul des surfaces d'échange. Ainsi, en raisonnant par exemple sur la partie diphasique, la démarche initiale de calcul devient :

$$S_{di.glo} = n_t (L_{di} \pi D_{moy}) \quad (3.70)$$

$$S_{di} = n_t (L_{di} \pi D_{int})$$

$$S_{S1} = L_{di} \left[n_t \pi D_{ext} + 2\eta_a (l_a L_a - n_t \frac{\pi D_{ext}^2}{4}) \frac{n_a}{H_a} \right] \quad (3.71)$$

La relation générale (3.22) donnant le coefficient global d'échange devient alors :

$$U_{di} = \frac{n_t}{\pi \left(\frac{D_{int} + D_{ext}}{2} \right)} \left(\frac{1}{B1} + \frac{1}{B2} \right) \quad (3.72)$$

Avec

$$B1 = n_t (h_{di} \pi D_{int}) \quad (3.73)$$

$$B2 = h_{s1} \left[(n_t \pi D_{ext}) + 2 \eta_a \frac{n_a}{H_a} (L_a l_a - n_t \pi \frac{D_{ext}^2}{4}) \right] \quad (3.74)$$

La méthode reste identique sur la zone où le fluide frigorigène est à l'état de vapeur surchauffée.

Moyennant ces quelques modifications, l'algorithme initial est conservé et il reste la question de la quantification des coefficients d'échange. Dans ce type d'évaporateur l'air constitue la source froide qui circule entre les tubes et les ailettes alors que le fluide frigorigène circule dans les tubes. De nouveau la bibliographie renvoie différents types de corrélations [56, 59, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78]. Les lois d'échange choisies pour ce type d'évaporateur sont présentées par la suite :

Côté ailettes :

- La relation de Wang, Chi et Chang [73] a été retenue car la bibliographie fait ressortir son vaste domaine d'application :

Pour un nombre de rangs $n \geq 2$, et $200 < Re_e < 10000$

$$h_s = j G cp Pr^{-2/3} , \quad (3.75)$$

$$\text{Avec } G = \rho_{air} V_{air} \quad (3.76)$$

Où V_{air} est la vitesse de l'air (m.s⁻¹).

$$j = 0,086 Re_e^{j_3} n^{j_4} \left(\frac{S_a}{D_{ext}} \right)^{j_5} \left(\frac{S_a}{D_h} \right)^{j_6} \left(\frac{S_a}{P_t} \right)^{-0,93} \quad (3.77)$$

Avec : D_{ext} = Diamètre extérieur du tube

Re_e = Nombre de Reynolds calculé à partir du diamètre extérieur du tube

$$j_3 = -0,361 - \frac{0,042 n}{\ln(Re_e)} + 0,158 \ln \left[n \left(\frac{S_a}{D_{ext}} \right)^{0,41} \right] \quad (3.78)$$

$$j_4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{1,42}}{\ln(Re_e)} \quad (3.79)$$

$$j_5 = -0,083 + \frac{0,058 n}{\ln(Re_e)} \quad (3.80)$$

$$j_6 = -5,735 + 1,21 \ln \left(\frac{Re_e}{n} \right) \quad (3.81)$$

Côté tubes :

Pour la zone monophasique, la corrélation de Gnielinski [56] déjà utilisée sur les évaporateurs à tubes et calandre est conservée.

Sur la zone où le fluide frigorigène se vaporise, la corrélation de Liu-Winterton [59] a été prise. Cette corrélation est basée sur un modèle asymptotique. Elle n'est applicable que dans les conditions suivantes :

- $568,9 \leq Re_l \leq 8,75 \times 10^5$
- $3,05 \text{ mm} \leq D_{int} \leq 32 \text{ mm}$

Elle est de la forme :

$$h_{f,di} = \left[(F \cdot h_{l0})^2 + (S \cdot h_{en})^2 \right]^{0,5} \quad (3.82)$$

Avec

- F : facteur d'intensification
- S : coefficient de suppression
- h_{l0} : terme d'ébullition convective $W.m^{-2}.K^{-1}$
- h_{en} : terme d'ébullition nucléée $W.m^{-2}.K^{-1}$

Le facteur d'intensification est donné par :

$$F = \left(1 + x \cdot Pr_{f,l} \left(\frac{\rho_{f,l}}{\rho_{f,v}} - 1 \right) \right)^{0,35} \quad (3.83)$$

Avec

- x : titre thermodynamique
- $Pr_{f,l}$: nombre de Prandtl (annexe4)
- $\rho_{f,v}, \rho_{f,l}$: masse volumique de la vapeur et du liquide kg/m^3
- Pour évaluer le terme d'ébullition convective la corrélation de Dittus-Boelter [53] est utilisée. Elle n'est applicable que dans les conditions suivantes :

$$\begin{cases} 0,7 < Pr < 120 \\ 10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \\ L/D_{int} > 60 \end{cases}$$

Cette corrélation est donnée par la relation suivante :

$$h_{l0} = \frac{\lambda_{f,l}}{D_{int}} 0,0243 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (3.84)$$

$\lambda_{f,l}$ est la conductivité thermique du liquide frigorigène ($W.m^{-1}.K^{-1}$),

Où n vaut :

- 0,3 lorsque le gaz se refroidit
- 0,4 lorsque le gaz se réchauffe (cas de notre étude)

Le terme d'ébullition nucléée se calcule par la formule suivante :

$$h_{en} = 55 \cdot \tilde{M}^{0,5} \cdot \Phi^{0,67} p^{*0,12} (-\log_{10} p^*)^{-0,55} \quad (3.85)$$

Avec

- \tilde{M} : Masse molaire kg/mol
- Φ : densité de flux de chaleur W/m^2
- p^* : pression réduite = BP / P_{cr}
- P_{cr} : pression critique de fluide frigorigène Pa

Pour finir, le coefficient de suppression s'obtient par :

$$S = \frac{1}{1 + 0,055 \cdot F^{0,1} Re_{l0}^{0,16}} \quad (3.86)$$

Cette corrélation est valide pour des écoulements horizontaux caractérisés par un nombre de Froude (Fr) supérieur à 0,05. Dans le cas contraire il faut corriger les fonctions F et S de la façon suivante :

$$F_H = F \cdot Fr^{(0,1-2Fr)} \quad (3.87)$$

$$S_H = S \cdot \sqrt{Fr} \quad (3.88)$$

2.1.2. Calcul du gain statique :

Il a déjà été mentionné que le gain statique peut être calculé par la relation (3.2) :

$$K_M = \frac{(sortie\ procédé)_\infty - (sortie\ procédé)_0}{(entrée\ procédé)_\infty - (entrée\ procédé)_0}$$

Dans la boucle de régulation de la surchauffe, l'entrée du procédé (action à appliquer) est constituée par l'ouverture du détendeur alors que la sortie du procédé (effet désiré) correspond à la surchauffe.

De ce fait, le gain statique pour cette boucle peut être estimé par la relation suivante :

$$K_M = \frac{(Surchauffe)_\infty - (Surchauffe)_0}{(Ouv)_\infty - (Ouv)_0} \quad (3.89)$$

En reprenant l'approche de Park [79], il est possible de relier l'ouverture du détendeur à la pression calculée par une équation représentative d'un écoulement monophasique à travers un orifice :

$$Ouv = \frac{\dot{m}_f}{\beta \sqrt{\rho_{f,liq} (HP - BP)}} \quad (3.90)$$

Où $\rho_{f,liq}$ est la masse volumique du fluide frigorigène en entrée du détendeur. Le coefficient β est un facteur qui s'obtient à partir des données constructeur du détendeur.

2.2. Boucle de régulation de la pression du condenseur :

La régulation de la pression de condensation du fluide frigorigène s'effectue via une action sur le débit du fluide secondaire (Voir 5.1 de chapitre1). Le condenseur étant situé entre la sortie du compresseur et l'entrée du détendeur, son comportement aura une influence sur ce dernier. Le détendeur contrôle la surchauffe de l'évaporateur et ce paramètre est de première importance sur une machine frigorifique : d'une part le réfrigérant à la sortie de l'évaporateur doit être surchauffé pour éviter d'entrer à l'état liquide dans le compresseur, d'autre part une valeur élevée de surchauffe a un effet défavorable sur le COP. Il est donc très important de pouvoir réduire les perturbations sur la commande de la surchauffe. Une partie de ces perturbations est liée à ce qui se passe en entrée du détendeur. Une bonne régulation de la pression de condensation peut donc permettre de réduire les perturbations à l'entrée du détendeur.

2.2.1. Modélisation générale des condenseurs :

Là encore, le but est de réaliser un modèle général des échanges thermiques au sein d'un condenseur afin de traiter différents types de condenseur ou de fluides. Connaissant le type d'échangeur considéré, ses dimensions et les fluides circulants (fluide frigorigène et fluide secondaire), le modèle doit arriver à estimer le débit source nécessaire pour avoir des échanges thermiques suffisants à l'obtention d'une pression de condensation désirée. Les sorties du modèle servent ensuite à obtenir les paramètres nécessaires à la régulation de cette boucle.

2.2.1.1. Données d'entrée du modèle et sorties calculées :

La Figure 17 montre les données nécessaires à la modélisation d'un condenseur ainsi que les sorties qui vont permettre d'obtenir les paramètres nécessaires à la régulation.

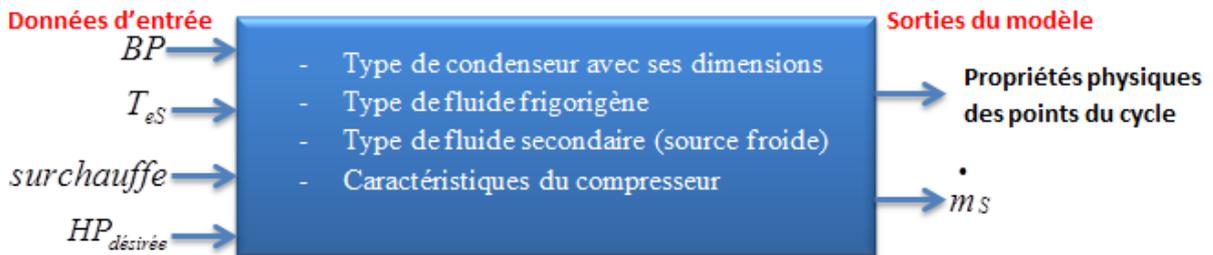


Figure 17. Entrées et sorties du modèle du condenseur

Où

$HP_{désirée}$: Pression de condensation désirée	Pa
BP : Pression d'évaporation	Pa
$Surchauffe$: Surchauffe de l'évaporateur	K ou °C
T_{eS} : Température du fluide secondaire en entrée du condenseur	°C
\dot{m}_s : Débit du fluide secondaire	kg.s ⁻¹

2.2.1.2. Démarche et algorithme de calcul :

La démarche de calcul adoptée est résumée ci-dessous :

- Propriétés physiques des points du cycle : la basse pression et la surchauffe imposent les propriétés du fluide frigorigène en entrée du compresseur. Connaissant le rendement isentropique du compresseur η_{is} (rendement obtenu à partir de données techniques du fabricant) et la haute pression désirée, on obtient ensuite les propriétés en sortie du compresseur. Ces propriétés sont toujours déterminées à l'aide de REFPROP [47].
Comme pour l'évaporateur, le type et les caractéristiques géométriques du compresseur utilisé permettent d'estimer un coefficient de remplissage et de là le débit du fluide frigorigène.
- En supposant que le sous-refroidissement au condenseur est négligeable, cet échangeur est scindé en deux zones pour suivre l'évolution physique du fluide frigorigène (Figure 18).



Figure 18. Division du condenseur en deux parties (diphasique et monophasique)

- En faisant une hypothèse sur le pincement des températures au sein du condenseur, une valeur du débit de fluide secondaire peut être estimée.

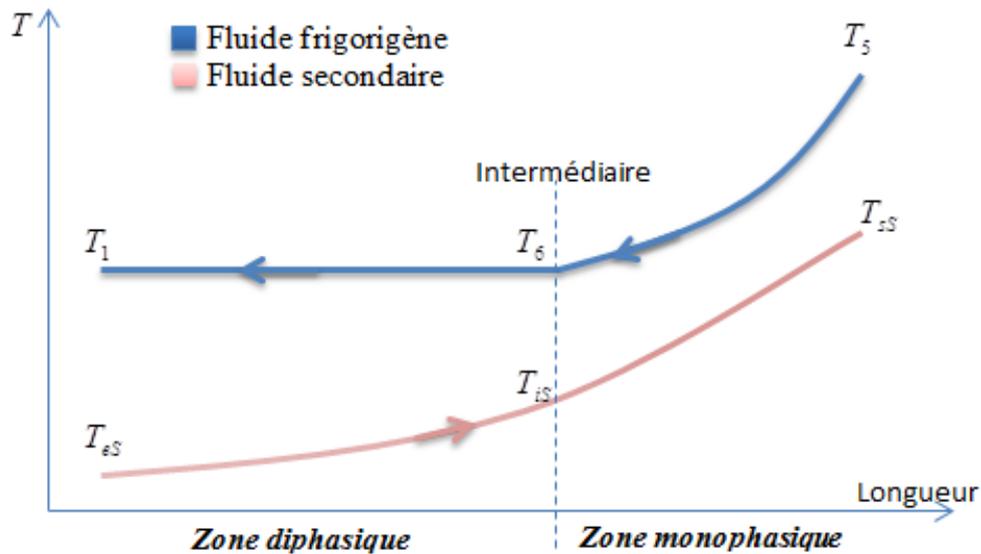


Figure 19. Températures dans un condenseur contre-courant

- Des bilans thermiques sur chacune des zones du condenseur permettent de calculer la température du fluide secondaire au point intermédiaire et à la sortie du condenseur (Figure 19).

$$(T_{is}, T_{\epsilon S}) = f(\varphi_{mon}, \varphi_{di}, cp_S, T_{\epsilon S}) \quad (3.91)$$

Où φ_{mon} et φ_{di} sont respectivement le flux de chaleur échangé dans la partie monophasique et diphasique de l'écoulement.

- La surface d'échange nécessaire au refroidissement des vapeurs surchauffées est obtenue en utilisant la méthode DTLM. La surface restante constitue alors la surface d'échange en partie diphasique.

$$S_{mon} = f(\varphi_{mon}, DTLM_{mon}, U_{mon}) \quad (3.92)$$

$$S_{di} = f(S_{mon}, \text{dimension de l'échangeur}) \quad (3.93)$$

Où U_{mon} est le coefficient global d'échange dans la partie monophasique déterminé à partir des lois d'échanges retenues.

- Le flux de chaleur échangé dans la partie diphasique de l'écoulement est déterminé à l'aide de la méthode DTLM appliquée sur cette zone.

$$\varphi_{di} = f(S_{di}, DTLM_{di}, U_{di}) \quad (3.94)$$

Où U_{di} est le coefficient global d'échange dans la partie diphasique déterminé à partir des lois d'échanges retenues.

- Si ce flux de chaleur n'est pas égal à celui nécessaire pour condenser le fluide à la pression désirée, le débit du fluide secondaire est modifié et les calculs sont itérés jusqu'à la convergence.

Comme mentionné ci-dessus, la connaissance des propriétés physiques du fluide frigorigène aux points du cycle thermodynamique est nécessaire aux calculs. Pour le modèle du condenseur, les points importants sont indiqués sur la figure 20.

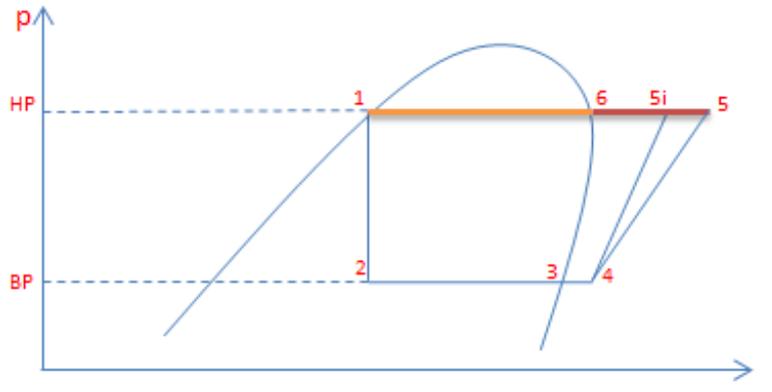


Figure 20. Les points du cycle frigorifique utilisés dans le modèle du condenseur

Le point 5i correspond à une compression isentropique alors que le point 5 est représentatif de la compression réelle.

L'arbre d'estimation des propriétés physiques du fluide frigorifique est donné à la figure 21.

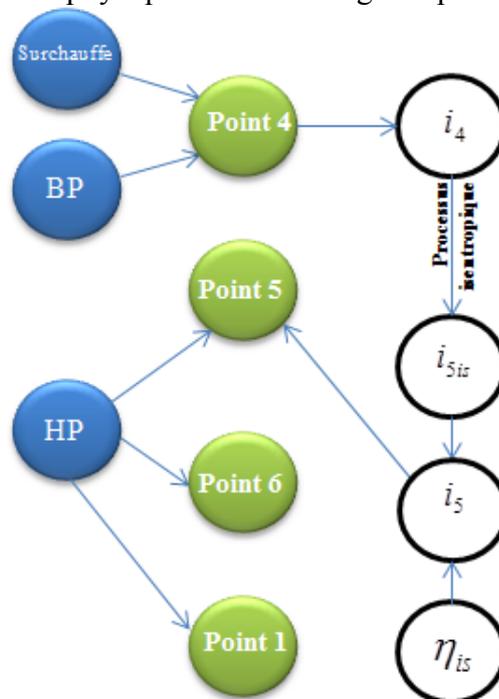


Figure 21. Arbre d'estimation des propriétés physiques du fluide frigorifique.

Le modèle de condenseur nécessite de calculer le débit frigorifique. Ce dernier est déterminé de manière analogue à ce qui est utilisé sur le modèle d'évaporateur. La relation (3.10) est donc reprise. Afin de caractériser la sortie du compresseur (point 5 sur la figure 20), deux propriétés physiques en ce point sont nécessaires (Figure 21). La HP est déjà connue et pour obtenir la deuxième propriété, on considère, dans un premier temps, que le processus de compression est isentropique :

$$s_{5is} = s_4 \quad (3.95)$$

Ainsi les propriétés physiques, dont l'enthalpie, sont déterminées pour un processus isentropique. La connaissance du rendement isentropique interne du compresseur, permet de remonter à l'enthalpie réelle du point 5. Le rendement isentropique interne du compresseur est le rapport entre le travail nécessaire de la compression du gaz dans un processus isentropique et le travail réel du compresseur. Lorsqu'on néglige la variation de l'énergie cinétique et

potentielle du gaz pendant la compression, le travail d'un compresseur adiabatique est proportionnel à une variation d'enthalpies [80]. La relation suivante est utilisée pour déterminer l'enthalpie du point 5 :

$$\eta_{is} = \frac{i_{5is} - i_4}{i_5 - i_4} \quad (3.96)$$

2.2.1.3. Initialisation du débit de fluide secondaire :

Le but du modèle est de calculer le débit de fluide secondaire nécessaire pour obtenir la HP désirée de l'installation. Or la température de sortie du fluide secondaire n'est pas plus connue que son débit. Afin de résoudre ce problème, la température de sortie est initialisée selon des critères techniques : la différence entre la température de condensation du fluide frigorigène et la température du fluide secondaire en sortie du condenseur est en général de l'ordre de 7.5°C pour un condenseur à air, et de 5.5°C pour un condenseur à eau [18] :

$$\text{- condenseur tubulaire : } T_{sS,init} = T_{Sat}(HP) - 5.5 \quad (3.97)$$

$$\text{- condenseur à ailettes : } T_{sS,init} = T_{Sat}(HP) - 7.5 \quad (3.98)$$

Le débit de fluide secondaire est alors obtenu par la relation suivante :

$$\dot{m}_{s,init} = \frac{\dot{m}_f (i_5 - i_1)}{cp_s (T_{sS,init} - T_{eS})} \quad (3.99)$$

Où cp_s est la chaleur spécifique du fluide secondaire, i_5 et i_1 sont les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie du condenseur. Par soucis de simplification, on considère que l'enthalpie du fluide à l'entrée du condenseur est confondue avec l'enthalpie du fluide au refoulement.

2.2.1.4. Calcul du flux de chaleur échangé dans les différentes zones du condenseur :

Comme les enthalpies des points de la ligne haute pression sont connues, les flux thermiques liés aux parties diphasique et monophasique de l'écoulement peuvent être déterminés (Figure 22).

Pour la zone diphasique on a :

$$\varphi_{di} = \dot{m}_f (i_6 - i_1) = \dot{m}_f L_v(HP) \quad (3.100)$$

Où $L_v(HP)$ est la chaleur latente du fluide frigorigène correspondant à la HP.

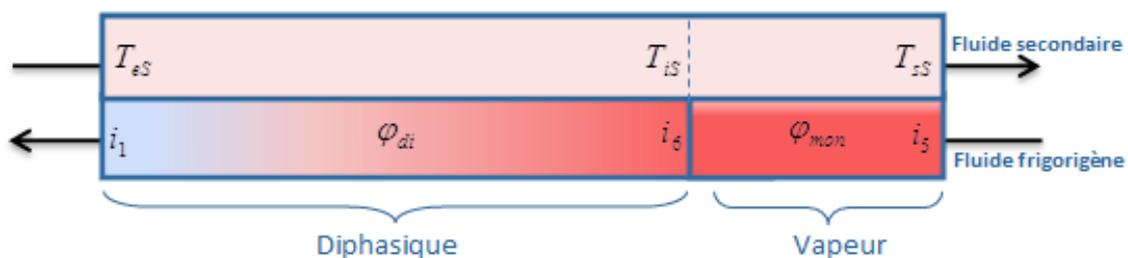


Figure 22. Échangeur thermique dans les zones diphasique et monophasique d'un condenseur contre-courant

De même dans la zone monophasique :

$$\varphi_{mon} = \dot{m}_f (i_5 - i_6) \quad (3.101)$$

La somme des flux donnés par les expressions (3.100) et (3.101) correspond au flux total transféré par le fluide frigorigène au niveau du condenseur :

$$\varphi_{tot} = \dot{m}_f (i_5 - i_1) \quad (3.102)$$

2.2.1.5. Calcul des températures du fluide source :

En supposant qu'il n'y a pas d'échange thermique avec le milieu extérieur, l'écriture de bilans thermiques entre le fluide frigorigène et le fluide source conduit à l'obtention du profil de température du fluide secondaire (Figure 23).

Bilan d'énergie en partie diphasique :

$$T_{iS} = \frac{\dot{\varphi}_{di}}{m_s c p_s} + T_{eS} \quad (3.103)$$

Bilan d'énergie sur le condenseur :

$$T_{sS} = \frac{\dot{\varphi}_{tot}}{m_s c p_s} + T_{eS} \quad (3.104)$$

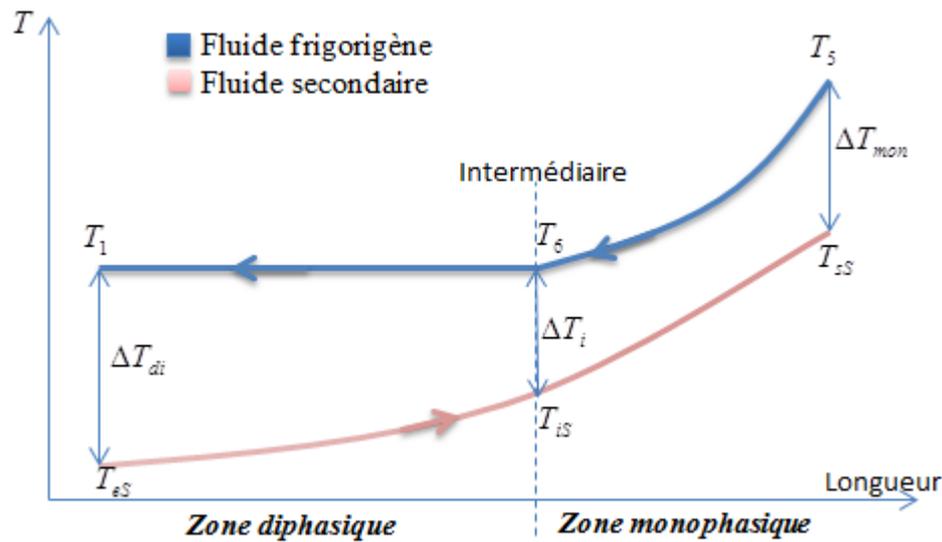


Figure 23. Profil des températures le long du condenseur

2.2.1.6. Calcul des surfaces d'échange :

La surface d'échange nécessaire au refroidissement du fluide frigorigène à l'état vapeur s'obtient par la méthode DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne).

Cet écart sur la partie monophasique se calcule par :

$$\Delta T_{\log,mon} = \frac{\Delta T_{mon} - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_{mon} / \Delta T_i)} \quad (3.105)$$

Où

$$\Delta T_{mon} = T_5 - T_{sS} \quad (3.106)$$

$$\Delta T_i = T_6 - T_{iS} \quad (3.107)$$

T_{if} correspond à la température de condensation du fluide frigorigène à HP :

$$T_6 = T_{sat}(HP) \quad (3.108)$$

La température du fluide frigorigène en sortie du compresseur T_5 s'obtient à partir de deux propriétés de ce point (point 5 du cycle) :

$$T_5 = f(HP, i_5) \quad (3.109)$$

La surface d'échange est alors donnée par :

$$S_{mon,glo} = \frac{\varphi_{mon}}{U_{mon} \Delta T_{log,mon}} \quad (3.110)$$

Le coefficient global d'échange U_{mon} est lié à la zone monophasique. Ce coefficient s'obtient de la même manière que ce qui est fait dans le modèle d'évaporateur (relation 3.26).

$$U_{mon} = \frac{S_{mon} \cdot S_{s2}}{S_{mon,glo}} \cdot \left(\frac{h_{mon} \cdot h_{s2}}{h_{mon} \cdot S_{mon} + h_{s2} \cdot S_{s2}} \right) \quad (3.26)$$

De la connaissance de cette surface sur la zone monophasique, on tire alors la valeur de la surface restante sur la zone diphasique : S_{di} .

2.2.1.7. Détermination du flux de chaleur échangé en partie diphasique :

Connaissant le profil des températures ainsi que la surface d'échange dans la partie diphasique, il est possible de calculer le flux de chaleur échangé sur cette zone en utilisant la méthode DTLM :

$$\varphi_{di,glo} = U_{di} S_{di} \Delta T_{log,di} \quad (3.111)$$

Où ;

$$\Delta T_{log,di} = \frac{\Delta T_{di} - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_{di} / \Delta T_i)} \quad (3.112)$$

Où ΔT_{di} et T_1 s'obtiennent à partir de la figure 22 :

$$\Delta T_{di} = T_1 - T_{eS} \quad (3.113)$$

$$T_1 = T_{sat}(HP) \quad (3.114)$$

Le coefficient global d'échange U_{di} s'obtient de façon analogue à celui-ci obtenu dans la zone monophasique, c'est-à-dire à partir de différentes corrélations pour quantifier les coefficients d'échange de chaque fluide.

2.2.1.8. Calcul du débit de fluide secondaire nécessaire à la HP désirée :

Les valeurs du flux de chaleur calculées d'une part par le bilan enthalpique (3.100) et d'autre part par la méthode DTLM (3.111) sont comparées. Si la différence est plus grande qu'une valeur de précision, la valeur du débit de fluide secondaire qui a servi à initialiser les calculs doit être modifiée de la façon suivante :

si $\varphi_{di,glo} - \varphi_{di} < \Delta\varphi$ l'échange thermique au sein du condenseur est trop faible vis-à-vis de la pression désirée et le débit du fluide secondaire doit être augmenté :

$$\dot{m}_S = \dot{m}_S + \Delta\dot{m}_S \quad (3.115)$$

et si $\varphi_{di,glo} - \varphi_{di} > \Delta\varphi$ l'échange thermique au sein du condenseur est trop fort vis-à-vis de la pression désirée et le débit du fluide secondaire doit être diminué :

$$\dot{m}_S = \dot{m}_S - \Delta\dot{m}_S \quad (3.116)$$

Où $\Delta\dot{m}_S$ est une valeur incrémentale du débit secondaire

A l'aide de cette nouvelle valeur de débit du fluide secondaire, les calculs de (3.103) à (3.116) sont itérés jusqu'à obtention de la convergence.

2.2.1.9. Estimation des coefficients d'échange :

De même que sur l'évaporateur il existe différentes corrélations pour estimer les coefficients d'échange pour un même type d'échangeur. Au final les corrélations dont les résultats sont en adéquation avec les mesures effectuées sur les machines de laboratoires seront retenues.

2.2.1.9.1. Cas 1 : Condenseur à tubes et calandre

Dans ce type de condenseur, le fluide frigorigène passe généralement dans la calandre alors que le fluide secondaire s'écoule dans les tubes (Figure 24). Cette seule configuration d'écoulement sera prise en compte ici.

La corrélation de Gnielinski [56], déjà utilisée sur les évaporateurs, est conservée pour calculer le coefficient convectif du fluide secondaire.

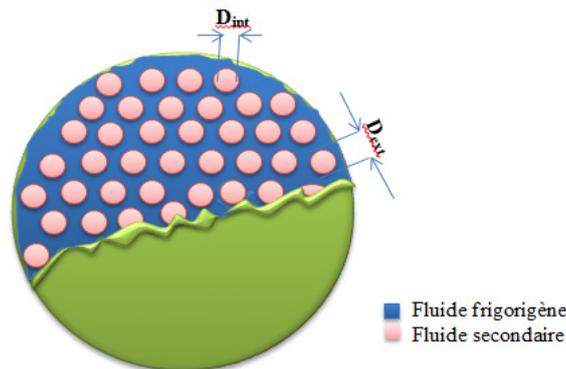


Figure 24. Écoulements des fluides dans un condenseur à tubes et calandre

Le fluide frigorigène surchauffé entre dans la calandre et se refroidit jusqu'à la condensation. Les zones monophasique et diphasique doivent être distinguées en terme de coefficient d'échange. Pour la partie monophasique, la corrélation de Bell-Delaware (relation 3.47) déjà utilisée sur les évaporateurs est conservée.

Pour la partie diphasique la corrélation de Butterworth [81] a été retenue car cette corrélation décrit aussi bien la condensation contrôlée par la pesanteur que la condensation contrôlée par le cisaillement. Elle donne le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds diphasique et du paramètre de condensation.

Concernant la corrélation de Butterworth, les influences de la pesanteur et du cisaillement sur l'écoulement sont prises en compte :

$$Nu_{di} = 0.416(1 + (1 + 9.47F)^{1/2}).Re_{di}^{1/2} \quad (3.117)$$

Où F est un paramètre de condensation :

$$F = \left(\frac{Pr_l}{Fr_v Ja_{di}} \right) \quad (3.118)$$

où Fr_v est le nombre de Froude calculé avec la vitesse de vapeur, Pr_l est le nombre de Prandtl calculé avec les propriétés du liquide saturé (annexe 4) et Ja_{di} est le nombre de Jacob :

$$Ja_{di} = \left(\frac{cp_{f,l} \Delta T}{L_v} \right) \quad (3.119)$$

Avec :

$$\Delta T = T_{sat}(HP) - T_p \quad (3.120)$$

Où T_p est la température de la paroi.

2.2.1.9.2. Cas2 : Condenseur à tubes et ailettes

Comme mentionné sur les évaporateurs, une batterie à ailettes est un échangeur à courant croisé. De ce fait, un facteur correctif doit être appliqué sur l'écart logarithmique de l'échangeur contre-courant équivalent. La relation (3.110) doit être écrite en utilisant le facteur correctif F_1 :

$$S_{mon,glo} = \frac{\varphi_{mon}}{U_{mon} \Delta T_{log,mon} F_1} \quad (3.121)$$

La détermination de ce facteur est donnée en annexe 7.

Dans ce type d'échangeur, la condensation du fluide frigorigène a lieu dans les tubes. Tant que le fluide est à l'état vapeur, la corrélation de Gnielinski est conservée pour quantifier le coefficient d'échange. Ensuite, comme la condensation n'est pas liée à un phénomène gravitaire seul, la corrélation de Shah [77] est utilisée pour estimer l'échange lors de la condensation. Cette corrélation est applicable pour :

- $100 < Re_l \leq 63000$
- $7mm < \text{Diamètre intérieur du tube} \leq 40mm$
- $1 < Pr_l \leq 13$
- $3 \text{ m/s} < \text{vitesse de vapeur} \leq 300 \text{ m/s}$
- $0.002 < P_{red} < 0.44$
- $21^\circ C < T_{sat} \leq 310^\circ C$

$$h = \alpha_l \left(0.55 + \frac{2.09}{P_{red}^{0.38}} \right) \quad (3.122)$$

Où α_l correspond à la relation de Dittus-Boelter [56] :

$$\alpha_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_{int}} \quad (3.123)$$

et la pression réduite est obtenue par : $P_{red} = \frac{P_{sat}}{P_{crit}}$

Où P_{sat} et P_{crit} sont respectivement la pression de saturation et la pression critique du fluide.

Pour finir, la relation de Wang, Chi et Chang [73], déjà utilisée sur les évaporateurs à ailettes, est conservée pour calculer le coefficient d'échange côté air.

Le nombre de ventilateurs et la vitesse de rotation sont déterminés à partir de la connaissance du débit d'air. Le modèle thermique permet de calculer le débit d'air nécessaire à l'installation. Une partie de ce débit provient de la convection naturelle (annexe 8). Le calcul du débit produit par convection naturelle doit permettre une commande plus précise des ventilateurs.

La confrontation du débit calculé et de celui mesuré sur une machine, ainsi que tous les résultats obtenus numériquement, sont donnés en Annexe 6.

2.2.2. Calcul du gain statique :

Le gain statique se calcule par la relation (3.2) :

$$K = \frac{(sortie\ procédé)_\infty - (sortie\ procédé)_0}{(entrée\ procédé)_\infty - (entrée\ procédé)_0}$$

Dans la boucle de régulation de la pression de condensation, l'entrée du procédé (action à appliquer) et la sortie du procédé (effet désiré) sont respectivement constituées par le débit du fluide secondaire et la pression de condensation.

Le gain statique de cette boucle de régulation peut alors être estimé par la relation suivante :

$$K = \frac{(HP)_\infty - (HP)_0}{(\dot{m}_s)_\infty - (\dot{m}_s)_0} \quad (3.124)$$

Le gain statique s'obtient donc à partir du calcul du débit de fluide secondaire pour deux valeurs différentes de HP.

2.3. Boucle de régulation de la puissance frigorifique :

La troisième boucle de régulation à prendre en compte est celle concernant la puissance frigorifique de l'installation. En fait, l'objectif est de fournir un débit frigorifique nécessaire pour assurer une température désirée de la source froide.

2.3.1. Données d'entrée du modèle et sorties calculées :

La figure 25 montre les données nécessaires à la modélisation ainsi que les sorties qui conduisent à obtenir les paramètres requis pour la mise en œuvre de la régulation.

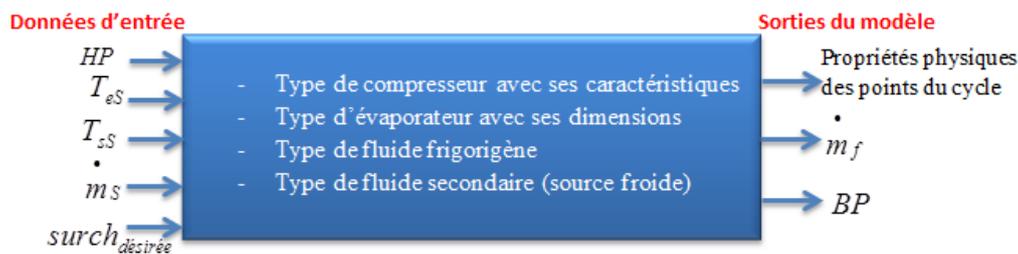


Figure 25. Entrées et sorties du modèle du compresseur

La démarche de calcul est résumée ci-dessous :

- Les calculs sont initialisés avec une valeur de basse pression (BP). Cette valeur permet d'obtenir les propriétés physiques du fluide, et notamment ses enthalpies, en entrée et en sortie de l'évaporateur.
- Le débit frigorifique est alors calculé par un bilan énergétique sur l'évaporateur :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_s c p_s (T_{es} - T_{ss})}{(i_4 - i_2)} \quad (3.125)$$

Où i_2 et i_4 sont respectivement les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

- Le même modèle que celui décrit pour la surchauffe est alors utilisé pour quantifier les échanges de chaleur au sein de l'évaporateur. La valeur initiale de BP est ainsi modifiée jusqu'à convergence des calculs.

2.3.2. Calcul du gain statique :

L'expression générale du gain statique se définit par la relation (3.2) :

$$K_M = \frac{(sortie\ procédé)_\infty - (sortie\ procédé)_0}{(entrée\ procédé)_\infty - (entrée\ procédé)_0}$$

Dans la boucle de la puissance frigorifique, la variation du débit frigorifique (action à appliquer) modifie la puissance frigorifique (effet désiré). La puissance frigorifique dans l'évaporateur peut être définie par la relation suivante :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_s c_{p_s} (T_{es} - T_{ss}) \quad (3.126)$$

Comme l'intérêt de cette boucle de régulation est d'assurer la température du fluide secondaire en sortie d'évaporateur (T_{ss}), le gain statique peut être déterminé par le rapport entre la variation de la température du fluide secondaire en sortie d'évaporateur et la variation du débit frigorifique :

$$K_M = \frac{(T_{ss})_{\infty} - (T_{ss})_0}{(\dot{m}_f)_{\infty} - (\dot{m}_f)_0} \quad (3.127)$$

2.4. Notes sur la commande des débits des fluides circulants dans l'installation :

Comme mentionné précédemment, la régulation de pression du condenseur s'effectue via le débit du fluide secondaire alors que la régulation de puissance frigorifique se gère via le débit du fluide frigorigène. Cela dit la commande sera rarement faite en agissant directement sur le débit, mais plutôt sur les organes qui le génèrent : compresseurs, pompes ou ventilateurs.

2.4.1. Commande d'un compresseur :

En prenant l'exemple d'une machine frigorifique constituée d'un compresseur à n pistons et à vitesse variable, la commande du débit frigorifique pourra passer par l'activation ou la désactivation de pistons ainsi que par la variation de la vitesse de rotation du moteur. Pour commencer, il est important de vérifier que la valeur du débit de fluide frigorigène fournie par le modèle thermique est dans la plage admissible par le compresseur. Ainsi le débit calculé doit satisfaire aux inégalités suivantes :

$$\dot{m}_{f,\min} \leq \dot{m}_f \leq \dot{m}_{f,\max} \quad (3.128)$$

Où ;

$$\dot{m}_{f,\max} = K_R \rho_{asp} (\text{cyl } N/60)_{\max} \quad (3.129)$$

$$\dot{m}_{f,\min} = K_R \rho_{asp} (\text{cyl } N/60)_{\min} \quad (3.130)$$

Où pour un compresseur à n pistons :

$$(\text{cyl } N/60)_{\max} = n \cdot \text{cyl}_1 N_{\max}/60 \quad (3.131)$$

$$(\text{cyl } N/60)_{\min} = \text{cyl}_1 N_{\min}/60 \quad (3.132)$$

- N_{\max} et N_{\min} sont respectivement les vitesses de rotation maximum et minimum du compresseur indiquées par le constructeur.
- cyl_1 représente la cylindrée du compresseur pour un seul piston.

Lorsque le débit calculé par le modèle thermique satisfait à la relation (3.128), il s'avère possible de déterminer les paramètres de commande selon la stratégie choisie.

La figure 26 définit les plages du débit frigorifique en fonction du nombre de pistons et de la vitesse de rotation. Pour des raisons de bon fonctionnement du compresseur, il est préférable que la vitesse de rotation ne dépasse pas une valeur nominale indiquée par le fabricant. Ainsi les valeurs minimales et maximales du débit de frigorigène pour un nombre n de pistons activés s'obtiennent par :

$$\dot{m}_{f,\min,n} = K_R \cdot \rho_{asp} \cdot n \cdot cyl_1 \frac{N_{\min}}{60} \quad (3.133)$$

$$\dot{m}_{f,\max,n} = K_R \cdot \rho_{asp} \cdot n \cdot cyl_1 \frac{N_{nom}}{60} \quad (3.134)$$

Où N_{nom} est la vitesse nominale.

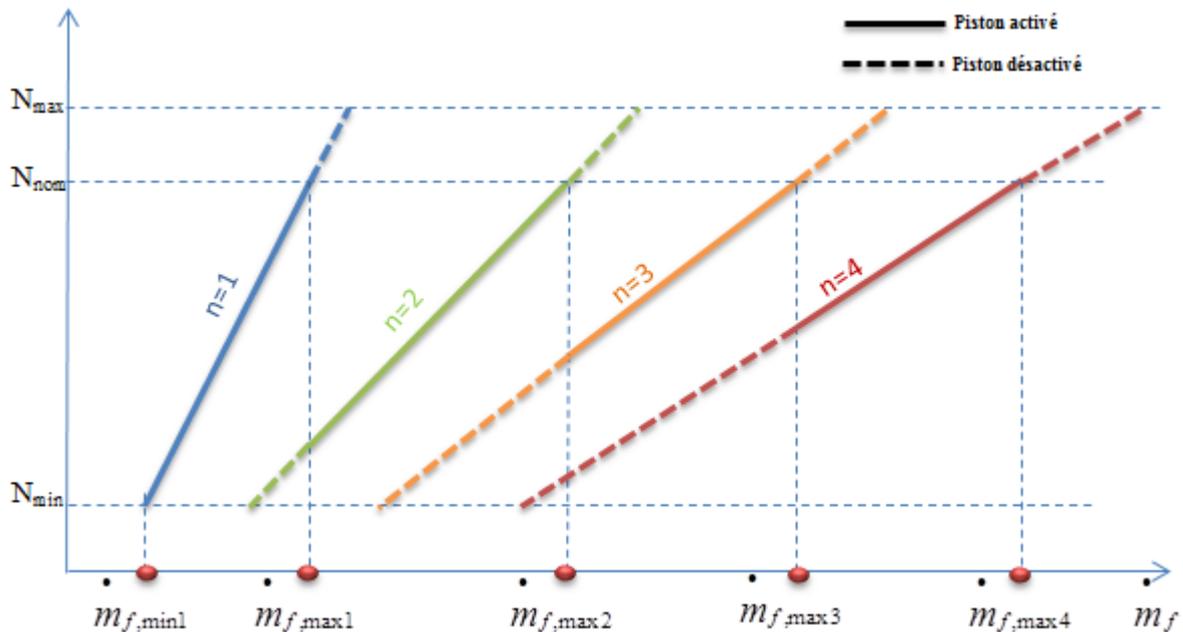


Figure 26. Plages de débit frigorifique en fonction du nombre de pistons et de la vitesse de rotation.

A partir du débit calculé par le modèle thermique et de la définition de ces plages de fonctionnement, on peut déterminer le nombre de pistons à activer. Enfin la vitesse de rotation en tr/min se calcule par :

$$N_n = 60 \frac{\dot{m}_f}{\rho_{asp} K_R n \cdot cyl_1} \quad (3.135)$$

Dans ces conditions, le gain statique de la boucle de régulation sur la puissance frigorifique (relation 3.126) peut être calculé en fonction de la vitesse de rotation et du nombre de pistons :

$$K_M = \frac{(T_{ss})_{\infty} - (T_{ss})_0}{(N_n \cdot n \cdot cyl_1)_{\infty} - (N_n \cdot n \cdot cyl_1)_0} \quad (3.136)$$

Dans le cas d'un compresseur à vis, la démarche est quelque peu différente dans la mesure où la position d'un tiroir permet de modifier la cylindrée du compresseur. Ce tiroir peut occasionner une variation de 100% à 10% de la pleine charge du compresseur [82].

Le débit volumique engendré à une vitesse de rotation N est alors donné par :

$$(cyl \frac{N}{60}) = \chi \cdot cyl_{100\%} \frac{N}{60} \quad (3.137)$$

Où χ représente le pourcentage d'ouverture du tiroir.

Si on définit n positions de tiroir dans lesquelles la vitesse de rotation peut varier d'une valeur minimum (N_{min}) à une valeur maximum (N_{max}), la continuité du débit impose :

$$\chi_{i+1} = \frac{N_{max}}{N_{min}} \chi_i \quad (3.138)$$

Où i varie de 1 à n .

La plage de débit pour chaque position de tiroir s'obtient par :

$$\dot{m}_{f,\min,n} = \rho_{asp} \cdot K_R \cdot \chi_n \cdot cyl_{100\%} \frac{N_{\min}}{60} \quad (3.139)$$

$$\dot{m}_{f,\max,n} = \rho_{asp} \cdot K_R \cdot \chi_n \cdot cyl_{100\%} \frac{N_{\max}}{60} \quad (3.140)$$

A partir du débit calculé par le modèle thermique la position du tiroir est déterminée (figure 27).

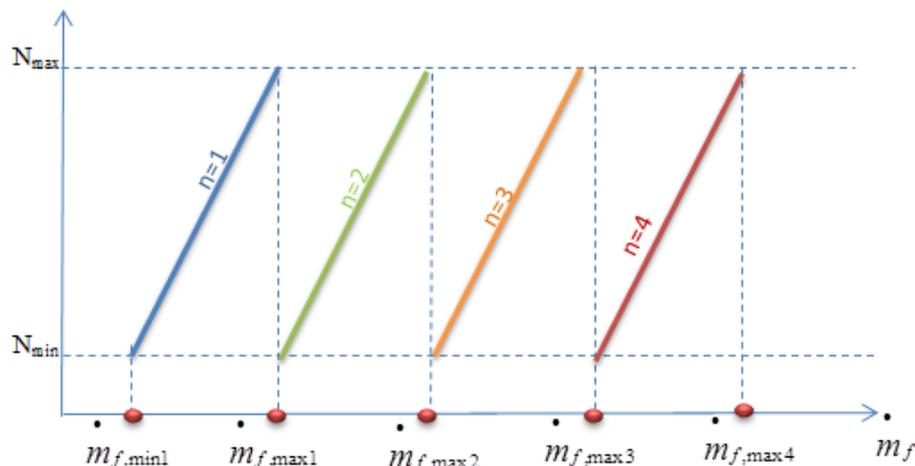


Figure 27. Plages du débit frigorifique en fonction de la position du tiroir et de la vitesse de rotation.

Puis la vitesse s'obtient par la relation :

$$N_n = 60 \frac{\dot{m}_f}{\rho_{asp} K_R \chi_n \cdot cyl_{100\%}} \quad (3.141)$$

Dans ce cas, le gain statique est calculé de la façon suivante :

$$K_M = \frac{(T_{ss})_{\infty} - (T_{ss})_0}{(N_n \cdot \chi_n \cdot cyl_{100\%})_{\infty} - (N_n \cdot \chi_n \cdot cyl_{100\%})_0} \quad (3.142)$$

2.4.2. Commande des turbomachines (pompe ou ventilateur) :

En ce qui concerne la boucle de régulation de la pression de condensation, le débit du fluide secondaire est fourni par une turbomachine : pompe ou ventilateur suivant le fluide véhiculé. Si cet élément est muni d'un variateur, la commande sera appliquée sur la vitesse de rotation. Dans l'optique de travailler sur l'efficacité énergétique, une plage de débit ($[Q_{V1}, Q_{V2}]$) sur laquelle le rendement de la turbomachine (η) est maximum peut être définie. La figure 28 montre la courbe d'évolution typique du rendement à une vitesse donnée N .

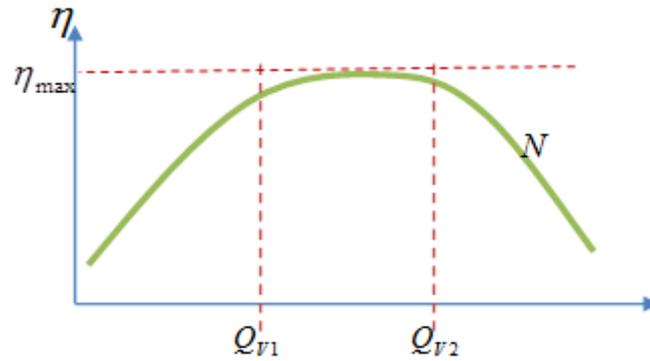


Figure 28. Courbe d'évolution typique du rendement d'une turbomachine

Le rendement d'une turbomachine à vitesse nominale (N_{nom}) peut se calculer à partir de points de fonctionnement donnés par le fabricant :

$$\eta = \frac{Q_V \cdot \rho_S g H_{mano}}{P u_a} \quad (3.143)$$

Q_V : Débit volumique du fluide source (m^3/s)

H_{mano} : Hauteur manométrique nécessaire à la circulation du fluide secondaire (m)

ρ_S : Masse volumique du fluide secondaire (kg/m^3)

$P u_a$: Puissance électrique absorbée par la turbomachine (W)

La connaissance des vitesses minimales et maximales utilisables (données du fabricant) permet de définir une plage de débit où le rendement de la turbomachine sera élevé. Selon les lois de similitude [83], cette plage peut être définie pour n turbomachines en parallèle.

$$Q_{V,\min}^n = n \cdot Q_{V1} \left(\frac{N_{\min}}{N_{\text{nom}}} \right) \quad (3.144)$$

$$Q_{V,\max}^n = n \cdot Q_{V2} \left(\frac{N_{\max}}{N_{\text{nom}}} \right) \quad (3.145)$$

Comme le débit est une fonction linéaire de la vitesse de rotation, les relations précédentes sont équivalentes au faisceau de courbes de la figure 29. Il est important que pour un débit donné, il n'existe qu'un point d'intersection avec les courbes ci-dessous. Il faut donc que le débit maximal donné par n turbomachines soit égal au débit minimal de $n+1$ turbomachines. L'utilisation de ce faisceau de courbes doit servir à déterminer le nombre de turbomachines à faire fonctionner en vue du débit désiré.

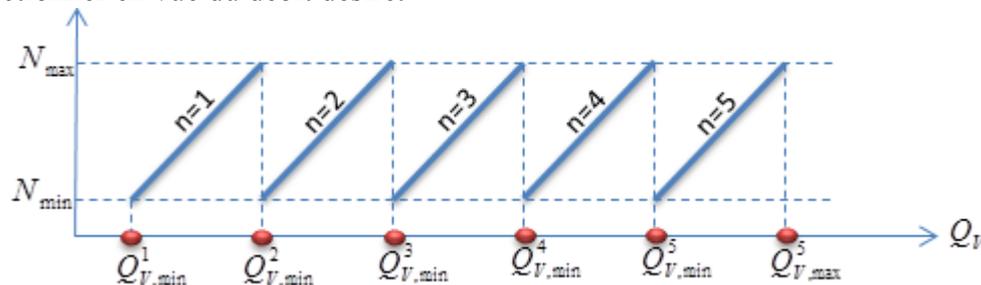


Figure 29. Courbes vitesse-débit en fonction du nombre de turbomachines

Toutefois, il ne faut pas perdre de vue que le débit véhiculé sera défini par le point de fonctionnement de l'ensemble turbomachine/circuit du fluide. Il convient donc de calculer les pertes de pression créées dans le circuit du fluide secondaire pour obtenir la résistance du système. L'intersection de cette courbe avec celle de l'énergie par unité de masse

communiquée au fluide par les n turbomachines donne le point de fonctionnement du système (voir la figure 30).

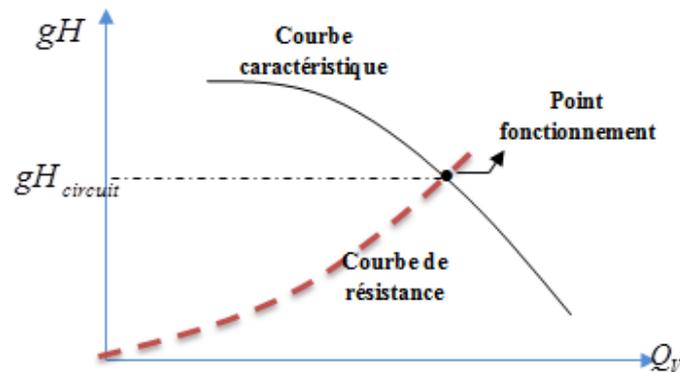


Figure 30. Point de fonctionnement d'un système de ventilation ou de pompage

Le point de fonctionnement nominal correspond au point d'intersection de la courbe de résistance d'un système de ventilation ou de pompage et de la courbe caractéristique des n turbomachines fonctionnant à une vitesse de rotation nominale.

Selon la figure 30, il est possible de traduire la courbe caractéristique à vitesse nominale en une relation polynomiale :

$$gH_{mano} = a_n Q_V^2 + b_n Q_V + c_n \quad (3.146)$$

Où a_n , b_n et c_n s'obtiennent à partir de points de fonctionnement donnés.

L'idée est ensuite de modifier la vitesse de rotation pour que le point de fonctionnement corresponde à la fois au débit voulu, c'est-à-dire au débit calculé par le modèle thermique, et à la charge nécessaire pour la circulation dans le circuit à cette valeur de débit. La figure 31 représente ce point. Le fait que la hauteur manométrique (H_{mano}) doit être égale à la charge du circuit ($H_{circuit}$), ainsi que l'utilisation des coefficients adimensionnels de Rateau [83], permet d'écrire l'équation (3.146) sous la forme suivante :

$$\gamma_n U^2 + \beta_n \left(\frac{Q_V}{r^2} \right) U + \left[\left(\alpha_n \frac{Q_V^2}{r^4} \right) - gH_{circuit} \right] = 0 \quad (3.147)$$

Avec :

$$\alpha_n = a_n r^4 \quad (3.148)$$

$$\beta_n = b_n r^2 / U_{nom} \quad (3.149)$$

$$\gamma_n = c_n / U_{nom}^2 \quad (3.150)$$

$$U_{nom} = 60 \times 2\pi r N_{nom} \quad \text{vitesse linéaire m/s} \quad (3.151)$$

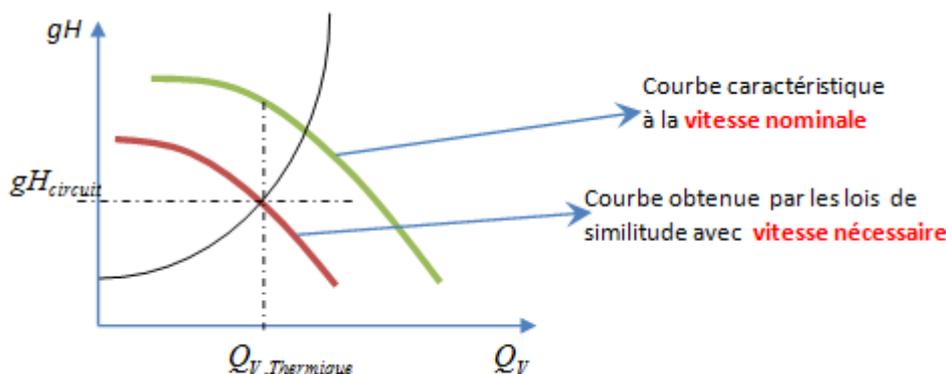


Figure 31. Point de fonctionnement désiré

Pour un débit et une hauteur de circuit connus, l'équation du deuxième degré (3.147) a deux racines dont la seule acceptable est celle qui est positive. Cette racine, notée U , permet alors de déterminer la vitesse de rotation à donner aux turbomachines :

$$N = 30 \frac{U}{\pi r} \quad (\text{tr / min}) \quad (3.152)$$

Dans ce cas de figure, le gain statique de la boucle de régulation de la pression du condenseur se calcule par :

$$K_M = \frac{(HP)_\infty - (HP)_0}{\rho_s [(N.n)_\infty - (N.n)_0]} \quad (3.153)$$

Remarque : dans le cas des batteries à ailettes, si l'air est à une température très différente de la température de saturation du fluide frigorigène, des écoulements de convection naturelle peuvent apparaître et générer un débit non négligeable. Ce dernier doit être pris en compte pour déterminer finalement le débit forcé que doivent véhiculer les ventilateurs (cf. annexe 8).

3. Constante de temps :

Afin d'estimer la constante de temps, l'approche globale proposée par Azilinson [84] sur des échangeurs où les écoulements des fluides sont monophasiques a été étendue aux écoulements avec changement de phase.

Dans un échangeur les fluides chaud et froid circulent séparément. Il est possible de considérer 3 volumes de contrôle élémentaires liés à une longueur dx , et représentés à la figure 32. En négligeant tout échange de chaleur avec l'extérieur, on peut écrire les bilans énergétiques pour ces trois volumes de contrôle :

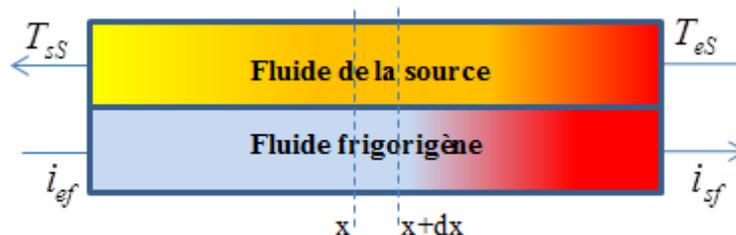


Figure 32. Représentation des 3 volumes de contrôle élémentaires

Bilan d'énergie pour le volume de contrôle lié au fluide de la source à l'instant t :

$$dm_s \frac{\partial u_s}{\partial t} = \dot{m}_s(x+dx) i_{x+dx,s} - \dot{m}_s(x) i_{x,s} - h_s dS [T_s - T_p] \quad (3.154)$$

Bilan d'énergie pour le volume de contrôle lié au fluide frigorigène à l'instant t :

$$dm_f \frac{\partial u_f}{\partial t} = \dot{m}_f(x) i_{x,f} - \dot{m}_f(x+dx) i_{x+dx,f} - h_f dS [T_f - T_p] \quad (3.155)$$

Bilan d'énergie pour le volume de contrôle lié à la paroi à l'instant t :

$$dm_p \frac{\partial u_p}{\partial t} = h_s dS [T_s - T_p] + h_f dS [T_f - T_p] \quad (3.156)$$

L'idée est ensuite d'appliquer les mêmes équations de bilan mais en raisonnant sur tout l'échangeur et en considérant cette fois des températures moyennes (Π), en outre il est fait l'hypothèse que le comportement des fluides peut être assimilé à celui d'un fluide incompressible, ou tout au moins que la variation de masse au cours du temps dans le volume de contrôle est négligeable devant les débits massiques mis en jeu :

$$m_s \frac{\partial u_s}{\partial t} = \dot{m}_s (i_{es} - i_{sS}) - h_s S [\Pi_s - \Pi_p] \quad (3.157)$$

$$m_f \frac{\partial u_f}{\partial t} = \dot{m}_f (i_{ef} - i_{sf}) - h_f S [\Pi_f - \Pi_p] \quad (3.158)$$

$$m_p \frac{\partial u_p}{\partial t} = h_f S (\Pi_f - \Pi_p) + h_s S [\Pi_s - \Pi_p] \quad (3.159)$$

Le résultat de la somme des équations (3.157), (3.158) et (3.159) est :

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \dot{m}_s (i_{es} - i_{sS}) + \dot{m}_f (i_{ef} - i_{sf}) \quad (3.160)$$

Où U représente l'énergie interne globale de l'échangeur, c'est-à-dire :

$$U = m_s u_s + m_f u_f + m_p u_p \quad (3.161)$$

En considérant que le modèle est de la forme d'un premier ordre, l'évolution de la fonction U est donnée à la figure 33.

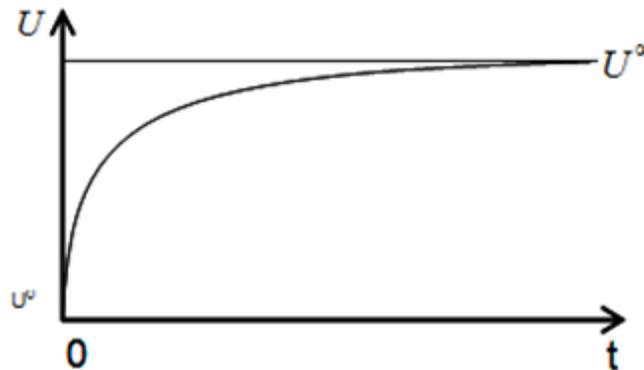


Figure 33. Évolution de l'énergie interne en fonction du temps

Donc l'expression de l'énergie interne en fonction du temps est :

$$\frac{U(t) - U^\infty}{U^0 - U^\infty} = e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.162)$$

De la même manière, les expressions temporelles pour les enthalpies de sortie du fluide source et du fluide frigorigène sont données par :

$$\frac{i_{sS}(t) - i_{sS}^\infty}{i_{sS}^0 - i_{sS}^\infty} = e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.163)$$

$$\frac{i_{sf}(t) - i_{sf}^\infty}{i_{sf}^0 - i_{sf}^\infty} = e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.164)$$

A partir de ces expressions, l'équation (3.160) devient :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_s [i_{es} - i_{sS}^\infty - \alpha_s (U(t) - U^\infty)] + \dot{m}_f [i_{ef} - i_{sf}^\infty - \alpha_f (U(t) - U^\infty)] \quad (3.165)$$

avec :

$$\alpha_s = \frac{i_{sS}^0 - i_{sS}^\infty}{U^0 - U^\infty} \quad (3.166)$$

$$\alpha_f = \frac{i_{sf}^0 - i_{sf}^\infty}{U^0 - U^\infty} \quad (3.167)$$

En régime permanent, le bilan énergétique sur les fluides donne :

$$\dot{m}_s(i_{eS} - i_{sS}^\infty) = \dot{m}_f(i_{sf}^\infty - i_{ef}) \quad (3.168)$$

Remarque : compte tenu de la réponse temporelle supposée de la machine (système du premier ordre), les variations éventuelles sur les enthalpies d'entrée ou encore les débits sont supposées instantanées, c'est-à-dire en échelon, et ce sont donc les valeurs après variation qui sont implicitement considérées.

Finalement l'équation (3.165) devient :

$$\frac{dU}{dt} + \lambda U(t) = \lambda U^\infty \quad (3.169)$$

Où :

$$\lambda = \dot{m}_s \alpha_s + \dot{m}_f \alpha_f \quad (3.170)$$

D'autre part, l'équation (3.162) permet d'obtenir la dérivée de la fonction U :

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{1}{\tau}(U^0 - U^\infty)e^{-t/\tau} \quad (3.171)$$

Ainsi U est solution de l'équation différentielle suivante :

$$\tau \frac{dU}{dt} + U(t) = U^\infty \quad (3.172)$$

En identifiant terme à terme les équations (3.169) et (3.172), on trouve :

$$\tau = \frac{1}{\lambda} \quad (3.173)$$

Donc l'expression de la constante de temps s'obtient par l'équation suivante :

$$\tau = \frac{1}{\dot{m}_s \left[\frac{i_{sS}^0 - i_{sS}^\infty}{U^0 - U^\infty} \right] + \dot{m}_f \left[\frac{i_{sf}^0 - i_{sf}^\infty}{U^0 - U^\infty} \right]} \quad (3.174)$$

Cette relation ne fait apparaître aucun terme temporel et permet de raisonner uniquement sur des états initiaux et finaux. Cela induit un allègement du modèle et donc une grande rapidité de calcul.

La détermination de l'énergie interne globale de l'échangeur passe par une somme d'énergies internes (3.161). Si l'on prend l'exemple de l'énergie interne de la paroi, celle-ci peut être calculée à partir de la prise en compte de la masse de l'échangeur (m_p) et d'une température moyenne (Π_{moy}), caractéristique des températures de fonctionnement de l'échangeur en régime permanent :

$$U_p = m_p \cdot c_{pP} \cdot \Pi_{moy} \quad (3.175)$$

Avec :

$$\Pi_{moy} = \frac{L_{di} \Pi_{P,diph} + (L - L_{di}) \Pi_{P,mon}}{L} \quad (3.176)$$

Où,

L et L_{di} sont la longueur d'échange totale et la longueur d'échange dans la zone diphasique.

$$\Pi_{P,di} = \frac{h_s \Pi_{S,di} S_{S1} + h_{f,di} \Pi_{f,di} S_{di}}{h_{S,di} S_{S1} + h_{f,di} S_{di}} \quad (3.177)$$

$$\Pi_{P,mon} = \frac{h_s \Pi_{S,mon} S_{S2} + h_{f,mon} \Pi_{f,mon} S_{mon}}{h_s S_{S2} + h_{f,mon} S_{mon}} \quad (3.178)$$

Les coefficients d'échanges sur les zones monophasique et diphasique s'obtiennent à partir de la modélisation des échangeurs. Il reste le calcul des températures moyennes pour le fluide de

la source et pour le fluide frigorigène. On sait que, lors du changement de phase, la température du fluide frigorigène reste constante, d'où :

$$\Pi_{f,di} = T_{sat}(P) \quad (3.179)$$

avec $P=BP$ dans le cas d'un évaporateur et $P=HP$ dans le cas d'un condenseur.

Dans cette même zone, la température moyenne de la source peut se déterminer à l'aide de l'efficacité de l'échangeur sur cette maille :

$$\Pi_{S,di} = T_{sat}(P) + (T_{iS} - T_{sat}(P)) \frac{1 - e^{-NUT_{di}}}{NUT_{di}} \quad (3.180)$$

Pour ce qui est de la zone monophasique, les températures moyennes des deux fluides peuvent être calculées par les expressions données ci-après [85].

$$\Pi_{S,mon} = \frac{1}{\frac{(\dot{m}_f cp_f)}{(\dot{m}_s cp_s)} - 1} \left[\left(\varepsilon \frac{\dot{m}_{min} cp_{min}}{(\dot{m}_s cp_s)} - 1 \right) T_{ss} + \frac{\varepsilon}{NUT_{mon}} \frac{\gamma}{1 - e^{-\gamma}} \frac{(\dot{m}_f cp_f)}{(\dot{m}_s cp_s)} T_{ef} + \frac{\varepsilon}{NUT_{mon}} \frac{(\dot{m}_f cp_f)}{(\dot{m}_s cp_s)} (T_{ss} - T_{ef}) \right] \quad (3.181)$$

$$\Pi_{f,mon} = \frac{1}{\frac{(\dot{m}_f cp_f)}{(\dot{m}_s cp_s)} - 1} \left[\left(\varepsilon \frac{\dot{m}_{min} cp_{min}}{(\dot{m}_s cp_s)} - 1 \right) T_{ss} + \frac{\varepsilon}{NUT_{mon}} \frac{\gamma}{1 - e^{-\gamma}} \frac{(\dot{m}_f cp_f)}{(\dot{m}_s cp_s)} T_{ef} + \frac{\varepsilon}{NUT_{mon}} (T_{ss} - T_{ef}) \right] \quad (3.182)$$

La détermination des températures moyennes des différents fluides permet d'appliquer la même approche pour estimer les énergies internes des deux fluides.

4. Retard pur :

La constante de temps ne peut suffire pour décrire la réponse d'un échangeur de chaleur soumis à des sollicitations de type échelon. En effet, il faut encore prendre en compte le temps de retard après lequel la loi exponentielle décrite précédemment est vérifiée : c'est le retard pur du modèle interne.

Comme l'a mentionné Hadidi [85] dans son travail de doctorat, une étude théorique sur le temps de retard est assez illusoire pour la simple raison que ce temps n'a pas de réel sens physique. En conséquence ce paramètre est en général déterminé par l'observation et l'expérimentation. Cette approche est bien entendu inutilisable dans le cadre de cette étude et la seule façon d'approcher physiquement ce paramètre est de le ramener à un temps de parcours du fluide entre l'actionneur et la sortie du procédé. Une telle démarche trouve sa justification dans les résultats montrés au chapitre 2. Il a été vu en effet que pour les systèmes à forte réglabilité, plutôt représentatifs des installations frigorifiques industrielles, l'impact de l'erreur de modélisation du retard n'influe que peu sur la qualité de la régulation.

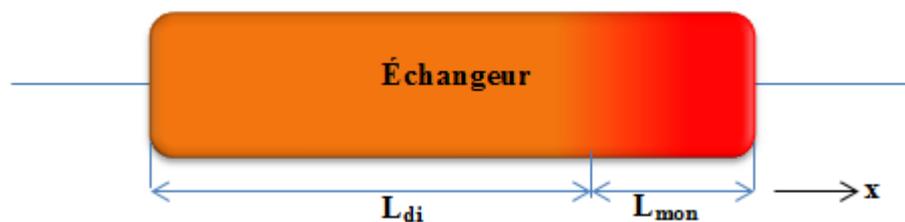


Figure 34. Échangeur à deux phases

En considérant que la distance parcourue par le fluide entre l'actionneur et le point de mesure en sortie du procédé correspond à la longueur de l'échangeur, on peut écrire :

$$r = \text{temps parcouru} = \frac{L}{V_{\text{moy}}} \quad (3.183)$$

Où L est la longueur de l'échangeur et V_{moy} est la vitesse moyenne du fluide dans l'échangeur. Si on raisonne sur le fluide source, ce dernier peut être assimilé à un fluide incompressible et le calcul de la vitesse moyenne est immédiat.

Si par contre on raisonne sur le fluide frigorigène, il est nécessaire de considérer deux parties dans l'écoulement, à savoir la zone monophasique et la zone diphasique (figure 34), car les vitesses ne sont pas identiques du fait des évolutions spatiales de la masse volumique du fluide. Le calcul d'une vitesse moyenne du fluide peut être donné par :

$$V_{\text{moy}} = \frac{1}{L} \left[\int_0^{L_{di}} \frac{\dot{m}_f}{\rho_{di,moy} \cdot S_{\text{section}}} dx + \int_{L_{di}}^L \frac{\dot{m}_f}{\rho_{mon,moy} \cdot S_{\text{section}}} dx \right] \quad (3.184)$$

où la longueur diphasique L_{di} est déterminée par le modèle thermique permettant de remonter au gain statique.

En simplifiant la relation ci-dessus, on obtient :

$$V_{\text{moy}} = \frac{\dot{m}_f}{S_{\text{section}} L} \left(\frac{L_{di}}{\rho_{di,moy}} + \frac{L_{mon}}{\rho_{mon,moy}} \right) \quad (3.185)$$

Où S_{section} représente la section de passage du fluide frigorigène dans l'échangeur, $\rho_{di,moy}$ et $\rho_{mon,moy}$ sont respectivement la masse volumique moyennée du fluide frigorigène dans la partie diphasique puis monophasique.

La première de ces masses volumiques peut être estimée par :

$$\rho_{di,moy} = x_{moy} \rho_v + (1 - x_{moy}) \rho_{liq} \quad (3.186)$$

Où ρ_v et ρ_{liq} sont les masses volumiques respectivement de la vapeur et du liquide saturé du fluide frigorigène à la pression de changement de phase, alors que x_{moy} représente le titre thermodynamique moyen lors du changement de phase.

Pour finir, $\rho_{mon,moy}$ s'obtient à partir de la pression du fluide frigorigène et de la température moyenne de ce fluide dans la zone des vapeurs surchauffées.

CHAPITRE n°4 : Applications et résultats expérimentaux

1. Application de la PFC sur les machines frigorifiques :

Le chapitre précédent a montré qu'il était possible de déterminer les paramètres nécessaires à la mise en œuvre de la commande prédictive sur des boucles de la régulation d'une machine frigorifique à partir de modèles physiques globaux. Afin de tester cette régulation sur des machines existantes, la faisabilité d'implanter les calculs sur des automates programmables industriels (API) de la société Schneider-Electric a été étudiée. Malgré l'approche très macroscopique retenue pour modéliser les échangeurs et déterminer des gains, constantes de temps et retards purs, les capacités de calculs des automates n'ont pas permis pour l'instant d'implanter directement les calculs des modèles en plus des algorithmes de commande. De ce fait seul un bloc propre à la PFC a été programmé sous l'API et, afin de transférer les paramètres calculés par les modèles physiques, une interface homme/machine (IHM) a été développée (cf. Figure 1). Cette interface a un triple objectif :

- transférer les paramètres des modèles physiques au bloc PFC programmé sur l'API,
- assurer la conduite et le suivi des machines,
- visualiser les grandeurs fonctionnelles des machines au cours du temps (sauvegarde sous EXCEL).

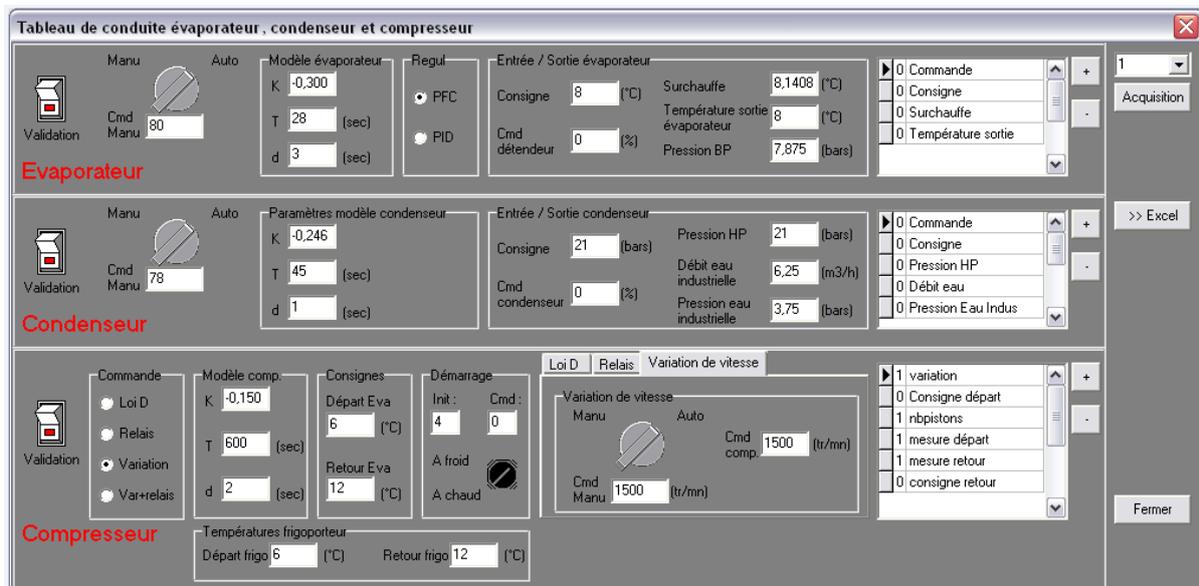


Figure 1. IHM développée

Dans le cadre de ce travail, deux machines frigorifiques présentes au centre de recherche d'EDF des Renardières ont été utilisées pour implanter la commande prédictive sur des boucles de régulation d'une installation industrielle.

2. Première machine étudiée : machine EDF avec un compresseur à pistons :

Cette machine fonctionne avec du fluide frigorigène R410A. Elle est composée de deux échangeurs tubes et calandre (évaporateur et condenseur) et d'un compresseur à pistons qui possède 4 cylindres pour une cylindrée de 97 m³/h à 1500 tr/min. Le rendement isentropique de ce compresseur est pris égal à 0.8 (faible dépendance vis à vis du taux de compression) et pour le rendement volumétrique on a utilisé l'expression suivante :

$$K_r = 1 - a.(\tau_{comp}^{1/\kappa} - 1) \quad (4.1)$$

Où :

$$\tau_{comp} = \frac{HP}{BP}$$

$$\kappa = x\tau_{comp}^2 + y\tau_{comp} + z \quad (4.2)$$

Avec :

$$a = 0.089467$$

$$x = -0.004857$$

$$y = 0.1091$$

$$z = 0.61256$$

Il est possible de réduire la cylindrée par modification de la vitesse de rotation ou par déchargement des cylindres : le compresseur peut fonctionner avec un, deux, trois ou quatre cylindres (figure 2).



Figure 2. Photo de la machine frigorifique à pistons (EDF, site des Renardières)

Le fluide secondaire circulant dans l'évaporateur est une solution synthétique et homogénéisée, sans glycol, à base de sels et commercialisée sous le nom de Temper. Le Temper est chauffé par un réchauffeur électrique (160 kW) qui permet de simuler la charge frigorifique de l'évaporateur. Au niveau du condenseur de l'eau du réseau est utilisée comme fluide secondaire. Le type de circulation des fluides dans l'évaporateur et le condenseur est à contre-courant et les données géométriques sont données dans le tableau 1.

échangeur	Diamètre intérieur des tubes	Diamètre extérieur des tubes	Longueur des tubes	Nombre de tubes	Diamètre de calandre
Evaporateur	14.6mm	15.9mm	4m	54	210.92mm
Condenseur	16mm	19mm	1.888m	74	261.98mm

Tableau 1. Données géométriques des échangeurs.

Le fluide frigorigène est vaporisé dans les tubes alors que la condensation apparaît à l'extérieur des tubes. La température de vaporisation peut être modifiée de -35°C à 20°C , et celle de condensation de 25°C à 45°C . En conséquence, la puissance frigorifique de cette machine peut varier de 20 kW à 160 kW. Le détendeur est une vanne électronique contrôlée par le déplacement d'un aimant dans un champ magnétique créé par une bobine. Le déplacement de l'aimant induit un mouvement linéaire de l'aiguille et provoque un étranglement proportionnel de la vanne : diminution de débit grâce à un organe d'étranglement mis en place dans la conduite. Pour relier l'ouverture de détendeur à la basse pression calculée on utilise l'équation (3.90) :

$$Ouv = \frac{\dot{m}_f}{\beta \sqrt{\rho_{f,liq} (HP - BP)}} \quad (3.90)$$

Pour trouver le coefficient β du détendeur on a réalisé des essais durant lesquels on commande l'ouverture du détendeur manuellement, et on l'a fait pour plusieurs ouvertures. Nous obtenons ainsi le coefficient β relatif à ce détendeur (figure 3).

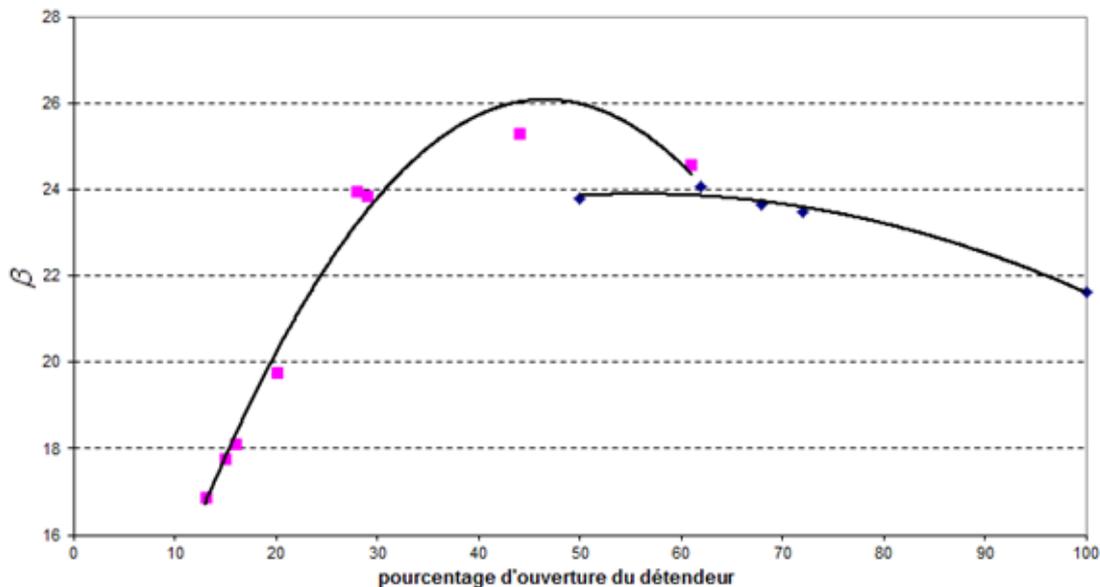


Figure 3. Evolution de β en fonction de l'ouverture du détendeur

On peut donc écrire :

$$\beta = -0.0083 ouv^2 + 0.7721 ouv + 8.0898 \quad \text{pour } ouv < 63\% \quad (4.3)$$

$$\beta = -0.0012 ouv^2 + 0.1309 ouv + 20.244 \quad \text{pour } ouv \geq 63\% \quad (4.4)$$

Afin de définir le fonctionnement du cycle thermodynamique, plusieurs sondes et capteurs sont utilisés pour mesurer les températures et les pressions du fluide frigorigène aux différents points de la machine (figure 4).

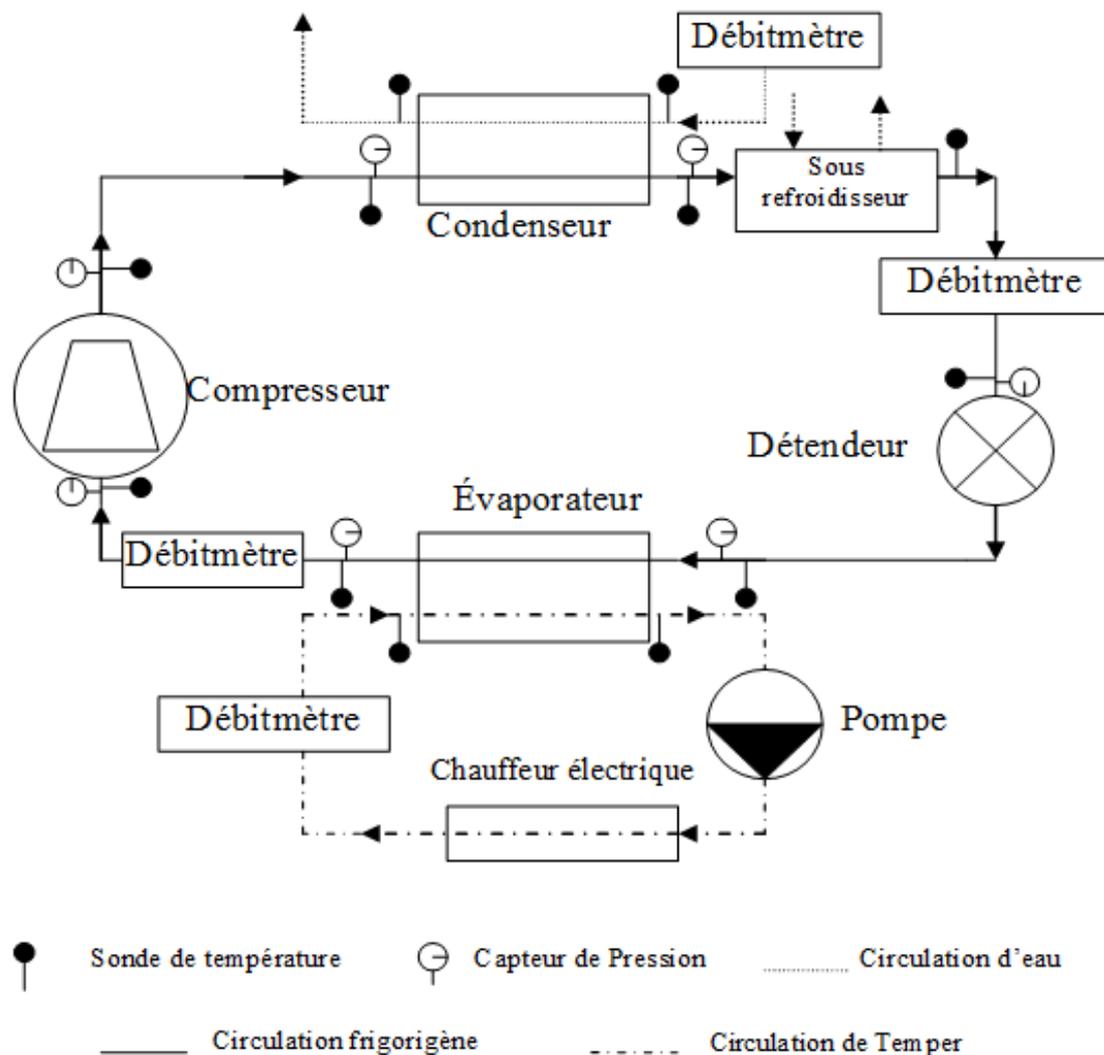


Figure 4. Représentation schématique de la machine frigorifique à pistons

Les températures des fluides (frigorigène et sources) sont mesurées par des sondes à résistance de platine (précision de 0,15°C à 0°C et 0,35°C à 100°C). La précision des capteurs de pression du fluide frigorigène est de 0.04 bar. Deux débitmètres Coriolis sont utilisés pour mesurer le débit de fluide frigorigène. Un débitmètre est installé à l'entrée du compresseur (précision: $\pm 0.5\%$) et un deuxième est installé à l'entrée du détendeur (précision: $\pm 0.15\%$)

La mesure du débit de chacun des fluides secondaires s'effectue par l'intermédiaire de débitmètres électromagnétiques avec une précision de $\pm 0.5\%$ de la valeur mesurée. La mesure de la puissance est effectuée à l'aide de Wattmètres dont l'incertitude de mesure est inférieure à 0,5% de la mesure.

2.1. Implémentation de la PFC sur la boucle de surchauffe :

Les informations nécessaires en entrée du bloc PFC programmé sur l'automate présent sur la boucle de surchauffe sont :

- la consigne, c'est à dire la surchauffe désirée de l'installation. Cette valeur de consigne peut être modifiée en saisissant manuellement une valeur dans l'interface.
- les valeurs mesurées de la BP et de la température du R410A en sortie de l'évaporateur. Ces deux informations sont fournies par les capteurs installés à la sortie de l'évaporateur et permettent de déterminer la surchauffe obtenue. En effet la mesure

de la basse pression est utilisée pour déterminer la température de saturation, cette valeur est ensuite soustraite à la température du R410A en sortie d'évaporateur afin de calculer la surchauffe.

- les paramètres du modèle interne de l'évaporateur à tubes et calandre. Il s'agit du gain, de la constante de temps et du retard pur qui sont fournis par le modèle physique de l'évaporateur à tubes et calandre.

Le détendeur est l'actionneur qui permet de modifier la surchauffe via son ouverture, celle-ci est contrôlée par une sortie de l'automate.

La figure 5 présente la boucle de régulation de la surchauffe à l'évaporateur ainsi que les entrées et sorties sur un automate Schneider-Electric.

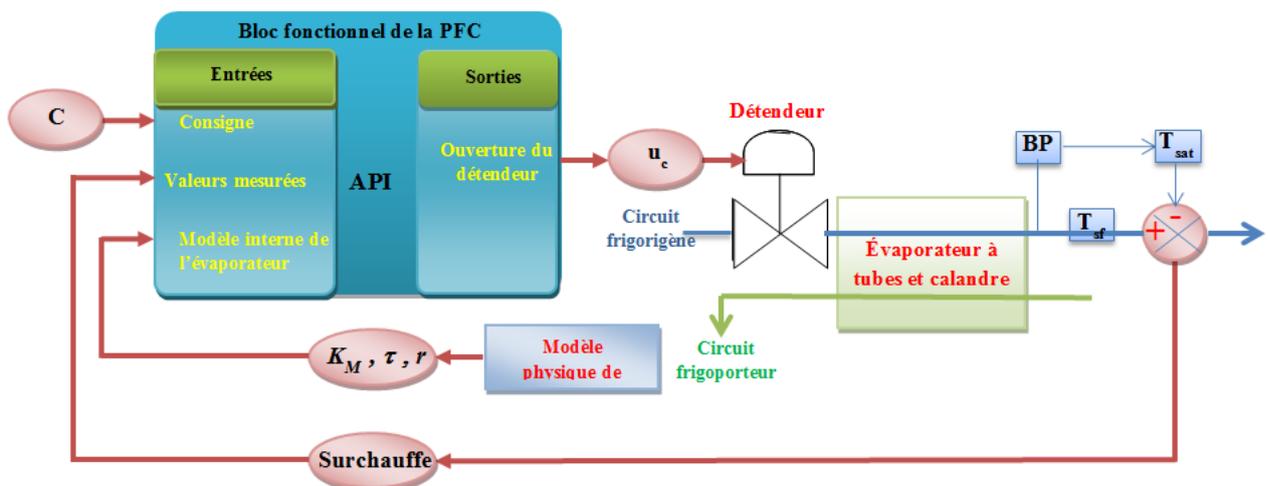


Figure 5. Entrées et sorties de l'automate sur la boucle de régulation de la surchauffe

Généralement la valeur de la consigne de la surchauffe est comprise entre 8 et 10°C. Cette valeur permet de garantir que le fluide frigorigène en sortie de l'échangeur soit toujours à l'état de vapeur surchauffée, et ainsi de protéger le compresseur contre d'éventuels entraînements de gouttelettes de liquide.

2.2. Implémentation de la PFC sur la boucle de pression du condenseur :

Un automate est également présent pour réguler la pression de condensation. Le bloc PFC programmé sous cet API nécessite les entrées suivantes :

- la HP désirée qui joue le rôle de consigne. Comme précédemment, la valeur de cette consigne peut être modifiée via l'interface développée.
- la valeur mesurée de HP par un capteur installé à la sortie du condenseur, cette valeur sera comparée avec la valeur de consigne.
- les paramètres du modèle interne du condenseur à tubes et calandre qui sont fournis par le modèle physique.

C'est physiquement une action sur le débit de fluide secondaire qui va permettre de modifier la pression de condensation. Au final la position de l'ouverture de la vanne, qui conditionne elle-même le débit d'eau, est contrôlée par une sortie de l'automate (figure 6).

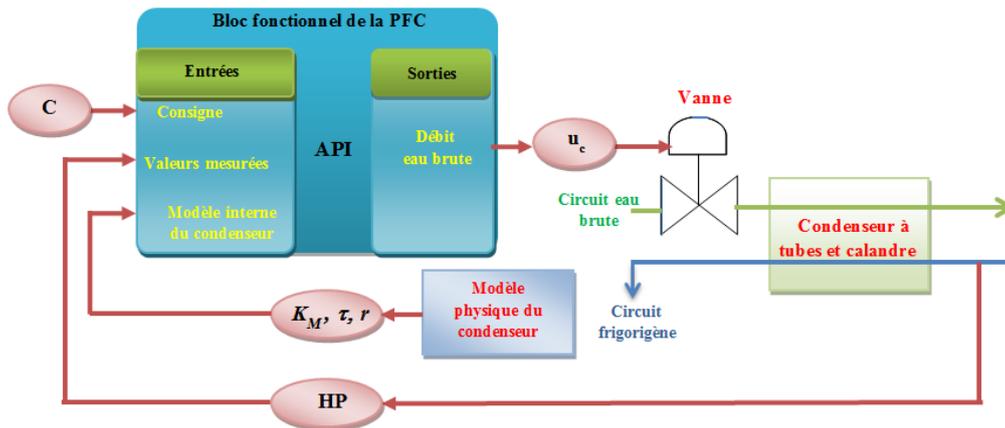


Figure 6. Entrées et sorties de l'automate de la boucle de régulation de pression du condenseur tubes et calandre

2. 3. Implémentation de la PFC sur la boucle de puissance frigorifique :

Pour finir la machine étudiée possède un troisième automate sur la boucle de puissance frigorifique. La commande de cette boucle détermine les paramètres de fonctionnement du compresseur, à savoir le nombre de pistons actifs ainsi que la vitesse de rotation. Ces paramètres permettent de modifier le débit frigorifique de l'installation, et par voie de conséquence sa puissance frigorifique.

Les informations nécessaires en entrée du bloc PFC de l'automate sont :

- la consigne de cette boucle qui est la température du fluide secondaire en sortie de l'évaporateur. On se place ici d'un point de vue utilisateur en cherchant à maintenir le fluide refroidi à une température constante. De même que pour les deux boucles précédentes, il est possible de modifier la consigne désirée par l'interface.
- la température du fluide secondaire mesurée en sortie d'évaporateur par une sonde.
- les paramètres du modèle interne (gain, constante de temps et retard pur) qui sont fournis par le modèle physique présenté au chapitre précédent.

La vitesse de rotation du compresseur ainsi que le nombre de pistons actifs assurent le débit du fluide frigorigène nécessaire au fonctionnement de l'installation. Ces paramètres sont contrôlés en sortie de l'automate.

La figure 7 présente les entrées/sorties de l'automate sur la boucle de puissance frigorifique de la machine à pistons.

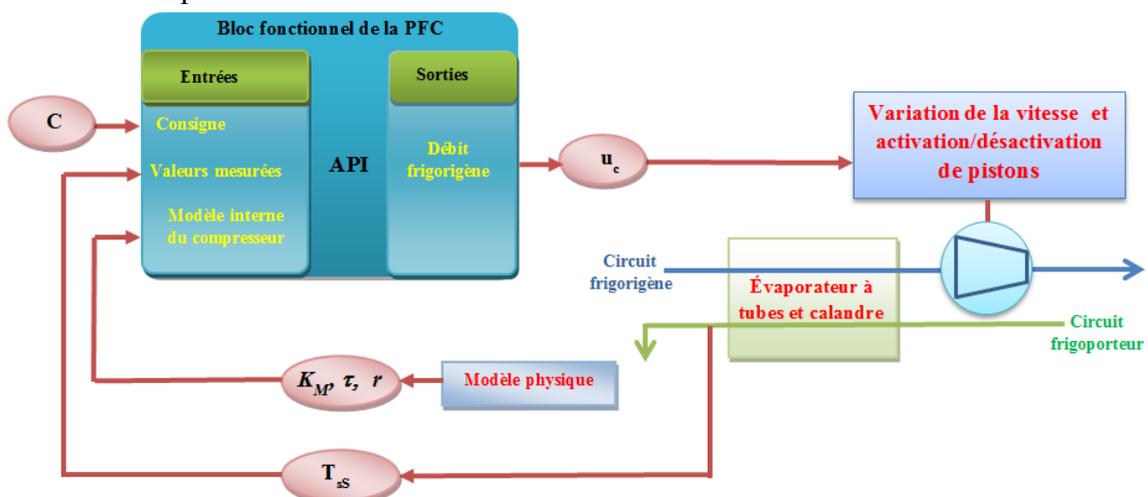


Figure 7. Entrées et sortie de l'automate sur la boucle de régulation de la puissance frigorifique (compresseur à pistons)

2.4. Résultats obtenus sur la régulation de la surchauffe:

La machine à pistons présente sur le site EDF des Renardières est représentative d'une machine industrielle par sa construction mais possède bien plus de capteurs que ce qui est rencontré habituellement dans des applications pratiques. Dans un premier temps, nous nous sommes focalisés sur la régulation de la surchauffe. Cette boucle revêt un caractère particulier puisqu'elle contribue à sécuriser le compresseur. Afin de caractériser la régulation obtenue par une commande PFC, celle-ci a été comparée à une commande « classique » de type PID qui était originellement utilisée sur l'installation. Les résultats obtenus ont été analysés sous deux aspects différents :

- la qualité de régulation, à savoir sa précision (dépassements de consigne) sa rapidité (temps de réponse) et sa robustesse vis à vis des perturbations ;
- l'estimation de gains énergétiques potentiels.

2.4.1. Analyse de la régulation par PFC :

Dans la pratique un groupe frigorifique est soumis à des perturbations qui influent sur la surchauffe de l'évaporateur. La réponse du système soumis à ces perturbations est très importante pour évaluer ses performances de la commande. Les perturbations étudiées sont les suivantes :

- **la modification des conditions de condensation** : elle peut être la conséquence, entre autres, d'un changement de régime (température ou débit) au niveau du circuit de refroidissement du condenseur. Elle entraîne des variations de la pression de condensation et, pour une même ouverture du détendeur, modifie directement le débit de fluide frigorigène dans le détendeur. La pression de condensation est directement dépendante du débit d'eau circulant au secondaire du condenseur. Lorsque la haute pression varie (fig.8), la vanne de détente doit adapter son ouverture afin de maintenir la surchauffe. Contrairement au régulateur PFC, on constate que le PID ne permet pas de corriger la position de la vanne suffisamment rapidement. A $t=3210s$, l'évaporateur est momentanément entièrement rempli de fluide diphasique, c'est à ce moment qu'apparaît le risque d'entraînement des gouttelettes de liquide dans le compresseur.

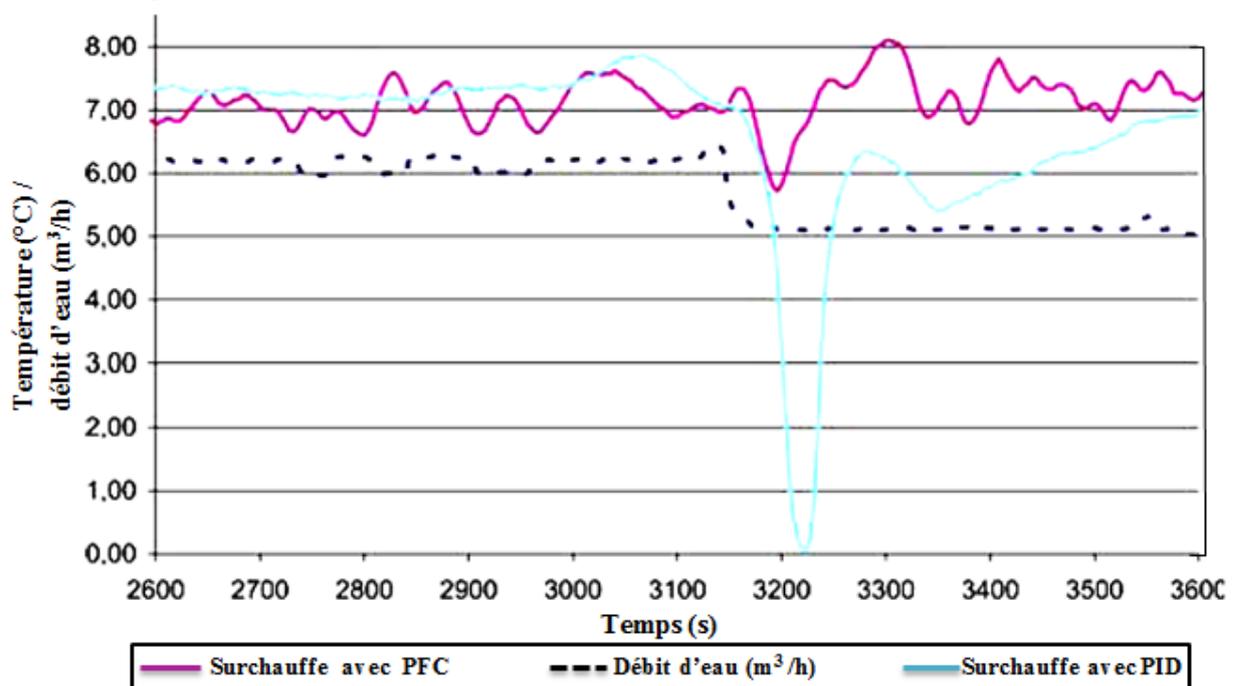


Figure 8. Réponses du PID et de la PFC à la variation du débit d'eau (boucle de surchauffe)

- **arrêt et mise en route du compresseur** : cela correspond à la mise en marche de la machine. Lors de ce test le compresseur est arrêté pendant 20 minutes, de ce fait la surchauffe chute à une valeur nulle et le détendeur est fermé. Lorsque le groupe frigorifique est mis en route de nouveau, la figure 9 montre que le temps de réponse du régulateur PID est trop long. Ce qui fait que la surchauffe dépasse de beaucoup la consigne pour atteindre 17 K alors que la consigne est égale à 9 K dans cet exemple. A contrario la PFC se comporte bien mieux que le PID elle limite les dépassements de consigne, à plus ou moins 2,5 K en régime transitoire [90].

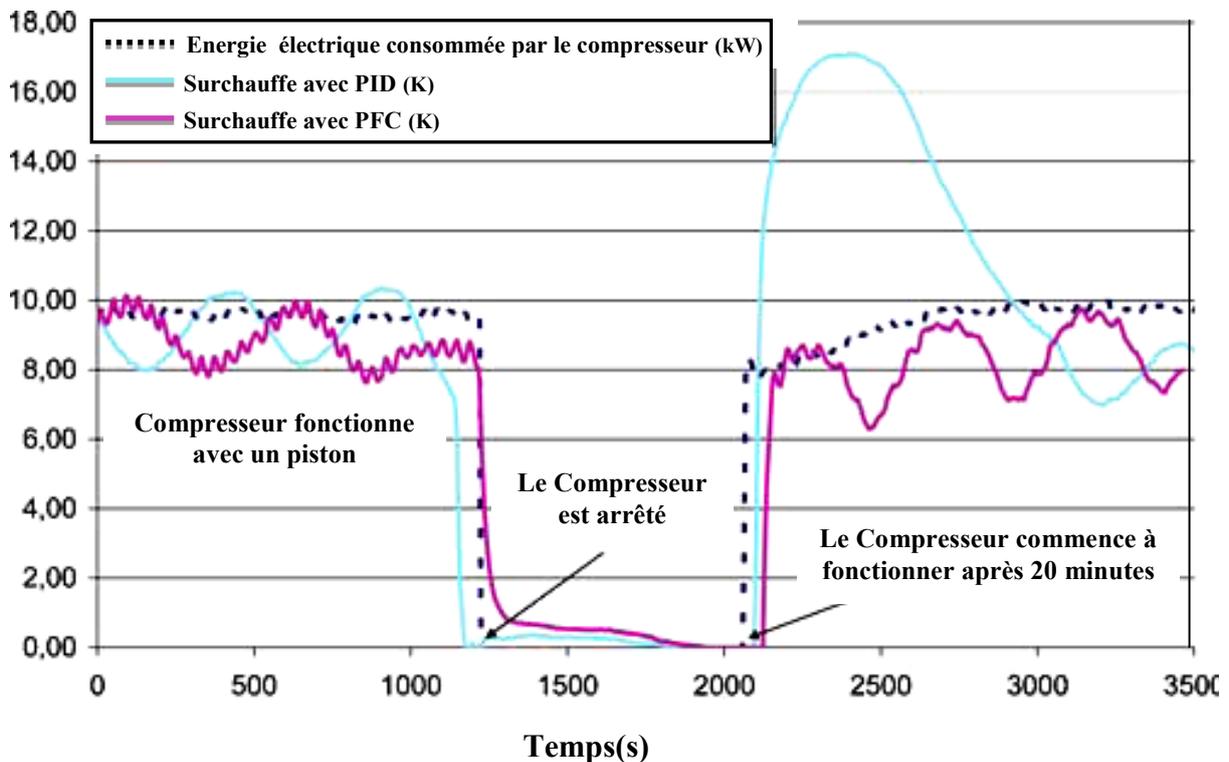


Figure 9. Réponses du PID et de la PFC à la mise en route du compresseur (boucle de surchauffe)

- **les modifications côté frigoporteur (température en entrée de l'évaporateur et débit) :**

Les essais sont réalisés en diminuant la charge Platélec (réchauffement du fluide secondaire en sortie d'évaporateur) de 115 à 30 kW et en l'augmentant de nouveau à 115 kW. La variation de charge Platélec s'accompagne d'une modification du débit frigorigène qui est réalisée par activation et désactivation des pistons du compresseur.

La figure 10 permet de comparer la réponse obtenue par la PFC vis à vis de celle obtenue par une régulation de type PID. En utilisant le PID, le système ne parvient pas à maintenir la surchauffe à une valeur de consigne. Par contre, en utilisant la PFC, il est désormais possible d'obtenir une surchauffe plus stable à plus ou moins 2,5 K autour de la consigne.

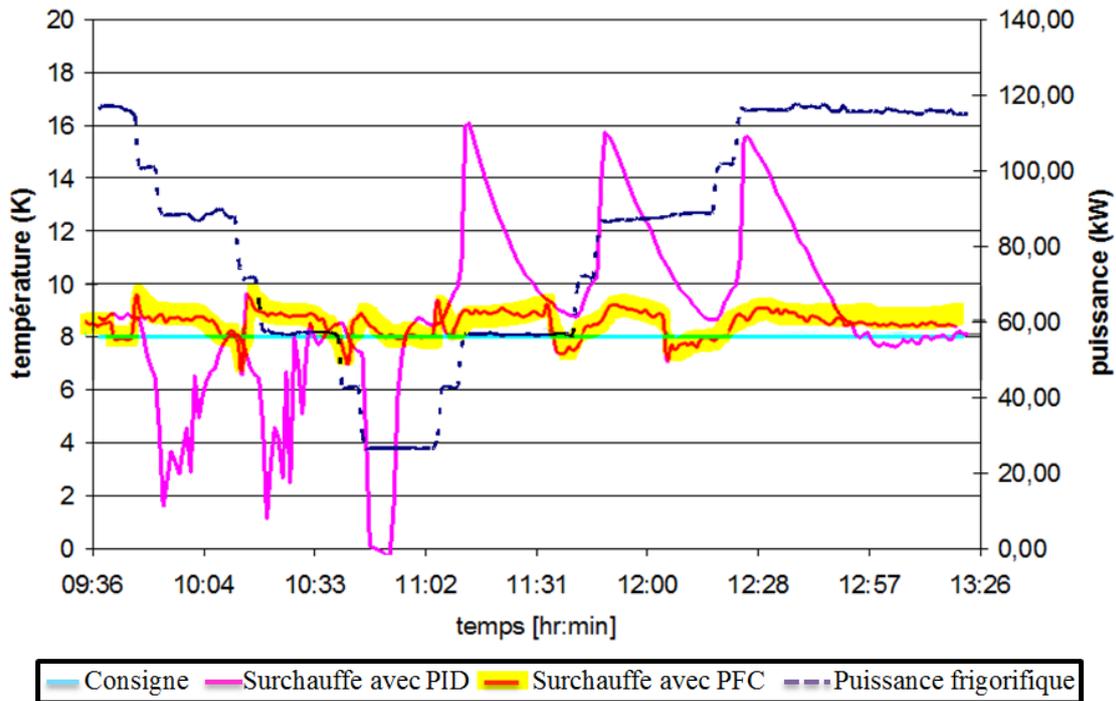


Figure 10. Comparaison PID et PFC (régulation de la surchauffe)

2.4.2. Gains énergétiques :

Le gain énergétique potentiel obtenu par une régulation de type PFC peut être déterminé via le coefficient de performance de l'installation. Le gain énergétique, $G_{\text{énergie}}$, sur la puissance électrique consommée est calculé à partir de la formule suivante :

$$G_{\text{énergie}} = \frac{P_{\text{elec}_{PID}} - P_{\text{elec}_{PFC}}}{P_{\text{elec}_{PID}}} = 1 - \frac{COP_{PID}}{COP_{PFC}} \quad (4.5)$$

$$\text{avec } \begin{cases} COP_{PID} = COP \text{ avec le régulateur PID} \\ COP_{PFC} = COP \text{ avec le régulateur PFC} \\ P_{\text{elec}_{PID}} = \text{Puissance électrique consommée avec le régulateur PID} \quad (\text{W}) \\ P_{\text{elec}_{PFC}} = \text{Puissance électrique consommée avec le régulateur PFC} \quad (\text{W}) \end{cases}$$

Les gains énergétiques seront calculés à partir d'un scénario de variation de charge représentatif de la réalité. Le groupe adapte la puissance frigorifique développée en fonction du besoin de l'utilisateur. Le groupe régule sa puissance en modifiant le débit du fluide frigorigène suivant deux modes :

- L'activation et la désactivation des pistons en fonction de la température de départ du Temper.
- La variation de vitesse du compresseur (ou Vev) en fonction de la température de départ du Temper. Cette régulation est limitée en plage de fonctionnement puisque la vitesse minimum du compresseur est de 850 tr/min soit 56% de la charge nominale du groupe.

On peut déterminer le gain énergétique de l'installation en utilisant les COP mesurés à partir de deux séries d'essais réalisés suivant un protocole d'essais identiques : une avec le régulateurs PID et l'autre avec la PFC.

2.4.2.1. Comparaison entre PFC et PID pour une surchauffe nominale de l'installation (8°C) :

Le protocole de ces tests consiste à faire varier la charge du Platelec de 116 kW à 23 kW, et retour à 116 kW (figure 10). Les valeurs moyennes de COP sur le temps d'exécution sont de 3,67 pour la régulation PID contre 3,75 pour la PFC (figure 11). Lors de ces essais, nous avons démontré que la commande avancée apporte un gain énergétique par rapport à la régulation PID de l'ordre de 2%. Cette économie d'énergie est imputable à la meilleure tenue de la surchauffe par la PFC.

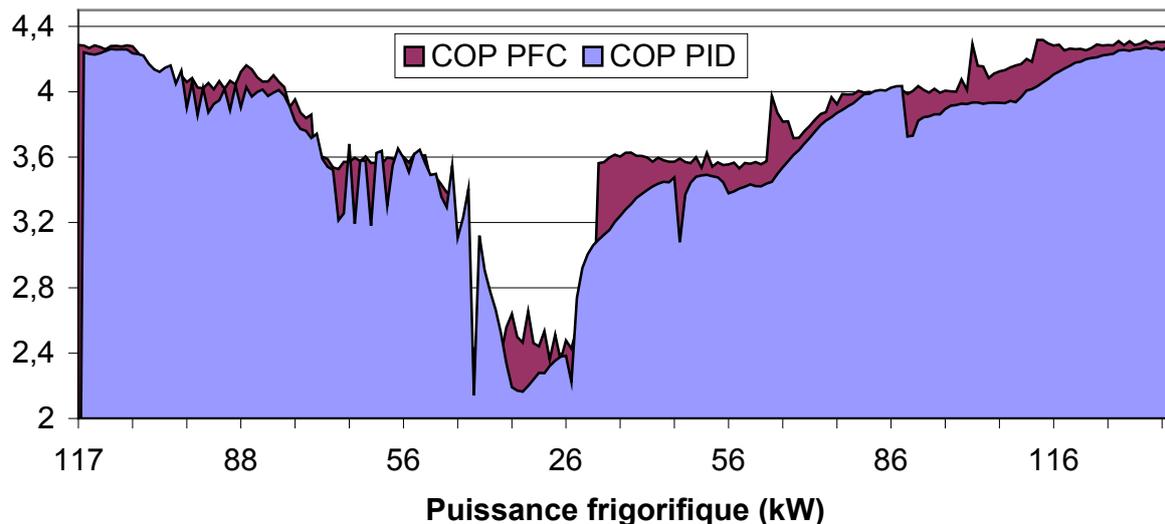


Figure 11. Mesure de COP pour PID et PFC

2.4.2.2. Optimisation des consignes de fonctionnement pour la surchauffe de l'installation :

Les résultats précédents montrent que l'utilisation de la commande PFC en lieu et place d'une commande de type PID peut permettre d'augmenter le rendement de l'installation. Cependant les gains énergétiques observés (de l'ordre de 2%) ne sont pas suffisants pour espérer convaincre un industriel d'implanter la commande prédictive au sein de son process. Par contre, étant donné les faibles dépassements de consigne obtenus par la commande prédictive, une des pistes de recherche pour améliorer ces gains énergétiques est l'optimisation de la consigne de surchauffe de l'évaporateur du groupe frigorifique. La surchauffe a un effet nuisible sur le coefficient global d'échange de l'évaporateur et on peut supposer qu'une diminution de celle-ci permettrait de diminuer la consommation du compresseur.

En définissant le *COP* d'une installation frigorifique à partir du rendement du cycle de Carnot inversé, on a la relation suivante [14] :

$$COP_{réel} = \frac{P_{froid}}{P_{compression}} = \eta_g \cdot COP_{carnot} \quad (4.6)$$

$$\text{Où } COP_{carnot} = \frac{T_{évap}}{T_{cond} - T_{évap}} \quad (4.7)$$

$$\text{avec } \left\{ \begin{array}{l} COP_{réel} = \text{COefficient de Performance réel de l'installation} \\ P_{froid} = \text{puissance frigorifique récupérée au niveau de l'évaporateur} \quad W \\ P_{compression} = \text{puissance électrique absorbée par le compresseur} \quad W \\ \eta_g = \text{rendement global du groupe frigorifique} \\ COP_{carnot} = \text{COefficient de Performance idéale de l'installation} \\ T_{évap} = \text{température d'évaporation du R410A} \quad K \\ T_{cond} = \text{température de condensation du R410A} \quad K \end{array} \right.$$

Comme une diminution de la surchauffe entraîne une remontée de la température d'évaporation du fluide frigorigène le rendement du cycle de Carnot associé est accru, ce qui conduit à une augmentation du $COP_{réel}$. Au final, pour un même point de fonctionnement, plus la surchauffe est faible et plus le COP de l'installation est élevé.

En utilisant le fait que la commande prédictive permet d'obtenir des valeurs de surchauffe plus centrées sur la consigne désirée, il est envisageable de diminuer cette valeur (figure 12) et ainsi d'obtenir des gains énergétiques plus marqués.

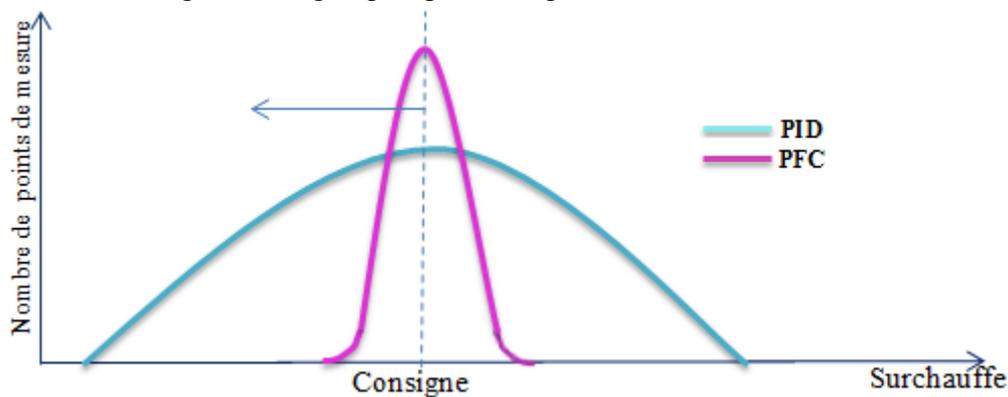


Figure 12. Décalage de consigne pour améliorer le gain énergétique

Le raisonnement précédent peut être mené pour un fonctionnement du groupe frigorifique à charge nominale, mais également pour un fonctionnement à charge partielle, en espérant même diminuer encore plus significativement la consigne de surchauffe dans ce cas. En effet, pour un même point de fonctionnement, la longueur nécessaire au changement de phase du frigorigène qui circule dans les tubes à charge partielle est inférieure à celle du régime nominal. Ceci peut être mis en évidence à l'aide de programme de modélisation de l'évaporateur qui calcule, en plus des paramètres nécessaires à la mise en œuvre de la PFC, les surfaces d'échanges pour les états diphasique et monophasique du fluide frigorigène.

Le point de fonctionnement nominal est le point de fonctionnement pour lequel la charge du groupe est de 100% (4 pistons activés sur 4). Les données relatives à ce point sont les suivantes :

- BP : Pression d'évaporation : 7 bar en absolu
- HP : Pression de condensation : 21 bar en absolu
- $Surchauffe$: 8 K
- $T_{es,100\%}$: Température du Temper en entrée de l'évaporateur : 12 °C
- Débit volumique de Temper : 17,4 m³/h
- T_{ed} : Température en entrée de détendeur : 30 °C
- $(cyl.N)_{100\%}$: Volume balayé par unité de temps : 97 m³/h

Pour le régime nominal défini ci-dessus, la longueur de la zone où le fluide est à l'état diphasique s'obtient par le modèle d'évaporateur exposé au chapitre 3. Dans ce cas, la longueur diphasique se trouve être égale à 2,42 m.

Dans les mêmes conditions de fonctionnement, lorsque le compresseur fonctionne avec trois, deux ou un seul piston, les longueurs de la partie diphasique peuvent être estimées par le même outil de simulation :

- 75% $\Rightarrow \begin{cases} T_{es} = 10,5^\circ\text{C} \\ (\text{cyl}.N)_{75\%} = 72,75 \text{ m}^3 / \text{h} \end{cases} \Rightarrow L_{diph} = 2,16 \text{ m} \Rightarrow \text{gain possible} = 0,26 \text{ m}$
- 50% $\Rightarrow \begin{cases} T_{es} = 9^\circ\text{C} \\ (\text{cyl}.N)_{50\%} = 48,5 \text{ m}^3 / \text{h} \end{cases} \Rightarrow L_{diph} = 1,83 \text{ m} \Rightarrow \text{gain possible} = 0,59 \text{ m}$
- 25% $\Rightarrow \begin{cases} T_{es} = 7,5^\circ\text{C} \\ (\text{cyl}.N)_{25\%} = 24,25 \text{ m}^3 / \text{h} \end{cases} \Rightarrow L_{diph} = 1,31 \text{ m} \Rightarrow \text{gain possible} = 1,11 \text{ m}$

En considérant que les perturbations qui affectent le groupe frigorifique sont du même ordre de grandeur que l'on soit à charge partielle ou au régime nominal, il est envisageable d'avoir la même qualité de régulation à charge partielle qu'au régime nominal si la longueur de la partie diphasique pour les points de charge partielle est la même que celle du régime nominal (figure 13). Dans ces conditions, les surchauffes optimales de fonctionnement à charge partielle sont les suivantes :

- 75% $\Rightarrow L_{diph} \text{ optimale} = 2,42 \text{ m} \Rightarrow \text{Surchauffe optimale} = 7^\circ\text{C}$
- 50% $\Rightarrow L_{diph} \text{ optimale} = 2,42 \text{ m} \Rightarrow \text{Surchauffe optimale} = 6^\circ\text{C}$
- 25% $\Rightarrow L_{diph} \text{ optimale} = 2,42 \text{ m} \Rightarrow \text{Surchauffe optimale} = 5^\circ\text{C}$

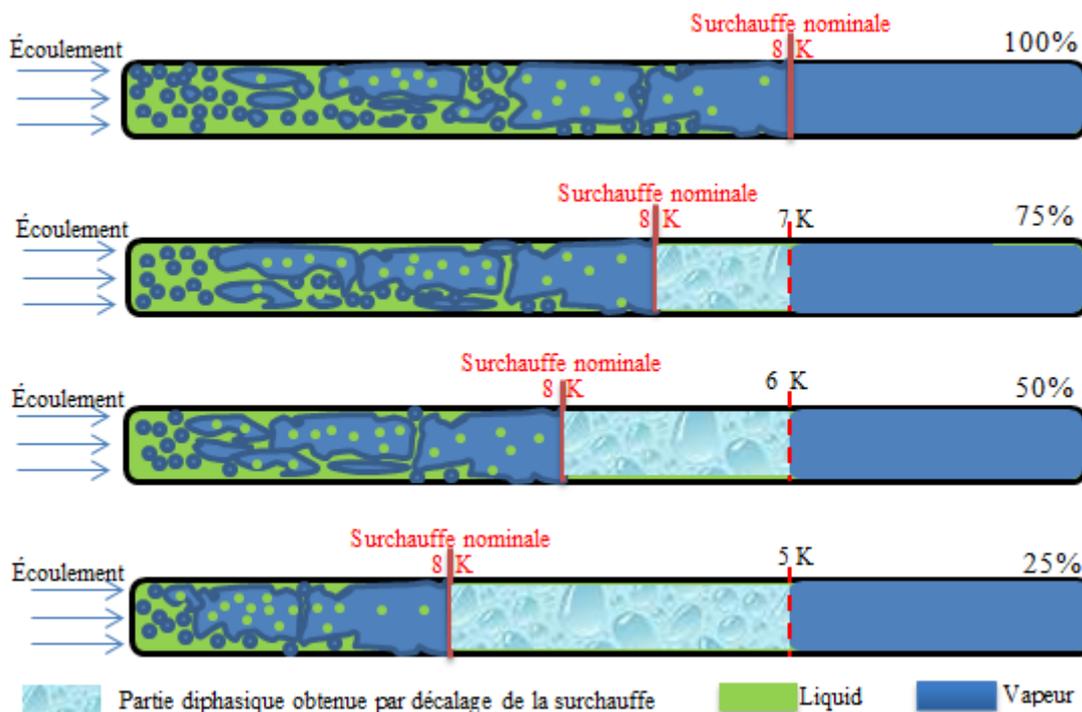


Figure 13. Augmentation de la partie diphasique par décalage de la surchauffe

Il semble donc que l'optimisation de la surchauffe pour les points à charge partielle soit une piste intéressante pour améliorer les gains énergétiques du groupe frigorifique [89]. Dans le cas par exemple où un seul piston est activé, il semble possible de diminuer la surchauffe de 3°C. Ceci constitue une diminution notable, d'autant plus que les calculs ont été menés par rapport à une surchauffe de référence de 8°C et que cette dernière peut elle-même être éventuellement améliorée.

Cela dit il n'est quand même pas envisageable de diminuer trop fortement la surchauffe sans risquer d'avoir une apparition brusque de gouttelettes à l'aspiration du compresseur. En effet, selon l'étude de Chen et al. [23], la surchauffe peut être diminuée soudainement quand la consigne descend en dessous d'une certaine valeur, ceci bien que l'ouverture de détendeur ne soit pas modifiée dans le processus. En conclusion de leur étude il apparaît que la variation du type de flux et de coefficient d'échange est principalement la raison de l'existence d'une surchauffe minimale stable et ce phénomène n'est pas seulement causé par le système de régulation associé à l'évaporateur. En conclusion il est donc très important d'étudier expérimentalement la valeur minimale qui peut être atteinte pour chaque état de fonctionnement, c'est à dire : lorsque le compresseur fonctionne avec un (25%), deux (50%), trois (75%) ou quatre pistons (100%).

2.4.2.3. Gain énergétique obtenu par une surchauffe minimale et stable :

Afin de déterminer la consigne de surchauffe minimale pour laquelle la régulation de cette grandeur est stable en régime non perturbé, des essais ont été menés pour des conditions opératoires en régime permanent. Comme les paramètres du système varient considérablement avec le nombre de pistons, les valeurs caractéristiques du modèle interne de la PFC ont été modifiées pour chaque condition opératoire à l'aide du modèle physique. Un résultat représentatif est donné à la figure 14 pour une charge de 50% de la machine frigorifique.

Il ressort de cette figure que la valeur minimale de surchauffe qui conduit à un contrôle précis de la surchauffe de l'évaporateur est égale à 5,5 K. En effet, pour des surchauffes inférieures, il apparaît une instabilité de l'injection de réfrigérant dans l'évaporateur, caractérisée par de fortes variations de la température en sortie d'évaporateur et donc de la surchauffe. Les oscillations de température se produisent pour une consigne égale à 4,8 K.

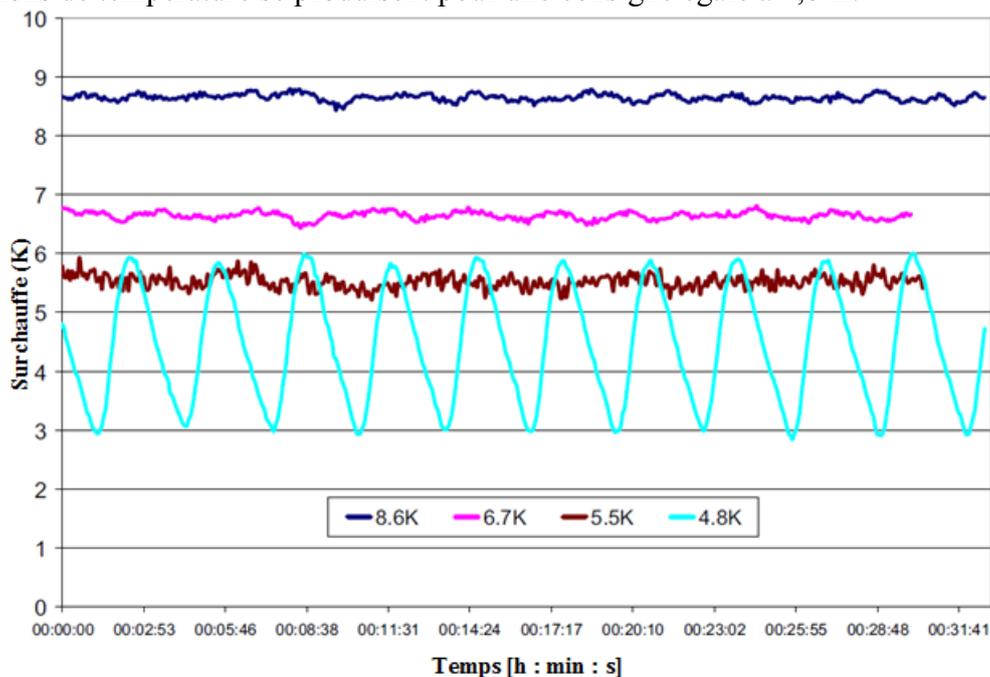


Figure 14. Essai de stabilité en régime non perturbé à 50% de charge

Les effets de diverses perturbations sur la surchauffe doivent également être étudiés. Les perturbations sont de plusieurs natures (variation rapide de la charge Platélec, variation de la pression de condensation et activation/désactivation de pistons). Ces essais ont pour but d'assurer que pour la surchauffe optimale déterminée à l'aide des essais précédents, il n'y a pas de risques de coup de liquide dans le compresseur. Pour ce faire, les perturbations sont enchaînées les unes après les autres une fois que la surchauffe est stabilisée. La figure 15 montre que, même pour les petites valeurs de consigne (5,5 K pour un test à 50% de charge), la PFC réussit à maintenir une surchauffe suffisante pour éviter que du liquide ne pénètre dans le compresseur. La surchauffe minimale atteinte au cours de cet essai est de 1,5°C suite à une activation de pistons. Cette surchauffe semble acceptable vis-à-vis de la sécurité de fonctionnement du compresseur.

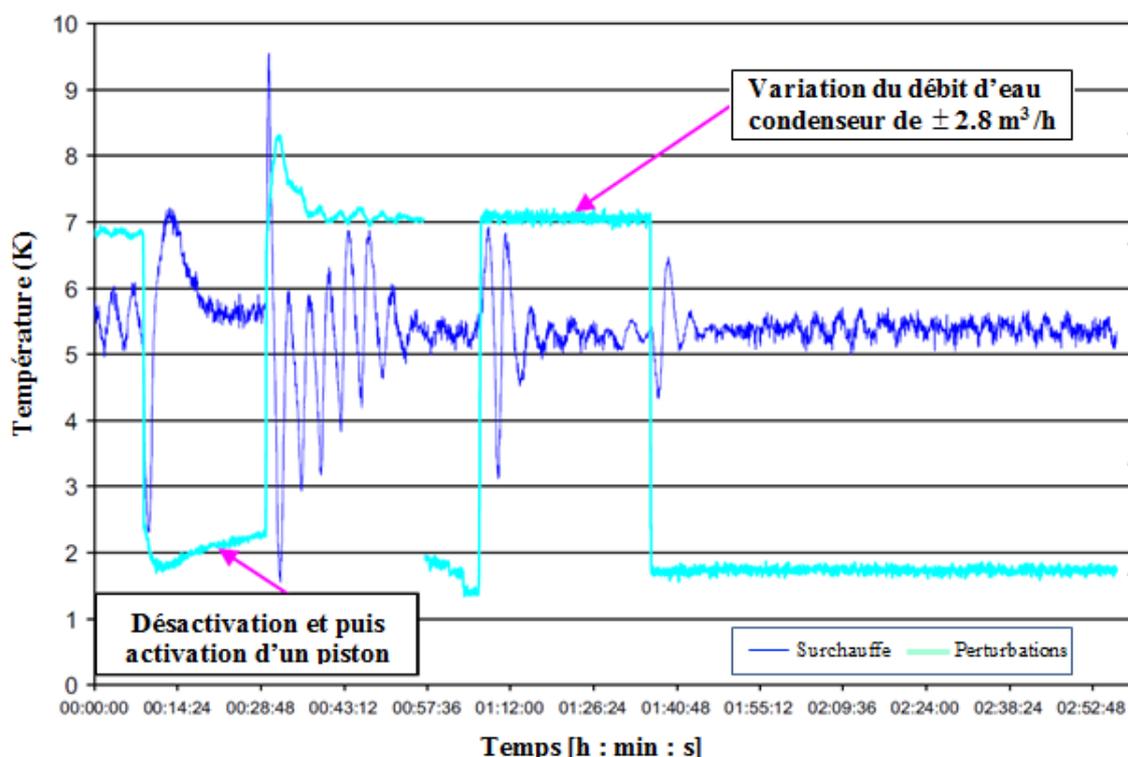


Figure 15. Essai de perturbation à 50% de charge

Finalement les valeurs de surchauffe retenues sont : (i) 7 K à 100%; (ii) 6 K pour 75%; (iii) 5,5 K pour 50% et (iv) 5 K pour 25%.

En comparant les COP mesurés d'une part avec une surchauffe standard de 8 K et d'autre part avec la surchauffe optimale déterminée ci-dessus, des nouvelles valeurs de gain énergétique peuvent être obtenues (cf. tableau 2).

Charge Platélec	COP pour Surchauffe =8K	Surchauffe minimale et stable	COP pour surchauffe minimale et stable	Gain énergétique avec la surchauffe minimale et stable
100%	4.11	7 K	4.16	1.1%
75%	3.84	6 K	3.93	2.2%
50%	3.4	5.5 K	3.58	5.1%
25%	2.37	5 K	2.51	5.9%

Tableau 2. Gain énergétique avec une surchauffe minimale et stable

La minimisation de la surchauffe permet donc d'obtenir des gains énergétiques substantiels à charge partielle. D'autre part ces gains sont à rapporter à la surchauffe de référence qui est ici de 8 degrés. Cette valeur est déjà relativement faible et la figure 16, obtenue expérimentalement sur la machine testée, montre que des gains bien supérieurs auraient été enregistrés avec une surchauffe initiale de 9 K, voire de 10 K.

La figure 16 fait également ressortir que le gain énergétique augmente suite à une diminution de la surchauffe jusqu'au moment où l'on voit apparaître des oscillations sur cette grandeur (courbe rouge sur la figure 16). A partir de ce point-là, une diminution de la surchauffe se traduit, soit par une stabilisation, soit par une diminution du gain énergétique. Il n'y a donc pas d'intérêt énergétique à descendre en dessous d'une valeur de surchauffe trop basse.

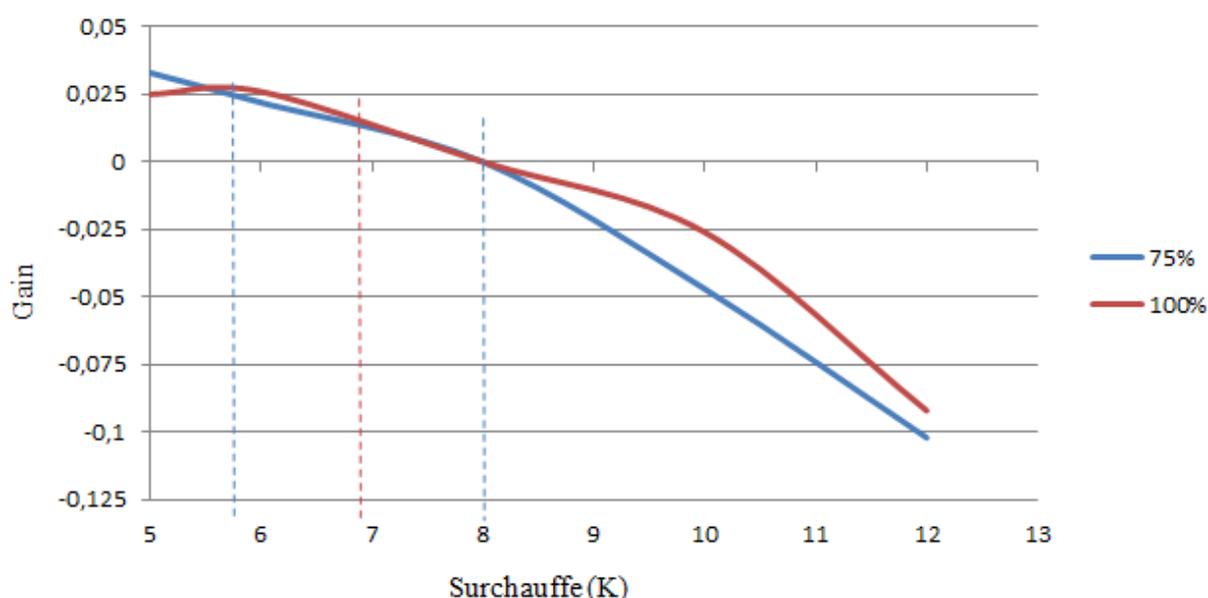


Figure 16. Evolution du gain énergétique en fonction de la surchauffe

En résumé, les essais réalisés ont montré que l'utilisation de la PFC sur la boucle de régulation de la surchauffe en lieu et place d'une régulation « classique » de type PID conduisait à un gain énergétique de l'ordre de 2%. Ce gain peut être amélioré, notamment à charge partielle, en diminuant la consigne de surchauffe. Ainsi, à 25% de charge, un gain additionnel de 6% est obtenu en fixant la surchauffe à 5 K. Cette optimisation des points de consigne est rendu possible par la très grande robustesse de la commande prédictive vis à vis des perturbations. Il est donc intéressant d'analyser dans un deuxième temps le comportement de l'installation en utilisant la PFC sur les trois boucles de régulation de la machine frigorifique.

Dans cet objectif, nous avons ensuite implémenté la PFC sur la boucle de la régulation de pression de condenseur. La figure 17 présente quelques résultats obtenus en modifiant la charge de Platélec de 115 kW à 85 kW par changement de nombre des pistons activés. Dans cette figure, les lignes pointillées représentent les résultats sans PFC pour la régulation de la pression de condensation tandis que les lignes solides représentent les résultats avec la PFC sur la boucle de HP. Dans ce cas, on a choisi la consigne de surchauffe égale à 9 K. Les résultats montrent que l'utilisation du régulateur PFC de la HP améliore le rejet de perturbations : lorsqu'un piston est désactivé, la variation de la surchauffe vis-à-vis de la consigne est non seulement moins grande, mais en plus elle revient plus vite à la consigne. Ce

comportement sera très utile pour minimiser la surchauffe en évitant des risques de coups de liquide au compresseur.

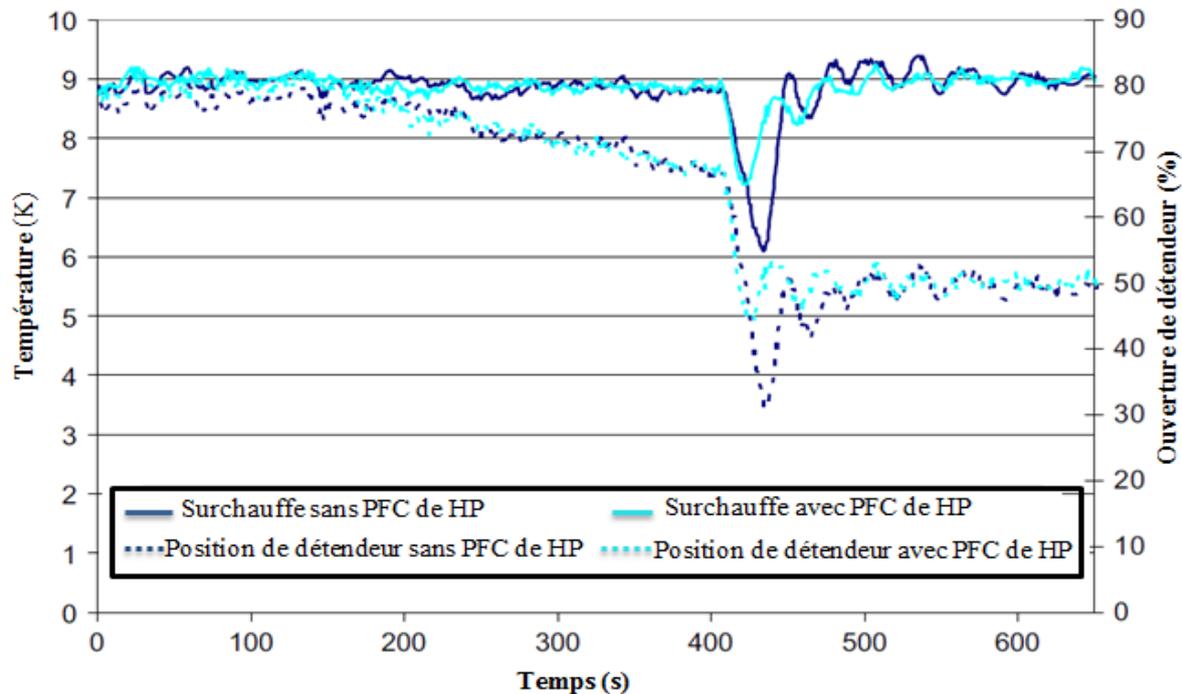


Figure 17. Influence de l'implémentation de la PFC de la HP sur la surchauffe

2.5. Résultats sur la régulation de la puissance frigorifique :

Dans cette partie les trois boucles de régulation sont prises en compte. L'objectif est cette fois de comparer le comportement du groupe de production de froid contrôlé soit par une régulation standard (activation et désactivation de cylindres) associée à une régulation PID de la surchauffe et de la pression de condensation soit par une commande avancée (PFC) qui agit sur l'activation/désactivation des cylindres et la vitesse de rotation du motocompresseur, sachant que la surchauffe et la pression de condensation sont également gérées par cette commande.

2.5.1. Analyse de la régulation :

Des essais ont été réalisés en changeant la puissance frigorifique de la machine. Les performances de la machine ont été mesurées pour différentes valeurs de puissances frigorifiques, tout en focalisant sur la capacité des commandes à maintenir constantes les consignes de surchauffe et de température du frigoroporteur en sortie de l'évaporateur. Le même protocole opératoire a été utilisé pour comparer la commande avancée et la commande classique. La charge à refroidir variait de 100 à 25 kW. La valeur de la consigne pour la température du frigoroporteur en sortie d'évaporateur était de 6°C. Pour les tests avec la commande classique, la consigne de surchauffe était de 8 K. La figure 18 montre le comportement de la machine lorsque la commande classique est utilisée. Cette figure présente les résultats pour une charge variant de 100 à 66 kW. Il apparaît clairement que les valeurs de la température du frigoroporteur en sortie d'évaporateur ainsi que la surchauffe diffèrent des valeurs de consignes : l'écart atteint 10 % à puissance nominale et 25 % à charge partielle [91, 92].

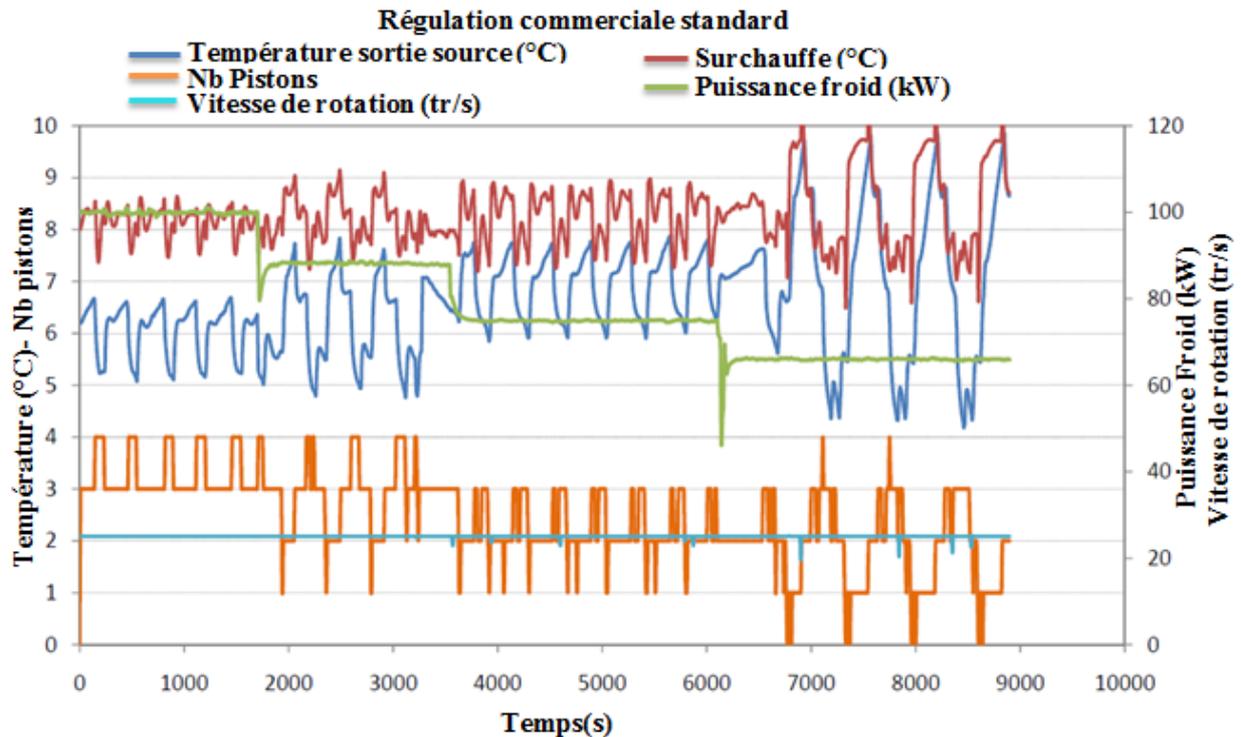


Figure 18. Essais avec régulation par commandes classiques

A l'inverse, la figure 19 montre que les valeurs de consignes sont respectées lorsque la commande avancée est utilisée. Grâce à ce comportement, la consigne de la surchauffe peut être automatiquement adaptée en fonction de la charge. Afin de maintenir un remplissage optimum de l'évaporateur, la consigne peut être abaissée à charge partielle [91]. Par exemple, la consigne est fixée à 6K à 66kW.

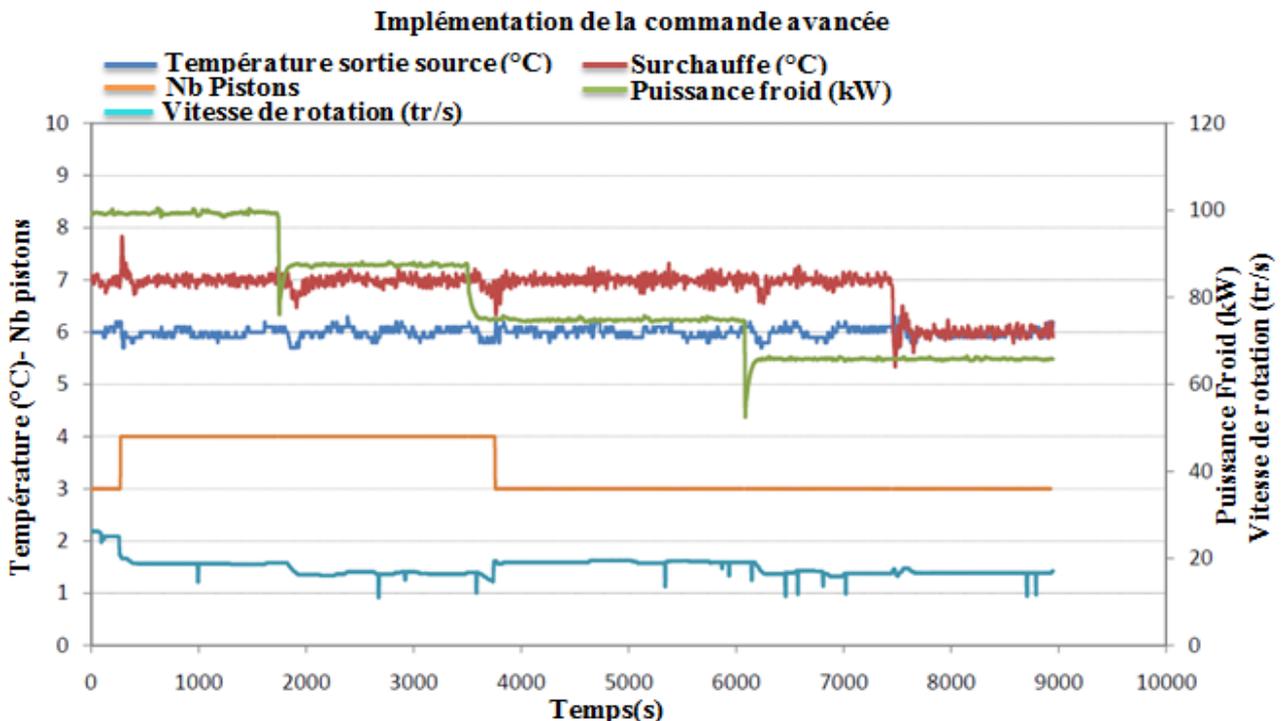


Figure 19. Essais avec régulation par commande avancée

2.5.2. Gain énergétique

Durant les tests effectués sur la machine en changeant la puissance frigorifique, le COP a également été mesuré. La figure 20 montre que, entre 100% et 50% de la charge nominale, les performances énergétiques sont meilleures avec la commande avancée qu'avec la régulation standard.

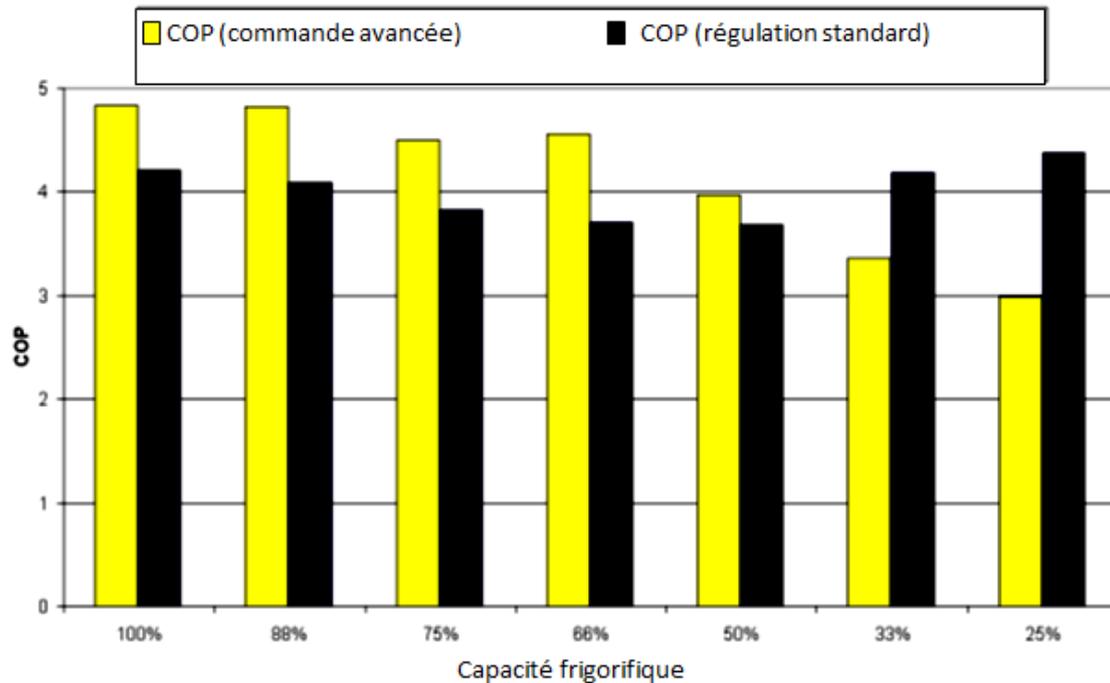


Figure 20. Mesure de COP avec commande avancée et commande classique

Pour les faibles charges (33 et 25 %), la figure 20 montre que le COP peut baisser avec la commande avancée. Pour ces faibles valeurs de charge partielle, il a été constaté que durant les essais avec commandes classiques, la machine fonctionnait en arrêts/démarrages. Durant les phases d'arrêt du compresseur, il n'y a donc pas consommation d'énergie, cependant, la température du frigoporteur en sortie de l'évaporateur s'éloigne du point de consigne. Afin de quantifier cet écart, la figure 21 présente la pourcentage de temps durant lequel la température du frigoporteur mesurée est égale à la consigne, ceci à 10 % près.

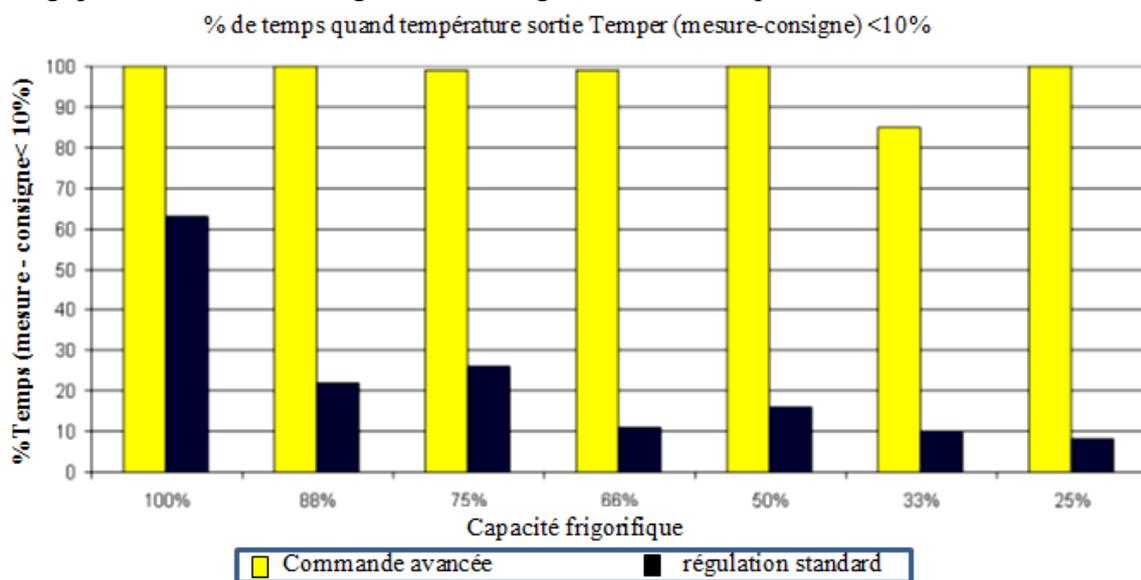


Figure 21. Ecart entre la température de sortie et la consigne

Pour les faibles charges partielles (33 et 25 %) la consigne est donc atteinte moins de 10 % du temps avec la commande classique, tandis que ce pourcentage atteint plus de 85 % avec la commande prédictive. Pour les charges partielles supérieures, ce pourcentage est proche de 100 %.

Afin de quantifier le COP moyen en situation industrielle, les facteurs suivants de pondération de temps en fonction de la charge sont utilisés par EDF :

$$COP_{\text{industrial site}} = 0.08 COP_{100\%} + 0.3 COP_{88\%} + 0.2 COP_{75\%} + 0.2 COP_{66\%} + 0.15 COP_{50\%} + 0.05 COP_{35\%} + 0.02 COP_{25\%} \quad (4.8)$$

En appliquant cette formule aux résultats présentés sur la figure 20, le COP augmente de 12 % grâce à la commande avancée par rapport à la régulation standard.

A la lumière de ces différents tests, il ressort que la commande développée permet à la fois d'obtenir un bon suivi des consignes mais aussi des gains énergétiques substantiels.

3. Deuxième machine étudiée : machine EDF avec un compresseur à vis :

Cette machine fonctionne avec du fluide frigorigène R507A. L'évaporateur est un échangeur à plaques qui utilise comme précédemment du Temper pour fluide secondaire. La circulation des fluides se fait à contre-courant. Les données géométriques de l'évaporateur sont données au tableau 3.

Hauteur	870mm
Espacement entre plaques	1,9 mm
Nombres de plaques	150
Epaisseur des plaques	0.4mm
Angle de corrugation	30°
Largeur des plaques	386mm

Tableau 3. Données géométriques de l'évaporateur à plaques

Deux types de condenseur sont présents sur l'installation : un condenseur tubulaire à eau et un condenseur à air. Un jeu de vannes permet de choisir un des deux condenseurs installés sur la machine. Comme la machine à pistons possède déjà un condenseur tubulaire à eau, le fonctionnement avec le condenseur à ailettes (figure 22), qui est ici équipé de 5 ventilateurs, a été retenu comme prioritaire.



Figure 22. Photo du condenseur à air situé sur le site des Renardières d'EDF

Ce condenseur est composé de faisceaux de tubes disposés en quinconce, ses différentes caractéristiques géométriques sont données au tableau 4.

Dimension	Nom	Valeur
Longueur	H_a	10m
Diamètre intérieur des tubes	D_{int}	12.7mm
Diamètre extérieur des tubes	D_{ext}	13.08mm
Nombre de tubes	n_t	142
Nombre de rangées de tubes	n	3
Pas longitudinal	P_l	32mm
Pas transversal	P_t	28 mm
Nombre d'ailettes	n_a	4264
Epaisseur des ailettes	e_a	0.146mm
Espacement des ailettes	s_a	2.2mm
Profondeur de la batterie à ailettes	L_a	82.5mm
Hauteur de la batterie à ailettes	l_a	1587.5mm
Rayon des aubes des ventilateurs	r_2	500mm

Tableau 4. Données géométriques du condenseur à air

Un compresseur à vis est monté sur cette machine. Le compresseur possède une cylindrée de 231 m³/h à 2945 tr/min (figure 23).

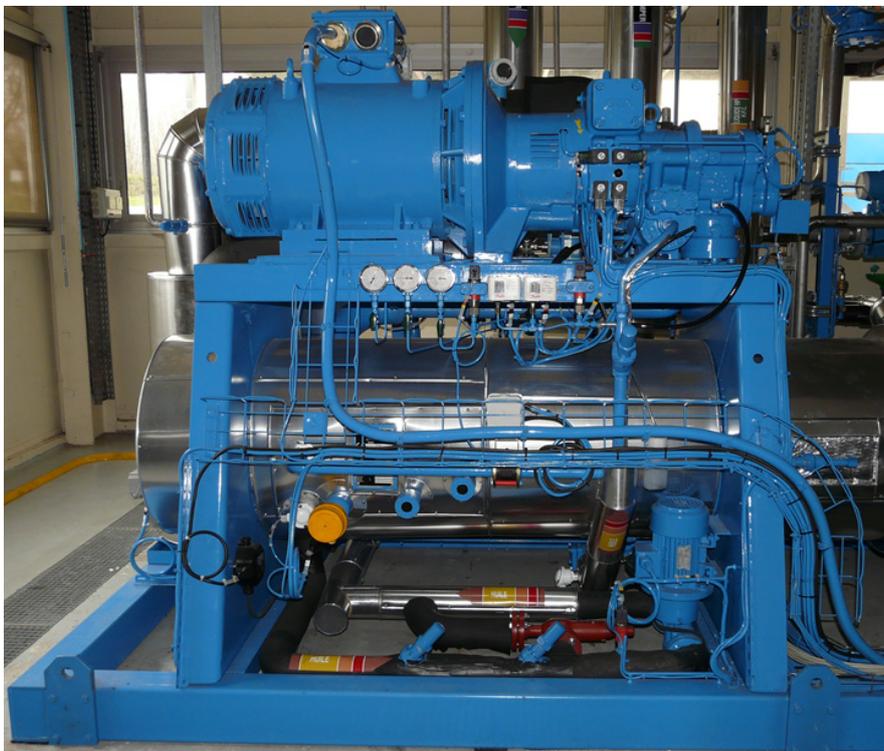


Figure 23. Photo de la machine frigorifique avec compresseur à vis

Pour trouver l'expression du coefficient de remplissage en fonction du taux de compression des données fournies par le fabricant ont été utilisées. L'expression obtenue pour K_R est alors :

$$K_R = 1 - 0.0045\tau_{comp} \quad (4.9)$$

Où ; $\tau_{comp} = \frac{HP}{BP}$

Ces mêmes données ont permis de fixer le rendement isentropique à valeur constante de 0,66. Le détendeur est une vanne électronique dont l'ouverture est reliée à la basse pression calculée par l'équation (3.90) :

$$Ouv = \frac{\dot{m}_f}{\beta \sqrt{\rho_{f,liq}(HP - BP)}} \quad (3.90)$$

Pour trouver le coefficient β correspondant de ce détendeur on a réalisé des essais durant lesquels on commande l'ouverture du détendeur manuellement, et on l'a fait pour plusieurs ouvertures. On a pris une valeur moyenne du coefficient : $\beta = 59.46$.

Comme sur la machine à pistons, des sondes et des capteurs sont positionnés en divers points de l'installation pour mesurer les températures et les pressions nécessaires à la connaissance du cycle de fonctionnement.

La figure 24 présente les positions des capteurs, des sondes et débitmètres dans l'installation à vis.

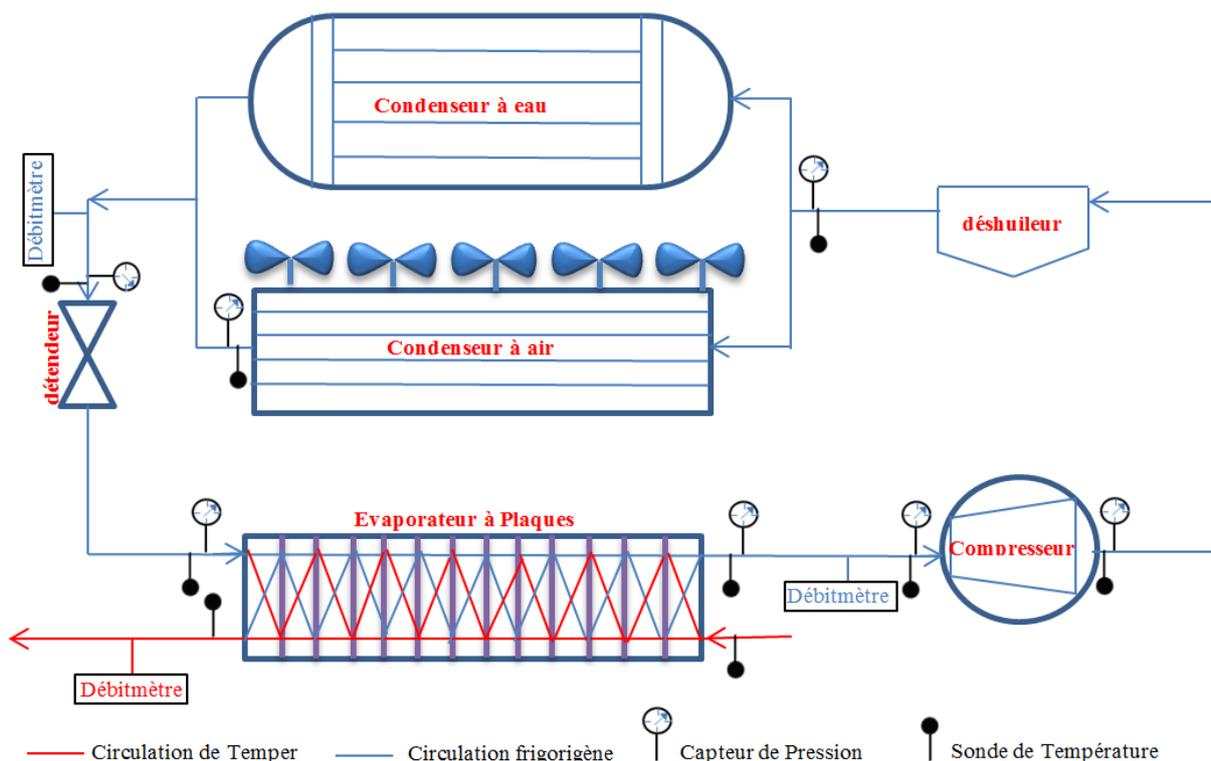


Figure 24. Représentation schématique de la machine frigorifique à vis

3.1. Implémentation de la PFC sur la boucle de surchauffe :

Les informations nécessaires en entrée du bloc PFC programmé sur l'automate présent sur la boucle de la surchauffe sont comme pour la machine à pistons :

- la consigne, c'est à dire la surchauffe désirée de l'installation.
- les valeurs mesurées de la BP et de la température du R507A en sortie de l'évaporateur, ces deux informations sont fournies par les capteurs installés à la sortie de l'évaporateur et permettent de déterminer la surchauffe sur l'installation.
- les paramètres du modèle interne de l'évaporateur à plaques qui sont fournis par le modèle physique développé.

Le détendeur est l'actionneur qui permet de modifier la surchauffe via son ouverture, celle-ci est contrôlée par une sortie de l'automate.

La figure 25 présente la boucle de régulation de la surchauffe à l'évaporateur ainsi que les entrées et sorties sur un automate Schneider-Electric.

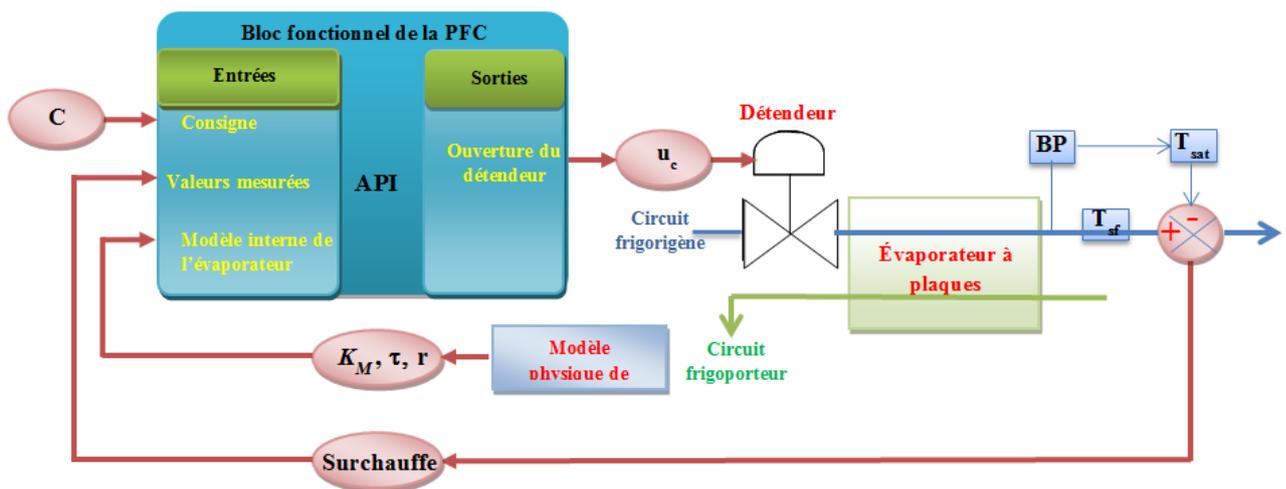


Figure 25. Entrées et sorties de l'automate sur la boucle de régulation de la surchauffe

3.2. Implémentation de PFC sur la boucle de la pression du condenseur :

Le bloc PFC programmé pour réguler la pression de condensation nécessite les entrées suivantes :

- la HP désirée qui joue le rôle de consigne.
- la valeur mesurée de HP par un capteur installé à la sortie du condenseur, cette valeur sera comparée avec la valeur de consigne.
- les paramètres du modèle interne du condenseur à tubes et calandre.

C'est ici le débit d'air qui va permettre de modifier la pression du R507A. Ce débit d'air étant conditionné par le nombre de ventilateurs en marche et leur vitesse de rotation, ces paramètres sont contrôlés par une sortie de l'automate (figure 26).

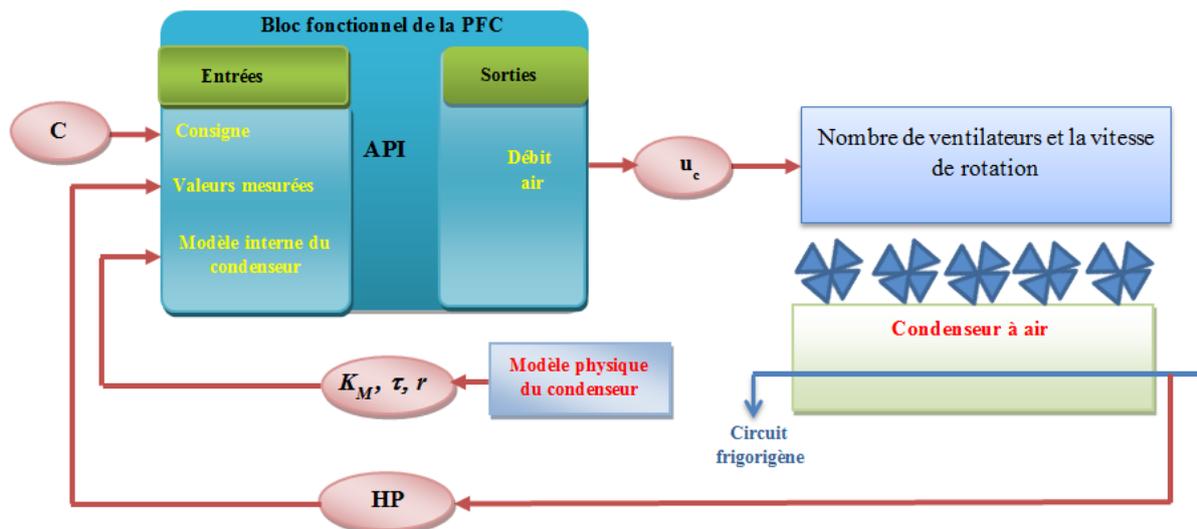


Figure 26. Entrées et sorties de l'automate de la boucle de régulation de pression du condenseur à air

3. 3. Implémentation de la PFC sur la boucle de puissance frigorifique :

Le troisième automate présent sur cette machine concerne la boucle de puissance frigorifique. La commande de cette boucle détermine d'une part la position du tiroir du compresseur à vis et d'autre part sa vitesse de rotation. Ces paramètres permettent de modifier le débit volumique balayé par le compresseur, donc le débit massique de l'installation, et par voie de conséquence sa puissance frigorifique.

Les informations nécessaires en entrée du bloc PFC de l'automate sont :

- la consigne de cette boucle, c'est à dire la température du fluide secondaire en sortie de l'évaporateur à plaques.
- la température du fluide secondaire mesurée en sortie d'évaporateur.
- les paramètres du modèle interne fournis par le modèle physique.

La position du tiroir ainsi que la vitesse de rotation du compresseur doivent assurer le débit de fluide frigorigène nécessaire au bon fonctionnement de l'installation. Ce paramètre est contrôlé en sortie de l'automate (figure 27).

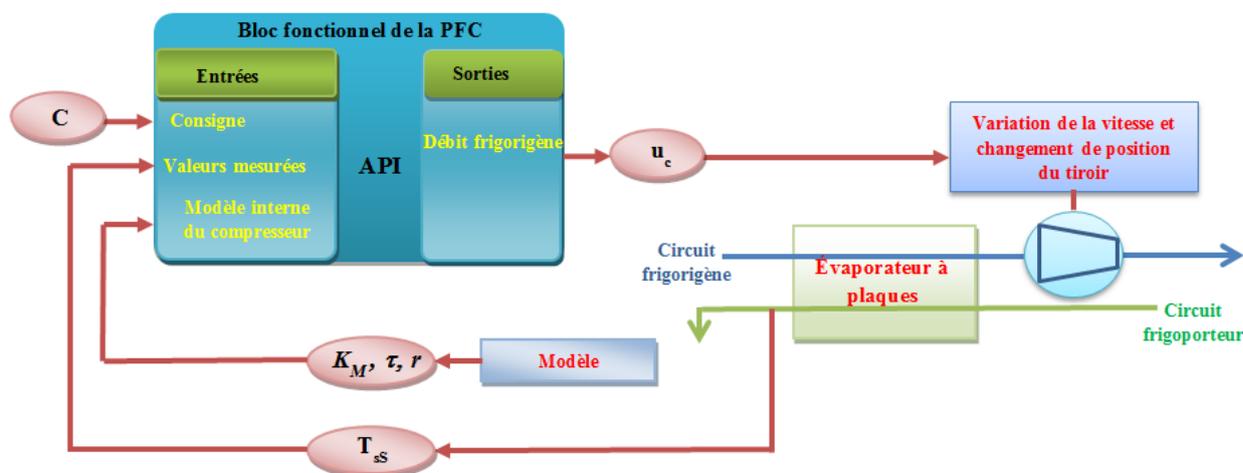


Figure 27. Entrées et sorties de l'automate de la boucle de régulation de la puissance frigorifique (compresseur à vis)

3.4. Analyse de la régulation par PFC :

Afin d'analyser les résultats obtenus par l'implémentation de la PFC sur les boucles de régulation de la machine à vis, deux séries d'essais ont été menées. Une série avec régulateur classique et une deuxième série avec la commande avancée (PFC). Ces essais ont été réalisés en changeant la puissance frigorifique de la machine. Les performances de l'installation ont été mesurées pour différentes valeurs de puissances frigorifiques, tout en se focalisant sur la capacité des commandes à maintenir constantes les consignes de surchauffe et de température du frigoroporteur en sortie de l'évaporateur. Le même protocole opératoire a été utilisé pour comparer la commande avancée et la commande standard installée par le fabricant du groupe frigorifique : Une variation de la charge à refroidir entre 160 et 23 kW pour une valeur de consigne de la température du frigoroporteur en sortie d'évaporateur de 6 °C. Pour les tests avec la commande classique, la consigne de surchauffe était de 8 K et le compresseur fonctionnait avec une vitesse nominale et constante. Dans ce cas le débit frigorifique est modifié uniquement par le déplacement du tiroir. La figure 28 montre le comportement de la machine lorsque la commande classique est utilisée. Cette figure présente des résultats pour une charge variant de 160 à 45 kW. Il apparaît clairement que les valeurs de la température du frigoroporteur en sortie d'évaporateur ainsi que la surchauffe diffèrent des valeurs de consignes.

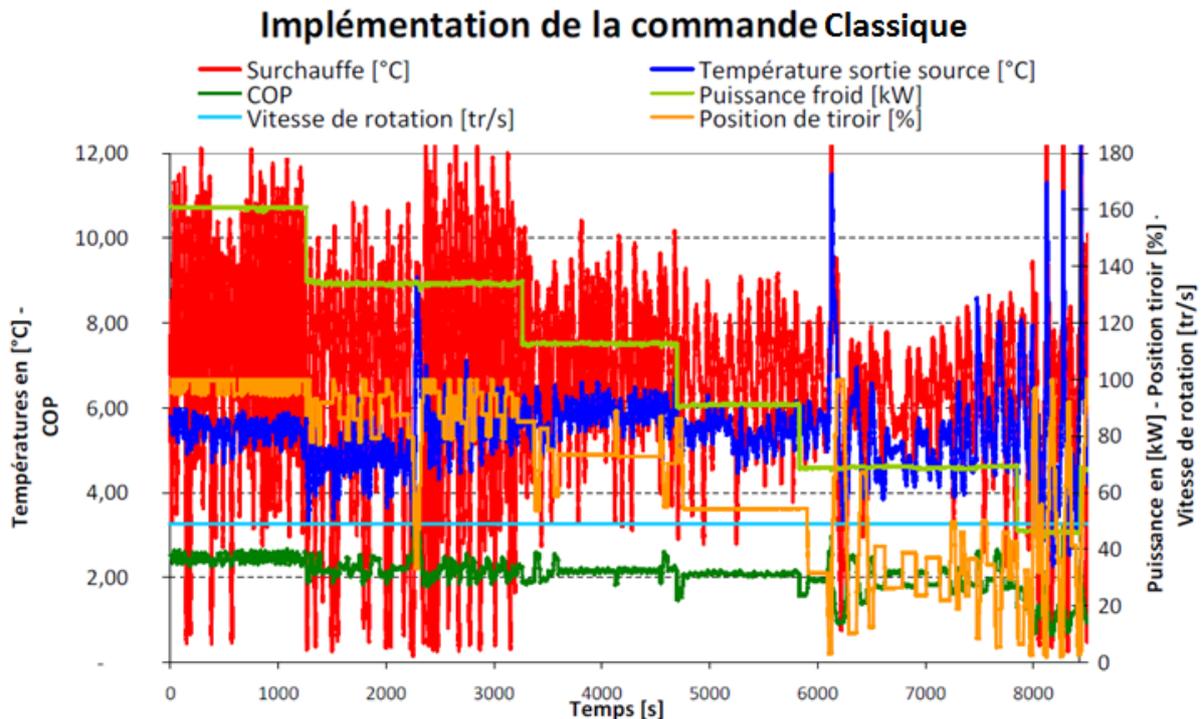


Figure 28. Essais avec régulation par commandes classiques

Afin de quantifier ce que l'utilisation de la vitesse variable peut apporter dans un tel cas de figure, quelques tests ont été réalisés en gardant les régulateurs classiques sur les boucles de surchauffe et de pression du condenseur, mais en utilisant la PFC pour contrôler la vitesse du compresseur tout en maintenant la position du tiroir à une valeur constante (la capacité de débit est maintenue à 100 %). La figure 29 montre le comportement de la machine lorsque le compresseur est alimenté via un variateur de vitesse (VEV).

Implémentation de la VEV

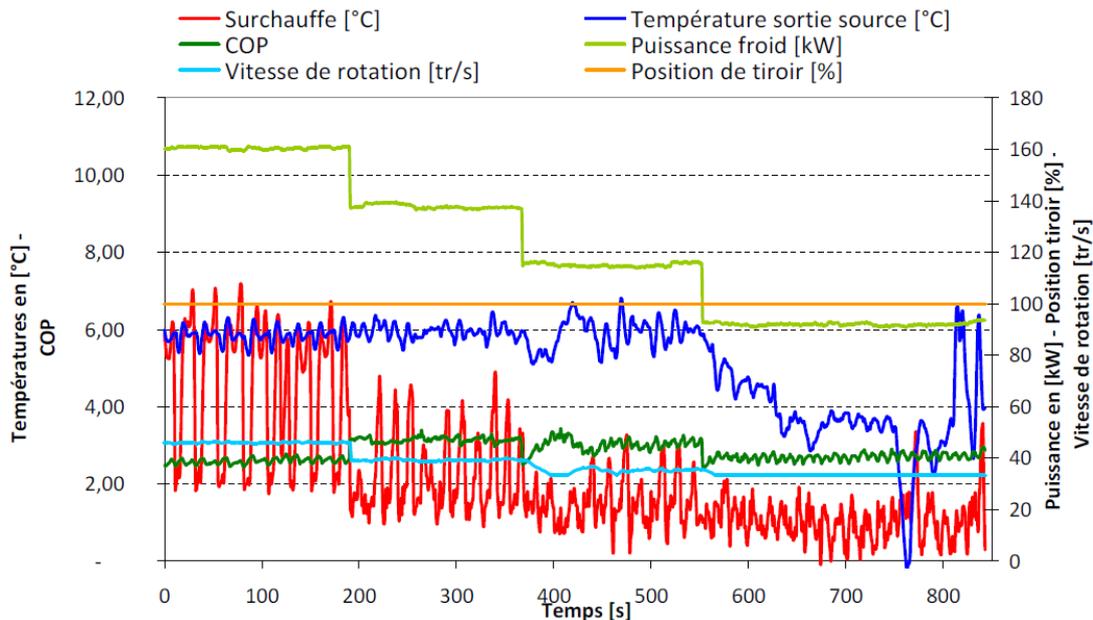


Figure 29. Essais avec régulation par commande avancée sur la vitesse de rotation du compresseur (VEV)

Cette figure présente des résultats pour une charge variant de 160 à 92 kW, car la technologie de compression par vis n'admet pas une réduction de vitesse de plus de 60% de la vitesse nominale, sinon des problèmes d'étanchéité apparaissent. A travers la figure 29, il apparaît qu'encore une fois ni la surchauffe ni la température de sortie source ne respectent les consignes. Si l'on examine les choses un peu plus dans le détail, on s'aperçoit que la température du Temper en sortie d'évaporateur devient inférieure à la consigne lorsque la charge thermique appliquée aux bornes de l'évaporateur est de 92 kW, soit 57%. Dans ce cas, le débit frigorifique devrait être réduit afin de maintenir la température de départ source à une valeur constante, or la vitesse minimale de rotation de la vis est déjà atteinte (60% de vitesse nominale=29.5 tr/min). On peut donc conclure de cet essai qu'une régulation efficace du compresseur à vis doit gérer à la fois sa vitesse de rotation et la position du tiroir.

Si l'on se focalise maintenant sur la surchauffe, dans tous les cas de figure celle-ci présente des oscillations notables et des valeurs qui peuvent même tendre vers zéro, d'où des risques d'entraînement de liquide. En fait, pour les deux séries d'essais mentionnées ci-dessus, la boucle de régulation de la HP est gérée par étage de pression : chaque ventilateur est engagé sur un seuil de pression différent. La figure 30 montre que ce régulateur n'arrive pas à stabiliser la pression de la condensation. Ces instabilités sur la pression en amont du détendeur expliquent les difficultés rencontrées pour commander efficacement cet organe.

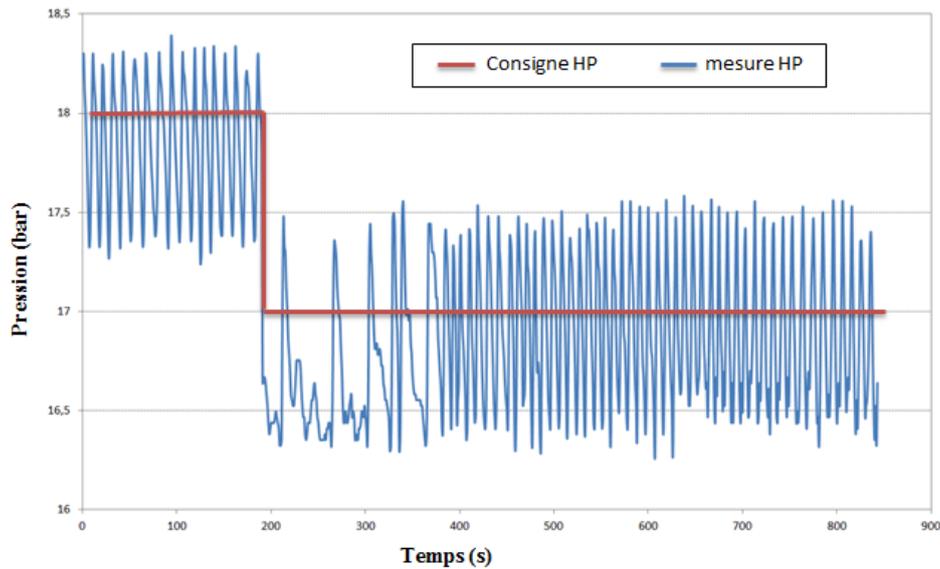


Figure 30. Essais avec régulateur classique de la HP

Afin d'améliorer ce comportement, la PFC a été alors utilisée pour réguler la HP. La figure 31 montre la comparaison entre la consigne HP (valeur désirée) et la HP mesurée lors d'essais menés sur le site des Renardières dans le cas où tous les ventilateurs sont en vitesse variable et où les paramètres calculés par les modèles physiques sont utilisés pour mettre en œuvre la PFC. Il apparaît clairement que la pression de condensation est cette fois correctement régulée. Il est également intéressant de noter que la mise en œuvre de cette boucle a été réalisée en utilisant pleinement l'approche physique développée : cette machine étant nouvelle sur le site des Renardières, aucun point de mesures n'avait été réalisé auparavant sur le condenseur à air, malgré cette méconnaissance de la machine à réguler les paramètres générés par le modèle physique ont permis de réguler efficacement cet organe en quelques minutes sans avoir recours à des identifications quelconques.

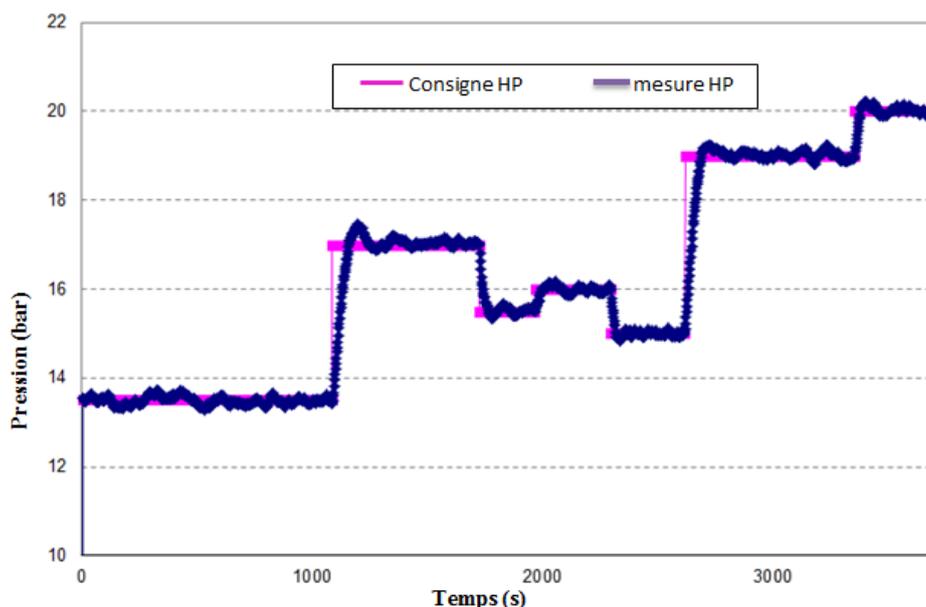


Figure 31. Essais avec régulateur PFC de la HP

Sur la base de ces constatations, une nouvelle série d'essais a été menée en implémentant la commande avancée sur les trois boucles de régulation. Dans cette configuration le régulateur

agit simultanément sur la vitesse de rotation de la vis et la position du tiroir de capacité, ceci selon la stratégie définie au paragraphe 2.4 du chapitre 3. La figure 32 présente le comportement du groupe frigorifique contrôlé par la commande avancée et soumis à des variations de charge thermique de 150 à 25 kW. A travers cette figure, il apparaît clairement qu'une meilleure tenue des consignes de surchauffe et de température de départ de l'eau glacée est obtenue pour la majeure partie du protocole d'essais.

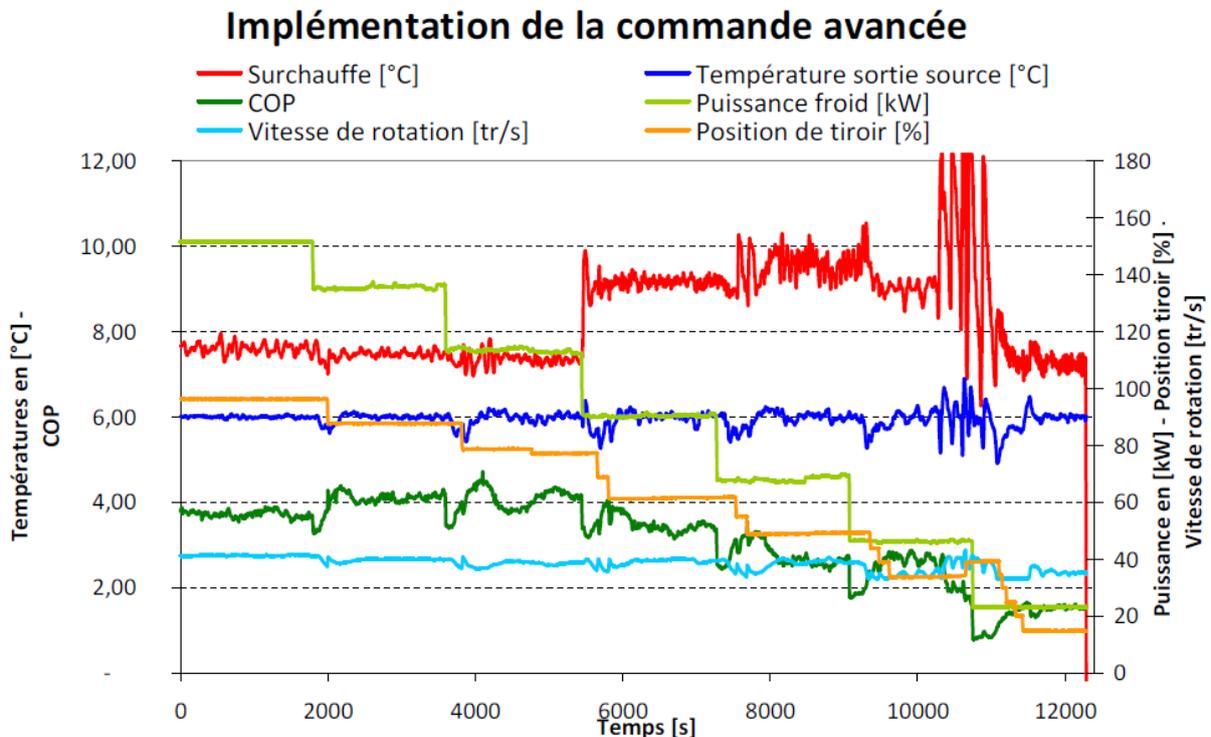


Figure 32. Essais avec régulation par commandes avancée

On remarque que des oscillations sur les grandeurs mesurées apparaissent lorsque la charge thermique appliquée à l'évaporateur devient faible. La puissance frigorifique que doit fournir le groupe est adaptée à la charge en diminuant le débit de fluide frigorifique transitant dans le compresseur et par conséquent dans l'ensemble de la machine. La vanne de détente est dimensionnée pour fonctionner avec une certaine différence de pression à ses bornes, ainsi qu'un débit nominal de fluide frigorifique de l'ordre de 6 tonnes/heure. Lorsque les conditions de fonctionnement s'éloignent de celles retenues pour le dimensionnement, les caractéristiques autoritaires de la vanne ne sont plus maintenues. En d'autre terme, les pertes de charge dues au passage du fluide dans la vanne ne sont plus suffisantes, la variation d'ouverture de la vanne n'assure plus un contrôle du débit et la pression d'évaporation se met à osciller (cf. figure 33).

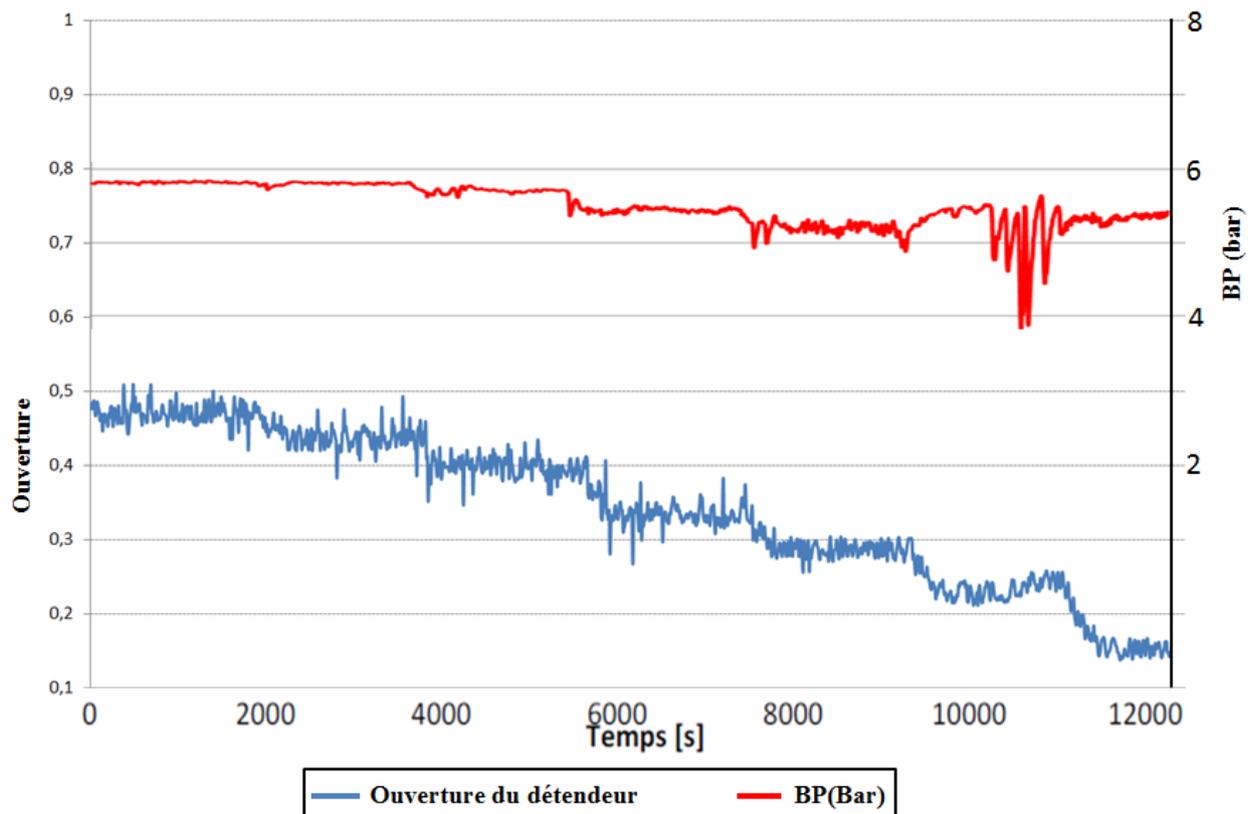


Figure 33. Oscillation de la BP par variation d'ouverture de la vanne

Dans un cas idéal, il serait nécessaire d'installer une deuxième vanne de détente adaptée au régime partiel, cependant cette situation n'existe pas ou presque dans les installations industrielles. Il a donc été décidé de retenir la solution offerte par le système de régulation. Pour compenser ce fonctionnement, nous avons été amenés à corriger certaines consignes de fonctionnement, notamment celle de la surchauffe. Ainsi, nous avons ramené les conditions de pression et débit du fluide nécessaire pour renforcer l'autorité de la vanne.

Les défauts de comportement de la vanne de détente ont été maintenus sur la figure 34 pour montrer à la fois l'importance du phénomène et son influence relative sur les autres boucles régulées : même si la surchauffe est instable, l'effet ressenti sur la température de sortie de la source est limité à une amplitude de plus ou moins 1 °C de la consigne.

3.5. Gain énergétique :

La machine a été testée en changeant la puissance frigorifique et le COP a été mesuré pour les trois systèmes de régulation suivants :

- la commande classique de la machine, c'est à dire celle installée par le fabricant, pour une puissance frigorifique variant de 160 à 45 kW ;
- la commande avancée uniquement sur la boucle de puissance (vitesse de rotation variable mais position du tiroir fixée à 100%), ceci pour une puissance frigorifique variant de 160 à 92 kW ;
- la commande avancée sur les trois boucles (vitesse et position du tiroir du compresseur sont tous deux variables), pour une puissance frigorifique évoluant de 150 à 25 kW.

La figure 34 montre que la seule utilisation de la PFC pour gérer la vitesse de rotation du compresseur sur la boucle de régulation de la puissance frigorifique permet déjà d'augmenter le COP par rapport à la commande classique.

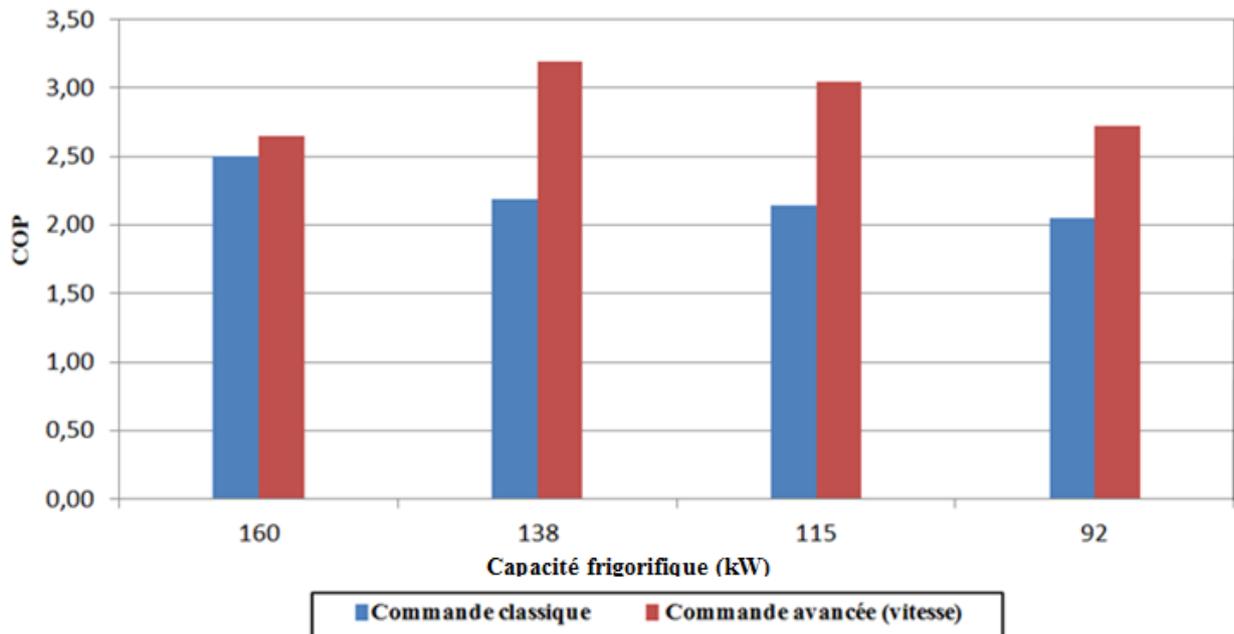


Figure 34. Mesure du COP avec commande classique et commande avancée (vitesse variable)

Bien que le COP s'améliore en utilisant la PFC pour contrôler la vitesse de rotation du compresseur, la figure 35 montre clairement que ni le régulateur classique ni le régulateur PFC qui gère la vitesse du compresseur ne respectent la consigne sur la boucle de régulation de la puissance frigorifique (température de sortie source). En ce qui concerne la commande par PFC, comme mentionné précédemment, ce mauvais comportement s'explique par le fait que le bon fonctionnement du compresseur à vis n'autorise pas à descendre à une vitesse de rotation trop faible. Ainsi l'adaptation à des faibles charges doit également passer par la modification de la cylindrée (position du tiroir).

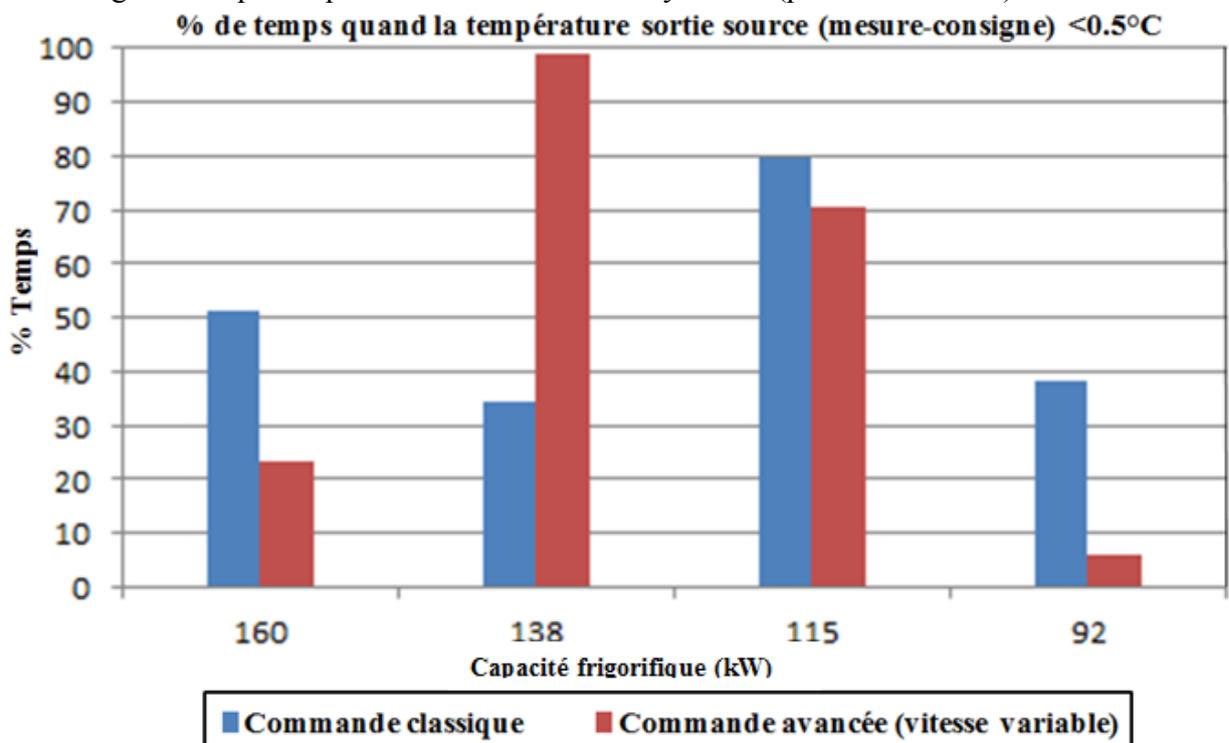


Figure 35. Ecart entre la température de sortie source et la consigne

La figure 36 montre que les performances énergétiques de la machine sont très nettement améliorées quand la PFC est utilisée sur les trois boucles de régulation.

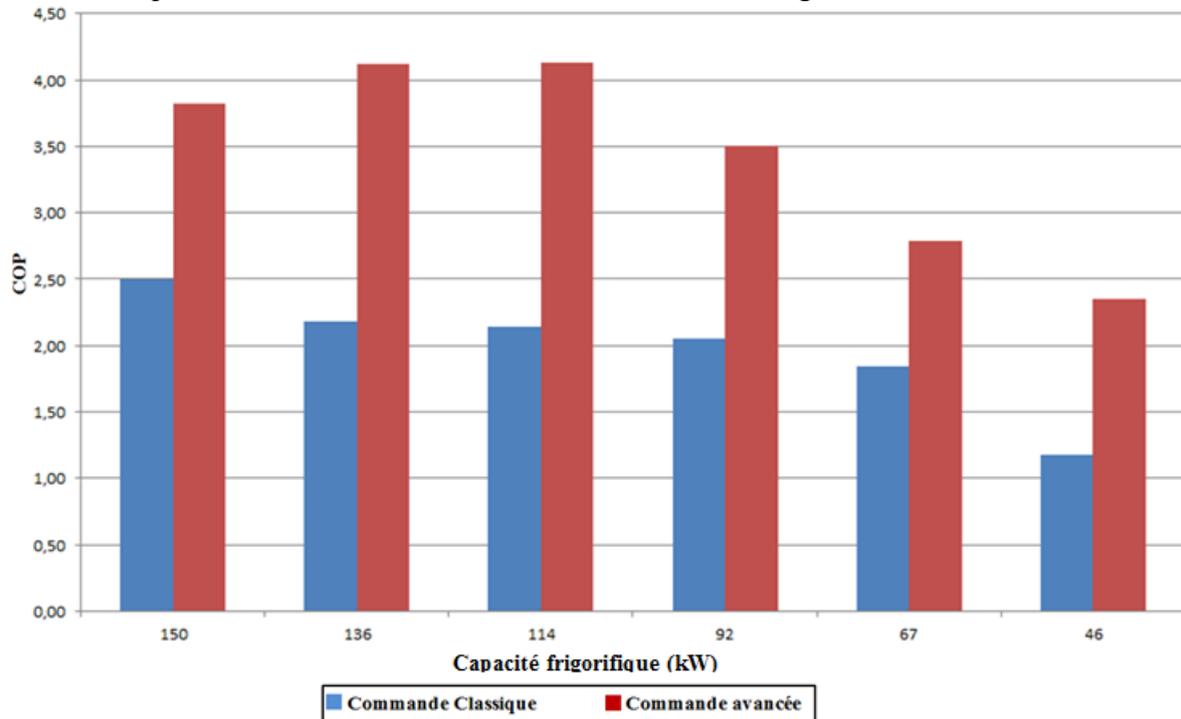


Figure 36. Mesure du COP avec commande avancée et commande classique

Ces performances énergétiques en nette hausse s'accompagnent en outre d'un bon respect de la consigne sur la température de la source froide. Ainsi la figure 37 présente le pourcentage de temps durant lequel l'écart entre la consigne et la température du frigoporteur mesurée reste en dessous de 0.5 °C.

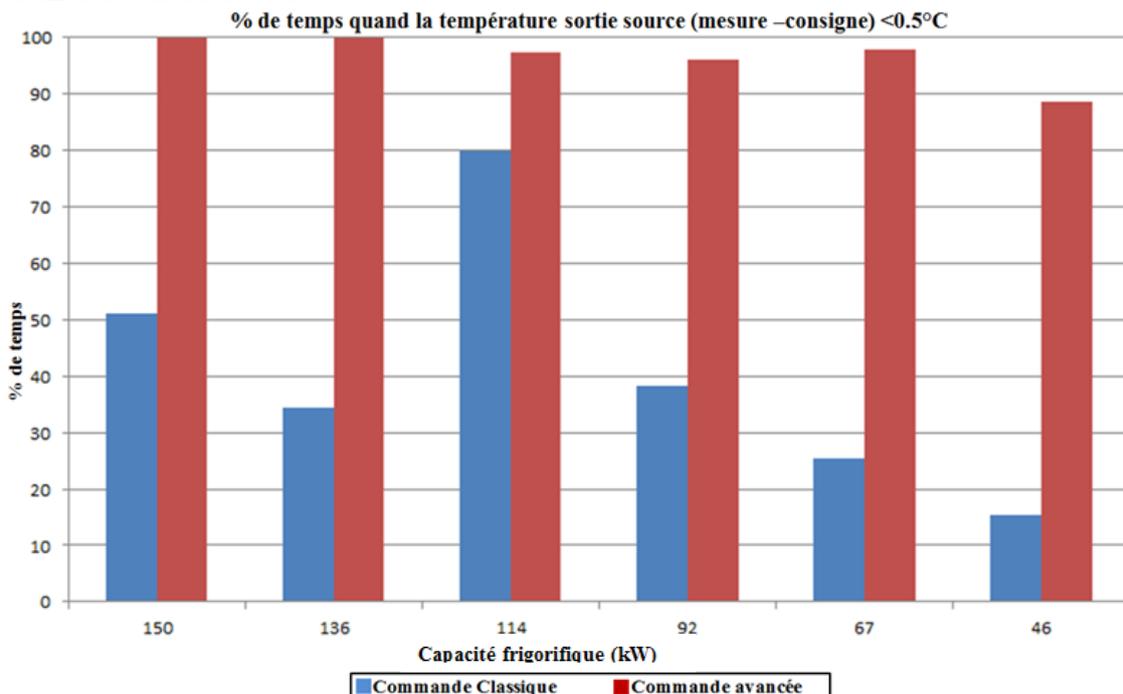


Figure 37. Ecart entre la température de sortie source et la consigne

Afin de quantifier le COP moyen en situation industrielle, les facteurs suivants de pondération de temps en fonction de la charge sont utilisés par EDF :

$$COP_{\text{industrial site}} = 0.08 COP_{100\%} + 0.3 COP_{88\%} + 0.2 COP_{75\%} + 0.2 COP_{66\%} + 0.15 COP_{50\%} + 0.05 COP_{35\%} + 0.02 COP_{25\%} \quad (4.8)$$

En appliquant cette formule aux résultats présentés sur la figure 36, le COP augmente de 43 % grâce à la commande avancée par rapport à la régulation originellement implantée sur la machine à vis.

Ces résultats montrent que la commande avancée permet à la fois d'obtenir un bon suivi des consignes mais aussi des gains énergétiques intéressants.

Conclusion

Le travail présenté dans cette thèse apporte une contribution sur la mise en œuvre d'une commande prédictive pour une machine frigorifique afin d'améliorer le coefficient de performance (COP) de l'installation.

Pour aborder notre étude, nous avons commencé par présenter les différentes boucles de régulation susceptibles d'être utilisées sur une machine frigorifique :

- Boucle de régulation de la surchauffe du fluide frigorigène en sortie d'évaporateur par action sur le détendeur ;
- Boucle de régulation de la pression de condensation par action sur le débit d'un fluide source ;
- Boucle de régulation de la puissance frigorifique par action sur le compresseur (vitesse variable et/ou modification de la cylindrée).

Un état de l'art sur les méthodes de régulation utilisées dans les machines frigorifiques nous a conduit à utiliser une commande prédictive fonctionnelle (PFC) dont la complexité d'algorithmique est raisonnable pour une implémentation en temps réel dans un Automate Programmable Industriel (API), contrainte imposée par les partenaires industriels dans le cadre de cette thèse. L'application d'une commande PFC nécessite un modèle interne pour réaliser une prédiction de l'évolution à venir de la sortie du procédé. En conservant à l'esprit les contraintes d'implémentation, il ressort que l'utilisation d'un modèle de connaissance d'ordre élevé est réducteur. Après avoir étudié l'influence des erreurs de modélisation sur la régulation, nous avons adopté un modèle interne du premier ordre retardé avec trois paramètres à identifier pour chaque boucle de régulation : un gain statique, une constante de temps et un retard pur. De ce fait la mise en œuvre de la commande PFC est facile ce qui constitue un point essentiel pour des utilisateurs industriels potentiels. Pour des questions de sécurité liées à la machine, des techniques d'identification couramment utilisées en Automatique sont difficilement envisageables pour déterminer les paramètres de modèles de différents évaporateurs, condenseurs et compresseurs. Aussi une approche originale consistant à réaliser une modélisation physique de la machine par une approche macroscopique a été développée dans le cadre de cette thèse. A partir d'informations générales comme le type de composants utilisés, leurs dimensions, ou encore les fluides frigorigènes et secondaires présents dans une installation, l'approche proposée permet de déterminer les paramètres du modèle interne pour la commande PFC. Une bibliothèque de modèles physiques a été élaborée. Pour la boucle de régulation de la surchauffe, trois types d'évaporateurs ont été modélisés : évaporateur à tubes et calandre, évaporateur à plaques et évaporateur à tubes et ailettes. Comme ces modèles dépendent du type de compresseur utilisé, plusieurs familles de compresseurs volumétriques ont été prises en compte : les compresseurs à piston et les compresseurs à vis ou scroll. En ce qui concerne la boucle de régulation de la pression du condenseur, les condenseurs à tubes et calandre ainsi que les condenseurs à tubes et ailettes ont été considérés. Pour ce qui est de la boucle de régulation de la puissance frigorifique, les mêmes modèles que ceux décrits pour la partie surchauffe ont été utilisés pour quantifier les échanges de chaleur au sein de l'évaporateur. Grâce à ces modèles, un opérateur pilotant une machine doit uniquement renseigner des données physiques propres à l'installation, les paramètres pour la commande sont ensuite calculés automatiquement et peuvent être consignés dans un automate industriel. Ainsi l'opérateur n'a pas besoin de connaître les modèles mathématiques de la commande.

Afin de valider notre approche, des expériences ont été réalisées sur deux machines différentes du centre de recherche d'EDF des Renardières.

La première machine utilise le R410A comme fluide frigorigène. Elle est constituée d'un évaporateur et d'un condenseur de type tubes et calandre, d'un compresseur à 4 pistons et

d'un détendeur électronique. La commande PFC a été appliquée respectivement sur la boucle de surchauffe, la boucle de pression du condenseur et la boucle de puissance frigorifique. Une étude comparative avec la commande classique PID a été menée. Dans un premier temps, cette étude a été centrée sur la boucle de régulation de la surchauffe. Les essais réalisés ont montré que l'utilisation de la PFC en lieu et place d'une régulation « classique » de type PID permet d'améliorer la performance de régulation de la surchauffe vis-à-vis des différentes perturbations (condition de condensation, mise en route du compresseur, variation de la charge). Cette amélioration conduit, d'une part, à un gain énergétique de l'ordre de 2% et, d'autre part, à la possibilité d'envisager une diminution de la consigne de surchauffe apportant des gains énergétiques plus importants. L'optimisation de la surchauffe de référence à l'aide d'essais expérimentaux pour différentes charges (25%, 50% 75% et 100% de la charge nominale) met en évidence un gain énergétique additionnel beaucoup plus convainquant, notamment à charge partielle.

Une étude comparative sur la boucle de régulation de la pression du condenseur a par la suite été effectuée. Les résultats montrent que l'utilisation de la commande PFC contribue à une meilleure performance dynamique de la surchauffe vis-à-vis des perturbations. Enfin le comportement du groupe de production de froid avec les trois boucles de régulation a été analysé suivant qu'on utilise une régulation standard ou la commande PFC. Les performances énergétiques de la machine ainsi que sa capacité à maintenir constantes les consignes de surchauffe et de température du frigoroporteur en sortie d'évaporateur ont été mesurées pour différentes valeurs de puissances frigorifiques. Il ressort que la commande développée permet à la fois d'obtenir un bon suivi des consignes et des gains énergétiques substantiels : le COP moyen peut être augmenté de 12 %.

La deuxième machine testée utilise du R507A comme fluide frigorigène. Elle se compose d'un évaporateur à plaques, d'un condenseur à tubes et ailettes et d'un compresseur à vis dont on peut faire varier la cylindrée via la position d'un tiroir. Trois groupes d'essais ont été réalisés sur cette machine avec différents types de commande. Dans le premier groupe, une commande standard a été utilisée pour la régulation de la surchauffe, de la pression de condensation et de la puissance frigorifique. Pour le deuxième groupe, une commande PFC a été prise pour réguler la vitesse de rotation du compresseur uniquement, les autres boucles étant toujours gérées par la commande standard. Quant au troisième groupe, les trois boucles de régulation ont été assurées par la PFC. Les résultats montrent qu'en présence des perturbations, les consignes ne sont bien respectées que pour le troisième groupe d'essais où la PFC a été implémentée sur les trois boucles de régulation. Dans cette configuration, le COP moyen augmente de 43 % par rapport à une régulation standard.

En conclusion, ce travail nous a permis de développer et tester une méthode prédictive de régulation applicable aux différentes grandeurs physiques à contrôler dans une machine frigorifique. Cette méthode de régulation peut contribuer efficacement à l'amélioration de la performance dynamique, de la robustesse vis-à-vis des perturbations et conduire par conséquent à des gains énergétiques importants. La démarche proposée autorise en outre une mise en route rapide de l'installation et l'approche métier basée sur les modèles physiques développés est suffisamment générale pour s'appliquer à divers types de machines.

Ce travail, non exhaustif évidemment, pourrait donner lieu à des études complémentaires dans les directions suivantes :

- Dans cette étude, les capacités de calculs de l'API n'ont pas permis d'implanter directement les calculs des modèles physiques en plus des algorithmes de commande. Les paramètres nécessaires de PFC sont calculés individuellement par ces modèles hors ligne et ensuite sont transmis dans l'API. Une des perspectives de ce travail

consiste à intégrer les modèles physiques dans des unités de calcul plus puissantes afin de simplifier la procédure de la mise en service de la commande.

- Même si une bibliothèque de modèles physiques a été développée en vue de pouvoir appliquer la commande développée sur différentes machines à compression, il conviendrait d'étendre encore cette approche pour être plus générique. Parmi les pistes d'extension envisageables on peut citer par exemple la modélisation des condenseurs à plaques et d'échangeurs à passages multiples, la prise en compte des fluides zéotropes, ou encore celle de la présence d'un sous-refroidisseur positionné après le condenseur.
- La commande prédictive présentée dans ce travail utilise un modèle interne dont les paramètres sont déterminés pour un point de fonctionnement. Or, le comportement de la machine dépend des conditions d'utilisation. Une étude plus élaborée concernant l'influence d'erreurs de modélisation sur le comportement de la PFC devrait être poursuivie.
- Pour rendre la commande PFC plus robuste vis-à-vis des erreurs de modélisation, une des voies à explorer consiste à ajuster en temps réel des paramètres du modèle interne en fonction des conditions de fonctionnement. Deux études ont été menées dans le cadre des projets de Master de recherche. L'une porte sur la possibilité d'approximer l'évolution des paramètres du modèle interne par des fonctions polynomiales. L'autre concerne l'utilisation des techniques d'identification en ligne de ces paramètres. Les résultats très prometteurs nous encouragent à continuer nos recherches dans cette direction.
- Même si les modèles physiques développés au cours de ce travail sont très macroscopiques ils nécessitent tout de même un nombre de données non négligeable et le recours éventuel à des plans de l'installation. Si un opérateur n'a pas accès à toutes ces informations, il pourrait être intéressant de chercher à développer des modèles dégradés utilisant des données d'entrée qui se trouvent dans tous les catalogues de fabricants. Ces modèles auraient alors pour but de définir uniquement des ordres de grandeur sur le fonctionnement de la machine et ainsi de lancer une identification des différents composants en toute sécurité.
- Dans la mesure où une grande puissance de calcul est autorisée avec des outils matériels plus performants comme des systèmes de DSP, des microAutobox..., il serait intéressant d'étudier d'autres types de régulation permettant de commander des systèmes industriels complexes. Cela ouvre des perspectives très attirantes pour les automaticiens. Reste à convaincre les industriels de franchir le pas ...

Références

- [1] Jakobsen A., and Rasmussen B. Energy-optimal speed control of fans and compressors in a refrigeration system. Proc. Eurotherm Seminar, Nancy, France, 1998, pp. 317-323.
- [2] Leduq D., Nouhieu N., Guilpart J., Gueguen R. Contrôle optimal d'une installation frigorifique, FROID : Gestion des équipements. Revue générale du froid. Paris : AGP édition, N°1033, 2003, pp. 31-36.
- [3] Lin J.L., and Yeh T.J. Modeling, identification and control of air-conditioning systems. Int. J. Refrigeration. 2007, vol. 30, pp. 209-220.
- [4] Leduq D., Guilpart J., Trystram G. Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. Int. J. Refrigeration. 2006, 29, pp. 761-772.
- [5] Yao Y., Lian Z., Hou Z., Zhou X. Optimal operation of a large cooling system based on an empirical model. Appl. Therm. Eng. 2004, 24, pp. 2303-2321.
- [6] Aprea C., Mastrullo R., and Renno C. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. Int. J. Refrigeration. 2004, 27, pp. 639-648.
- [7] Hua L., Jeong S.K., and You S.S. Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system. Appl. Thermal Eng. 2009, 29, pp. 1067-1074.
- [8] Chen Y., Deng S., Xu X., Chan M. A study on the operational stability of a refrigeration system having a variable speed compressor. Int. J. Refrigeration. 2008, 31, pp. 1368-1374.
- [9] Outtagarts A., Haberschill P., Lallemand M. Etude des lois de commande adaptatives utilisables pour des détendeurs électroniques de machines frigorifiques. Proc. 19th International Congress on Refrigeration, B2, La Haye, Netherlands. 1995, pp. 421-428.
- [10] Zhou X., Xia J., Jin X., Zhou Z. Study on fuzzy control of the electronic valve in the air-conditioner with inverter. Proc. 20th International Congress on Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Australia. 1999, vol. III, 6 p.
- [11] Nanayakkara V.K., Ikegami Y., and Uehara, H. Evolutionary design of dynamic neural networks for evaporator control. Int. J. Refrigeration. 2002, 25, pp. 813-826.
- [12] Thevenot R. Essai pour une histoire du froid artificiel dans le monde. Paris : Institut International du Froid. IIF-IIR, France, 1978, 507 p.
- [13] Bernier J. La pompe à chaleur : Déterminer – Installer – Entretien. Paris : Ed. Pyc livres, 2004, 256 p. 2-86243-071-4
- [14] Cengel Y.A, Boles M.A, Thermodynamics an Engineering Approach. 6nd Ed. New York: Mc Graw Hill, 2008, 1018p. ISBN 978-0-07-352921-9
- [15] Lorentzen G.U. Use of CO2 in commercial refrigeration and energy efficient solution, Hanover, Germany. IIF-IIR Conference, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, 1994, 23 p.
- [16] Lorentzen G.U. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. Int. J. Refrigeration, 1994, 17, pp. 292-301.
- [17] Lévesque P. Les avantages du sous-refroidissement. Climapresse septembre-octobre 2003, v9n1-26.
- [18] Meunier F., Rivet P., Terrier M. Froid industriel. Paris : Dunod, DL 2005, 495 p. ISBN : 2-10-005301-9.
- [19] Prigent R, Auclerc M. Régulation et automatisme des systèmes frigorifiques. Paris : Dunod, DL 2010, 203 p. ISBN : 978-2-10-053453-1.
- [20] Géhin D. Systèmes Asservis Linéaires, (cours de Régulation, ECAM)

- [21] Vitté E. La régulation ; conseil en automatisme, Techniques et Innovations (PEC), guide technique : le magazine Schneider Electric de l'enseignement technologique et professionnel, juin 2004. 18 p.
- [22] Rui Qi Zhu et al. FUZZY-PID methods for controlling evaporator superheat. Eighth International Refrigeration conference, July 25-28 2000, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 2000. pp. 337-344.
- [23] Chen W., Chen Z., Rui Qi Z., Yezheng W. Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator. *Int. J. Refrigeration*. 2002, 25, pp. 1137-1142.
- [24] Ekren O., Sahin S., Isler Y. Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve. *Int. J. Refrigeration*. 2010, 33, pp. 1161-1168.
- [25] Changenet C., Charvet J.N., Géhin D., Sicard F., Charmel B. Study on predictive functional control of an expansion valve for controlling the evaporator superheat, *Journal of Systems and Control Engineering*. 2008, 222, pp. 571-582.
- [26] Kettani A. La commande prédictive globale multivariable. Mémoire Présenté à la Faculté des études supérieures de l'université Laval pour l'obtention du grade de maître ès sciences. Département de Génie Électrique et de Génie Informatique Faculté des Sciences et de Génie Université LAVAL, 2000, 159 p.
- [27] Astrom K. J. & Wittenmark B. On self-tuning Regulators, *Automatica*, 1973, vol. 9(2), pp. 158-199.
- [28] Richalet J., Rault A., Testud J.L. et al. Model Predictive Heuristic Control: Applications to industrial processes. *Automatica*, 1978, Vol. 14, N°5, pp. 413-428.
- [29] Cutler C. R., Ramaker B. L. Dynamic Matrix Control (DMC): A computer Control Algorithm, *Proceedings of the Joint Automatic Control Conference*, San Francisco, 1980.
- [30] Clarke D.W., Gawthrop P.J. A Self-Tuning Controller, *Proc. IEE*, 1975. vol.122, pp. 929-934.
- [31] Bruijn P. M., Verbruggen H.B. Model Algorithmic Control (MAC) using impulse response models. *Automatica*, 1984, vol. 25, pp. 67-74.
- [32] De Keyser R. M. C., Cauwenberghé A. Extended Prediction Self-Adaptive. *IFAC Symp. On Identification and System Parameter Estimation*, New York, 1985, pp. 1255-1260
- [33] Ydstie B. E. Extended horizon adaptive control. *Proceedings of the IFAC World Congress*, Budapest, Hungary, 1984, pp. 133-137.
- [34] Clarke D. W., Mohtadi C. Property of generalized predictive control. *Automatica*, 1989, vol. 25, pp. 859-875.
- [35] Clarke D.W., Mohtadi C., Tuffs P. S. Generalized predictive control. Parts 1 and 2, *Automatica*, 1987, vol. 23, pp. 137- 160.
- [36] McIntosh A. R. Performance and Tuning of Adaptive Generalized Predictive Control. M.Sc. Thesis, University of Alberta, 1988.
- [37] McIntosh A. R., Shah S. L., Fisher D. G. Analysis and Tuning of Adaptive Generalized Predictive Control. *Can. J. Chem. Eng.* 1991, 69, pp. 97-110.
- [38] Richalet J. *Pratique de la commande prédictive*. Paris, 1993, 349 p. ISBN 2866014014.
- [39] Desbiens A., Hodouin D., Plamondon E. Global predictive control: A unified control structure for decoupling setpoint tracking, feedforward compensation and disturbance rejection dynamics. *IEE Proc. Control Theory Appl.*, 2000, vol. 147, n° 4, pp. 465-475.
- [40] Richalet J., Lavielle G., Mallet J. *La commande prédictive – mise en œuvre et applications industrielles*. Eyrolles Editions, Paris, 2004, 272 p.

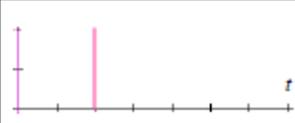
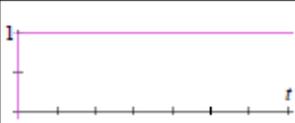
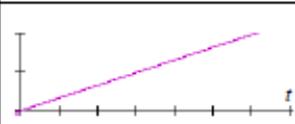
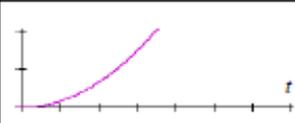
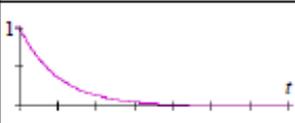
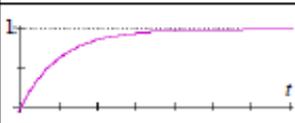
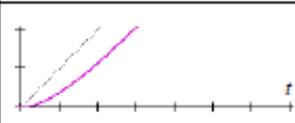
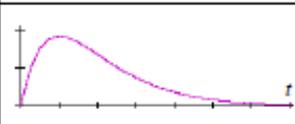
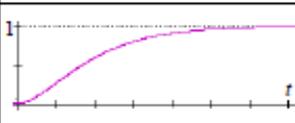
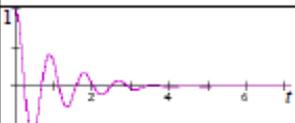
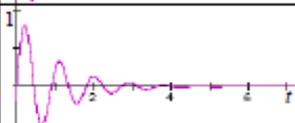
- [41] Outtagarts A., Haberschill P., and Lallemand M. Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique soumis à des variations de débit. In Proceedings of the 19th International Congress on Refrigeration, B2, La Haye, Netherlands, 1995, pp. 413–420.
- [42] Finn D. P. and Doyle C. J. A BEMS-integrated electronic expansion valve for real-time optimisation of refrigerant evaporation. In Proceedings of the 20th International Congress on Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Australia, 1999, vol. III, 8 p.
- [43] Alegria C. Commande prédictive ajustable d'un échangeur tubes et calandre d'une machine frigorifique : rapport de stage de Master GSA. Lyon : INSA de Lyon, 2009, 84p.
- [44] Gagneur L. Mise en œuvre de méthodes d'identification sur une machine frigorifique : rapport de stage de Master GSA. Lyon : INSA de Lyon, 2010, 77 p.
- [45] Bontemps A., Garrigue A., Goubier C., Huetz J. et Marvillet C. : “ Echangeur de chaleur – Dimensionnement thermique ”. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie Energétique, 1994, Dossier B2342, vol. BE6, 16 p.
- [46] Changenet C., Denis M. : « Les modèles d'échangeurs ». Conférence de l'ATEE sur les nouveaux fluides frigorigènes : conséquences techniques et économiques pour vos installations, Lyon, 1995, pp. 19-22.
- [47] REFPROP[®]: reference fluid thermodynamic and transport properties. NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0, copyright 2002.
- [48] Incropera F.P., Dewitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Fifth ed., John Wiley & Sons, New York, 2002. 981p. ISBN 466–509.
- [49] Imed Gutari, Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂. Thèse MEGA. Lyon : INSA de Lyon, 2005, 218 p.
- [50] Lallemand A. Thermodynamique appliquée aux machines thermiques, département de génie énergétique, INSA de Lyon.
- [51] Stoecker W.F., Jones J.W. Refrigeration and air conditioning, 2nd ed. Singapore: McGraw-Hill Book Co., 1982, ISBN 0-07-Y66591-5.
- [52] Bennamer A., Clodic D. Comparison of energy efficiency between variable and fixed speed scroll compressor in refrigerating systems. 19-19 June 1999, Paris. Technological innovations in refrigeration, in air conditioning and the food industry into third millennium, 1999, 8 p.
- [53] Chan K.T., Yu F.W. Thermodynamic-behaviour model for air-cooled screw chillers with a variable set-point condensing temperature. Applied Energy 83, 2006, pp. 265–279.
- [54] Seshaiyah N., Subrata Kr., Ghosh S. Kr. Mathematical modeling of the working cycle of oil injected rotary twin screw compressor. Applied Thermal Engineering 27, 2007, pp. 145–155.
- [55] Seshaiyah N., Sahoo R.K., Sarangi S.K. Theoretical and experimental studies on oil injected twin-screw air compressor when compressing different light and heavy gases. Applied Thermal Engineering 30, 2010, pp. 327–339.
- [56] Manuel technique GRETh. CD-ROM. Transfert de chaleur dans les tubes de section circulaire, TM2, GRETh, Novembre 1987.
- [57] Manuel technique GRETh. CD-ROM. Corrélation d'échange thermique et de perte de charge à l'extérieur d'un faisceau dans un échangeur tubes-calandre : méthode de Bell-Delaware, TM24, 24 Juin 1999.
- [58] Kern D. Q. Process Heat Transfer. New York , 1950, 871p.
- [59] Dahr P.L, Jain V.K. On evaluation of correlation for prediction of heat transfer coefficient in nucleate flow boiling. International Journal of Heat and Mass Transfer 25,n°8, 1982, pp. 1250-1251.

- [60] Manuel technique GRETh. CD-ROM. Transfert de chaleur lors de l'évaporation d'un fluide pur s'écoulant à l'intérieur d'un tube lisse, TE2, 22 Décembre 1997.
- [61] Naterer G.F. Heat transfer in single and multiphase systems. Florida: CRC Press, 2002, 618 p. ISBN 0849310326.
- [62] Kuehn T.H., Couvillion R.J., Coleman J.W. *et al.* ASHRAE Handbook-Fundamentals. I-P Edition. CD-ROM. 2005
- [63] Garcia-Cascales J.R., Vera-García F., Corberán-Salvador J.M. *et al.* Assessment of boiling and condensation heat transfer correlation in the modelling of plate heat exchangers, International Journal of Refrigeration 30, 2007, pp. 1029-1041.
- [64] Pelletier O., Plam B. Performance of plate heat exchangers and compressor in a domestic heat pump using propane. IIF-IIR Conference, Aarhus, Denmark, 1996.
- [65] Raju K.S.N., Chand J. Consider the plate heat exchanger. Chemical Engineering Journal. August 11.1980, pp.133-144.
- [66] Yan Y.Y., Lin T.F. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger. Journal of Heat Transfer, vol. 121, 1999, pp. 118-127.
- [67] In-Kwan Kim., Jae-Hong Park., Yong-Ha Kwon *et al.* Experimental Study on R-410a Evaporation Heat Transfer Characteristics in Oblong Shell and Plate Heat Exchanger. Heat Transfer Engineering, Volume 28, Issue 7, July 2007, pp. 633 – 639.
- [68] Vidil J.M., Grillot C., Marvillet C. *et al.* Échangeurs à plaques; Description et éléments de dimensionnement. 1990, p.57-58, ISBN2-87777-240-3.
- [69] Bontemps A., Garrigue A., Goubier C. Technologie des échangeurs thermiques. Paris : Techniques de l'ingénieur, Groupement pour la recherche sur les échangeurs thermiques, GRETh. Manuel Technique 1988. 159p. ISBN : 2-85059-003-7
- [70] Manuel technique GRETh. CD-ROM. TM7 Janvier 1991, Transfert de chaleur dans les faisceaux de tubes à ailettes circulaires planes.
- [71] Huetz J., Bontemps A., Garrigue A., *et al.* Techniques de l'ingénieur BE6. 1994. page B2 343-7.
- [72] Ekroth, I. och Granryd, E., 1994, Tillämpad termodynamik, Institutionen för Tillämpad termodynamik och kylteknik, Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm.
- [73] Wang C.C., Chi K.Y., Chang C.C. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000, 43, pp. 2693-2700.
- [74] Necati Özisik M., Heat transfer: a basic approach. New York: McGraw-Hill Companies. 1984. 576p. ISBN 978-0070479821
- [75] Bontemps A., Marvillet C., Tazout H. Condensation de mélanges non-azéotropiques à l'intérieur d'un tube lisse horizontal .Note technique GRETh/93/322.
- [76] Boisseux X., Heikal M.R., Johns R.A. Two-phase heat transfert coefficients of three HFC refrigerants inside horizontal smooth tube, part II : condensation, International Journal of Refrigeration Volume 23, Issue 5, August 2000, pp. 345-352.
- [77] manuel technique GRETh TC2 : Transfert de chaleur en condensation de vapeur pure à l'intérieur de tubes (horizontaux, verticaux ou inclinés) Novembre 1987.
- [78] Garcia-Cascale J.R., Vera-Garcia F., Corberan-Salvador J.M. *et al.* Assessment of condensation heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration, 2007, 30, pp. 1018-1028.
- [79] Park C., Cho H., Lee Y., Kim Y. Mass flow characteristics and empirical modelling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves. Int. J. Refrigeration 2007, 30, pp. 1401–1407.
- [80] Cengel Y.A, Boles M.A, Thermodynamics an Engineering Approach, 6nd Ed. New York: Mc Graw Hill, 2008, 1018 p. ISBN 978-0-07-352921-9

- [81] Transfert de chaleur en condensation de vapeur pure l'extérieur d'un faisceau de tubes horizontaux, TC4, Greth, décembre 1997.
- [82] Stoecker W.F., 1998, Industrial refrigeration handbook. 430p., page 138 ISBN: 007061623X
- [83] Csanady G. T. Theory of turbomachines. 1st Ed. New York: McGraw-Hill, 1964, 378 p.
- [84] Azilinson D., Pierson P., and Padet J. Constante de temps des échangeurs thermiques. Rev. Gén. Therm. 1990, 338, pp. 64-78.
- [85] Hadidi M. Comportement et modélisation d'un échangeur thermique soumis à des températures variables aux entrées. Thèse de l'Université de Reims Champagne-Ardenne. 1993, 175 p.
- [86] Gray D.L., Webb R.L. Heat transfer and Friction correlations for Plate Finned-tube heat exchangers having Plain fins. Proc. of eight int. Heat Transfer Conference, 1986, San Francisco. 1986, pp. 2745–2750.
- [87] Farhadi F., Davani N., Ardalani P. New correlation for natural convection of finned tube A-type air cooler. Applied Thermal Engineering, 2005, 25, pp. 3053-3066.
- [88] Bejan A. Heat transfer. 1st Ed: John Wiley & Sons, 1993, 704p. ISBN 0471502901.
- [89] Holman J.P. Heat transfer. SI Metric Edition. New York: McGraw-Hill, 1986, 676p. ISBN 0-07-100487-4
- [90] Fallahsohi H., Changenet C., Place S. *et al.* Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator. Int. J. Refrigeration 2010, 33, pp. 409-418.
- [91] Fallahsohi H., Changenet C., Place S. *et al.* Energy savings with advanced control of reciprocating liquid chillers. 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation & Environmental Impact of Energy Systems, June 14-17, 2010, Lausanne, Switzerland, École polytechnique fédérale de Lausanne EPFL 2010, 8 p.
- [92] Fallahsohi H., Changenet C., Place S. *et al.* Economies d'énergie grâce au contrôle par commandes avancées sur groupes de production d'eau glacée à compresseurs à pistons. Revue générale du froid, 2010, 1108, pp. 59-65.

Annexes

Annexe1 : table de transformée en z

signal causal	$x(t)$ [$x=0$ pour $t<0$]	$X(p)$	$X(z)$ [avec $\alpha = e^{-aT_e}$]
	$\delta(t)$	1	1
	$\delta(t - kT_e)$	$e^{-kT_e p}$	z^{-k}
	$u(t)$	$\frac{1}{p}$	$\frac{1}{1-z^{-1}}$
	t	$\frac{1}{p^2}$	$\frac{T_e z^{-1}}{(1-z^{-1})^2}$
	t^2	$\frac{2}{p^3}$	$\frac{T_e^2 z^{-1} (1+z^{-1})}{(1-z^{-1})^3}$
	e^{-at}	$\frac{1}{p+a}$	$\frac{1}{1-\alpha z^{-1}}$
	$1 - e^{-at}$	$\frac{a}{p(p+a)}$	$\frac{(1-\alpha)z^{-1}}{(1-z^{-1})(1-\alpha z^{-1})}$
	$at - 1 + e^{-at}$	$\frac{a^2}{p^2(p+a)}$	$\frac{aT_e z^{-1}}{(1-z^{-1})^2} \frac{(1-\alpha)z^{-1}}{(1-z^{-1})(1-\alpha z^{-1})}$
	$t e^{-at}$	$\frac{1}{(p+a)^2}$	$\frac{T_e \alpha z^{-1}}{(1-\alpha z^{-1})^2}$
	$1 - (1 + at)e^{-at}$	$\frac{a^2}{p(p+a)^2}$	$\frac{1}{1-z^{-1}} - \frac{1}{1-\alpha z^{-1}} - \frac{aT_e \alpha z^{-1}}{(1-\alpha z^{-1})^2}$
	$e^{-at} \cdot \cos(bt)$ cas particulier : $a = 0$ (sinusoïde pure)	$\frac{p+a}{(p+a)^2 + b^2}$	$\frac{z^{-1}(1 - \alpha \cos(bT_e) z^{-1})}{1 - 2\alpha \cos(bT_e) z^{-1} + \alpha^2 z^{-2}}$
	$e^{-at} \cdot \sin(bt)$ cas particulier : $a = 0$ (sinusoïde pure)	$\frac{b}{(p+a)^2 + b^2}$	$\frac{\alpha \sin(bT_e) z^{-1}}{1 - 2\alpha \cos(bT_e) z^{-1} + \alpha^2 z^{-2}}$

Annexe 2 : prise en compte de la perte de charge dans un échangeur

Perte de charge dans un évaporateur à plaques :

Si la démarche de calcul de la basse pression semble donner des résultats satisfaisants vis-à-vis des mesures à notre disposition, elle suppose que les pertes de charge soient négligeables dans l'échangeur. Cette hypothèse n'est pas toujours vérifiée dans les échangeurs à plaques qui peuvent présenter des chutes de pression importantes. C'est pourquoi il a été envisagé une démarche de calculs qui intègre ces dernières. La figure A2.1 présente le cycle frigorifique quand les pertes de charge à l'évaporateur sont significatives.

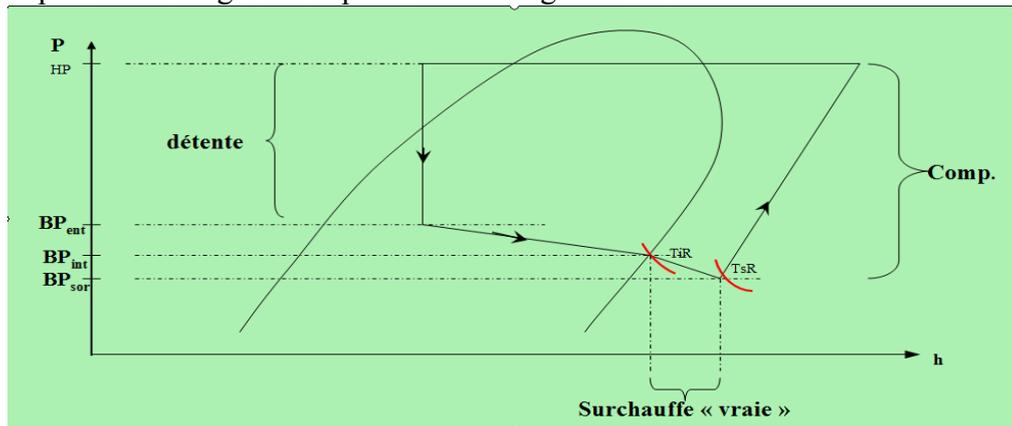


Figure A2. 1. Schéma du cycle frigorifique en considérant une perte de charge dans l'évaporateur

$$BP_i = BP - \Delta P_{di} \quad (A2.1)$$

$$BP_s = BP_i - \Delta P_{mon} \quad (A2.2)$$

Où BP_i et BP_s sont respectivement la pression de fluide frigorigène après vaporisation et à la sortie de l'évaporateur.

ΔP_{di} et ΔP_{mon} sont les pertes de pression dans la partie diphasique et monophasique.

Chaque chute de pression se détermine de la manière suivante :

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g \quad (A2.3)$$

Où ΔP_f , ΔP_a et ΔP_g sont respectivement la perte de charge par frottement, accélération et gravité

$$\Delta P_g = \int_1^2 g \sin \theta (\xi \rho_g + (1 - \xi) \rho_l) dz \ll \Delta P_f \quad (A2.4)$$

$$\Delta P_a = G^2 \left(\frac{1}{\bar{\rho}_i} - \frac{1}{\bar{\rho}_e} \right) \quad G : \text{vitesse massique} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right] \quad (A2.5)$$

$$\text{où } \frac{1}{\bar{\rho}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \quad (A2.6)$$

$$\Delta P_{f_{mon}} = \Delta P_{mon} = \frac{4f_{v0}}{D_h} L_{mon} \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho_v} \quad (A2.7)$$

$$\text{où } f_{v0} = a \left(\frac{GD_h}{\mu_v} \right)^b, \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{coefficients proposés par Raju [65]} \\ a = 2.5, b = -0,3 \end{array} \right. \quad (A2.8)$$

$$\Delta P_{f_{di}} = \Phi_{10}^2 L di \frac{4f_{10}}{D_h} \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho_l} \quad (\text{A2.9})$$

$$\text{où } f_{10} = a \left(\frac{GD_h}{\mu_l} \right)^b \quad (\text{A2.10})$$

A partir de ces équations on peut donc déterminer les pertes de charge dans chaque zone :

$$\Delta P_{di} = \Delta P_{f_{di}} + \Delta P_a \quad (\text{A2.11})$$

$$BP_i = BP - \Delta P_{di} \quad (\text{A2.12})$$

$$BP_{sor} = BP_i - \Delta P_{mono} \quad (\text{A2.13})$$

Où BP s'obtient par le modèle thermique sans perte de charge.

On utilise des corrélations pour déterminer Φ_{10}^2 .

La corrélation de Martinelli permet de déterminer le terme de frottement :

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (\text{A2.14})$$

$$X^2 = \frac{f_{l0} \rho_v}{f_{v0} \rho_l} \text{ et } C = 20 \quad (\text{A2.15})$$

$$\Phi_{10}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left\{ B [x(1-x)]^{\frac{2-n}{2}} + x^{(2-n)} \right\} \quad (\text{A2.16})$$

$$\text{où } Y^2 = \frac{f_{v0} \rho_l}{f_{l0} \rho_v} \quad (\text{A2.17})$$

$$B = \frac{55}{YG^{1/2}} \quad 0 < Y < 9.5 \quad (\text{A2.18})$$

$$B = \frac{520}{YG^{1/2}} \quad 9.5 < Y < 28 \quad (\text{A2.19})$$

$$B = \frac{1500}{Y^2 G^{1/2}} \quad 28 < Y \quad (\text{A2.20})$$

n: exposant du nombre de Reynolds dans le coefficient de frottement (n=3)

Annexe 3 : perte de charge de l'écoulement d'air dans un échangeur à tubes et ailettes

Dans un condenseur à ailettes l'air circule entre les ailettes et autour des tubes (figure A3.1). On va donc estimer la perte de charge engendrée par une décomposition de deux pertes : une partie liée à une perte de pression due aux ailettes et une autre liée à une perte de pression par circulation autour des tubes.

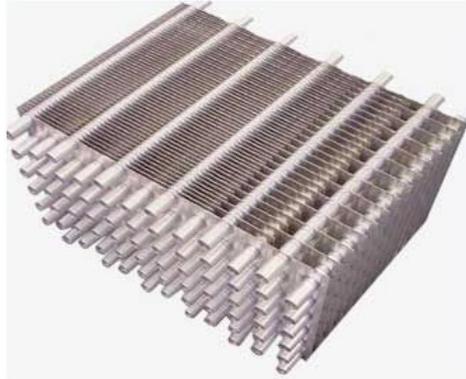


Figure A3. 1. Échangeur à air, perte de charge par les ailettes et les tubes

- Perte de charge due aux tubes [86]

$$\Delta P_{tubes} = f n_r \frac{\rho_{air} V_{air}^2}{2} \quad (A3.1)$$

Où

$$f_{tube} = \frac{2.17}{\left(\frac{P_t}{D_{ext}}\right)^{1.08}} \frac{0.174 \ln \text{Re}_{air}}{\left(\frac{P_t}{D_{ext}}\right)^{1.24}} \quad (A3.2)$$

$$V_{air} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_{air} (l_a H_a - n_a e_a l_a - \frac{n_t}{n_r} D_{ext} H_a)} \quad (A3.3)$$

Avec

$$\text{Re}_{air} = \frac{\rho_{air} V_{air} D_{ext}}{\mu_{air}} \quad (A3.4)$$

- Perte de charge due aux ailettes [73]

$$\Delta P_{ailettes} = f_{ailettes} \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_{air} V_{air}^2}{2} \quad (A3.5)$$

$$\text{Avec } f_{ailettes} = 0,0267 \text{Re}_{Dext}^{f1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{f2} \left(\frac{s_a}{D_{ext}}\right)^{f3} \quad (A3.6)$$

Où :

$$f1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{s_a}{D_{ext}} - \frac{0,00758}{n_a} \quad (A3.7)$$

$$f2 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln(\text{Re}_{Dext})} \quad (A3.8)$$

$$f3 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln(\text{Re}_{D_{ext}})} \quad (\text{A3.9})$$

$$\frac{A_t}{A_{\min}} = \frac{2n_a l_a L_a}{(n_a - 1) s_a L_a} \approx \frac{2l_a}{s_a} \quad (\text{A3.10})$$

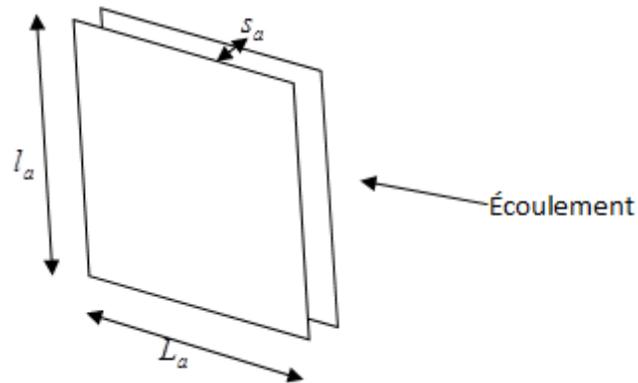


Figure A3. 2. Écoulement d'air dans les ailettes

$$D_h = \frac{4 s_a l_a}{2(s_a + l_a)} \approx 2s_a \quad (\text{A3.11})$$

Car : $s_a \ll l_a$

$$\text{D'où : } \frac{A_t}{A_{\min}} \approx \frac{4l_a}{D_h} \quad (\text{A3.12})$$

Annexe4 : nombres adimensionnels

Les nombres adimensionnels utilisés dans les corrélations d'échange convectif sont :

- le nombre de Reynolds Re
- le nombre de Prandtl Pr
- le nombre de Nusselt Nu
- le nombre de Froude Fr
- le nombre d'ébullition Bo
- le nombre de convection Co

Le nombre de Reynolds

Ce nombre caractérise le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité. Dans un tube, si ce nombre est inférieur environ à 2300, le régime est dit laminaire. Lorsque ce nombre est supérieur à 10^4 , l'écoulement est dit turbulent. Enfin, si sa valeur est comprise entre ces deux valeurs, nous parlons alors de régime de transition. Dans une plaque, si ce nombre est inférieur approximativement à 400 le régime est dit laminaire. Il est considéré comme turbulent pour une valeur supérieure.

Soit,

$$\text{Pour une plaque : } Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (\text{A4.1})$$

Avec

G	: vitesse massique	kg/s.m ²
D_h	: diamètre hydraulique	m
μ	: viscosité dynamique	Pa.s

- *Le nombre de Reynolds calculé avec le débit de liquide, Re_l*

$$\text{Pour une plaque : } Re_l = \frac{G \cdot D_h \cdot (1-x)}{\mu_l} \quad (\text{A4.2})$$

Avec

x	: titre	
D_h	: diamètre hydraulique	m
μ_l	: viscosité dynamique du liquide à la température de saturation	Pa.s
G	: vitesse massique	kg/s.m ²

- *Le nombre de Reynolds en double phase, Re_{di}*

$$Re_{di} = Re_l \cdot F_c^{1,25} \quad (\text{A4.3})$$

Avec

F_c : coefficient multiplicatif

- *Le nombre de Reynolds du liquide calculé avec le débit total, Re_{t0}*

$$Re_{t0} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l} \quad (\text{A4.4})$$

Avec

D_h	: diamètre hydraulique	m
G	: vitesse massique du fluide dans les tubes	kg/s.m ²
μ_l	: viscosité dynamique du liquide	Pa.s

Le nombre de Reynolds de la phase vapeur calculé avec le débit total, Re_{v0}

$$\text{Pour une plaque : } Re_{v0} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_v} \quad (\text{A4.5})$$

Avec

D_h	: diamètre hydraulique	m
G	: vitesse massique dans les tubes	kg/s.m ²
μ_v	: viscosité dynamique de la vapeur	Pa.s

Le nombre de Prandtl

Ce nombre caractérise le rapport de la diffusivité matière et de la diffusivité thermique. Soit,

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} \quad (\text{A4.6})$$

Avec

μ	: viscosité dynamique	Pa.s
Cp	: capacité calorifique	J/kg.°C
λ	: conductivité thermique du fluide	W/m.°C

Le nombre de Nusselt

Ce nombre caractérise le rapport du flux de chaleur échangé par convection sur celui échangé par conduction. Soit,

$$\text{Pour plaque } Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (\text{A4.7})$$

Avec

h	: coefficient de convection	W/m ² .°C
D_h	: diamètre hydraulique	m
λ	: conductivité thermique du fluide	W/m.°C

Le nombre de Froude

Ce nombre caractérise le rapport des forces d'inertie sur les forces de pesanteur. Soit,

$$Fr = \frac{u^2}{g \cdot D_h} \quad (\text{A4.8})$$

Avec

u	: vitesse débitante	m/s
g	: accélération de la pesanteur	m/s ²
D_h	: diamètre hydraulique	m

Le nombre d'ébullition

Soit,

$$Bo = \frac{\varphi}{G \cdot Lv} \quad (A4.9)$$

Avec

φ	: flux de chaleur	W/m ²
G	: vitesse massique	kg/m ² .s
Lv	: chaleur latente de vaporisation	J/kg

Le nombre de convection

Soit,

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (A4.10)$$

Avec

x	: titre	
ρ_v	: masse volumique du gaz	kg/m ³
ρ_l	: masse volumique du liquide	kg/m ³

Annexe 5 : la méthode de Bell-Delaware

La méthode de Bell-Delaware [57] est une méthode d'évaluation des performances d'un échangeur Tubes et calandre. Elle nécessite une connaissance parfaite des caractéristiques mécaniques (jeux fonctionnels de montage et dispersions) de l'échangeur. Par conséquent l'utilisateur doit parfaitement connaître sa géométrie.

Le coefficient de convection est défini par la relation suivante :

$$h_{réel} = h_{idéal} \cdot Jc \cdot Jf \cdot Jb \cdot Js \cdot Jr \quad (A5.1)$$

Avec

$h_{réel} \equiv$ Coefficient de convection réel

$h_{idéal} \equiv$ Coefficient de convection idéal dans une configuration contre courant sans fuites

$Jc \cdot$
 $Jf \cdot$
 $Jb \cdot$
 $Js \cdot$
 $Jr \cdot$

\equiv Coefficients correctifs

Les différents coefficients correctifs J sont eux-mêmes déterminés à partir de relations faisant appel à des paramètres très difficiles à connaître dans la réalité industrielle. Ainsi, dans les paragraphes suivants, nous nous contenterons de décrire les spécificités de chacun de ces coefficients sans pour autant en donner les expressions complexes.

Les coefficients correctifs

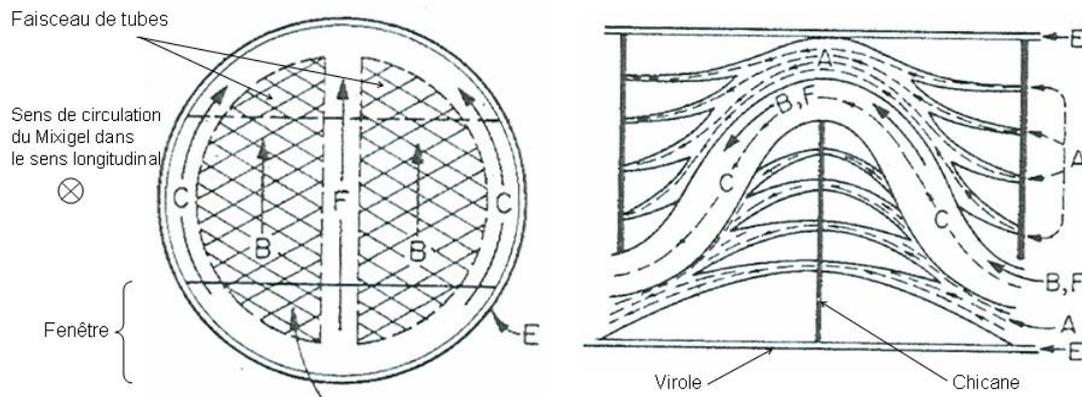


Figure A5. 1. Schémas représentatifs des différents écoulements dans la calandre

Jc : Effet des tubes dans la fenêtre

Ce coefficient prend en compte les échanges de chaleur qui peuvent avoir lieu lors du passage du fluide dans les fenêtres. En effet, lorsque le fluide traverse une fenêtre, sa vitesse peut être différente de celle qu'il avait en écoulement transversal car la section de la fenêtre peut être plus petite que la section inter chicane. Ainsi cela traduit une variation des performances d'échange thermique. Deux cas sont envisageables : aucun tube ne traverse les fenêtres, et plusieurs tubes traversent les fenêtres. Le cas contraignant est bien entendu celui où des tubes traversent les fenêtres.

Jf : Effet des fuites tubes-chicanes et chicanes-calandre

Ce coefficient prend en compte les fuites.

Le cas des fuites tubes-chicanes (courant A sur la figure A5.1) est celui qui a le moins d'impact sur les échanges de chaleur. En effet, l'échange thermique s'effectue tout de même

car le fluide reste en contact avec les tubes. De plus, ces fuites peuvent cesser lorsque les sections de fuite s'obstrueront à cause de l'encrassement.

Le cas le plus problématique est celui des fuites chicanes-calandre (courant **E**) car dans ce cas le fluide n'entre jamais en contact avec les tubes. Ainsi le fluide transitant par ces fuites n'échange jamais de chaleur et est considéré comme perdu.

Jb : Effet du by-pass faisceau-calandre

Ce coefficient prend en compte la circulation d'une partie du fluide, lors de l'écoulement transversal, le long de la surface de la virole. Comme aucun tube n'est présent dans cette zone, il n'y a pas d'échange de chaleur. Ces écoulements sont représentés par les courants **C** et **F**.

Js : Effet des compartiments d'entrée-sortie

Ce coefficient prend en compte la possibilité que les compartiments des extrémités Entrée / Sortie puisse avoir une longueur différente (jusqu'à deux fois plus grande) que les compartiments centraux (compartiments inter chicanes).

Jr : Correction en régime laminaire

Ce coefficient prend en compte les effets d'entrée en régime laminaire. En effet, le phénomène de développement de couche limite en entrée d'écoulement intensifie les échanges thermiques dans cette zone. Donc le coefficient d'échange $h_{idéal}$ est surestimé dans le cas d'un écoulement laminaire, il faut le corriger.

Remarque : Le courant B est le courant principal. C'est celui qui échange le plus de chaleur.

Annexe 6 : validation des modèles par comparaison avec des mesures

1. Evaporateur à tubes et calandre

Cet évaporateur est un échangeur tubes et calandre constitué de 54 tubes, de 4 mètres de longueur et dont le diamètre intérieur est égal à 14,6mm. Cet échangeur est parcouru par du R410a et par de l'eau glycolée. Les résultats obtenus pour différents points de fonctionnement (tableau A6.1) permettent de valider le modèle (figure A6.1).

point fonctionnement	Tentrée Détendeur (°C)	Tentrée Evaporateur Temper(°C)	Pentrée Détendeur (Bar)	Débit Temper Evaporateur (m3/h)	Vitesse Compresseur (r/min)	nombre de piston(s)	surchauffe (°C)
1	30,34	12,16	20,88	19,31	1504,61	4	7
2	30,41	9,48	20,88	19,16	1800,39	4	6
3	30,27	16,6	20,93	19,4	1184,39	4	8
4	30,26	26,27	20,93	19,67	903,44	4	8,5
5	29,43	16,93	20,93	19,69	903,33	4	7,5
6	28,85	24,55	20,85	19,59	903,61	3	8
7	28,96	24,94	20,99	19,57	903,62	3	8
8	29,25	7,92	20,98	19,19	1802,5	3	7
9	29,1	10,97	20,96	19,31	1504,81	3	8
10	29,15	11,12	20,99	19,86	1504,35	3	8

Tableau A6. 1. Points de fonctionnement (évaporateur à tubes et calandre)

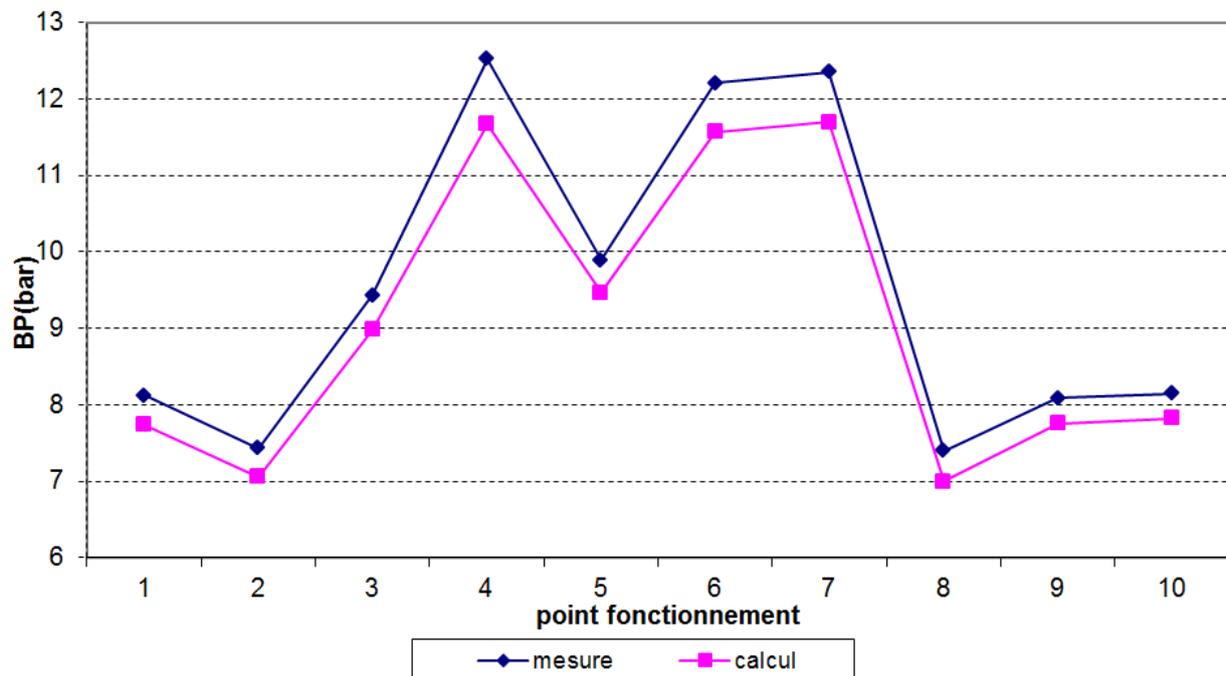


Figure A6. 1. Comparaison entre les valeurs mesurées et calculées de la BP (évaporateur tubes et calandre)

2. Evaporateur à plaques

Le modèle de l'évaporateur à plaques a été testé sur deux machines différentes. La première est une machine d'EDF où l'échangeur est constitué de 150 plaques, de 385mm de largeur et 870 mm en hauteur. Cet échangeur est parcouru par du R507a et par une solution salée appelée Temper. La deuxième machine se trouve chez Schneider Electric. L'échangeur

considéré est constitué de 50 plaques, de 111 mm de largeur et 466 mm de hauteur. Cet échangeur est parcouru par du R410a et par de l'eau glycolée.

Le tableau A6.2 montre les points de fonctionnement réalisés sur la machine EDF pour la validation du modèle de l'évaporateur à plaques.

Point de fonctionnement	1	2	3	4	5
BP (moyennée) ,bar	5,53	5,38	5,481	5,974	4,79
Surchauffe désirée, °C	8	7	6	6	2,5
Débit volumique de source froide, m^3/h	21,06	10,076	14,860	10,1391	19,109
T entrée source froide, °C	5,99	13,628	8,893	16,186	-0,15
HP , bar	14,97	14,737	14,790	17,577	17,395
T entrée détenteur, °C	28,66	28,092	28,152	35,357	35,69

Tableau A6. 2. Points de fonctionnement (EDF)

Le tableau A6.3 montre deux points de fonctionnement réalisés sur la machine de Schneider-Electric pour valider le modèle d'évaporateur à plaques.

Point de fonctionnement	1	2
BP (moyennée) ,bar	9,7	8,5
Surchauffe désirée, °C	5,3	5
Débit volumique de source froide, m^3/h	4,68	4,68
T entrée source froide, °C	12,5	6,3
HP , bar	13,76	14,36
T entrée détenteur, °C	5	18,6

Tableau A6. 3. Points de fonctionnement (Schneider-Electric)

La figure A6.2 montre que le calcul de la basse pression est validé par les mesures.

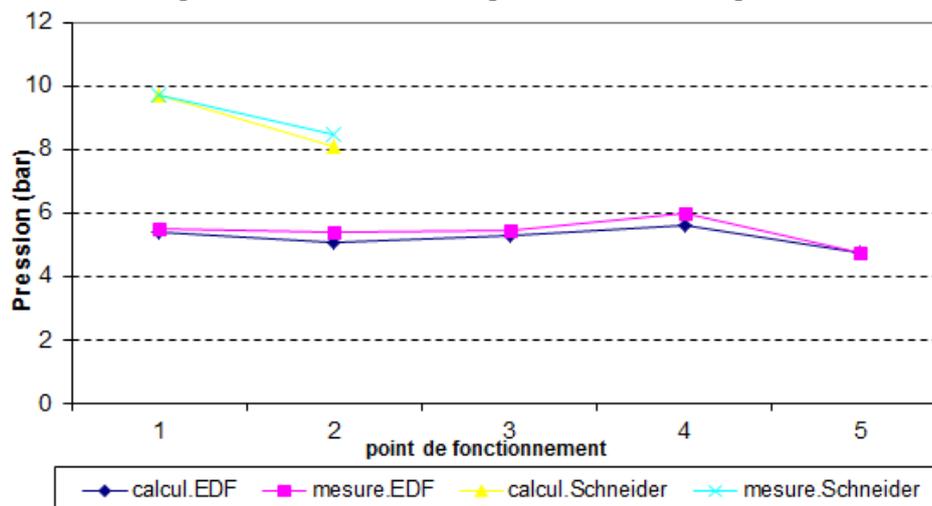


Figure A6. 2. Comparaison entre les valeurs mesurées et calculées de la BP (évaporateur à plaques)

3. Condenseur à tubes et calandre

Ce condenseur est un échangeur à tubes et calandre constitué de 74 tubes repartis en 4 passes, le diamètre de la calandre est 261,98 mm, la longueur des tubes 1.888 m. L'eau glycolée s'écoule dans les tubes et le fluide frigorigène R410a passe dans la calandre. Les résultats obtenus pour différents points de fonctionnement (tableau A6.4) permettent de valider le modèle (figure A6.3).

PF	BP [bar]	HP [bar]	Tsat [°C]	Tasp [°C]	TeS [°C]	Surch [°C]	DebitR [m ³ /h]	DebitS [m ³ /h]
1	7,34	16,61	-2,60	5,27	6,55	7,87	2210,97	6,88
2	7,74	21,45	-1,06	7,00	6,24	8,06	2251,55	4,15
3	7,19	21,40	-3,33	4,84	6,41	8,17	2061,71	3,87
4	5,49	21,28	-11,36	-2,31	6,54	9,05	1490,70	3,01
5	3,79	21,57	-21,47	-12,28	7,26	9,19	867,73	2,10
6	2,36	21,37	-33,25	-23,38	8,33	9,87	507,15	1,01
7	1,95	21,37	-37,65	-29,67	8,77	7,98	347,96	0,76
8	7,15	18,79	-3,50	4,09	6,74	7,59	2124,32	5,01
9	7,33	24,07	-2,74	5,26	7,39	8,00	2044,00	3,24
10	2,20	18,62	-35,00	-25,33	9,60	9,67	437,58	1,77

Tableau A6. 4. Points de fonctionnement (condenseur à tubes et calandre)

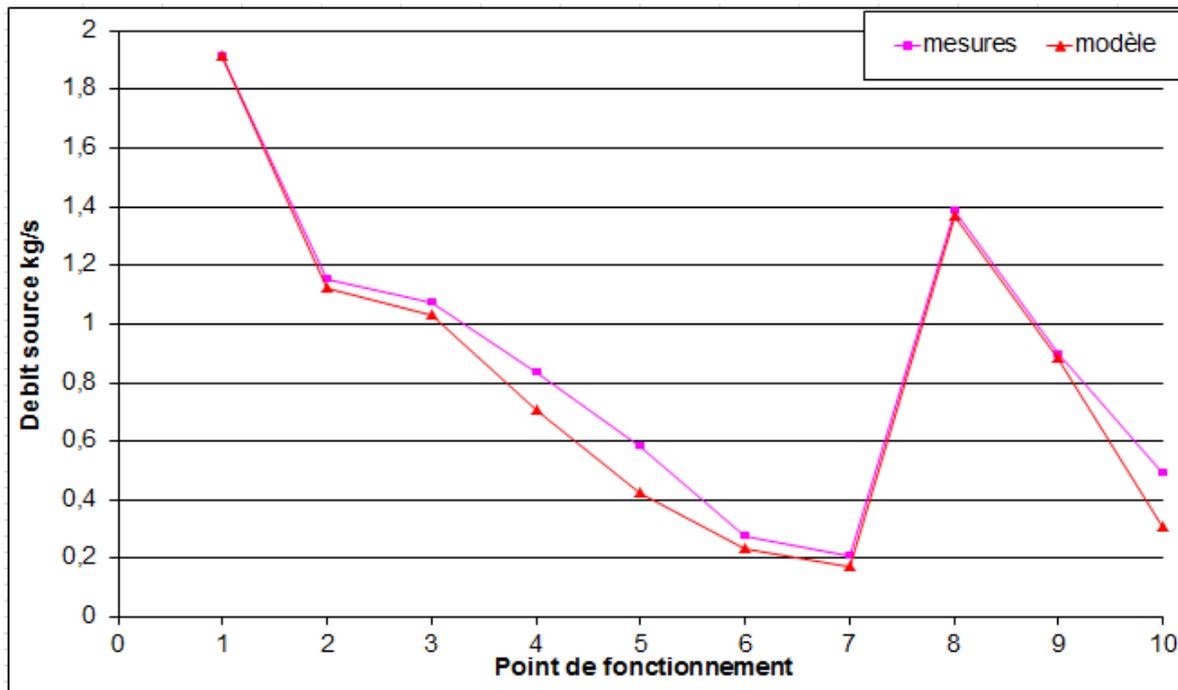


Figure A6. 3. Comparaison des mesures avec les calculs pour les différents points de fonctionnement

3. Condenseur à tubes et ailettes

Ce condenseur est composé d'un faisceau de 142 tubes disposés en quinconce, le nombre de rangées des tubes est égal à 3, la longueur des tubes est de 10m. L'air s'écoule entre les tubes et les ailettes alors que du fluide frigorigène R507a passe à l'intérieur des tubes. Ce condenseur est équipé de 5 ventilateurs. Les résultats obtenus pour différents points de fonctionnement (tableau A6.5) permettent de valider le modèle (figure A6.4).

							calculs	
PF	BP [bar]	HP [bar]	TeS [°C]	Surch [°C]	Vitesse de rotation Comp. (tr/min)	Position du tiroir [%]	DebitS (forcée) [kg/s]	Débit S (naturelle) [kg/s]
1	5.78	12.93	5.5	8	41.068	89.8	12.34	7.5342
2	5.86	13.07	8	7.9	38.5	46	12.66	7.1329
3	5.605	16.5798	4	9.66	39.416	99.84	3.069	7.1093

Tableau A6. 5. Points de fonctionnement (condenseur à tubes et ailettes)

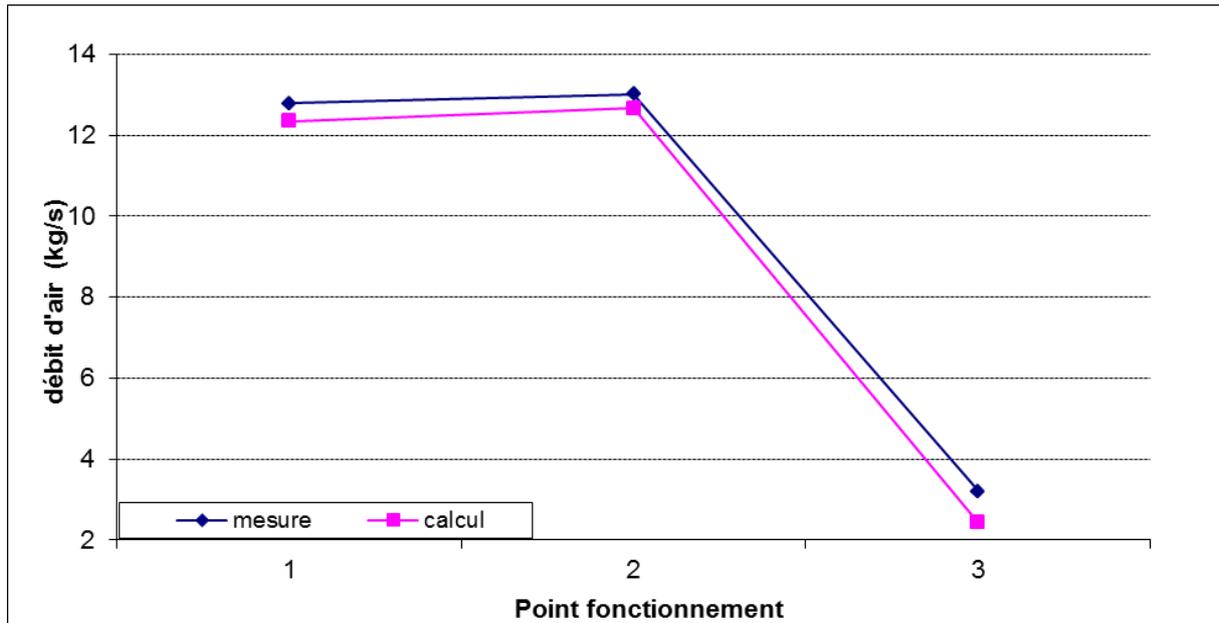


Figure A6. 4. Comparaison des mesures et des calculs pour différents points de fonctionnement

Annexe 7 : détermination du facteur correctif F_1

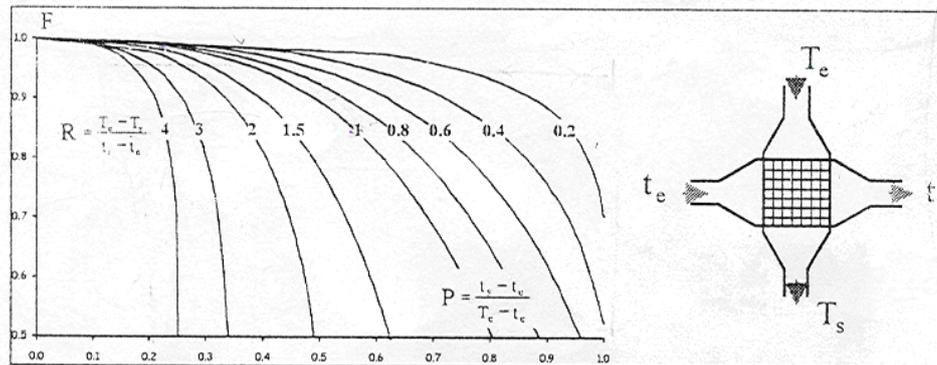
T désigne la température du fluide chaud, alors que t désigne celle du fluide froid.

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e}$$

et

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - T_s}$$

Courants croisés - aucun fluide n'est mélangé



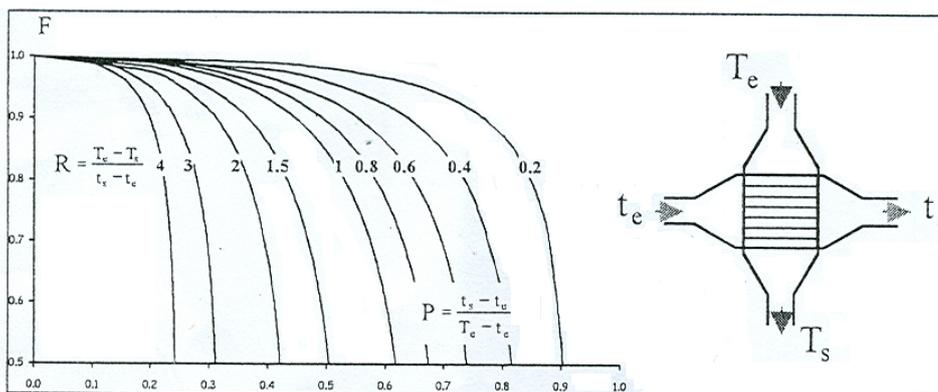
$$r = \sum_{u=0}^{\infty} \sum_{v=0}^{\infty} (-1)^{u+v} \frac{(u+v)!}{u!(u+1)v!(v+1)!} \left(\frac{p}{r}\right)^u \left(\frac{q}{r}\right)^v$$

avec :

$$q=P, p=q.R, F = \frac{r}{r_0}$$

$$r_0 = \frac{p - q}{\log_e \frac{1 - q}{1 - p}}$$

Courants croisés - un seul fluide est mélangé



$$r = \frac{q}{\log_e \frac{1}{1 - \frac{q}{p} \log_e \frac{1}{1 - p}}}$$

avec :

$$q=P, p=q.R, F = \frac{r}{r_0}$$

$$r_0 = \frac{p - q}{\log_e \frac{1 - q}{1 - p}}$$

Annexe 8 : calcul du débit d'air associé à la convection naturelle

En convection naturelle, l'écoulement résulte de la force de flottabilité dans le fluide. Cette force est due à l'existence d'un gradient de densité dans le fluide. Ce gradient de densité est à relier à la présence d'un gradient de température [48].

On considère la plaque plane verticale de la figure A8.1 Lorsque la plaque est chauffée, une couche limite de convection naturelle est formée. Le profil de vitesse dans cette couche limite est très différent du profil de vitesse dans une couche limite à convection forcée. À la paroi la vitesse est nulle en raison de la condition de non-glissement, cette vitesse augmente vers une valeur maximum puis diminue jusqu'à zéro au bord de la couche limite [89].

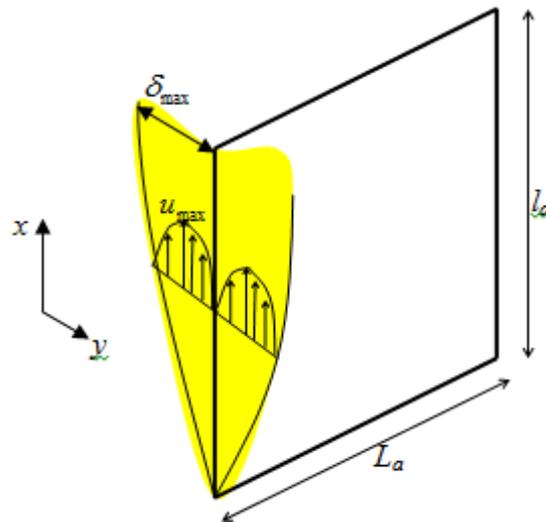


Figure A8. 1. La couche limite sur une plaque (ailette)

La forme intégrale de l'équation de quantité de mouvement pour la convection naturelle est :

$$\frac{d}{dx} \left(\int_0^{\delta} \rho u^2 dy \right) = - \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} + \int_0^{\delta} \rho g \beta (T - T_{\infty}) dy \quad (\text{A8.1})$$

Où :	ρ	masse volumique de l'air	kg/m^3
	u	vitesse de l'air (verticale)	m/s
	β	coefficient de dilatation volumique du fluide	K^{-1}
	g	gravité	m/s^2
	δ	épaisseur de la couche limite	m
	T_{∞}	température	$^{\circ}\text{C}$
	μ	viscosité dynamique	$\text{Pa}\cdot\text{s}$

Les conditions aux limites sont :

$$u = 0 \quad \text{à } y = 0$$

$$u = 0 \quad \text{à } y = \delta$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad \text{à } y = \delta$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -g \beta \frac{T_w - T_{\infty}}{\nu} \quad \text{à } y = 0$$

La forme intégrale de l'équation d'énergie en convection naturelle est :

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta u(T - T_\infty) dy \right] = -\alpha \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} \quad (\text{A8.2})$$

Les conditions suivantes s'appliquent sur le profil de température :

$$T = T_p \quad \text{à } y = 0$$

$$T = T_\infty \quad \text{à } y = \delta$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{à } y = \delta$$

Donc :

$$\frac{T - T_\infty}{T_p - T_\infty} = \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 \quad (\text{A8.3})$$

Selon la figure A8.1, on suppose que la vitesse peut être représentée comme une fonction polynômiale de y par une fonction arbitraire de x , donc :

$$\frac{u}{u_x} = a + by + cy^2 + dy^3 \quad (\text{A8.4})$$

Où u_x est une vitesse fictive qui est fonction de x . La forme cubique est choisie pour le polynôme parce qu'il y a quatre conditions à satisfaire. En considérant les quatre conditions sur le profil de vitesse, l'équation (A8.4) deviendra :

$$\frac{u}{u_x} = \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 \quad (\text{A8.5})$$

En remplaçant les équations (A8.3) et (A8.5) dans l'équation (A8.2) :

$$\frac{1}{30} (T_w - T_\infty) \frac{d}{dx} (u_x^2 \delta) = 2\alpha \frac{T_w - T_\infty}{\delta} \quad (\text{A8.6})$$

À partir de cette équation, on peut en déduire que :

$$u_x \propto \delta^2 \quad (\text{A8.7})$$

Donc :

$$u_x = C_1 \delta^2 \quad (\text{A8.8})$$

En remplaçant les équations (A8.3) et (A8.5) dans l'équation (A8.1) et en exécutant l'intégration et différenciation, on obtient :

$$\frac{1}{105} \frac{d}{dx} (u_x^2 \delta) = \frac{1}{3} g \beta (T_p - T_\infty) \delta - \nu \frac{u_x}{\delta} \quad (\text{A8.9})$$

À partir de cette équation, on peut en déduire que :

$$\delta \propto x^{1/4} \quad (\text{A8.10})$$

Donc :

$$\delta = C_2 x^{1/4} \quad (\text{A8.11})$$

En introduisant les relations (A8.8) et (A8.11) dans les équations (A8.6) et (A8.9) on obtient:

$$\frac{5}{420} C_1^2 C_2 x^{-1/4} = g \beta (T_p - T_\infty) \frac{C_2}{3} x^{1/4} - \frac{C_1}{C_2} \nu x^{1/4} \quad (\text{A8.12})$$

$$\frac{1}{40}C_1C_2x^{-1/4} = \frac{2\alpha}{C_2}x^{-1/4} \quad (\text{A8.13})$$

Ces deux équations peuvent être résolues pour les constantes C_1 et C_2 :

$$C_1 = 5.17\nu \left(\frac{20}{21} + \frac{\nu}{\alpha}\right)^{-1/2} \left[\frac{g\beta\Delta T}{\nu^2}\right]^{1/2} \quad (\text{A9.14})$$

$$C_2 = 3.93 \left(\frac{20}{21} + \frac{\nu}{\alpha}\right)^{1/4} \left[\frac{g\beta\Delta T}{\nu^2}\right]^{-1/4} \sqrt{\frac{\alpha}{\nu}} \quad (\text{A9.15})$$

On peut chercher à estimer le débit d'air dans la couche limite sur une plaque, ce cas de figure apparaît comme assez semblable à celui de l'ailette.

En calculant la vitesse moyenne et l'épaisseur moyenne de la couche limite on peut obtenir une estimation du débit volumique d'air sur les deux cotés d'une plaque :

$$Q_{V,natur} = 2\bar{\delta}\bar{u}L_a \quad (\text{A8.16})$$

Avec :

$$\bar{\delta} = \frac{1}{l_a} \int_0^{l_a} C_2 x^{1/4} dx = \frac{4}{5} C_2 l_a^{1/4} \quad (\text{A8.17})$$

$$\bar{u} = \bar{u}_x \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \frac{y}{\delta} (1 - y/\delta)^2 dy = \frac{1}{12} \bar{u}_x \quad (\text{A8.18})$$

et

$$\bar{u}_x = \frac{1}{l_a} \int_0^{l_a} C_1 x^{1/2} dx = \frac{2}{3} C_1 l_a^{1/2} \quad (\text{A8.19})$$

Donc

$$Q_{V,natur} = 0.9L_a l_a^{3/4} \sqrt{\alpha\nu} \left(\frac{20}{21} + \frac{\nu}{\alpha}\right)^{-1/4} \left[\frac{g\beta\Delta T}{\nu^2}\right]^{1/4} \quad (\text{A8.20})$$

Le débit total pour n_a ailettes peut être calculé par la relation suivante :

$$Q_{V,natur,tot} = 2n_a (0.9L_a l_a^{3/4} \sqrt{\alpha\nu} \left(\frac{20}{21} + \frac{\nu}{\alpha}\right)^{-1/4} \left[\frac{g\beta\Delta T}{\nu^2}\right]^{1/4}) \quad (\text{A8.21})$$

Maintenant on peut obtenir le débit d'air que doivent fournir les ventilateurs ($Q_{V,forcé}$). Pour cela on utilise le débit total nécessaire au bon fonctionnement de l'installation, c'est le débit qui s'obtient par l'utilisation du modèle thermique:

$$Q_{V,model} = \frac{\dot{m}_S}{\rho_{air}} \quad (\text{A8.22})$$

$$\text{Où } \rho_{air} = \frac{T_{eS} + T_{sS}}{2} \quad (\text{A8.23})$$

Donc, on peut écrire :

$$Q_{V,forcé} = Q_{V,model} - Q_{V,natur,tot} \quad (\text{A8.24})$$

Définition du type de convection

A partir du débit donné par la relation (A8.11) on peut définir le type de convection en utilisant les nombres adimensionnels.

Convection forcée : On peut négliger les effets de la convection naturelle lorsque :

$$\frac{Gr}{Re} \ll 1 \quad (A8.25)$$

Dans cette condition :

$$Nu_{S,forc} = f(Re, Pr) \quad (A8.26)$$

Le coefficient d'échange s'obtient par la Relation de Wang, Chi et Chang (3.75).

Convection naturelle : on peut négliger les effets de la convection forcée lorsque :

$$\frac{Gr}{Re} \gg 1 \quad (A8.27)$$

Dans cette condition :

$$Nu_{S,natur} = f(Gr, Pr) \quad (A8.28)$$

On peut écrire [87]

$$Nu_{S,natur} = 0.28 Ra^{1/3} \quad (A8.29)$$

Avec

$$Ra = \frac{g\beta D_{eff}^3 \Delta T}{\nu\alpha} \frac{s_a}{D_a} \quad (A8.30)$$

D'où on tire le coefficient d'échange par :

$$h_{S,natur} = \frac{Nu_{S,natur} \lambda_S}{D_{eff}} \quad (A8.31)$$

Où

$$D_{eff} = D_{ext} + l_a \quad (A8.32)$$

- *convection mixte* : les effets combinés de la convection naturelle et forcée doivent être considérés lorsque:

$$\frac{Gr}{Re} \approx 1 \quad (A8.33)$$

Dans cette condition :

$$Nu_S = f(Nu_{S,forc}, Nu_{S,natur}) \quad (A8.34)$$

On utilise la loi suivante [88] :

$$h_S = (h_{S,forc}^{3.75} + h_{S,natur}^{3.75})^{1/3.75} \quad (A8.35)$$

La figure A8.2 montre le processus de calcul du débit d'air fourni par les ventilateurs.

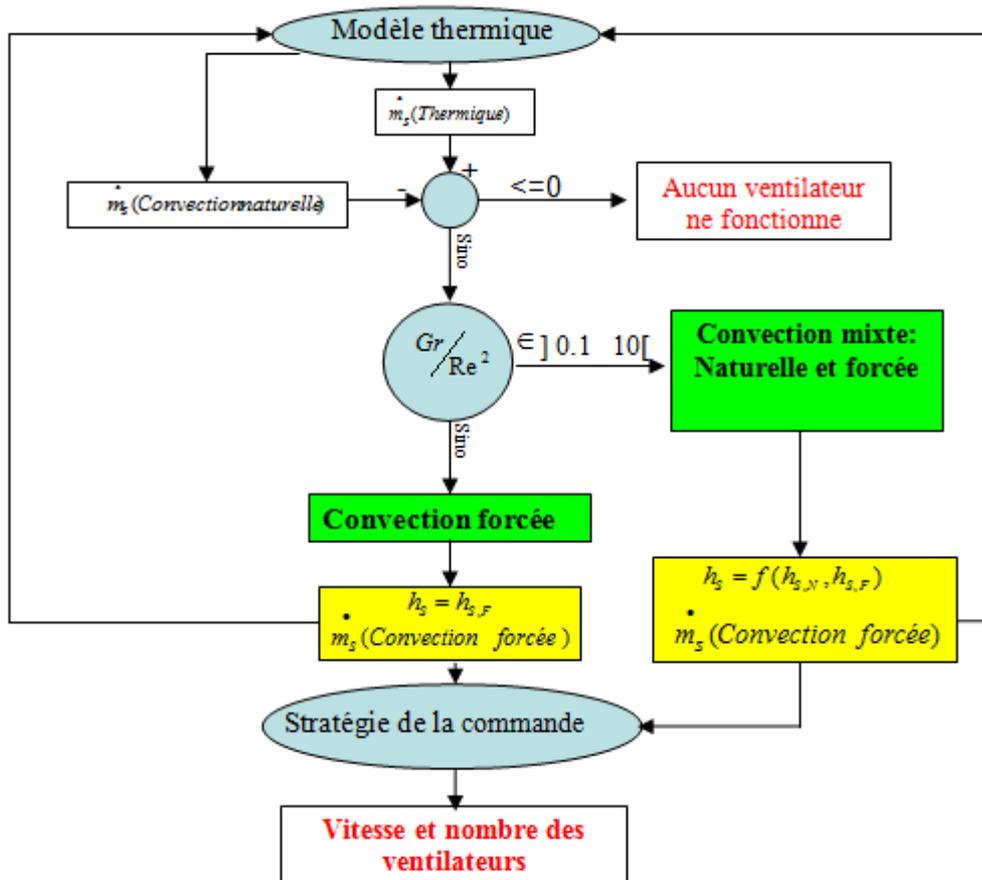


Figure A8. 2. Calcul du débit d'air fourni par les ventilateurs

Annexe 9 : action P, I et D

Action proportionnelle (P)

La régulation proportionnelle agit sur un organe qui accepte de s'adapter proportionnellement, comme un variateur de vitesse par exemple. La caractéristique principale d'un régulateur à action proportionnelle vient du fait que la position de l'organe de réglage est proportionnelle à l'écart entre la grandeur réglée finale et la valeur de consigne.

L'algorithme proportionnel consiste à délivrer un signal proportionnel à l'organe de réglage en fonction de l'écart entre la consigne et la mesure. L'action est déterminée par la bande proportionnelle qui fixe la valeur de l'erreur pour laquelle le signal de sortie est de 100% [19]. La Bande d'Action Proportionnelle ou BAP, donnée en %, vaut :

$$BAP = \frac{100}{Gain} \quad (A9.1)$$

En régulation, la BAP correspond à la largeur d'une zone autour de la valeur de consigne à atteindre. A l'intérieur de cette zone la sortie du régulateur (action calculée) sera proportionnelle à l'écart (Fig. A9.1). Si l'écart est au-delà de cette valeur alors l'action calculée sera en saturation, c'est à dire à 0% (ou -100%) ou bien à +100% (remarquons que le fonctionnement devient non linéaire puisqu'il n'y a plus de relation de proportionnalité du type $\text{sortie} = \text{Gain} \times \text{écart}$) [20].

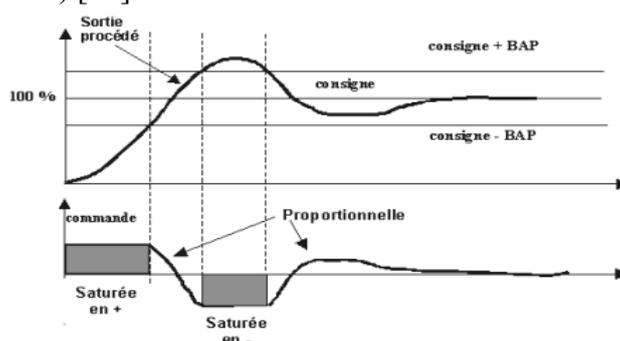


Figure A9. 1. La commande par action P

On peut réduire la BAP (réduction de l'écart résiduel) par augmentation du gain (noté K_p) qui est équivalent à la pente de la droite dans la courbe de variation de la grandeur de réglage finale en fonction de la grandeur réglée. Mais la bande proportionnelle ne doit toutefois pas être réduite de trop car l'on se rapproche alors d'un régulateur à action tout ou rien et l'on risque de voir apparaître des oscillations.

Action intégrale (I)

La fonction intégrale est focalisée sur le traitement de l'erreur statique. L'erreur statique (e) va être moyennée suivant un temps donné et un signal correctif va s'ajouter au signal proportionnel. On cherche donc à « modifier » le signal par un ajout : l'organe de réglage augmente alors son action pour que l'erreur se réduise puis s'annule. Le réglage de la fonction intégrale porte sur le temps d'intégration. Une valeur trop faible engendrera des instabilités du système alors qu'une valeur trop élevée annulera l'action de l'intégrale. Cette action correspond à calculer l'intégrale de l'erreur multipliée par un gain :

$$u_i = \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad \text{soit} \quad u_i = \frac{1}{T_i} \cdot \frac{1}{p} e(p) \quad (A9.2)$$

Où p est le paramètre de transformée Laplace et u_i est la commande par action intégrale.

Si par exemple e est exprimé en %, le résultat de l'action intégrale est en % multiplié par des secondes. De ce fait T_i est homogène à des secondes et est appelé " temps d'intégrale ".

Le gain de l'action intégrale, ou coefficient d'action intégrale K_i , est $\frac{1}{T_i}$

Plus T_i est petit plus l'action I est importante. T_i est aussi appelé temps de répétition d'intégrale et peut être donné en répétitions par seconde ou minute (rep/min) car T_i représente le temps nécessaire au signal de sortie pour "répéter" la valeur de l'écart e lorsqu'il est constant.

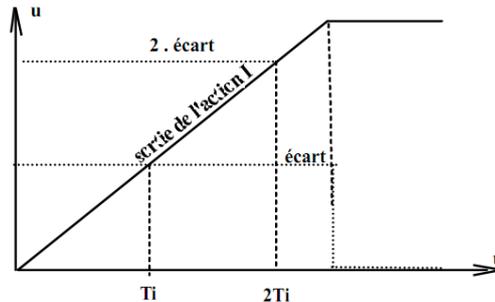


Figure A9. 2. Graphe d'une régulation à action Intégrale

Si $T_i=30$ secondes soit 1/2 minute on dit que K_i vaut 2 rep/minute.

L'intégrale correspond à une somme, donc lorsque l'écart devient nul la sortie u_i conserve sa valeur antérieure (Fig. A9.2). C'est une sorte de mémorisation de l'action à apporter pour annuler l'écart lorsque le système est bouclé.

Action dérivée (D)

Si l'action de l'intégrale résout dans le temps les erreurs statiques liées à la régulation proportionnelle, il n'en reste pas moins qu'il s'agit toujours d'une action de correction a posteriori. On a vu précédemment que l'action proportionnelle réagit à une erreur, il n'y a donc aucune anticipation dans le cas d'une boucle fermée et on ne réagit que face à un constat d'erreur. La fonction dérivée a pour objet de traiter ce point en calculant la variation dans le temps de l'erreur (fonction mathématique dérivée). Le résultat de ce calcul donne une correction au régulateur afin que l'organe de réglage fournisse plus de capacité. L'action dérivée devient nulle lorsque l'erreur devient constante [19]. La commande par cette action correspond à la relation suivante :

$$u_d = T_d \frac{d e(t)}{dt} \text{ Soit } u_d = T_d \cdot P \cdot e(P) \quad (A9.3)$$

Où u_d est la commande de l'action dérivée (la figure 3 présente l'allure de la commande).

Si e est en % la dérivée est homogène à des % par seconde ou minute. T_d est donc donné en secondes ou minutes. Le gain de l'action dérivée est $K_d=T_d$.

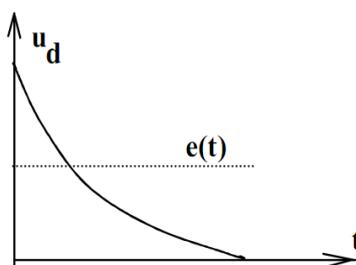


Figure A9. 3. Graphe d'une régulation à action dérivée

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : FALLAHSOHI 26/04/2011 (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)	DATE de SOUTENANCE :
Prénoms : Hossein	
TITRE : Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifique contrôlés par une commande avancée	
NATURE : Doctorat	Numéro d'ordre : 2011ISAL0034
Ecole doctorale : EEA (Electronique, Electronique, Automatique)	
Spécialité : énergie et systèmes	
<p>RESUME : Le contrôle précis des boucles de régulation existantes sur une machine frigorifique est essentiel à son bon fonctionnement. Il existe plusieurs méthodes de régulation parmi lesquelles on retrouve la plus ancienne et la plus connue : la commande PID (Proportionnelle, Intégrale et Dérivée). Malgré la simplicité apparente des relations mises en jeu, le régulateur PID est assez délicat à ajuster sur des processus présentant de fortes perturbations comme les installations frigorifiques. L'objectif du travail présenté est de mettre en œuvre une commande prédictive fonctionnelle (PFC) afin de réguler la surchauffe en sortie d'évaporateur, la pression de condensation et la puissance frigorifique sur une installation munie d'un compresseur à vitesse variable. L'utilisation d'une commande PFC nécessite de réaliser une prédiction de l'évolution à venir de la sortie du procédé. C'est un modèle interne qui fait office de modèle de connaissance. En assimilant le procédé à un système du premier ordre, la mise en œuvre de cette commande ne nécessite que trois paramètres : un gain statique, une constante de temps et un retard pur. L'originalité de la démarche développée a consisté à réaliser une modélisation physique de la machine afin de déterminer les paramètres précédents par une approche macroscopique. Une bibliothèque de modèles physiques a été élaborée permettant de simuler le comportement de différents évaporateurs, condenseurs, compresseurs ou vannes de détente. La commande développée a ensuite été implantée sur un automate industriel programmable et des expériences ont été réalisées sur deux machines différentes. La première est constituée de deux échangeurs à tubes et calandre et d'un compresseur à pistons, alors que la seconde comprend un évaporateur à plaques, une batterie à ailettes et un compresseur à vis. Les tests réalisés font tous ressortir que la commande PFC permet d'obtenir une température du frigoporteur très proche de la consigne désirée. Il s'avère également que la PFC est bien plus robuste vis à vis des perturbations que le PID. Ce comportement offre la possibilité de décaler les points de fonctionnement de la machine, comme par exemple une diminution de la surchauffe. Enfin les essais conduits montrent sur chacune des machines que le coefficient de performance de l'installation peut être notablement amélioré par l'utilisation d'une commande de type PFC</p>	
MOTS-CLES : système frigorifique, commande prédictive, modélisation thermique, économie d'énergie	
Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire Ampère de l'INSA de LYON, Laboratoire d'Energétique de l'ECAM de LYON	
Directeur de thèse: Xuefang LIN-SHI , Christophe CHANGENET	
Président de jury : Emmanuel GODOY	
Composition du jury : Laurence FOURNAISON (Directeur de recherche, Cemagref, Antony), Pascal STOUFFS (Directeur du laboratoire LaTEP, Pau), Emmanuel GODOY (Professeur, SUPELEC, Gif-sur-Yvette), Christophe LIGERET (Docteur, Schneider Electric, Grenoble), Sébastien PLACE (Ingénieur, EDF-R&D, Moret sur Loing), Xuefang LIN-SHI (Professeur, INSA, Lyon), Christophe CHANGENET (Responsable de la recherche, ECAM, Lyon)	

